

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

POHON PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU PRO TRANSPORT UHLÍ

DRIVE OF COAL TRANSPORT BELT CONVEYOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. KAMIL KLIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

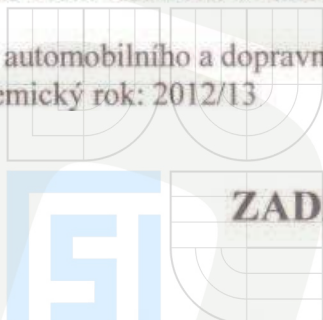
Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/13



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Kamil Kliš

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Pohon pásového dopravníku pro transport uhlí

v anglickém jazyce:

Drive of coal transport belt conveyor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte pohon pásového dopravníku pro transport uhlí.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte technickou zprávu obsahující zejména:

- rešeršní studii
- vlastní návrh rámu pohonu
- ověření kapacitních parametrů dopravníku
- veškeré další nezbytné výpočty - dle pokynů vedoucího DP

Nakreslete:

- projekční výkres rámu pohonu

Seznam odborné literatury:

ČSN ISO 5048 - Zařízení pro plynulou dopravu nákladů: Pásové dopravníky s nosnými válečky, Březen 1994

Polák, J.; Pavliška, J.; Sliva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava 2001; VŠB

Klímecký, O.; a kol.: Manipulace s materiálem. Ostrava 1988; VŠB



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 7.11.2012



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu pásového dopravníku pro transport uhlí. Práce obsahuje nezbytné výpočty dle norem potřebné k určení vhodných komponentů pásového dopravníku. Cílem diplomové práce bylo navrhnout pohon pásového dopravníku, všech jeho potřebných komponentů včetně návrhem rámu pohonu a vytvoření výkresové dokumentace.

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

KLÍČOVÁ SLOVA

pásový dopravník, válečková stolice, hnaný buben, vratný buben, dopravní pás, pohon pásového dopravníku

ABSTRACT

This diploma thesis deals with designing a drivetrain for a coal belt conveyor. Thesis contains necessary calculations according to norms needed for determining suitable components of a belt conveyor. The goal of this diploma thesis was to design a drivetrain for a belt conveyor, all its components including a frame of the drivetrain and to create drawing documentation.

KEYWORDS

belt conveyor, roller bench, driven drum, returning drum, conveying belt, belt conveyor drivetrain



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLÍŠ, K. *Pohon pásového dopravníku pro transport uhlí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2013

.....
Kamil Kliš



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za pomoc a cenné rady při vypracování diplomové práce.



OBSAH

Úvod	7
1 Pásový dopravník	8
1.1 Charakteristika pásového dopravníku	8
1.2 Rozdělení pásových dopravníků	8
2 Pásová doprava	9
2.1 Pásové dopravníky	9
2.1.1 Poháněcí stanice	9
2.1.2 Vratná stanice	12
2.1.3 Střední část	12
2.1.4 Pás	13
2.1.5 Podpěrná část pásu	14
2.1.6 Zatížení válečku	17
2.1.7 Klidnost toku těživa	17
2.1.8 Bubny	18
2.1.9 Pohony	19
2.1.10 Napínání pásu	22
3 Výpočet pásového dopravníku	25
3.1 Základní parametry	25
3.2 Úhel sklonu dopravníku	25
3.3 Výpočet dopravovaného množství	26
3.4 Volba rychlosti pásu	26
3.5 Požadovaný průřez náplně pásu	26
3.6 Volba šířky dopravního pásu	26
3.7 Teoretický průřez náplně dopravního pásu	27
3.8 Dopravní výkony	29
3.9 Obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu	30
3.10 Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku	35
3.11 Síly v pásu	36
3.12 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh	42
3.13 Výpočet brzd	42
4 Skutečné dopravované množství	44
4.1 Skutečná dopravovaná rychlost	44
4.2 Skutečné dopravované množství	44
5 Pevnostní výpočet hnacího bubnu	45
5.1 Síly působící na bubnu	45



5.2	Pevnostní výpočet pláště hnacího bubnu	46
5.3	Pevnostní výpočet hřídele hnacího bubnu	49
5.3.1	Kontrola hřídele na ohyb	49
5.3.2	Kontrola hřídele na krut	53
5.4	Kontrola životnosti ložisek hnaného i hnacího bubnu	54
6	Konstrukční řešení jednotlivých celků	56
6.1	Volba pohonu dopravníku	56
6.2	Návrh hnacího a vratného bubnu pásového dopravníku	59
6.3	Volba dopravního pásu	60
6.4	Konstrukce válečkových stolic	62
6.5	Volba stěračů	63
7	Montáž pohonné jednotky	64
8	Konstrukce pásového dopravníku	66
9	Návrh rámu pohonu	67
10	Pevnostní výpočet rámu pohonu	69
10.1	Vlastnosti materiálů	69
10.2	Prutový model	69
10.3	Zatěžovací stavy	70
10.4	Určení jednotlivých zatížení	72
10.5	Pevnostní výpočet	73
10.6	Zvětšený 3D model deformací	83
10.7	Vyhodnocení výsledků	83
	Závěr	84
	Seznam použitých zkratk a symbolů	87
	Seznam příloh	92



ÚVOD

Tématem diplomové práce bylo navrhnout pohon pásového dopravníku pro transport uhlí. Diplomová práce byla vypracována ve spolupráci se společností NOEN, a.s. Společnost NOEN, a.s. se zabývá projektováním strojů a zařízení pro povrchové dobývání nerostů, transportním zařízením, zařízením pro manipulaci s materiálem na složišti a zařízením pro skládková hospodářství sypkých hmot.

Pásové dopravníky jsou specializované strojní zařízení, neboli dopravní prostředky sloužící ke kontinuální přepravě sypkého materiálu nebo kusového zboží. Doprava může být zprostředkována ve vodorovném či mírně šikmém směru. Přepravy pomocí pásových dopravníků se využívá již od 19. století. První primitivní pásový dopravník byl vyvíjen v roce 1892 vynálezcem Thomasem Robinsnem. O devět let později vynálezce Sandvik vynalezl a zahájil výrobu ocelových pásových dopravníků. Nejdelsí přímý pásový dopravník tehdejší doby vytvořila francouzská společnost REI v roce 1972 v Nové Kaledonii v délce 13,8 km. Nejdelsí pásový dopravník na světě se nachází v Západní Sahare. Pásový dopravník délky 100 km slouží k přepravě fosfátu už více než 30 let.

V úvodu diplomové práce byla vypracována rešeršní studie. Rešeršní studie obsahuje charakteristiku a rozdělení pásových dopravníků. Dále v této části byly popsány jednotlivé celky pásového dopravníku, jejich konstrukční řešení, jednotlivá rozdělení a použití.

Ve druhé části práce byl proveden výpočet pásového dopravníku a ověření kapacitních parametrů pásového dopravníku. Z vypočtených hodnot byly dále voleny jednotlivé části pásového dopravníku, které jsou: válečkové stolice, hnací a hnaný buben, dopravní pás, čističe pásu a pohonná jednotka pásového dopravníku.

V poslední části diplomové práce byl proveden vlastní návrh jednotlivých profilů rámu pohonu pásového dopravníku. Po zvolení rozměrů jednotlivých profilů rámu pohonu byl vytvořen výpočtový model části pásového dopravníku. Následně byl proveden pevnostní výpočet a zhodnocení výsledků.



1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

1.1 CHARAKTERISTIKA PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Pásové dopravníky jsou nejrozšířenějším prostředkem kontinuální dopravy sypkých látek i kusového zboží, neboť mohou být použity pro široký rozsah dopravních výkonů a vzdáleností.

Pásové dopravníky mají celou řadu předností, které jsou například:

- vysoká dopravní rychlost,
- vysoké dopravní výkony,
- velké přepravní vzdálenosti,
- jednoduchou údržbu,
- jednoduchou konstrukci,
- malou spotřebu energie,
- umožňují nakládání a vykládání materiálu v kterémkoliv místě.

U pásového dopravníku dochází k omezení možností využití a to zejména při šikmé dopravě nebo při dopravě horkých materiálů. Podle druhu dopravovaného materiálu bývá maximální úhel stoupání 12° až 23° . Zvýšení úhlu stoupání pásového dopravníku je možné různými úpravami pásu například navulkanizováním opěrek různých druhů na pás, poté lze dosáhnout úhlu stoupání pásového dopravníku až do 45° . Pro dopravu horkých materiálů se nejčastěji používá dopravníků s ocelovým pásem.

1.2 ROZDĚLENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Rozdělení pásového dopravníku dle literatury [2] podle:

- tažného elementu:
 - dopravníky s gumovým pásem (nebo z PVC),
 - dopravníky s ocelovým pásem,
 - dopravníky s ocelogumovým pásem,
 - dopravníky s pásem z drátěného pletiva.
- provedení nosné konstrukce:
 - stabilní - nosná ocelová konstrukce je pevně spojena se základem,
 - pojízdné a přenosné - pro malé dopravní vzdálenosti a pro malá dopravní množství,
 - přestavitelné - jsou charakterizovány velkou dopravní rychlostí a velkou dopravní délkou.

Pásové dopravníky mohou být přemísťovány:

- paralelně,
- vějířovitě,
- podélně,
- kombinovaně.



2 PÁSOVÁ DOPRAVA

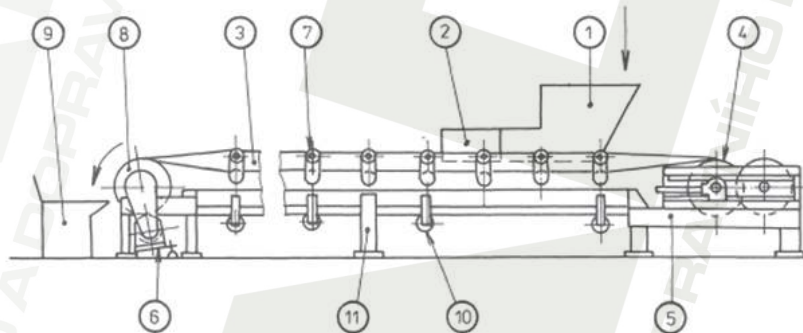
Pásová doprava v lomech je transportním systémem pro kontinuální podélné přemísťování vytěžených hmot.

2.1 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Hlavní části pásového dopravníku jsou:

- poháněcí stanice,
- napínací (vratná) stanice,
- střední část,
- dopravní pás.

Popis stabilního pásového dopravníku dle [2]:



Obr. 1 Schéma pásového dopravníku [2]

1 – násypka, 2 – boční vedení, 3 – dopravní pás, 4 – vratný buben, 5 – napínací stanice, 6 – pohon, 7 – horní válečková stolice, 8 – poháněcí buben, 9 – výsypka, 10 – dolní válečková stolice, 11 – nosná konstrukce.

Charakteristický element pásových dopravníků je dopravní pás. Podle základních funkčních vlastností pásu dělíme pásové dopravníky na:

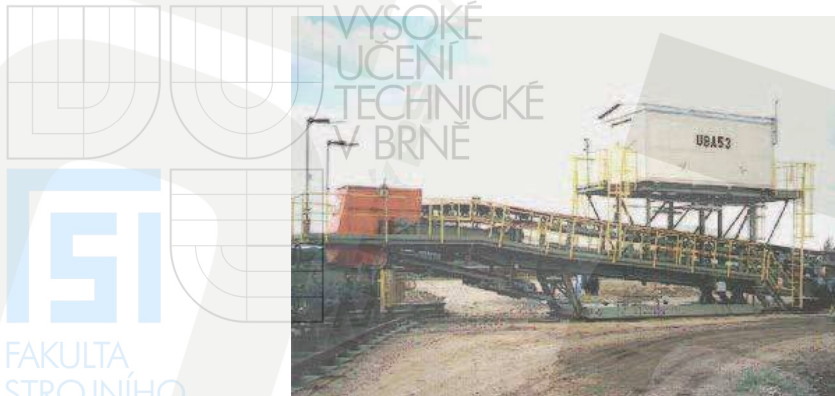
- pásové dopravníky – pás zde plní současně funkci tažného i nosného elementu,
- pásové dopravníky – pás zde plní funkci nosného elementu a lana nebo řetězy plní funkci tažného elementu.

2.1.1 POHÁNĚCÍ STANICE

Funkcí poháněcí stanice je zajistit spolehlivý přenos sil z pohonů do pásů. Poháněcí stanice (obr. 2) se skládá z následujících konstrukčních částí: ocelová konstrukce (příhradová nebo plnostěnná), podvozek nebo základová část, poháněcí jednotky, bubny (poháněcí, napínací, vratný), napínání, tlumící štít, čistící zařízení (stěrače), elektroinstalace aj. Vlastní vedení pásu je konstrukčně voleno s minimálním počtem bubnů. Napínání je situováno v místě nejmenšího tahu v pásu.

Poháněcí stanice lze rozdělit na:

- stabilní - umístěné na betonových základech,
- přesuvné - umístěné na podvozcích.



Obr. 2 Poháněcí stanice [3]

K přemísťování poháněcích stanic se používají podvozky, které můžeme rozdělit dle literatury [2] na:

- podvozky kolejové, které dále rozdělujeme na jednokolejnicové nebo dvoukolejnicové. Uspořádání podvozků je vahadlové a jsou otočné. Kolejové podvozky jsou nepoháněné, k přetažení se používají například buldozery. Směr přemísťování může být libovolný. Jsou univerzální a výhodou je, že mají relativně nízkou stavební výšku. Nevýhodou je větší náročnost na přípravu přemísťování a použití pomocné mechanizace.
- podvozky housenicové (obr. 3), které dále mohou být:
 - Stabilní - k přemísťování dochází zpravidla v jednom základním směru. Nevýhodou je větší stavební výška, velký podíl hmotnosti podvozku, větší složitost. Používají se pro přemísťování poháněcích stanic do šířek pásu 2 250 mm.
 - Mobilní - umožňují všesměrné přemísťování. Mobilní podvozek je dvouhousenicový s třibodovým uložením, uspořádání je vahadlové. Pohon housenic je zavěšenou planetovou skříní se dvěma hydromotory a dvěma hydrogenerátory poháněnými stabilním vznětovým motorem přes převod ozubenými koly. Ovládání je hydraulické a elektrické. Plošina sloužící k uložení poháněcích stanic je vedena centrálním čepem, který přenáší horizontální zatížení. Plošina je podepřena třemi horizontálními válci, z nichž jeden je poháněn a celá se může na těchto válcích natáčet o 360° pouze bez zatížení. Plošina je zvedána čtyřmi hydraulickými válci uloženými v otvorech příčnicku. Dále má uchycovací háky, které jsou ovládány horizontálními hydraulickými válci. Výhodou je velká nosnost, všesměrná pohyblivost, vysoká přepravní rychlost. Nevýhodami jsou vyšší hmotnost, větší stavební výška. Používají se pro přemísťování poháněcích stanic do šířek pásu 1 600 mm.

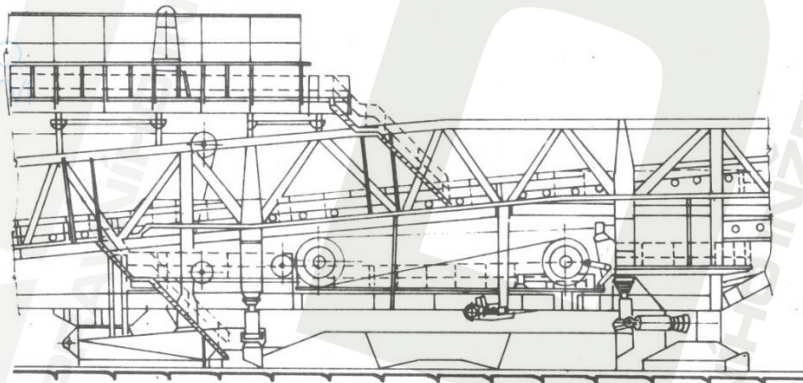
Na povrchových dolech je přemísťování poháněcích stanic z technického hlediska velmi problematické z důvodu nízké únosnosti pojezdové pláň.



Obr. 3 Housenicový podvozek [4]

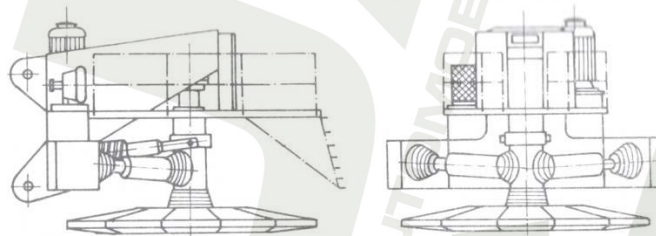


- podvozky kráčivé - mohou mít následující provedení:
 - pevný kráčivý podvozek (obr. 4) – skládá se z opěrného středního pontonu. K pontonu jsou upevněny tři zvedací válce a tři pohybové válce. Válce jsou druhým koncem připojeny k nosné konstrukci poháněcí stanice. Ponton s válci lze demontovat a přemístit na jiné místo. Poháněcí stanice za provozu pak spočívá na předním a zadním pontonu, které jsou pevně spojeny s konstrukcí. Používají se pro přemísťování poháněcích stanic do šířek pásu až 3 000 mm a stanic s největšími hmotnostmi.



Obr. 4 Pevný kráčivý podvozek [2]

- odnímatelné kráčivé jednotky (obr. 5) - se při přemísťování poháněcích stanic připojují bočně k opěrnému pontonu. Většinou se používají dva nebo čtyři a mají symetrické uspořádání. Odnímatelné kráčivé jednotky se skládají ze zvedacího hydraulického válce a připojených dvou pohybových hydraulických válců a opěrného kruhového pontonu. Na nosném rámu jsou uchyceny válce a rám se jako celek připojuje k opěrnému pontonu poháněcí stanice. Při přemísťování se napájení elektrickou energií řeší buď z dieselařegátů, nebo kabelového vozu. K výhodám patří: umístění mimo poháněcí stanici, poměrně jednoduchá montáž i demontáž, možnost výhodného uspořádání opěrného pontonu poháněcí stanice a nízké střední měrné tlaky na pojezdovou pláň. Nevýhody jsou: složitější řízení, omezená únosnost, větší prostorové nároky. Používají se pro přemísťování poháněcích stanic do šířek pásu 1 600 až 2 200 mm.



Obr. 5 Odnímatelný kráčivý podvozek [2]

Nedílnou součástí poháněcích stanic používaných většinou na povrchových hnědouhelných dolech, jsou náběhové díly (obr. 6). Funkcí náběhového dílu je zajistit spolehlivé vedení pásu a vyrovnávat výškové rozdíly. Do náběhových dílů se také umísťují rezervy.



Náběhový díl se skládá z ocelové konstrukce (příhradové nebo plnostěnné), základové části, nebo kolejového podvozku.

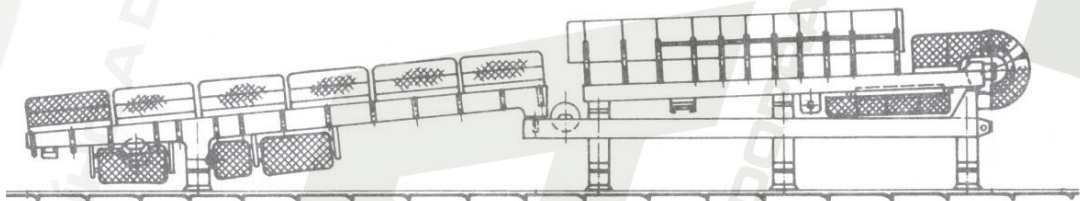


Obr. 6 Náběhový díl [2]

2.1.2 VRATNÁ STANICE

Funkcí vratné stanice je zajistit změnu směru pásu, nebo zajistit přenos sil z pohonu na pás, v případě poháněného provedení.

Vratná stanice (obr. 7) se skládá z následujících konstrukčních částí: ocelová konstrukce (zpravidla plnostěnná), základová část, nebo podvozek, bubny (vratný, odváděcí, poháněcí), dopadové místo, násypka, čistící zařízení, eventuálně poháněcí jednotky a elektroinstalace.



Obr. 7 Vratná stanice [2]

Vratné stanice lze rozdělit dle literatury [2]:

- stabilní - jsou umístěné na betonových základech nebo pontonech,
- přesuvné - jsou umístěné na pontonech nebo kolejových podvozcích.

Vratné stanice mají oproti stanicím poháněcím podstatně menší hmotnost a rozměry, proto se pro technologické přemísťování zpravidla používá pontonů, kolejových podvozků a odnímatelných kráčivých jednotek. Pro přemísťování poháněných vratných stanic o hmotnosti 180 až 210 t se používají také mobilní housnicové podvozky.

Nedílnou součástí vratných stanic je kotvení, které se provádí přes řetězový kladkostroj na kotvící bedny, betonové základy, piloty.

2.1.3 STŘEDNÍ ČÁST

Střední část pásového dopravníku se skládá z jednotlivých kompletních středních dílů, které musí plnit takovou funkci, aby v požadovaném ložném profilu podpíraly horní a dolní větev pásu, zajistily správné vedení pásu a umožňovaly provádět požadované technologické funkce. Střední díl se skládá z ocelové konstrukce, pražců, horní a spodní válečkové stolice a příslušenství.



Střední díl lze rozdělit dle [2] na:

- nenávazné,
- návazné.

Nenávazné střední díly se používají u přesuvných i stabilních pásových dopravníků. Výhodou je snadnější vyrovnání trasy ve vertikálním i horizontálním směru. Návazné střední díly se používají u přesuvných pásových dopravníků.

Přesun pásového dopravníku podle systému a konstrukčního uspořádání dle literatury [2] může být:

- přetržitý,
- plynulý.

Nejrozšířenější způsob přesunu pásových dopravníků na lomech je plynulý (deformační). Podstatou je použití deformačního členu (kolejnic), kloubově spojeného prostřednictvím ocelových práčů se středními díly.

2.1.4 Pás

Dopravní pás (obr. 8) u klasických pásových dopravníků plní funkci tažného a nosného elementu. Přitom je na dopravní pás kladena celá řada požadavků, kterými jsou především vysoká pevnost v tahu, vysoká odolnost proti průrazům a otěru, dostatečná elasticita, malá průtažnost, velká životnost a odolnost proti povětrnostním vlivům.

Na ekonomiku pásové dopravy má rozhodující význam správná volba typu a provedení pásu, protože náklady na vlastní pás představují u pásových dopravníků na lomech 15 až 35 %.

Dopravní pás dle literatury [2] se v podstatě skládá z následujících částí, které jsou vzájemně spojeny vulkanizací v jeden homogenní celek:

- a) nosná kostra - přenáší všechna zatížení působící na pás a je nejvíce namáhanou částí. Nejčastěji je vytvořena z textilních vložek nebo ocelových lanek. Dále jsou pásy z nosnou klostrou, které jsou buď tvořeny z jedné, nebo dvou vrstev kordu (oproti pásům textilním mají menší průtažnost), nebo jedné nebo dvou mnohovrstvových vložek speciálně tkaných (mají velkou odolnost proti průrazům),
- b) krycí vrstva umístěná v horní a spodní straně pásu - chrání nosnou konstrukci pásu před mechanickým poškozením a otěrem. Krycí vrstvy s nosnou klostrou se podílí na přenosu sil z poháněcích bubnů a zvyšují odolnost pásu proti průrazům. Krycí vrstvy jsou vyrobeny z velmi kvalitní gumy, kde hlavní složku tvoří přírodní kaučuk,
- c) ochranné okraje - chrání boční strany nosné kostry pásu před mechanickým poškozením a otěrem. Vyrábí se ze stejného materiálu jako krycí vrstvy,
- d) protiprůrazové vrstvy - které zvyšují pevnost pásu proti průrazům. U textilních pásů se používají kombinované textilní vložky, jedna nebo dvě vrstvy příčných vláken, gumové nárazníky aj. Umísťují se nad, pod nebo z obou stran nosné kostry pásu. Nejefektivnější je použití po jedné protiprůrazové vložce z obou stran nosné kostry pásu. U ocelolankových pásů použití textilních protiprůrazových vložek není účinné. Pro zvýšení odolnosti proti průrazům se používá speciální vrstva vláken.



Obr. 8 Dopravní pás [2]

Vlastnosti a správná volba typu pásu rozhodujícím způsobem ovlivňují vlastní konstrukci a provoz pásových dopravníků.

Při konstrukci a provozním použití pásových dopravníků je nutné řešit vedení pásu tak, aby velikost poměrného prodloužení krajních vláken pásu nepřekročila dovolené hodnoty. V podstatě se jedná o správné stanovení poloměru konvexních a konkávních oblouků a délek náběhu pásu na bubny.

2.1.5 PODPĚRNÁ ČÁST PÁSU

Do podpěrné části pásu se zahrnují:

- válečkové stolice,
- bubny na poháněcí a vratné stanici.

Válečková stolice se skládá z vlastních válečků, nosné konstrukce nebo spojovacích a závěsných elementů.

Válečkové stolice dělíme dle [2] na:

- pevné – válečky jsou pevně uloženy v kozlících, které jsou umístěné na pražci připevněném ke konstrukci středního dílu,
- girlandové - válečky jsou mezi sebou vzájemně spojeny pohyblivě a zavěšeny na konstrukci středního dílu.

Dále se válečkové stolice rozdělují dle literatury [2] podle:

- a) funkce:
 - a. nosné,
 - b. dopadové,
 - c. přechodové,
 - d. regulační,
- b) uspořádání:
 - a. korýtkové,
 - b. rovné,
- c) umístění ve střední části:
 - a. horní,
 - b. dolní.

Válečky představují podstatnou část mechanických prvků pásového dopravníku. Z výrobního a provozního hlediska se požaduje u válečků jednoduchá výroba, nízká cena,

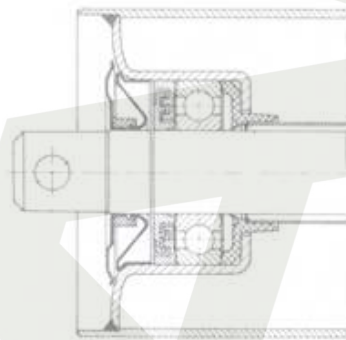


vysoká provozní spolehlivost, minimální odpory proti pohybu, nízká hmotnost a dlouhá životnost.

Válečky se dle konstrukce rozdělují:

- s pevnou osou - vnitřní kroužek valivého ložiska podstatě stojí,
- s otočnou osou - pevně uložený vnější kroužek valivého ložiska.

Válečky s pevnou osou se dle [2] zpravidla používají na povrchových hnědouhelných dolech. Skládají se z pláště, čel, těsnění ložiskových komor, ložisek a osy (obr. 9). Provozní spolehlivost a životnost válečků je především dána životností ložisek. Příčinou nízké životnosti ložisek je nedostatečné utěsnění ložiskové komory a použití nevhodného maziva. Nejčastěji se používá labyrintové těsnění. U válečku pro pásovou dopravu se většinou používají valivá kuličková, jednořadá ložiska. Osa válečku je plná nebo trubková s navařenými koncovými čepy. Plášť válečků je vyrobena z ocelové svařované nebo bezešvé trubky. Pláště ze svařovaných trubek mají přesnější rozměry a vyžadují kvalitní pevnostní svár. Pláště z bezešvých trubek mají rozměrové nežádoucí nepřesnosti, vykazují velkou házivost a nevyváženost. Čela válečků jsou ocelová nebo litinová. Spojení čela s pláštěm je provedeno svárem.

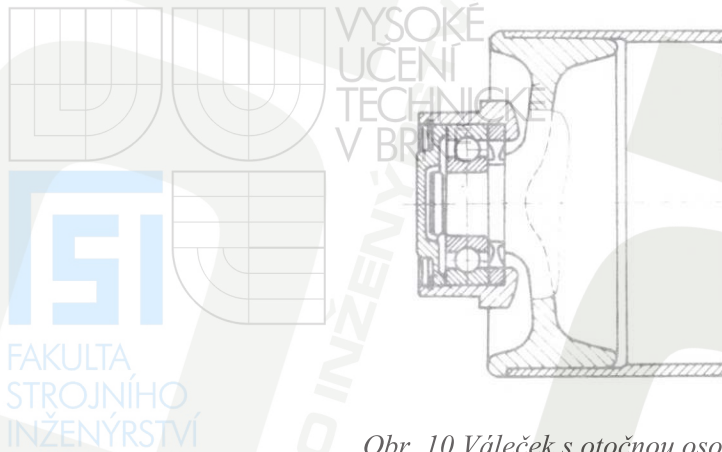


Obr. 9 Váleček s pevnou osou [2]

Válečky pro pásové dopravníky na povrchových hnědouhelných dolech se používají s trvalou tukovou náplní. Požadavek na životnost náplně je 5 let. Podle funkce se používají u pásové dopravy válečky:

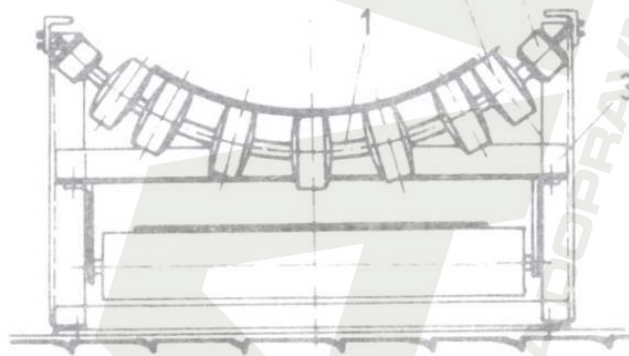
- nosné hladké,
- nosné diskové,
- dopadové.

Váleček s otočnou osou se dle [2] skládá z pláště čel s čepy, ložiskových vík a ložisek (obr. 10). Tento typ vyžaduje velmi přesnou výrobu, větší dimenzi a přesné vyrovnání ložisek v ložiskových víkách, obtížnější uložení ve válečkové stolici. Oproti válečkům s pevnou osou mají větší rotační odpory. Válečky s otočnou osou se na povrchových dolech prakticky vůbec nepoužívají.



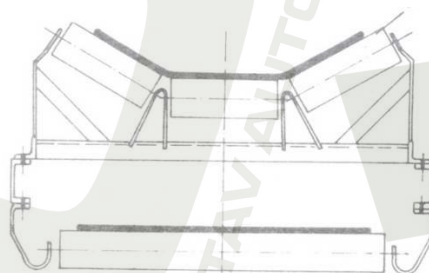
Obr. 10 Váleček s otočnou osou [2]

Válečky s pružnou otočnou osou jsou dle literatury [2] gumové, pevně přivulkanizované k ocelovému lanu, zavěšenému otočně hlavicemi na konstrukci středních dílů (obr. 11). Při běhu pásu se otáčejí válečky spolu s lanem. Výhodou tohoto provedení jsou úspory hmotnosti ložisek a menší opotřebení pásu. Nevýhodou je podstatně větší rotační odpor, který dosahuje až dvoujnásobku obvyklých hodnot.



Obr. 11 Váleček s pružnou otočnou osou [2]

Válečková stolice pevná (obr. 12) se skládá z válečků, jejichž osy jsou pevně uloženy ve výřezích v kozlících, umístěné na pražcích vyrobených z trubek nebo válcovaných profilů. Pražce jsou prohnuty za účelem snížení konstrukční výšky středních dílů a klopných momentů válečkových stolic. Pražce se ke konstrukci středních dílů připojují šroubovým spojením. Pevné válečkové horní stolice jsou nejčastěji provedené jako tříválečkové se stejnou délkou válečků, a spodní stolice jako dvouválečkové korytkové. Pro regulaci přímosti běhu pásu se používají horní a dolní samostavné stolice.

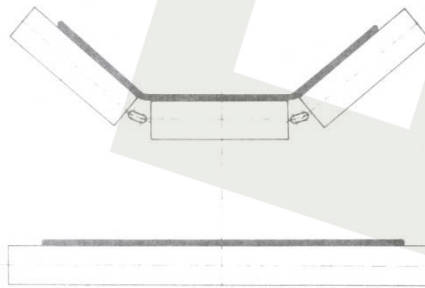


Obr. 12 Válečková stolice pevná [2]



Válečkové stolice girlandové (obr. 13) se používají u pásových dopravníků na povrchových hnědouhelných dolech. Oproti válečkové stolici pevné mají určité výhody: snižují dynamické účinky těživa při přechodu přes stolice, umožňují vytvořit vysoký sklon bočních válečků, lépe podepírají pás, mají menší hmotnost, umožňují mechanizovanou výměnu. Girlandové válečkové stolice se skládají z válečků vzájemně mezi sebou pohyblivě propojených spojovacími elementy a zavěšenými pomocí závěsných elementů na konstrukci středních dílů. Válečky jsou spojeny lanem provlečeným dutou osou válečků, nebo pomocí různých kulových a kloubových spojů. Zavěšení girlandové válečkové stolice na konstrukci středních dílů máme dvojího druhu:

- pevně - prostřednictvím různých elementů,
- pružně - přes gumové silentbloky nebo s použitím závěsů přímo na lanech.



Obr. 13 Válečková stolice girlandová [2]

2.1.6 ZATÍŽENÍ VÁLEČKŮ

Při dimenzování válečků se provádí pouze pevnostní výpočet osy, určení průhybu osy pod ložiskem pro stanovení maximální zatížitelnosti válečku a výpočet potřebné dynamické únosnosti ložisek. Pro dimenzování válečků je nutné stanovit: statické zatížení, zatěžovací soubor, dynamický součinitel, základní trvanlivost a dovolené naklopení kroužku ložisek.

Na válečkovou stolici působí zatížení od hmotnosti těživa, pásu, vlastních válečků a v některých případech zatížení od tahu pásu.

Statické zatížení válečků se stanoví na základě jmenovitých hodnot vypočtených dle ČSN ISO 5048. Dopravované množství těživa je ve skutečnosti menší a výpočet statického zatížení válečků je pak předimenzovaný, proto je zapotřebí korigovat velikost zatížení válečků od těživa.

Při přechodu těživa, zejména kusovitého, přes válečkové stolice dochází k šikmému excentrickému rázu, charakterizovanému krátkodobým působením velké rázové síly a rotací kusů, což vyvolává dodatečné třecí síly mezi kusem a pásem. Snižít velikost rázové síly můžeme zvětšením tahu v pásu a snížením hmotnosti válečkových stolic použitím girlandových stolic.

2.1.7 KLIDNOST TOKU TĚŽIVA

Těživo při přechodu přes válečkové stolice není ve stálém kontaktu s pásem. Dochází k jeho odpoutání a zpětnému dopadu na pás. Mezní dopravní rychlost, při které dochází k odpoutání těživa, plyne z podmínky, že poloměr křivosti vrhové paraboly těživa při přechodu

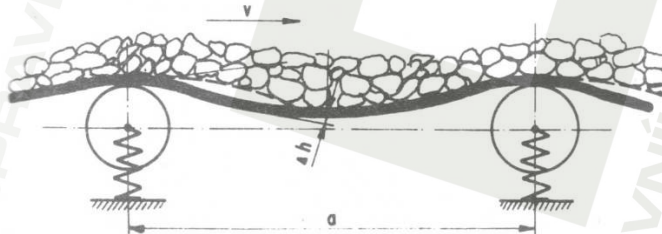


přes váleček je rovna nebo větší než poloměr válečku včetně tloušťky pásu. Při rychlostech používaných u pásových dopravníků na povrchových hnědouhelných dolech je nutné vždy počítat s odpoutáním těživa od pásu při přechodu přes válečkové stolice a jeho zpětným dopadem. Klidnost toku těživa je definována jako maximální výška, o kterou se odpoutá těživo od pásu při přechodu přes válečkovou stolicí (obr. 14). Vlastní teoretické řešení lze provést pro dva krajní případy:

- plynulý tok těživa,
- osamělý kus.

Pro řešení problematiky klidnosti toku těživa je rozhodující použití:

- sdužených girlandových válečkových stolic,
- vyšších tahů v pásu.



Obr. 14 Klidnost toku těživa [2]

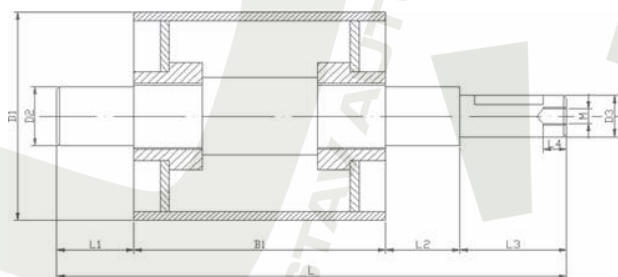
2.1.8 BUBNY

Podle funkce lze rozdělit bubny dle literatury [2] na:

- poháněcí - přenášející síly z pohonu do pásu,
- vratné - mění směr běhu pásu,
- napínací - přenášející síly z napínacího zařízení do pásu,
- obváděcí - zajišťují vedení pásu.

Z hlediska konstrukčního provedení lze bubny rozdělit dle [2] do dvou skupin:

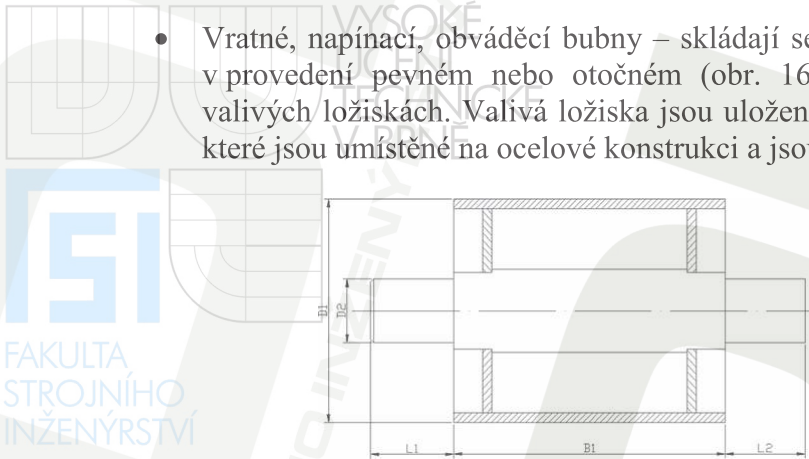
- poháněcí bubny - skládají se z pláště, čel s náboji a hřídele (obr. 15). Plášť bubnu je zkroužen z plechu. Čela bubnu bývají zpravidla provedena jako tuhá nebo poddajná. Hřídel je průběžná, spojení s náboji je lisované, nebo pomocí upínacích kroužků, upínacích kuželových pouzder, per aj. Konce hřídele jsou provedeny pro spojení s poháněcími jednotkami.



Obr. 15 Poháněcí bubny [5]



- Vratné, napínací, obvodící bubny – skládají se z pláště, čel s náboji a osy v provedení pevném nebo otočném (obr. 16). Bubny jsou uloženy na valivých ložiskách. Valivá ložiska jsou uložena v ložiskových jednotkách, které jsou umístěny na ocelové konstrukci a jsou stavitelné pomocí šroubů.



Obr. 16 Vratný buben [6]

2.1.9 POHONY

Funkcí pohonu pásového dopravníku je uvést pás do rovnoměrného pohybu s jmenovitou dopravní rychlostí a udržet jej v ustáleném chodu. Pohon pásového dopravníku může být využíván i při brždění pásu.

U pásových dopravníků se nejčastěji používají pohony třecí. Přenos poháněcí síly z pohonu na pás je třením. Podle provedení a umístění poháněcích elementů jsou pohony dle literatury [2]:

- bubnové - poháněcí bubny jsou umístěny v přední nebo zadní části pásového dopravníku nebo jsou umístěny kombinovaně,
- parciální - s poháněcími vloženými pásy, válečky nebo kotouči umístěnými ve středních částech pásového dopravníku.

BUBNOVÉ POHONY

Rozdělení bubnových pohonů u pásového dopravníku podle počtu a umístění bubnů dle literatury [2] může být (obr. 17):

- jednobubnové,
- dvoububnové,
- tříbubnové,
- s mezipohony.



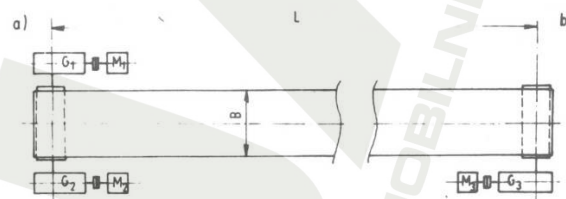
Obr. 17 Rozdělení pohonů [2]

a – b – jednobubnové, c – d – dvoububnové, e – h – tříbubnové, i – j – s mezipohony

U pásových dopravníků na lomech se nejčastěji používá dvoububnový pohon.

Konstrukce bubnového pohonu se skládá z poháněcího bubnu ve spojení s jednou nebo dvěma poháněcími jednotkami. Provedení bubnového pohonu může být (obr. 18):

- jednostranné,
- dvoustranné.



Obr. 18 Provedení bubnového pohonu a) oboustranné, b) jednostranné [2]

Poháněcí jednotka je většinou v zavěšeném provedení. Příslušná skupina hnacích částí je umístěná na společném rámu a převodovka je z jedné strany spojena s poháněcím bubnem, druhý konec rámu je kloubově zavěšen na ocelové konstrukci. Zavěšení je výhodné z hlediska montáže i demontáže. Poháněcí jednotka se dle literatury [2] skládá z následujících částí:

- elektromotor asynchronní s kotvou nakrátko nebo s kroužkovou kotvou,
- kuželočelní převodovka dvoustupňová nebo třístupňová. V případě potřeby je součástí převodovky zpětná válečková nebo odstředivá brzda zamezující zpětný pohyb,



- pružná spojka s brzdným kotoučem,
- čelist'ová nebo kotoučová brzda,
- rozběhová spojka. Většinou se používají hydraulické a regulační, v menší míře elektromagnetické nebo práškové.

Základní rozdělení poháněcích jednotek podle způsobu rozběhu u pásových dopravníků na lomech je:

- bez rozběhových spojek,
- s rozběhovými spojkami.

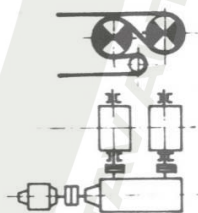
U poháněcích jednotek bez rozběhové spojky se používá asynchronní elektromotor s kroužkovou kotvou a s víceúhňovým odporovým spouštěčem. Plynulost rozběhu závisí na počtu použitých spouštěcích stupňů. Výhody poháněcích jednotek bez rozběhové spojky: stabilita charakteristiky, jednodušší mechanická část. Nevýhody: rozběh zatíženého elektromotoru, malá tlumící schopnost rázu, stupňový rozběh.

Poháněcí jednotka s rozběhovou spojkou je opatřena asynchronním elektromotorem s kotvou nakrátko a s regulační hydraulickou spojkou. Činný prostor spojky je bez kapaliny a elektromotor se rozbíhá prakticky nezatížen s přebytkem hnacího momentu a s minimální dobou rozběhu. Po ukončení rozběhu se činný prostor spojky elektromotoru začne zaplňovat a elektromotor je postupně zatěžován rostoucím momentem. Moment přenášený spojkou je větší, a proto dochází k poklesu otáček elektromotoru. V další fázi pokračujícím zaplňováním prostoru spojky dochází k vlastnímu rozběhu pásového dopravníku. V dalším průběhu rozběhu pak dochází k poklesu momentu přenášeného spojkou, který je nyní menší než moment elektromotoru, a proto dochází ke zvyšování jeho otáček. Výhody poháněcí jednotky s rozběhovou spojkou jsou: rozběh nezatíženého elektromotoru, zcela plynulý rozběh, vysoká tlumící schopnost rázu. Nevýhody: nestabilita charakteristiky, složitější mechanická část, nutnost pečlivé údržby.

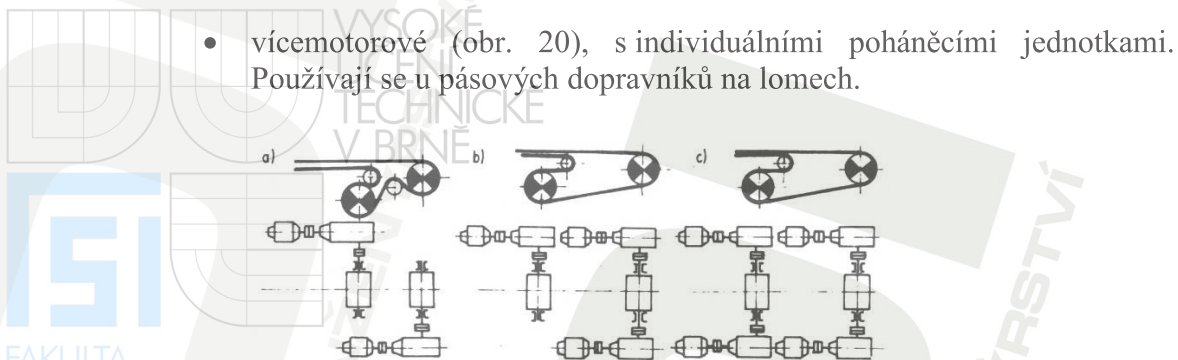
Nejčastěji se na lomech u pásových dopravníků používají poháněcí jednotky bez rozběhových spojek a to pro všechny výkony.

U pásových dopravníků se nejčastěji používají dvoububnové pohony, které mohou být provedeny dle literatury [2] jako:

- jednomotorové (obr. 19),
 - s tuhým mechanickým převodem mezi hřídelemi obou poháněcích bubnů,
 - s vyrovnávacím převodem mezi hřídeli obou poháněcích bubnů,



Obr. 19 Dvoububnový jednomotorový pohon [2]

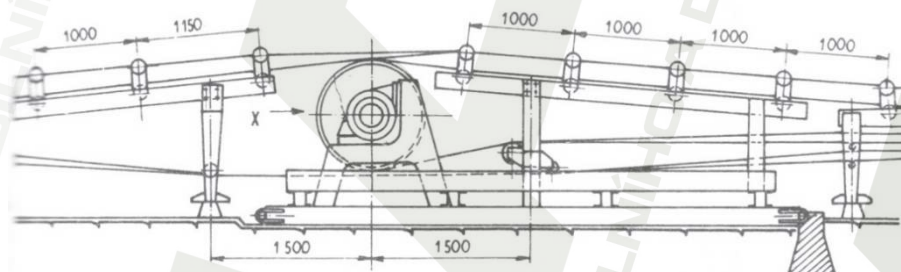


Obr. 20 Dvoububnové vícemotorové pohony a) dvumotorový pohon, b) třímotorový pohon, c) čtyřmotorový pohon [2]

PARCIÁLNÍ POHONY

Jsou pohony pásových dopravníků s poháněcími válečky, kotouči nebo vloženými pásy, které mají vlastní pohon a jsou umístěny ve střední části pásového dopravníku (obr. 21). Za nejpříjemnější řešení parciálního pohonu lze považovat princip s použitím vložených pásů.

Parciální pohon s vloženým třecím pásem je konstrukčně jednoduchý. Jedná se o vložení kratšího pásu do konstrukce pásového dopravníku. Vložený kratší pás má vlastní poháněcí a vratnou stanici s napínáním, které se umísťují místo dvou středních dílů hlavního dopravníku. Přenos síly z vloženého pásu do hlavního je dán velikostí přítláčné síly a součinitelem tření mezi pásy. Pro přenos síly slouží horní větev pásu, za určitých předpokladů lze používat i spodní větev.



Obr. 21 Parciální pohon [2]

2.1.10 NAPÍNÁNÍ PÁSU

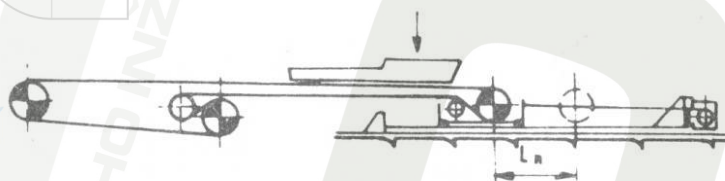
Pro zajištění spolehlivého přenosu sil z pohonu na pás ve všech jeho provozních fázích je nutné v daných podmínkách dodržovat příslušnou velikost předpětí pásu. Pro tyto účely se používá napínací zařízení, které má následující hlavní funkce:

- udržovat správnou hodnotu předpětí,
- umožnit dosažení správné velikosti předpětí při změnách přenosových poměrů na poháněcích bubnech,
- vytvořit dostatečnou rezervu v délce napínací dráhy pro vyrovnání trvalých deformací pásu.



Dle činnosti napínacího zařízení dělíme napínací zařízení na:

- napínací zařízení vyrovnávající trvalé prodloužení pásu (obr. 22), kde napínací buben při provozu nemění svoji polohu. Nastavení potřebného předpětí pásu se nastavuje mimo provoz dopravníku. Napínací buben je uložen kluzně ve vodítkách a potřebná napínací síla je vyvozena šrouby, hydraulickými válci, kladkostroji nebo lanovými vrátky.



Obr. 22 Napínací zařízení vyrovnávající trvalé prodloužení pásu [2]

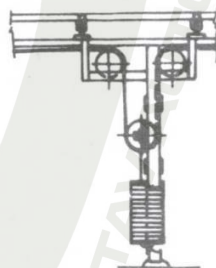
- napínací zařízení vyrovnávající trvalé i pružné prodloužení pásu (obr. 23), kdy napínací buben během provozu mění svoji polohu, a záleží na pracovním režimu. Umisťuje se za poháněcí buben. Napínací buben je umístěn na pohyblivém vozíku a jeho ovládání je samočinné nebo automatické.



Obr. 23 Napínací zařízení vyrovnávající trvalé i pružné prodloužení pásu [2]

U pásových dopravníků na lomech se používají následující způsoby napínání pásu:

- napínání gravitační (závažím) - pracuje samočinně, je konstrukčně nejjednodušší a provozně nejspolehlivější (obr. 24). Udržuje stálou napínací sílu ve všech režimech provozu. Používá se především pro stabilní pásové dopravníky. Nevýhody gravitačního napínání jsou: neumožňuje zvětšení napínací síly při rozběhu pásového dopravníku a vyžaduje poměrně velké věže pro umístění závaží.

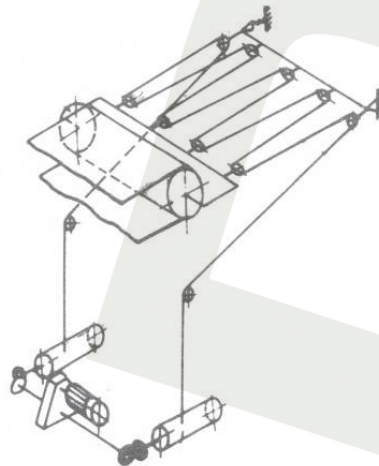


Obr. 24 Napínání gravitační [2]



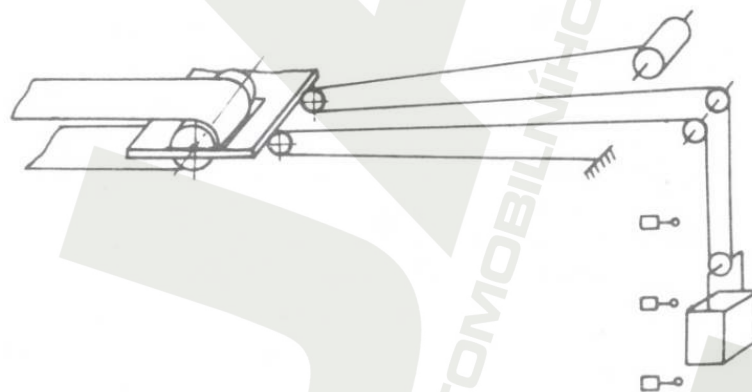
- napínání lanovým vrátkem - umožňuje zvýšení napínací síly při rozběhu i při provozu pásového dopravníku (obr. 25). Napínací zařízení s lanovým vrátkem lze regulovat ručně nebo automaticky. V případě použití automatického řízení se používají dva základní principy ovládní napínací síly:

- impulsní,
- nadkritickou napínací rychlostí.



Obr. 25 Napínání lanovým vrátkem [2]

- kombinované napínání - kombinace gravitačního a lanového napínání. V lanovém převodu je zařazeno závaží, které vykonává funkci normálového gravitačního napínání. Lanový vrátek pak slouží k vymezení délky protažení pásu a ke zmenšení potřebné napínací dráhy závaží (obr. 26).



Obr. 26 Kombinované napínání [2]



3 VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

3.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

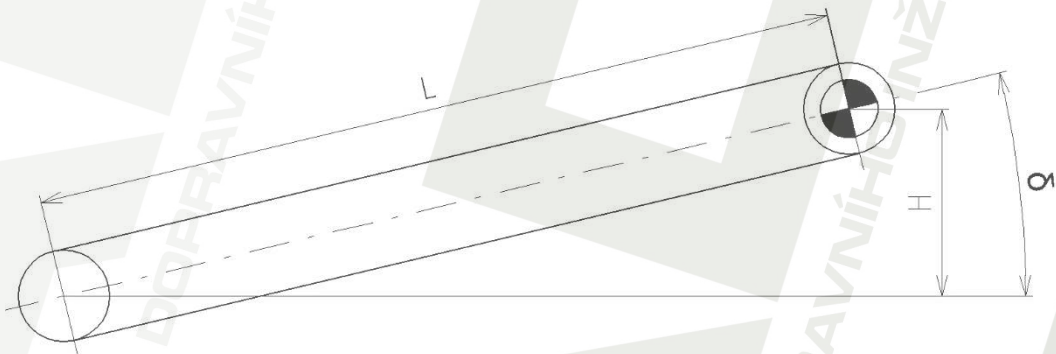
Dopravovaný objem: $l_v = 960 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Sypná hmotnost: $\rho = 750 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Délka dopravy: $L = 150 \text{ m}$

Převýšení: $H = 34 \text{ m}$

3.2 ÚHEL SKLONU DOPRAVNÍKU



Obr. 27 Úhel sklonu dopravníku

$$\sin \delta = \frac{H}{L} [^\circ] \quad (1)$$

$$\delta = \arcsin \frac{34}{150}$$

$$\delta = 13,1^\circ$$

Podmínka:

$$\delta \leq 18^\circ$$

$$13,1^\circ \leq 18^\circ$$

kde:

L	[m]	délka dopravníku
H	[m]	dopravní výška
δ	[$^\circ$]	úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu

Podmínka vyhovuje, jelikož vypočtený úhel sklonu pásového dopravníku je menší než 18° , což dle normy ISO 5048 obecně představuje horní mez pro dopravníky s hladkým dopravním pásem.



3.3 VÝPOČET DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$Q = l_v \cdot \rho \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (2)$$

$$Q = 960 \cdot 750$$

$$Q = 720\,000 \text{ kg} \cdot h^{-1} = 720 \text{ t} \cdot h^{-1}$$

kde:

l_v [m³·h⁻¹] dopravovaný objem
 ρ [kg·m⁻³] sypná hmotnost dopravované hmoty

3.4 VOLBA RYCHLOSTI PÁSU

Dle literatury [7] jsou jmenovité rychlosti dopravního pásu:

Tab. 1 Jmenovité rychlosti dopravníkového pásu [7]

Jmenovité rychlosti dopravního pásu [m·s ⁻¹]									
0,1	0,16	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25
1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	

Zvolená rychlost dopravního pásu $v = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

3.5 POŽADOVANÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

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

$$S_p = \frac{720}{3,6 \cdot 2,5 \cdot 750 \cdot 0,72}$$

$$S_p = 0,1482 \text{ m}^2$$

kde:

k_φ [-] součinitel plnění pásu, dle literatury [10] $k_\varphi \in (0,7; 0,9)$,
 zvoleno $k_\varphi = 0,72$

3.6 VOLBA ŠÍŘKY DOPRAVNÍHO PÁSU

Dle literatury [8] jsou jmenovité šířky dopravního pásu:

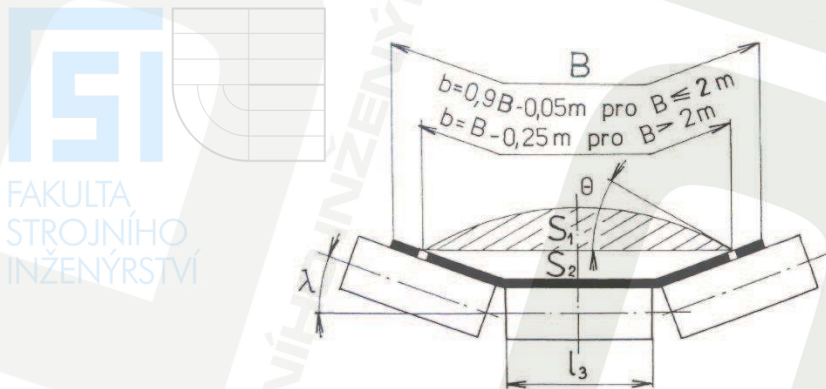
Tab. 2 Jmenovité šířky dopravního pásu [8]

Jmenovité šířky dopravního pásu [mm]				
400	500	650	800	1 000
1 200	1 400	1 600	1 800	2 000

Zvolená šířka pásu 1 200 mm = B = 1,2 m

3.7 TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ DOPRAVNÍHO PÁSU

V horní větvi pásového dopravníku, dle zvolené šířky dopravního pásu, byla zvolena tříválečková stolice.



Obr. 28 Průřez náplně pásu tříválečkové stolice [9]

VYUŽITÁ LOŽNÁ ŠÍŘKA PÁSU

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \text{ [m]} \quad (4)$$

$$b = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05$$

$$b = 1,03 \text{ m}$$

ZÁKLADNA PRŮŘEZU NÁPLNĚ

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda + l_3 \cdot (1 - \cos \lambda) \text{ [m]} \quad (5)$$

$$b_1 = 1,03 \cdot \cos 30^\circ + 0,465 \cdot (1 - \cos 30^\circ)$$

$$b_1 = 0,9543 \text{ m}$$

kde:

l_3 [m] délka středního válečku, dle tab. 3 $l_3 = 0,465 \text{ m}$
 λ [°] úhel sklonu bočních válečků korýtkových válečkových stolic.
 Dle literatury [9] úhel sklonu $\lambda = 30^\circ$.

Tab. 3 Rozměry válečků v horní větvi dopravníku [11]

Pro typ stolice a šířku pásu:		Název – rozměr: Vál. hl. 89×L/6305	Označení	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
				L1	L2	rot. dílů	celková
	800	89×315 / 6305	3-21174-06165	323	341	3,3	5,0
	1000	89×380 / 6305	3-21174-06170	388	406	3,9	5,8
	1200	89×465 / 6305	3-21174-06121	473	491	4,6	6,9
	1400	89×530 / 6305	3-21174-06158	538	556	5,1	7,7
800		89×950 / 6305	3-21174-06125	958	996	8,6	13,0
1000		89×1150 / 6305	3-21174-06126	1158	1196	10,3	15,5
1200		89×1400 / 6305	3-21174-06128	1408	1446	12,4	18,7
1400		89×1600 / 6305	3-21174-06130	1608	1646	14,1	21,2

**DYNAMICKÝ SYPNÝ ÚHEL**

$$\theta = 0,75 \cdot \alpha [^{\circ}]$$

$$\theta = 0,75 \cdot 30^{\circ}$$

$$\theta = 22,5^{\circ}$$

kde:

 α [$^{\circ}$]sypný úhel materiálu, dle literatury [1] $\alpha = 30^{\circ}$

(6)

PRŮŘEZ VRCHLÍKU NÁPLNĚ PÁSU

$$S_1 = \frac{b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \theta}{6} [m^2]$$

$$S_1 = \frac{0,9543^2 \cdot \operatorname{tg} 22,5^{\circ}}{6}$$

$$S_1 = 0,06287 m^2$$

(7)

PRŮŘEZ SPODNÍ ČÁSTI NÁPLNĚ PÁSU

$$S_2 = \frac{(b_1^2 - l_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda}{4} [m^2]$$

$$S_2 = \frac{(0,9543^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30^{\circ}}{4}$$

$$S_2 = 0,1002 m^2$$

(8)

TEORETICKÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ PÁSU

$$S_t = S_1 + S_2 [m^2]$$

$$S_t = 0,06287 + 0,1002$$

$$S_t = 0,1631 m^2$$

(9)

SOUČINITEL KOREKCE PRŮŘEZU VRCHLÍKU NÁPLNĚ

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \theta}{1 - \cos^2 \theta}} [-]$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{\cos^2 13,1^{\circ} - \cos^2 22,5^{\circ}}{1 - \cos^2 22,5^{\circ}}}$$

$$k_1 = 0,80574$$

(10)

**SOUČINITEL SKLONU**

$$k = 1 - \frac{S_1}{S_t} \cdot (1 - k_1) [-] \quad (11)$$

$$k = 1 - \frac{0,06287}{0,1631} \cdot (1 - 0,80574)$$

$$k = 0,92512$$

SKUTEČNÁ PLOCHA NÁPLNĚ PÁSU

$$S_s = k \cdot S_t [m^2] \quad (12)$$

$$S_s = 0,92512 \cdot 0,1631$$

$$S_s = 0,1509 m^2$$

KONTROLA PÁSU NA POTŘEBNÝ POŽADOVANÝ A SKUTEČNÝ PRŮŘEZ NÁPLNĚ

$$S_s \geq S_p \quad (13)$$

$$0,1509 m^2 \geq 0,1482 m^2$$

Zvolená šířka pásu, dopravní rychlost a úhel sklonu bočních válečků vyhovují.

3.8 DOPRAVNÍ VÝKONY**OBJEMOVÝ DOPRAVNÍ VÝKON**

$$I_V = S_s \cdot v \cdot k [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

$$I_V = 0,1509 \cdot 2,5 \cdot 0,92512$$

$$I_V = 0,34897 m^3 \cdot s^{-1}$$

HMOTNOSTNÍ DOPRAVNÍ VÝKON

$$I_m = I_V \cdot \rho \cdot 3\,600 [kg \cdot h^{-1}] \quad (15)$$

$$I_m = 0,34897 \cdot 750 \cdot 3\,600$$

$$I_m = 942\,222,14 kg \cdot h^{-1} = 942,222 t \cdot h^{-1}$$

KONTROLA DOPRAVOVANÉHO MNOŽSTVÍ

$$I_m \geq Q \quad (16)$$

$$942,222 t \cdot h^{-1} \geq 720 t \cdot h^{-1}$$

Dopravované množství materiálu vypočtené je větší než dopravované množství materiálu požadované. Podmínka vyhovuje.



3.9 OBVODOVÁ SÍLA POTŘEBNÁ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{UP} = F_H + F_{St} + F_S \text{ [N]} \quad (17)$$

$$F_{UP} = 6\,290,045 + 26\,683,2 + 2\,950,918$$

$$F_{UP} = 35\,924,163 \text{ N}$$

kde:

F_H	[N]	síla potřebná k překonání pohybových odporů dopravníku (hlavní odpory)
F_{St}	[N]	síla potřebná k překonání dopravní výšky
F_S	[N]	přídavné hlavní a vedlejší odpory dopravníku

Z důvodu nepřesnosti výpočtu a možnému náhlému zvýšení síly při přetížení je obvodová síla potřebná na poháněcím bubnu navýšena o 20 %.

$$F_U = F_{UP} \cdot 1,2 \text{ [N]} \quad (18)$$

$$F_U = 35\,924,163 \cdot 1,2$$

$$F_U = 43\,108,996 \text{ N}$$

SÍLA POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ POHYBOVÝCH ODPORŮ DOPRAVNÍKU

$$F_H = w \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot q_B + q_G) \cdot \cos \delta + q_R] \text{ [N]} \quad (19)$$

$$F_H = 0,03066 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 13,32 + 80) \cdot \cos 13,1 + 35,554]$$

$$F_H = 6\,290,045 \text{ N}$$

kde:

w	[-]	měrný pohybový odpor dopravníku
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
δ	[°]	úhel sklonu dopravníku
L	[m]	délka dopravníku
q _B	[kg·m ⁻¹]	měrná hmotnost dopravního pásu
q _G	[kg·m ⁻¹]	měrná hmotnost dopravovaného materiálu
q _R	[kg·m ⁻¹]	měrná hmotnost rotujících částí válečků

MĚRNÝ POHYBOVÝ ODPOR DOPRAVNÍKU (PRO DOPRAVNÍKY L ≥ 80 M)

$$w = C \cdot f \text{ [-]} \quad (20)$$

$$w = 1,5333 \cdot 0,02$$

$$w = 0,03066$$

kde:

f	[-]	globální součinitel tření dle [1] v rozsahu 0,016 až 0,03, zvoleno f = 0,02
C	[-]	součinitel vedlejšího odporu



SOUČINITEL VEDLEJŠÍHO ODPORU

$$C = \frac{L + L_0}{L} \geq 1,02 \quad (21)$$

$$C = \frac{150 + 80}{150} \geq 1,02$$

$$C = 1,5333 \geq 1,02$$

kde:

 L_0 [m] přidavná délka dopravníku, dle literatury [9] v rozsahu 70 až 100 m, zvoleno $L_0 = 80$ m

HMOTNOST NÁKLADU NA 1 M DÉLKY PÁSU

$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} [kg \cdot m^{-1}] \quad (22)$$

$$q_G = \frac{720}{3,6 \cdot 2,5}$$

$$q_G = 80 kg \cdot m^{-1}$$

MĚRNÁ HMOTNOST DOPRAVNÍHO PÁSU

$$q_B = m_b \cdot B [kg \cdot m^{-1}] \quad (23)$$

$$q_B = 11,1 \cdot 1,2$$

$$q_B = 13,32 kg \cdot m^{-1}$$

kde:

 m_b [kg·m⁻²] měrná hmotnost pásu na 1 m², zvolen pás od firmy Metso D 1250, dle tab. 4 hmotnost 1 m pásu $m_b = 11,1 kg \cdot m^{-2}$

Tab. 4 Dopravní pás [12]

Designation Belt strength N/mm	Max. working tension N/mm	Modulus of elasticity kN/mm	Weight of carcass kg/m ²	Thickness of carcass mm	Covers standard mm	Belt weight* kg/m ²
D 630	80	12	1.75	1.6	6+2	10.6
D 800	100	15	2.1	1.7	6+2	10.8
D 1000	125	22	2.2	1.9	6+2	10.9
D 1250	160	23	2.3	2.2	6+2	11.1
D 1350	170	25	2.5	2.3	8+3	14.6
D 1600	200	24	2.6	2.4	8+3	14.7
D 1850	230	35	2.8	2.7	8+3	14.9
D 2000	250	37	3.4	3.0	8+3	15.5


POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V HORNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$n_o = \frac{L - L_{DS}}{a_o} [ks] \quad (24)$$

$$n_o = \frac{150 - 1,2}{1,3}$$

$$n_o = 114,46 ks$$

Z konstrukčních důvodů zvoleno 112 válečkových stolic.

kde:

L_{DS} [m] vzdálenost os válečků krajních stolic, zvoleno $L_{DS} = 1,2$ m
 a_o [m] rozteč válečkových stolic v horní větvi dopravníku, zvoleno $a_o = 1,3$ m

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC S DOPADOVÝMI VÁLEČKY POD NÁSPKOU

$$n_D = \frac{L_{DS}}{a_d} + 1 [ks] \quad (25)$$

$$n_D = \frac{1,2}{0,6} + 1$$

$$n_D = 3 ks$$

kde:

a_d [m] rozteč stolic pod násypkou, dle literatury [1] v rozmezí 0,45 až 0,6 m, zvoleno $a_d = 0,6$ m

ROZTEČ VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$a_u = 2,5 \cdot a_o [m] \quad (26)$$

$$a_u = 2,5 \cdot 1,3$$

$$a_u = 3,25 m$$

POČET VÁLEČKOVÝCH STOLIC V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU

$$n_u = \frac{L}{a_u} [ks] \quad (27)$$

$$n_u = \frac{150}{3,25}$$

$$n_u = 46,15 ks$$

Z konstrukčních důvodů zvoleno 46 válečkových stolic v dolní větvi dopravníku, z toho tři jednoválečkové stolice s hladkými válečky a 43 dvouválečkových stolic s diskovými válečky.


MĚRNÁ HMOTNOST ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ VÁLEČKŮ

$$q_R = \frac{q_{RO} \cdot n_{RO}}{a_o} + \frac{q_{RU} \cdot n_{RU}}{a_u} + \frac{q_{RD} \cdot n_{RD}}{a_d} \quad [kg \cdot m^{-1}] \quad (28)$$

$$q_R = \frac{4,6 \cdot 3}{1,3} + \frac{5,1 \cdot 2}{3,25} + \frac{4,36 \cdot 3}{0,6}$$

$$q_R = 35,554 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde:

q_{RO}	[kg]	hmotnost rotujících částí jednoho válečku horní větve, dle tab. 3 $q_{RO} = 4,6 \text{ kg}$
q_{RU}	[kg]	hmotnost rotujících částí jednoho válečku spodní větve, dle tab. 5 $q_{RU} = 5,1 \text{ kg}$
q_{RD}	[kg]	hmotnost rotujících částí jednoho dopadového válečku horní větve, dle literatury [11] $q_{RD} = 4,36 \text{ kg}$
n_{RO}	[ks]	počet válečků horní větve, zvoleno $n_{RO} = 3$
n_{RU}	[ks]	počet válečků spodní větve, zvoleno $n_{RU} = 2$
n_{RD}	[ks]	počet dopadových válečků horní větve, zvoleno $n_{RD} = 3$

Tab. 5 Rozměry válečků spodní větve dopravníku [11]

Pro šířku pásu:	Název – rozměr: Vál. diskový 133/63×L/6204	Označení	Rozměry [mm]		Počet disků	Hmotnost [kg]	
			L1	L2		rot. dílů	celková
800	133/63×465 / 6204	3-20164-00520	473	491	8	3,8	5,2
500	133/63×600 / 6204	3-20164-00559	608	646	12	5,1	6,9
1000	133/63×600 / 6204	3-20164-00562	608	626	12	5,1	6,8
1200	133/63×670 / 6204	3-20164-00530	678	696	10	5,1	6,9
1400	133/63×750 / 6204	3-20164-00563	758	778	15	6,3	8,4
650	133/63×750 / 6204	3-20164-00572	758	796	15	6,3	8,4
800	133/63×950 / 6204	3-20164-00539	958	996	14	7,0	9,6

SÍLA POTŘEBNÁ K PŘEKONÁNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

$$F_{St} = \pm q_G \cdot H \cdot g \quad [N] \quad (29)$$

$$F_{St} = 80 \cdot 34 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 26\,683,2 \text{ N}$$

PŘÍDAVNÉ HLAVNÍ A VEDLEJŠÍ ODPORY DOPRAVNÍKU

$$F_S = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_C \cdot F_{CP} \quad [N] \quad (30)$$

$$F_S = 500 + 330,918 + 1 \cdot 1\,400 + 2 \cdot 360$$

$$F_S = 2\,950,918 \text{ N}$$



$$F_{CP} = 300 \cdot B \text{ [N]} \quad (31)$$

$$F_{CP} = 300 \cdot 1,2$$

$$F_{CP} = 360 \text{ N}$$

kde:

$$F_B \text{ [N]}$$

odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiscích bubnu, dle literatury [10] v rozmezí $F_B = 500$ až $1\,500$ N, zvoleno $F_B = 1\,400$ N

$$n_B \text{ [ks]}$$

počet nepoháněných bubnů, dle konstrukce $n_B = 1$ ks

$$F_{CP} \text{ [N]}$$

odpor čističe pásu, dle literatury [10] v rozmezí

$F_{CP} = (200 \text{ až } 400) \cdot B \text{ [N]}$, zvoleno $F_{CP} = 300 \cdot B \text{ [N]}$

$$n_C \text{ [ks]}$$

počet čističů pásu, zvoleno $n_C = 2$ ks

ODPOR SETRVAČNÝCH SIL V MÍSTĚ NAKLÁDKY A V OBLASTI URYCHLOVÁNÍ

$$F_{N1} = q_G \cdot v \cdot (v - v_0) \text{ [N]} \quad (32)$$

$$F_{N1} = 80 \cdot 2,5 \cdot (2,5 - 0)$$

$$F_{N1} = 500 \text{ N}$$

kde:

v_0 $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$ složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu, dle literatury [10] $v_0 = 0$

MINIMÁLNÍ URYCHLOVACÍ DÉLKA

$$l_{b \min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_1} \text{ [m]} \quad (33)$$

$$l_{b \min} = \frac{2,5^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6}$$

$$l_{b \min} = 0,53 \text{ m}$$

Urychlovací délka zvolena $l_b = 1,5$ m

kde:

$$\mu_1 \text{ [-]}$$

součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem, dle literatury [10] zvoleno z rozsahu $0,5$ až $0,7$, zvoleno $\mu_1 = 0,6$

ODPOR TŘENÍ MEZI DOPRAVOVANOU HMOTOU A BOČNÍM VEDENÍM V MÍSTĚ URYCHLOVÁNÍ

$$F_{N2} = \frac{\mu_2 \cdot q_G^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot l_b}{\rho \cdot \left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \text{ [N]} \quad (34)$$



$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 80^2 \cdot 2,5^2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{750 \cdot \left(\frac{2,5 + 0}{2}\right)^2 \cdot 0,9543^2}$$

$$F_{N2} = 330,918 \text{ N}$$

kde:

 μ_2

[-]

součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočnicemi, dle literatury [10] v rozmezí 0,5 až 0,7, zvoleno $\mu_2 = 0,6$

3.10 POTŘEBNÝ PROVOZNÍ VÝKON POHONU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

POTŘEBNÝ KROUTICÍ MOMENT

$$M_K = F_U \cdot \frac{D_B}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (35)$$

$$M_K = 43\,108,996 \cdot \frac{0,8}{2}$$

$$M_K = 17\,243,598 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

 D_B [m]

vnější průměr bubnu, dle literatury [8] zvoleno $D_B = 0,8 \text{ m}$

PROVOZNÍ VÝKON NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$P_A = \frac{F_U \cdot v}{10^3} \text{ [kW]} \quad (36)$$

$$P_A = \frac{43\,108,996 \cdot 2,5}{10^3}$$

$$P_A = 107,772 \text{ kW}$$

PROVOZNÍ VÝKON POHÁNĚCÍHO MOTORU

$$P_M = \frac{P_A}{\eta_{max}} \text{ [kW]} \quad (37)$$

$$P_M = \frac{107,772}{0,95}$$

$$P_M = 113,444 \text{ kW}$$

kde:

 η_{max} [-]

účinnost poháněcí stanice, dle literatury [10] v rozmezí 0,85 až 0,95, zvoleno $\eta_{max} = 0,95$


POŽADOVANÉ VÝSTUPNÍ OTÁČKY PŘEVODOVKY

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B} [\text{min}^{-1}] \quad (38)$$

$$n_p = \frac{60 \cdot 2,5}{\pi \cdot 0,8}$$

$$n_p = 59,683 \text{ min}^{-1}$$

POTŘEBNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY

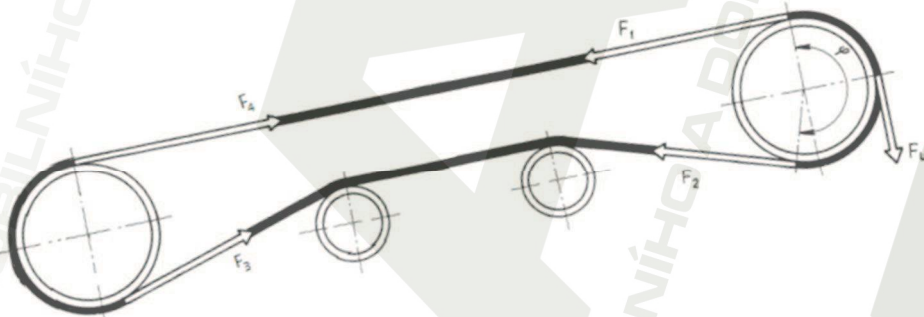
$$i_p = \frac{\pi \cdot n_M \cdot D_B}{60 \cdot v} [-] \quad (39)$$

$$i_p = \frac{\pi \cdot 1485 \cdot 0,8}{60 \cdot 2,5}$$

$$i_p = 24,881$$

kde:

n_M [min⁻¹] otáčky motoru, dle literatury [13] $n_M = 1\,485 \text{ min}^{-1}$

3.11 SÍLY V PÁSU


Obr. 29 Tahové síly působící v pásu [9]

MAXIMÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA

$$F_{U \max} = \xi \cdot F_U [N] \quad (40)$$

$$F_{U \max} = 1,7 \cdot 43\,108,996$$

$$F_{U \max} = 73\,285,293 \text{ N}$$

kde:

ξ [-] součinitel rozběhu dopravníku, dle literatury [9] v rozmezí 1,3 až 2, zvoleno $\xi = 1,7$



PŘENOS TAHOVÉ SÍLY NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_{2 \min} \geq F_{U \max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} \quad [N] \quad (41)$$

$$F_{2 \min} \geq 73\,285,293 \cdot \frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,665} - 1}$$

$$F_{2 \min} \geq 36\,593,898 \text{ N}$$

$$\varphi = 210^\circ \Rightarrow \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 210 = 3,665 \text{ rad} \quad (42)$$

kde:

μ [-] součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem, dle literatury [9] pro bubny s pryžovým obložení zvoleno $\mu = 0,3$

φ [-] úhel opásání poháněcího bubnu, dle literatury [9] v rozmezí 180° až 250° , zvoleno $\varphi = 210^\circ$

NEJMENŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU S OHLEDEM NA OMEZENÍ PRŮVĚSU MEZI DVĚMA VÁLEČKOVÝMI STOLICEMI

PRO HORNÍ VĚTEV (NOSNOU VĚTEV)

$$F_{o \min} = \frac{a_o \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (43)$$

$$F_{o \min} = \frac{1,3 \cdot (13,32 + 80) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{o \min} = 14\,876,375 \text{ N}$$

kde:

$\left(\frac{h}{a}\right)_{adm}$ [-] největší dovolený průvĚs pásu, dle literatury [9] v rozmezí $0,005$ až $0,02$, zvoleno $\left(\frac{h}{a}\right)_{adm} = 0,01$

PRO DOLNÍ VĚTEV (VRATNOU VĚTEV)

$$F_{u \min} = \frac{a_u \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot \left(\frac{h}{a}\right)_{adm}} \quad [N] \quad (44)$$

$$F_{u \min} = \frac{3,25 \cdot 13,32 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,01}$$

$$F_{u \min} = 5\,308,436 \text{ N}$$

**NEJVĚTŠÍ TAHOVÁ SÍLA V PÁSU**

$$F_{max} \approx F_1 \approx F_U \cdot \xi \cdot \left(\frac{1}{e^{\mu \cdot \varphi} - 1} + 1 \right) [N] \quad (45)$$

$$F_{max} = 43\,108,996 \cdot 1,7 \cdot \left(\frac{1}{e^{0,3 \cdot 3,665} - 1} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 109\,879,191 \text{ N}$$

KONTROLA PEVNOSTI PÁSU

$$F_{Dp} \geq F_{max} \quad (46)$$

$$\sigma_{dov} \cdot B \geq F_{max} \quad (47)$$

$$160 \cdot 1\,200 \geq 109\,879,191$$

$$128\,000 \text{ N} \geq 109\,879,191 \text{ N}$$

Podmínka byla splněna, navržený pás vyhovuje.

kde:

$$\begin{array}{ll} F_{Dp} & [N] \quad \text{dovolená tahová síla v pásu} \\ \sigma_{dov} & [N \cdot \text{mm}^{-1}] \quad \text{pevnost pásu, dle literatury [12]} \quad \sigma_{dov} = 160 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \end{array}$$

SÍLA V HORNÍ VĚTVI (NOSNÉ VĚTVI) PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_1 \approx F_{max} [N] \quad (48)$$

$$F_1 = 109\,879,191 \text{ N}$$

SÍLA V DOLNÍ VĚTVI (VRATNÉ VĚTVI) PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu \cdot \varphi}} [N] \quad (49)$$

$$F_2 = \frac{109\,879,191}{e^{0,3 \cdot 3,665}}$$

$$F_2 = 36\,593,898 \text{ N}$$

HLAVNÍ ODPORY V DOLNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$F_{Hu} = f \cdot L \cdot g \cdot \left(q_B + \frac{q_{RU} \cdot n_{RU}}{a_u} \right) [N] \quad (50)$$

$$F_{Hu} = 0,02 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot \left(13,32 + \frac{5,1 \cdot 2}{3,25} \right)$$

$$F_{Hu} = 484,373 \text{ N}$$



SÍLA V DOLNÍ VĚTVI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$F_3 = F_2 + F_{Hu} + F_C \cdot n_C - q_B \cdot g \cdot H \text{ [N]} \quad (51)$$

$$F_3 = 36\,593,898 + 484,373 + 360 \cdot 2 - 13,32 \cdot 9,81 \cdot 34$$

$$F_3 = 33\,355,519 \text{ N}$$

Podmínka:

minimální síla (F_2 nebo F_3) $\geq F_{u \min}$

$$F_2 \geq F_{u \min} \quad (52)$$

$$33\,355,519 \text{ N} \geq 5\,308,436 \text{ N}$$

Podmínka vyhovuje.

HLAVNÍ ODPORY V HORNÍ VĚTVI DOPRAVNÍKU V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$F_{Ho} = f \cdot L \cdot g \cdot \left(q_B + q_G + \frac{q_{RO} \cdot n_{RO}}{a_o} + \frac{q_{RD} \cdot n_{RD}}{a_d} \right) \text{ [N]} \quad (53)$$

$$F_{Ho} = 0,02 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot \left(13,32 + 80 + \frac{4,6 \cdot 3}{1,3} + \frac{4,36 \cdot 3}{0,6} \right)$$

$$F_{Ho} = 3\,700,392 \text{ N}$$

SÍLA V HORNÍ VĚTVI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU V MÍSTĚ VRATNÉHO BUBNU

$$F_4 = F_1 - F_{Ho} - (F_{N1} + F_{N2}) - F_{St} - q_B \cdot g \cdot H \text{ [N]} \quad (54)$$

$$F_4 = 109\,879,191 - 3\,700,392 - (500 + 330,918) - 26\,683,2 - 13,32 \cdot 9,81 \cdot 34$$

$$F_4 = 74\,221,928 \text{ N}$$

Podmínka:

minimální síla (F_1 nebo F_4) $\geq F_{o \min}$

$$F_4 \geq F_{o \min} \quad (55)$$

$$74\,221,928 \text{ N} \geq 14\,876,375 \text{ N}$$

Podmínka vyhovuje.

**NAPÍNACÍ SÍLA**

$$Z_T = 2 \cdot (F_2 - q_B \cdot H \cdot g) [N] \quad (56)$$

$$Z_T = 2 \cdot (36\,593,898 - 13,32 \cdot 34 \cdot 9,81)$$

$$Z_T = 64\,302,290 \text{ N}$$

Z důvodu zabezpečení, aby nedocházelo k prokluzování pásu na poháněcím bubnu, se zvětšuje teoretická napínací síla o 10 %.

$$Z = 1,1 \cdot Z_T [N] \quad (57)$$

$$Z = 1,1 \cdot 64\,302,290$$

$$Z = 70\,732,519 \text{ N}$$

POTŘEBNÁ NAPÍNACÍ DRÁHA

$$s = \frac{A_T - A_{T0}}{2 \cdot E_p \cdot B \cdot 10^3} [m] \quad (58)$$

$$s = \frac{19\,053\,790,2 - 0}{2 \cdot 23\,000 \cdot 0,8 \cdot 10^3}$$

$$s = 0,518 \text{ m}$$

kde:

E_p [N·mm⁻¹] modul pružnosti dopravního pásu, dle literatury [12]
 $E_p = 23\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

A_{T0} [N·m] plocha omezená průběhem sil v pásu pro stav, kdy je pásový dopravník v klidu, pro přibližný výpočet zvolena
 $A_{T0} = 0$

PLOCHA OMEZENÁ PRŮBĚHEM SIL V DOPRAVNÍM PÁSU

$$A_T = \frac{F_2 + F_3}{2} \cdot L + \frac{F_1 + F_4}{2} \cdot L [N \cdot m] \quad (59)$$

$$A_T = \frac{36\,593,898 + 33\,355,519}{2} \cdot 150 + \frac{109\,879,191 + 74\,221,928}{2} \cdot 150$$

$$A_T = 19\,053\,790,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

CELKOVÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_C = F_1 + F_2 [N] \quad (60)$$

$$F_C = 109\,879,191 + 36\,593,898$$

$$F_C = 146\,473,089 \text{ N}$$

**SKUTEČNÁ ODBÍHACÍ SÍLA (DOPRAVA SMĚREM K POHONU)**

$$F_{os} = \frac{1}{2} \cdot Z + q_B \cdot g \cdot L \cdot \sin \delta \text{ [N]} \quad (61)$$

$$F_{os} = \frac{1}{2} \cdot 70\,732,519 + 13,32 \cdot 9,81 \cdot 150 \cdot \sin 13,1^\circ$$

$$F_{os} = 39\,808,711 \text{ N}$$

SKUTEČNÁ NABÍHACÍ SÍLA (DOPRAVA SMĚREM K POHONU)

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot Z + F_u + q_B \cdot g \cdot L \cdot \sin \delta \text{ [N]} \quad (62)$$

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot 70\,732,519 + 43\,108,996 + 13,32 \cdot 9,81 \cdot 150 \cdot \sin 13,1^\circ$$

$$F_{ns} = 82\,917,707 \text{ N}$$

KONTROLA MĚRNÉHO TLAKU MEZI DOPRAVNÍM PÁSEM A BUBNEM

$$p = \frac{F_{ns} + F_{os}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \text{ [MPa]} \quad (63)$$

$$p = \frac{82\,917,707 + 39\,808,711}{1,2 \cdot 0,8} \cdot 10^{-6}$$

$$p = 0,128 \text{ MPa}$$

Podmínka:

$$p \leq p_{dov} \quad (64)$$

$$0,128 \text{ MPa} \leq 0,15 \text{ MPa}$$

Podmínka měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem vyhovuje.

kde:

p_{dov} [MPa] dovolený měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem, dle literatury [10] $p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$



3.12 KONTROLA POHONU DOPRAVNÍKU NA ROZBĚH

$$M_{SM} = F_{U \max} \cdot 0,5 \cdot D_B \cdot \frac{1}{\eta_{\max} \cdot i_{ps}} \quad [N \cdot m] \quad (65)$$

$$M_{SM} = 73\,285,293 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 24,77}$$

$$M_{SM} = 1\,245,739 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{Podmínka: } M_{SM} < M_a \quad (66)$$

$$M_{SM} < M_a$$

$$1\,245,739 \text{ N} \cdot \text{m} < 2\,040 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

- i_{ps} [-] převodový poměr převodovky, dle zvolené převodovky [14]
 $i_{ps} = 24,77$
 M_a [N·m] moment elektromotoru, dle zvoleného motoru [13]
 $M_a = 2\,040 \text{ N} \cdot \text{m}$

3.13 VÝPOČET BRZD

DYNAMICKÝ MOMENT OD ZPOŽDĚNÍ POSUVNÝCH A ROTAČNÍCH HMOT DOPRAVNÍKU

$$M_{DM} = \left[(q_G + 2 \cdot q_B + q_R) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_B \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_B} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_m)}{D_B \cdot \eta} \cdot i_{ps} \right] \cdot \frac{v}{t_{bD}} \quad [N \cdot m] \quad (67)$$

$$M_{DM} = \left[(80 + 2 \cdot 13,32 + 35,554) \cdot 150 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 24,77} + \frac{2 \cdot (43,81 + 43,57)}{0,8} + 1 \cdot \frac{2 \cdot (0,5 + 2,25)}{0,8 \cdot 0,95} \cdot 24,77 \right] \cdot \frac{2,5}{10}$$

$$M_{DM} = 190,067 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

- $\sum J_b$ [kg·m²] moment setrvačnosti všech bubnů dopravníku, dle literatury [10] $\sum J_b = 87,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 J_p [kg·m²] moment setrvačnosti převodovky, dle katalogu [14]
 $J_p = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 J_m [kg·m²] moment setrvačnosti motoru, dle katalogu [13]
 $J_m = 2,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 J_s [kg·m²] moment setrvačnosti spojky, dle katalogu [14]
 $J_s = 0,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
 t_{bD} [s] doba brzdění dopravníku, voleno $t_b = 10 \text{ s}$
 n_e [ks] počet použitých elektromotorů, $n_e = 1 \text{ ks}$



BRZDNÝ MOMENT POTŘEBNÝ K ZASTAVENÍ DOPRAVNÍKU

$$M_{B1} = \frac{1}{n_b} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_H + F_{St} + F_S) \cdot 0,5 \cdot D_B \cdot \frac{\eta_{max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad [N \cdot m] \quad (68)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{1} \cdot \left[191,687 - (0,7 \cdot 6\,290,045 + 26\,683,2 + 2\,950,918) \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,95}{24,77} \right] \cdot 1,8$$

$$M_{B1} = -597,782 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

 k_B [-]

součinitel bezpečnosti brzdy, dle literatury [10]

v rozmezí 1,3 až 2,1, zvoleno $k_B = 1,8$ n_b [ks]počet použitých brzd, $n_b = 1 \text{ ks}$

Jelikož vypočítaná hodnota brzdného momentu k zastavení dopravníku vyšla záporná, není nutné k zastavení dopravníku použití brzdy.

BRZDNÝ MOMENT POTŘEBNÝ K UDRŽENÍ DOPRAVNÍHO PÁSU V KLIDU

$$M_{B2} = \frac{1}{n_b} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_H + |F_{St}| - F_S) \cdot 0,5 \cdot D_B \cdot \frac{\eta_{max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad [N \cdot m] \quad (69)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{1} \cdot \left[(-0,7 \cdot 6\,290,045 + |26\,683,2| - 2\,950,918) \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{0,95}{24,77} \right] \cdot 1,8$$

$$M_{B2} = 533,759 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

 η_{max} [-]

maximální účinnost poháněcí stanice, dle literatury [12]

 $\eta_{max} = 0,95$

KONTROLA BRZDY

Podmínka 1:

$$M_{B1} > M_{B2} \quad (70)$$

$$|-597,782| \text{ N} \cdot \text{m} > 533,759 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Podmínka vyhovuje.

Podmínka 2:

$$M_{B1} \text{ i } M_{B2} \leq M_B \quad (71)$$

$$|-597,782| \text{ N} \cdot \text{m} \text{ i } 533,759 \text{ N} \cdot \text{m} \leq 600 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Podmínka vyhovuje.

kde:

 M_B [N·m]

brzdný moment zvolené brzdy, dle literatury [12]

 $M_B = 600 \text{ N} \cdot \text{m}$



4 SKUTEČNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

4.1 SKUTEČNÁ DOPRAVOVANÁ RYCHLOST

$$v_{sk} = \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (72)$$

$$v_{sk} = \frac{24,889}{24,77} \cdot 2,5$$

$$v_{sk} = 2,512 \, m \cdot s^{-1}$$

$$v_{rozdíl} = |v_{sk} - v| \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (73)$$

$$v_{rozdíl} = |2,512 - 2,5|$$

$$v_{rozdíl} = 0,012 \, m \cdot s^{-1}$$

4.2 SKUTEČNÉ DOPRAVOVANÉ MNOŽSTVÍ

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S_s \cdot k_\varphi \cdot \rho \cdot v \quad [t \cdot h^{-1}] \quad (74)$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot 0,1509 \cdot 0,72 \cdot 750 \cdot 2,5$$

$$Q_{vp} = 733,374 \, t \cdot h^{-1}$$

$$Q_{rozdíl} = \left(1 - \frac{Q}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 \quad [\%] \quad (75)$$

$$Q_{rozdíl} = \left(1 - \frac{720}{734,374}\right) \cdot 100$$

$$Q_{rozdíl} = 1,82 \, \%$$

$$Q_{rozdíl} \leq \mp 5 \quad (76)$$

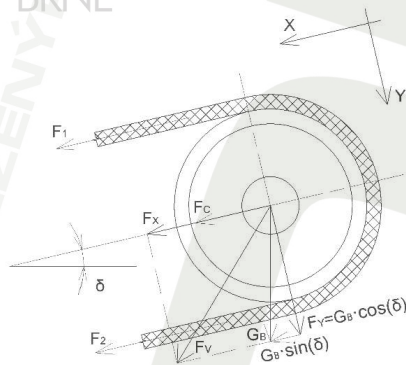
$$1,82 \, \% \leq \mp 5 \, \%$$

Podmínka vyhovuje. Hodnota požadovaného dopravovaného množství by neměla přesáhnout $\pm 5 \, \%$ hodnoty skutečného dopravovaného množství.



5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HNACÍHO BUBNU

5.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA BUBEN



Obr. 30 Síly působící na bubnu

TÍHOVÁ SÍLA HNACÍHO BUBNU

$$G_B = m_B \cdot g \text{ [N]} \quad (77)$$

$$G_B = 33 \cdot 9,81$$

$$G_B = 323,73 \text{ N}$$

kde:

m_B [kg] hmotnost hnacího bubnu, dle katalogu [15] $m_B = 33 \text{ kg}$

SÍLY PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY X

$$F_X = F_C + (G_B \cdot \sin(\delta)) \text{ [N]} \quad (78)$$

$$F_X = 146\,473,089 + (323,73 \cdot \sin(13,1^\circ))$$

$$F_X = 146\,546,463 \text{ N}$$

SÍLY PŮSOBÍCÍ VE SMĚRU OSY Y

$$F_Y = G_B \cdot \cos(\delta) \text{ [N]} \quad (79)$$

$$F_Y = 323,73 \cdot \cos(13,1^\circ)$$

$$F_Y = 315,305 \text{ N}$$

VÝSLEDNÁ SÍLA NAMÁHAJÍCÍ BUBEN

$$F_V = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \text{ [N]} \quad (80)$$

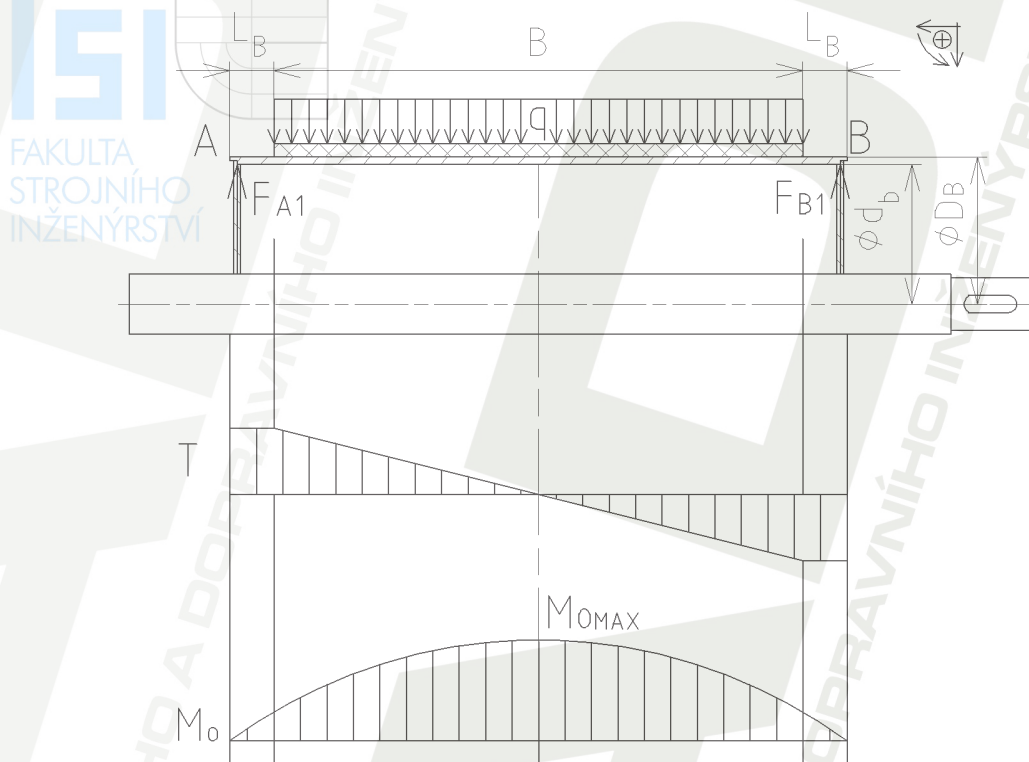
$$F_V = \sqrt{146\,546,463^2 + 315,305^2}$$

$$F_V = 146\,546,802 \text{ N}$$



5.2 PEVNOSTNÍ VÝPOČET PLÁŠTĚ HNACÍHO BUBNU

Vzhledem k namáhání bubnu prostým ohybem zvolen materiál bubnu 11 353 ČSN 41 1353. Materiál má zaručenou svařitelnost. Mez kluzu zvoleného materiálu dle literatury [16] $R_e = 180 \text{ MPa}$.



Obr. 31 Výsledné vnitřní účinky působící na hnací bubnu

ROZMĚRY HNACÍHO BUBNU

$$B = 1\,200 \text{ mm}$$

$$L_B = 100 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_B = 800 \text{ mm}$$

VELIKOST SPOJITÉHO ZATÍŽENÍ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$q = \frac{F_V}{B} [N \cdot m^{-1}] \quad (81)$$

$$q = \frac{146\,546,802}{1,2}$$

$$q = 122\,112,335 \text{ N} \cdot m^{-1}$$



VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ PŮSOBÍCÍ NA BUBEN

Momentová podmínka rovnováhy:

$$\sum M_{AY} = F_{B1} \cdot (B + (2 \cdot L_B)) - \left[q \cdot B \cdot \left(\frac{B}{2} + L_B \right) \right] = 0 \quad (82)$$

$$F_{B1} = \frac{q \cdot B \cdot \left(\frac{B}{2} + L_B \right)}{B + (2 \cdot L_B)} [N]$$

$$F_{B1} = \frac{122\,112,335 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{1,2}{2} + 0,1 \right)}{1,2 + (2 \cdot 0,1)}$$

$$F_{B1} = 73\,267,401 \text{ N}$$

Podmínka rovnováhy posouvajících sil:

$$\sum T = q \cdot B - F_{A1} - F_{B1} = 0 \quad (83)$$

$$F_{A1} = q \cdot B - F_{B1} [N]$$

$$F_{A1} = 122\,112,335 \cdot 1,2 - 73\,267,401$$

$$F_{A1} = 73\,267,401 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT HNACÍHO BUBNU

$$M_{O \max} = F_{A1} \cdot \left(L_B + \frac{B}{2} \right) - q \cdot \frac{B}{2} \cdot \frac{B}{4} [N \cdot m] \quad (84)$$

$$M_{O \max} = 73\,267,401 \cdot \left(0,1 + \frac{1,2}{2} \right) - 122\,112,335 \cdot \frac{1,2}{2} \cdot \frac{1,2}{4}$$

$$M_{O \max} = 29\,302,760 \text{ N} \cdot \text{m}$$

VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ V OHYBU HNACÍHO BUBNU

$$\sigma_{O \text{ dov}} = \frac{R_e \cdot 0,85}{k_k} [MPa] \quad (85)$$

$$\sigma_{O \text{ dov}} = \frac{180 \cdot 0,85}{4}$$

$$\sigma_{O \text{ dov}} = 38,25 \text{ MPa}$$

kde:

k_k [-] bezpečnost v ohybu hnacího bubnu, zvoleno $k_k = 4$



VÝPOČET VNITŘNÍHO PRŮMĚRU HNACÍHO BUBNU

$$\sigma_{O\ do v} = \frac{M_{O\ max}}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (86)$$

$$\sigma_{O\ do v} = \frac{M_{O\ max}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_B^4 - d_b^4}{D_B}} \quad (87)$$

$$d_b = \sqrt[4]{D_B^4 - \left(\frac{32 \cdot M_{O\ max} \cdot D_B}{\sigma_{O\ do v} \cdot \pi} \right)} \text{ [m]} \quad (87)$$

$$d_b = \sqrt[4]{0,8^4 - \left(\frac{32 \cdot 29\,302,760 \cdot 0,8}{38250000 \cdot \pi} \right)}$$

$$d_b = 0,797 \text{ m}$$

VÝPOČET TLOUŠTKY STĚNY HNACÍHO BUBNU

$$t_b = D_B - d_b \text{ [mm]} \quad (88)$$

$$t_b = 800 - 797$$

$$t_b = 3 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů byla zvětšena tloušťka plechu bubnu na 5 mm a tím byl snížen vnitřní průměr hnaného bubnu na hodnotu $d_b = 0,790 \text{ m}$.

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA POHÁNĚCÍM BUBNU

$$\sigma_{max} = \frac{M_{O\ max}}{W_o} \text{ [MPa]} \quad (89)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{O\ max}}{\frac{\pi \cdot D_B^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_b}{D_B} \right)^4 \right]}$$

$$\sigma_{max} = \frac{29\,302\,760}{\frac{\pi \cdot 800^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{790}{800} \right)^4 \right]}$$

$$\sigma_{max} = 11,880 \text{ MPa}$$

Podmínka:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{O\ do v} \quad (90)$$

$$11,88 \text{ MPa} \leq 38,25 \text{ MPa}$$

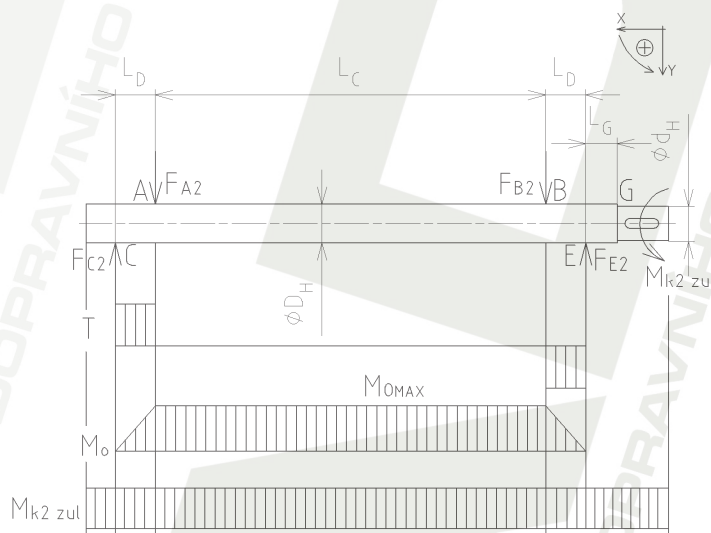
Podmínka vyhovuje.

5.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HŘÍDELE HNACÍHO BUBNU

Hřídel hnacího bubnu včetně ložiskových jednotek je dodávána společně s hnacím bubnem. Rozměry hřídele jsou stanoveny výrobcem [14]. Z důvodu namáhání hřídele zvolen materiál 11 423. Materiál má zaručenou svařitelnost a používá se na mírně namáhané hřídele, čepy, ozubená kola, zápustkové výkovky a součásti železničních vozidel. Dle literatury [16] má materiál mez únavy v ohybu $\sigma_{oc} = 145$ až 180 MPa a mez únavy v krutu $\tau_k = 105$ až 130 MPa.

Mez únavy v ohybu zvolena $\sigma_{oc} = 155$ MPa.

Mez únavy v krutu zvolena $\tau_c = 115$ MPa.



Obr. 32 Výsledné vnitřní účinky působící na hřídel

ROZMĚRY HŘÍDELE

$$L_C = 1\,368 \text{ mm}$$

$$L_D = 141 \text{ mm}$$

$$L_G = 125 \text{ mm}$$

$$\varnothing D_H = 140 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_H = 135 \text{ mm}$$

5.3.1 KONTROLA HŘÍDELE NA OHYB

VÝPOČET SILOVÝCH REAKCÍ PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

$$F_{A2} = -F_{A1} \quad (91)$$

$$F_{A2} = 73\,267,401 \text{ N}$$

$$F_{B2} = -F_{B1} \quad (92)$$

$$F_{B2} = 73\,267,401 \text{ N}$$

**MOMENTOVÁ PODMÍNKA ROVNOVÁHY**

$$\sum M_{CY} = F_{E2} \cdot (L_C + 2 \cdot L_D) - F_{B2} \cdot (L_C + L_D) - F_{A2} \cdot L_D = 0 \quad (93)$$

$$F_{E2} = \frac{F_{B2} \cdot (L_C + L_D) + F_{A2} \cdot L_D}{(L_C + 2 \cdot L_D)} [N] \quad (94)$$

$$F_{E2} = \frac{73\,267,401 \cdot (1\,368 + 141) + 73\,267,401 \cdot 141}{(1\,368 + 2 \cdot 141)}$$

$$F_{E2} = 73\,267,401 \text{ N}$$

PODMÍNKA ROVNOVÁHY POSOUVAJÍCÍCH SIL

$$\sum T = F_{A2} + F_{B2} - F_{C2} - F_{E2} = 0 \quad (95)$$

$$F_{C2} = F_{A2} + F_{B2} - F_{E2} [N] \quad (96)$$

$$F_{C2} = 73\,267,401 + 73\,267,401 - 73\,267,401$$

$$F_{C2} = 73\,267,401 \text{ N}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL

$$M_{O \max H} = F_{C2} \cdot \left[L_D + \left(\frac{L_C}{2} \right) \right] - F_{A2} \cdot \frac{L_C}{2} [N \cdot m] \quad (97)$$

$$M_{O \max H} = 73\,267,401 \cdot \left[0,141 + \left(\frac{1,368}{2} \right) \right] - 73\,267,401 \cdot \frac{1,368}{2}$$

$$M_{O \max H} = 10\,330,704 \text{ N} \cdot \text{m}$$

MAXIMÁLNÍ OHYBOVÉ NAPĚTÍ NA HŘÍDELI

$$\sigma_{\max H} = \frac{M_{O \max H}}{W_{OH}} [MPa] \quad (98)$$

$$\sigma_{\max H} = \frac{M_{O \max H}}{\frac{\pi \cdot D_H^3}{32}}$$

$$\sigma_{\max H} = \frac{10\,330\,704}{\frac{\pi \cdot 140^3}{32}}$$

$$\sigma_{\max H} = 38,348 \text{ MPa}$$



Podmínka:  $\sigma_{\max H} \leq \sigma_{oc}$ (99)

$$38,348 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje.

BEZPEČNOST V OHYBU V MÍSTĚ MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO MOMENTU

$$k_{kH} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_{\max H}} [-] \quad (100)$$

$$k_{kH} = \frac{155}{38,348}$$

$$k_{kH} = 4,04$$

Bezpečnost hřídele hnacího bubnu vyhovuje.

OHYBOVÝ MOMENT PŮSOBÍCÍ V MÍSTĚ VRUBU

$$M_{OG} = F_{E2} \cdot L_G [N \cdot m] \quad (101)$$

$$M_{OG} = 73\,267,401 \cdot 0,125$$

$$M_{OG} = 9\,158,425 \text{ N} \cdot \text{m}$$

OHYBOVÉ NAPĚTÍ V MÍSTĚ VRUBU

$$\sigma_{nom G} = \frac{M_{OG}}{W_{OG}} [MPa] \quad (102)$$

$$\sigma_{nom G} = \frac{M_{OG}}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{32}}$$

$$\sigma_{nom G} = \frac{9\,158\,425}{\frac{\pi \cdot 135^3}{32}}$$

$$\sigma_{nom G} = 37,915 \text{ MPa}$$

$$\frac{D_H}{d_H} = \frac{140}{135} = 1,04 \quad (103)$$



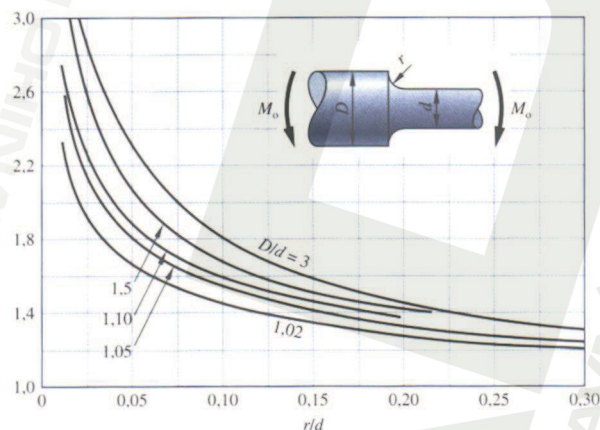
VÝPOČET ZAOBLNĚNÍ MEZI VÁLCOVÝMI ÚSEKY HŘÍDELE

$$r \geq 0,1 \cdot d_H \text{ [mm]} \quad (104)$$

$$r \geq 0,1 \cdot 135$$

$$r \geq 13,5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d_H} \equiv \frac{13,5}{135} = 0,1 \quad (105)$$



Obr. 33 Součinitel koncentrace napětí [17]

Dle vypočtených hodnot zvolen součinitel vrubu $\alpha_H = 1,55$ (obr. 33).

$$\sigma_{OG} = \sigma_{nom G} \cdot \alpha_H \text{ [MPa]} \quad (106)$$

$$\sigma_{OG} = 37,915 \cdot 1,55$$

$$\sigma_{OG} = 58,769 \text{ MPa}$$

Podmínka:

$$\sigma_{OG} \leq \sigma_{oc} \quad (107)$$

$$58,769 \text{ MPa} \leq 155 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje.

BEZPEČNOST V OHYBU V MÍSTĚ VRUBU

$$k_{kHO} = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_{OG}} \text{ [-]} \quad (108)$$

$$k_{kHO} = \frac{155}{58,769}$$

$$k_{kHO} = 2,64$$

Bezpečnost v ohybu hřídele v místě vrubu vyhovuje funkčním požadavkům.



5.3.2 KONTROLA HŘÍDELE NA KRUT

Hřídel je kontrolována v místě s nejmenším průměrem. Jedná se o průměr, kterým bude hřídel spojena s kuželočelní převodovkou.

MAXIMÁLNÍ DOVOLENÝ KROUTICÍ MOMENT PŘEVODOVKY

$$M_{k2\text{ zul}} = \frac{2 \cdot M_{N2}}{F_F} [N \cdot m] \quad (109)$$

$$M_{k2\text{ zul}} = \frac{2 \cdot 3\,600}{1,2}$$

$$M_{k2\text{ zul}} = 6\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{N2} [N·m] jmenovitý kroučící moment převodovky, dle literatury [14]

$$M_{N2} = 3\,600 \text{ N} \cdot \text{m}$$

F_F [-] frekvence maximálního zatížení převodovky za hodinu, dle literatury [14] zvoleno $F_F = 1,2$

MAXIMÁLNÍ NAPĚTÍ V KRUTU NA HŘÍDELE

$$\tau_k = \frac{M_{k2\text{ zul}}}{W_k} [MPa] \quad (110)$$

$$\tau_k = \frac{M_{k2\text{ zul}}}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{6\,000\,000}{\frac{\pi \cdot 135^3}{16}}$$

$$\tau_k = \frac{6\,000\,000}{483\,093,5}$$

$$\tau_k = 12,42 \text{ MPa}$$

Podmínka:

$$\tau_k \leq \tau_c$$

$$12,42 \text{ MPa} \leq 115 \text{ MPa}$$

Podmínka vyhovuje.



BEZPEČNOST V KRUTU

$$k_{kHk} = \frac{\tau_c}{\tau_k} [-]$$

$$k_{kHk} = \frac{115}{12,42}$$

$$k_{kHk} = 9,26$$

(112)

Bezpečnost hřídele v krutu hnacího bubnu vyhovuje.

5.4 KONTROLA ŽIVOTNOSTI LOŽISEK HANANÉHO I HNACÍHO BUBNU

Pro hnaný i hnací buben byly dle zvolených bubnů [14] použity ložiskové jednotky od firmy SKF [18]. V ložiskových jednotkách typu SNL 532 jsou umístěna soudečková ložiska typu 22232 CCK. Výpočet trvanlivosti ložisek byl proveden dle literatury [16].

STANOVENÍ RADIÁLNÍHO DYNAMICKÉHO EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ LOŽISKA

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a [N]$$

(113)

$$P_r = 1 \cdot 73\,267,401 + 0 \cdot 0$$

$$P_r = 73\,267,401 \text{ N}$$

kde:

X	[-]	koeficient, dle literatury [14] X = 1
Y	[-]	koeficient, dle literatury [14] Y = 0
F _r	[N]	radiální síla působící na ložisko, F _r = F _{C1} = F _{E1} = 73 267,401 N
F _a	[N]	axiální síla působící na ložisko, F _a = 0

ZÁKLADNÍ TRVANLIVOST LOŽISEK

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^{\frac{10}{3}}$$

(114)

$$L_{10} = \left(\frac{1\,000\,000}{73\,267,401} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10} = 6\,076,18 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

Základní trvanlivost ložisek je 6 076,18 · 10⁶ otáček.

kde:

C	[kN]	dynamická únosnost ložiska dle výrobce [18] C = 1 000 kN
---	------	--



TRVANLIVOST LOŽISEK V HODINÁCH

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot L_{10} [\text{hodin}] \quad (115)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 59,95} \cdot 6\,076,18$$

$$L_{10h} = 1\,689\,235,47 \text{ hodin}$$

Trvanlivost ložisek je vyhovující.

kde:

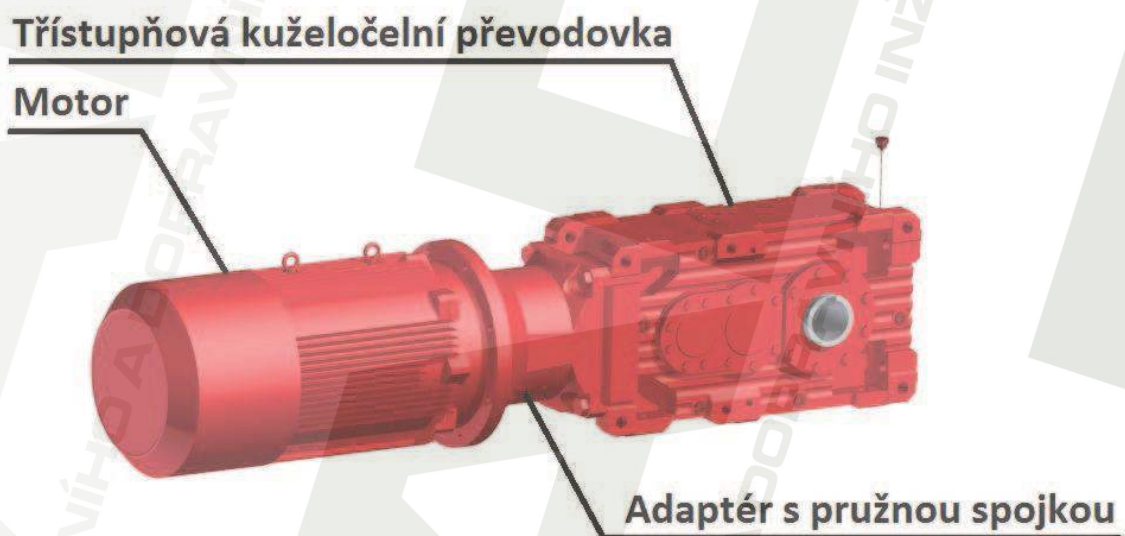
n_p [min⁻¹] výstupní otáčky převodovky dle výrobce [14] $n_p = 59,95 \text{ min}^{-1}$



6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ JEDNOTLIVÝCH CELKŮ

6.1 VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

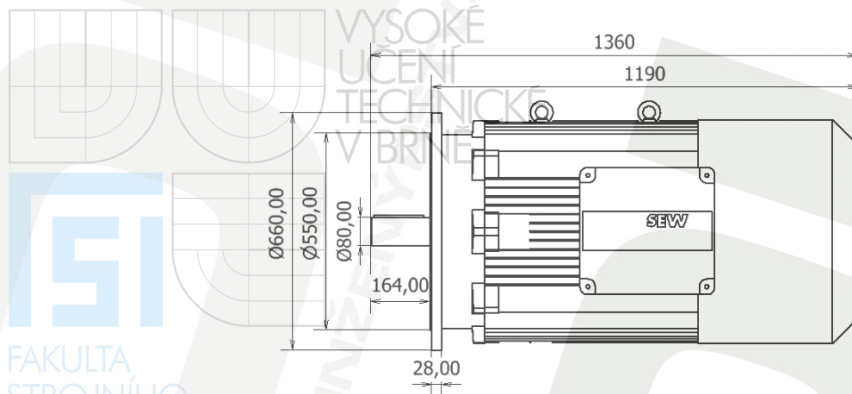
Dle vypočtených parametrů byla zvolena pohonná jednotka pásového dopravníku od firmy SEW-EURODRIVE, která se skládá z asynchronního elektromotoru s kotvou nakrátko, kuželočelní průmyslové převodovky, pružné spojky a elektromagnetické kotoučové brzdy, která je součástí motoru. Kuželočelní převodovka má dutou výstupní hřídel, která slouží k připojení hřídele poháněcího bubnu. Přenos krouticího momentu mezi hřídeli poháněcího bubnu a dutou hřídelí umístěnou v kuželočelní převodovce je zprostředkován pomocí lícovaného pera. Aby nedocházelo při rozběhu pásového dopravníku k trhání a k velkému namáhání hnacích prvků, je poháněcí jednotka vybavena softstartérem flexibilní řady PSS od firmy ABB, který způsobuje plynulý rozběh pásového dopravníku.



Obr. 34 Pohonná jednotka [19]

MOTOR

Byl zvolen motor od firmy SEW-EURODRIVE s typovým označením DRE315S4BE120. Jedná se o třífázový asynchronní motor s kotvou nakrátko o výkonu 132 kW. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tab. 6. Konstruktivní řada motorů s označením DRE splňuje požadavky vysoké efektivity. Motory jsou dle IEC 60034 T30 označeny značkou IE2, jedná se o zvýšenou účinnost motoru. Čtyřpólový motor je vybavený se standardizovanou IEC přírubou pro montáž adaptéru s pružnou spojkou. Adaptér s pružnou spojkou spojuje motor s kuželočelní průmyslovou převodovkou. Motor je dodáván s integrovanou mechanickou brzdou. Stupeň krytí motoru definovaný mezinárodní standardem IEC 60529 byl zvolen s ohledem na provozní podmínky motoru IP65. Jedná se o stupeň krytí před nebezpečným dotykem jakoukoliv součástí, úplné odolnosti proti vniknutí prachu a ochraně proti vlhnutí. Třída teplotní izolace 130 (B), byla ponechána ve standardu od výrobce.



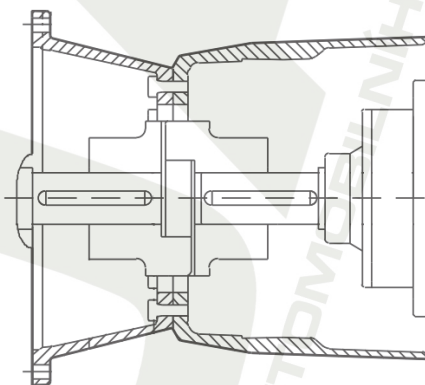
Obr. 35 Elektromotor DRE315S4BE120 [13]

Tab. 6 Parametry elektromotoru DRE315S4 [13]

Jmenovitý výkon P_M [kW]	135
Jmenovité otáčky n_M [min^{-1}]	1485
Jmenovitý krouticí moment M_N [N·m]	850
Jmenovité napětí U_N [V]	400/690
Jmenovitý proud I_N [A]	230/133
Frekvence [Hz]	50
Hmotnost m_M [kg]	1 065

ADAPTÉR S PRUŽNOU SPOJKOU

Spojení výstupní hřídele motoru se vstupní hřídelí převodovky je uskutečněno pomocí pružné spojky. Pružná spojka zajišťuje přenos krouticího momentu, tlumení rázů a vibrací, ale také zabezpečuje, aby nedošlo k přetížení motoru. Pružná spojka je uložena v adaptéru pro spojení motoru s kuželocelnicí převodovkou pomocí IEC příruby.



Obr. 36 Adaptér s pružnou spojkou [14]

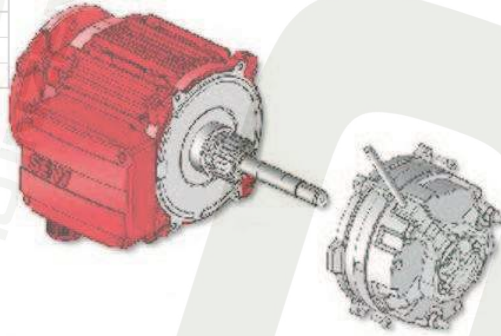
BRZDA

Jedná se o mechanickou brzdou integrovanou v motoru, která slouží k udržení dopravního pásu v klidu. Jelikož vypočítaná hodnota brzdného momentu k zastavení dopravníku vyšla záporná, není nutné k zastavení dopravníku použití brzdy. Brzda se uvolňuje elektronicky a aplikuje se pomocí přítlačných pružin. Brzda je namontována na třecí desce,



která je připevněna pouze ke štítu ložiska. Jednotku je tak možné jednoduše demontovat a vyměnit. V případě výpadku napájení se brzda aktivuje, což splňuje základní bezpečnostní požadavky. Brzda je řízena pomocí ovládání brzdy, které je buď instalované v prostoru zapojení motoru, nebo v rozvaděči. Brzda je zvolena od firmy SEW-EURODRIVE s typovým označením BE120. Maximální brzdňý moment brzdy je 600 N·m.

ISI
 FAKULTA
 STROJNÍHO
 INŽENÝRSTVÍ

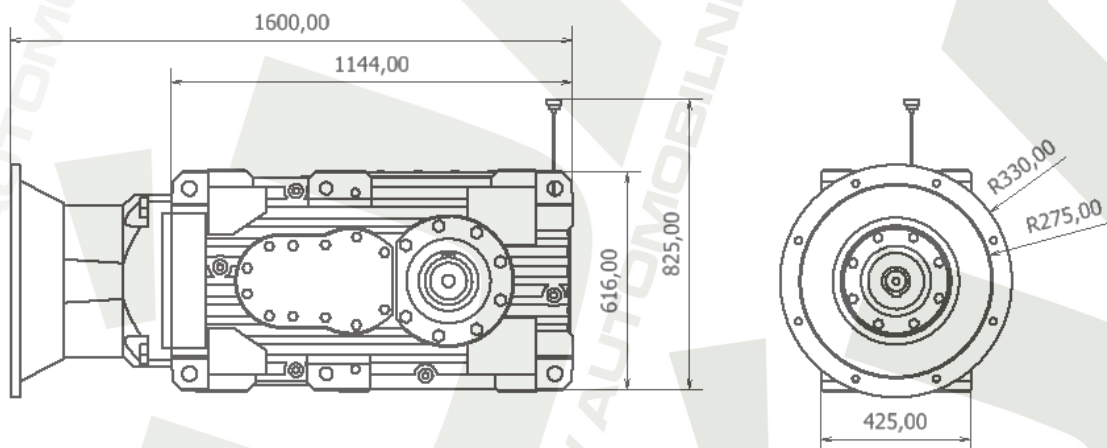


Obr. 37 Brzda BE120 [13]

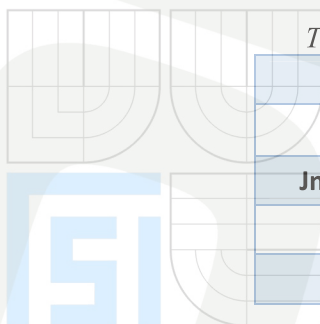
PŘEVODOVKA

Třístupňová kuželočelní převodovka byla zvolena s ohledem na potřebné výstupní otáčky a také pro získání požadovaného krouticího momentu na poháněcí bubnu pásového dopravníku. Parametry převodovky jsou uvedeny v tab. 7. Převodovka má velmi robustní nedělené základní těleso, efektivní chladicí systém a flexibilitu možností nástaveb. Třístupňová kuželočelní převodovka od firmy SEW - EURODRIVE s označením X3KA160 má dutou výstupní hřídel s drážkou pro pero, které nám slouží k napojení hřídele hnacího bubnu pásového dopravníku. Krouticí moment mezi hřídelí hnacího bubnu a převodovkou bude přenášen pomocí pera.

Třístupňová kuželočelní převodovka je mazaná rozstříkem oleje způsobeným broděním ozubených kol v olejové lázni. Kontrola oleje se provádí pomocí olejovku umístěného na převodovce. K výměně oleje převodovky nám slouží výpustný šroub.



Obr. 38 Třístupňová kuželočelní převodovka X3KA160 [14]



Tab. 7 Parametry převodovky X3KA160 [14]

Jmenovitý výkon [kW]	235
Výstupní otáčky [min^{-1}]	61
Jmenovitý krouticí moment [N·m]	3 600
Skutečné převodové číslo [-]	24,77
Hmotnost [kg]	930

SOFSTARTÉR

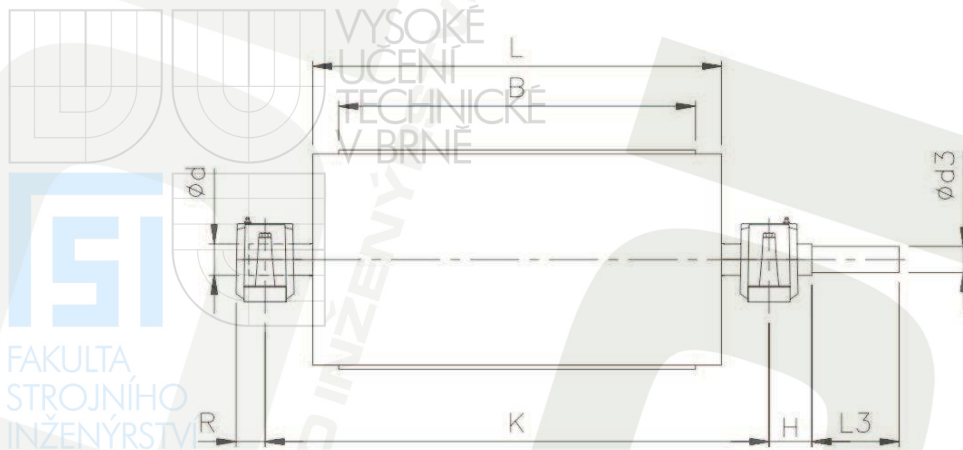
Plynulý rozběh pásového dopravníku bez trhání a vysokého namáhání poháněcích členů nám zajistí softstartér PST od firmy ABB. Jedná se o elektronické zařízení, které má za úkol plynulé spuštění asynchronního motoru. Při spuštění motoru pomocí softstartéru dojde k pozvolnému rozběhu pásového dopravníku pomocí zvyšujícího se napětí na svorkách motoru. Zvyšování napětí a tím i momentu nám umožňuje nastavitelný sklon napěťové rampy v určitém časovém intervalu. Zvolený softstartér typu PST210-600-70 byl předimenzován o jednu řadu, jelikož se jedná o těžký rozběh z důvodu délky pásového dopravníku. Softstartér bude zapojený uvnitř trojúhelníku (inside delta), čímž se docílí snížení proudu protékajícím softstartérem.



Obr. 39 Softstartér PST210-600-70 [20]

6.2 NÁVRH HNACÍHO A VRATNÉHO BUBNU PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

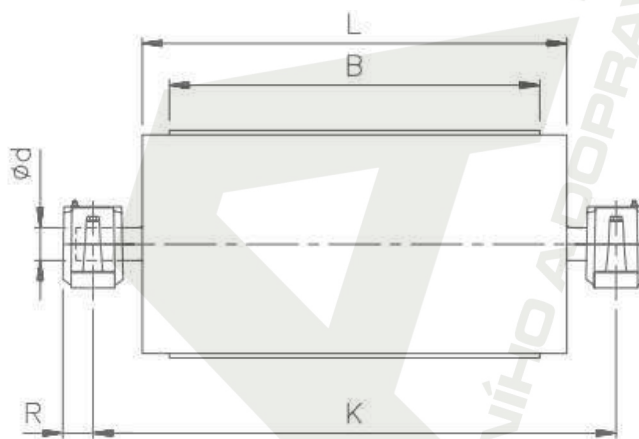
Zvolené bubny jsou od firmy Sandvik [15]. Hnací i hnaný buben pásového dopravníku mají stejné parametry s rozdílem, že hnací buben je opatřen hřídelí, pro spojení s dutou hřídelí kuželočelní třístupňové převodovky. Hnací buben je obložen pryží se vzorem z důvodu zvětšení součinitele tření a je umístěn na přepadávací straně dopravníku. Rozměry hnacího bubnu jsou uvedeny v tab. 8 a rozměry vratného bubnu jsou uvedeny v tab. 9. Vratný buben se nachází v oblasti násypu materiálu na pás. Plášť bubnu pásového dopravníku je svařovaný a vyrobený z materiálu 11 354 ČSN 41 1353 o tloušťce stěny 5 mm. Za účelem zajištění lepšího vedení pásu na bubnech, jsou bubny na koncích zkoseny. Hřídel hnacího bubnu je dodávána včetně ložiskových jednotek společně s hnacím bubnem. Hřídel je tvořena dvěma osazeními a vyrobena z materiálu 11 423. Osazení s průměrem 135 mm je určeno ke spojení s dutou hřídelí kuželočelní průmyslové převodovky. Konec hřídele je opatřen drážkou pro pero sloužící pro přenos krouticího momentu. Hřídel je uložena v ložiskových tělesech SNL 532 opatřenými soudečkovými ložisky 22232CCK na průměru hřídele 140 mm.



Obr. 40 Hnací bubna [15]

Tab. 8 Rozměry hnacího bubnu [15]

Rozměry hnacího bubnu [mm]								
Průměr bubnu	d	d ₃	L	B	K	H	R	L ₃
800	140	135	1400	1200	1680	125	118	340



Obr. 41 Vratný bubna [15]

Tab. 9 Rozměry vratného bubnu [15]

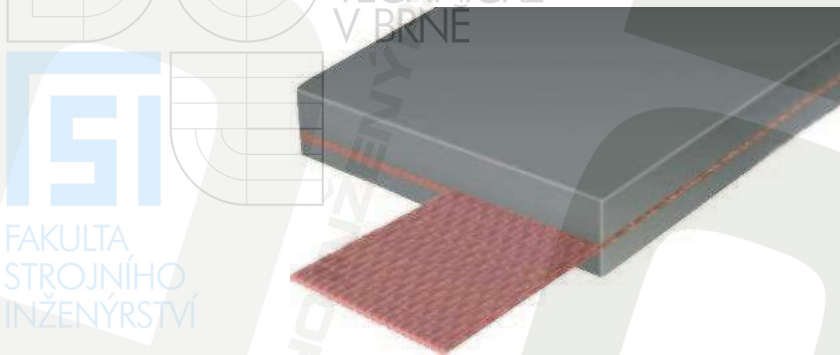
Rozměry vratného bubnu [mm]					
Průměr bubnu	d	L	B	K	R
800	140	1400	1200	1680	118

6.3 VOLBA DOPRAVNÍHO PÁSU

Dopravní pás (obr. 42) je zvolen od firmy Metso. Společnost Metso je mezinárodním dodavatelem technologií a služeb v oblasti zpracovatelského průmyslu, včetně těžby a stavebnictví. Pryžový dopravní pás je vyztužen aramidovými vlákny. Tento materiál je lehký jako jiná syntetická vlákna, ale pevný jako ocel. Kordové textilie se skládají z přímých aramidových šňůr v podélném směru. Pás má nízkou průtažnost, vynikající odolnost proti teplu,



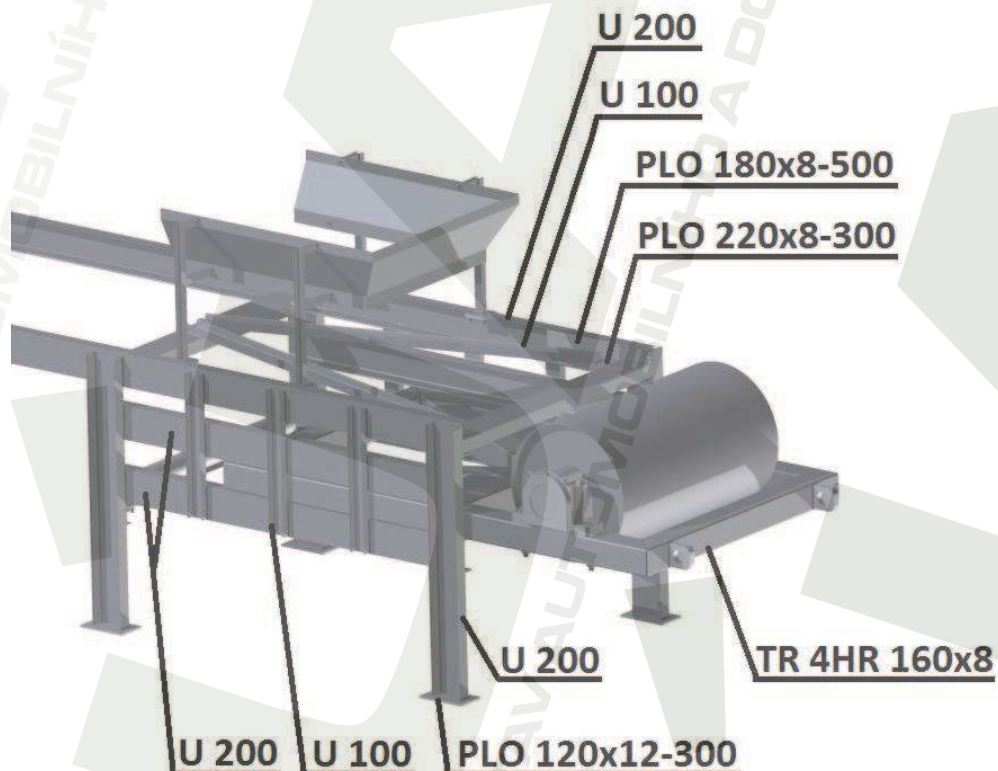
také chemikáliím a zvýšenou odolnost proti nárazům. Šířka zvoleného dopravního pásu je 1 200 mm a pevnost v tahu $160 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$.



Obr. 42 Dopravní pás [12]

NAPÍNÁNÍ DOPRAVNÍHO PÁSU

Napínání dopravního pásu bude realizováno pomocí lanového vrátku. Ložiskové jednotky, které slouží k uchycení hřídele vratného bubnu, jsou připevněny pomocí dvou šroubů ke konstrukci umožňující horizontální pohyb. Konstrukci tvoří profily uzavřené svařované se čtvercovým průřezem. Konstrukce se pohybuje mezi dvěma tyčemi průřezu U, které jsou svařeny ke stojinám a následně pomocí svislých profilů vyztuženy k hlavnímu profilům pásového dopravníku (obr. 43). K uchycení lana nám slouží úchyty přivařené v čele pohyblivé konstrukce. Konstrukce pásového dopravníku je vyztužena na straně vratného bubnu diagonálními vzpěrami přivařenými na styčnickových plechách.

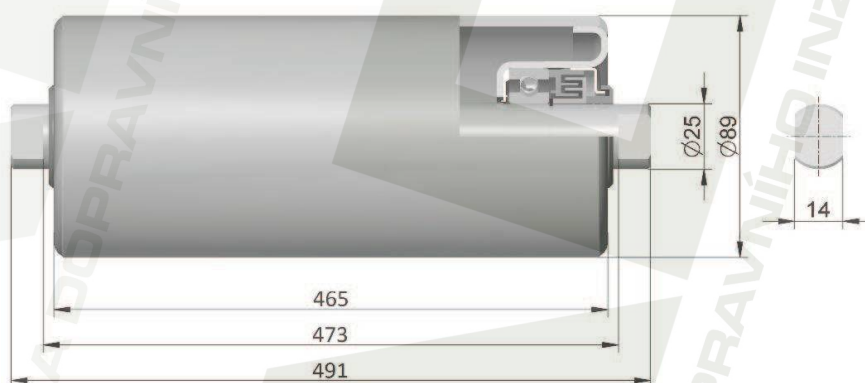


Obr. 43 Konstrukce napínání



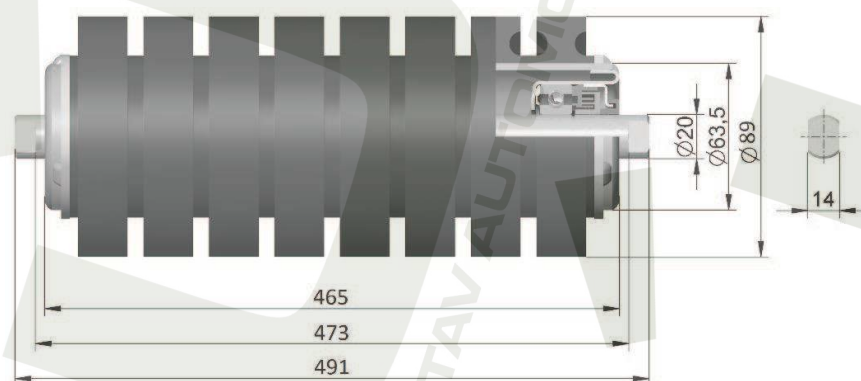
6.4 KONSTRUKCE VÁLEČKOVÝCH STOLIC

Válečkové stolice jsou dodávány firmou TRANSROLL – CZ, a.s. [11]. Válečková stolice v horní větvi, neboli v nosné větvi pásového dopravníku, je osazena třemi hladkými válečky. Krajní válečky válečkové stolice jsou skloněny vzhledem k horizontální rovině pod úhlem 30°. Rozměry válečků jsou uvedeny na obr. 44. Válečky hladké se skládají z pláště z ocelové trubky o síle stěny 4 mm, ke kterému jsou přivařená čela tažená z ocelového plechu. Válečky jsou opatřeny kuličkovými ložisky 6205 C3 a dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrchová úprava válečku je dle výrobce [11] tvořena práškovým lakem polyesterovým RAL 1003. Válečky jsou uchyceny do válečkové stolice pomocí plochého konce hřídele. Válečková stolice je vyrobena ze svařovaných plochých a úhelníkových ocelových dílů. Stolice se upevňuje na konstrukci pomocí držáku, odpadáva nutnost vrtání do konstrukce.



Obr. 44 Váleček hladký 89x465/6305 [11]

V nosné větvi pásového dopravníku jsou pod násypkou umístěny válečkové stolice, které jsou tvořeny třemi kotoučovými válečky, které nám slouží ke snížení dynamických účinků dopadů materiálu. Kotoučové válečky jsou vyrobeny z ocelové trubky o síle stěny 3 mm, ke kterým jsou přivařená čela tažená z ocelového plechu. Na plášti dopadového válečku jsou nalisovány a zajištěny kotouče z pryže o tvrdosti 65 Sh. Na hřídeli válečku jsou umístěny kuličková ložiska 6204 C3, které jsou chráněna labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrchová úprava válečku je dle výrobce [11] tvořena základním syntetickým nátěrem. Rozměry válečku jsou uvedeny na obr. 45. Konstrukce válečkové stolice je shodná s konstrukcí stolice s hladkými válečky.

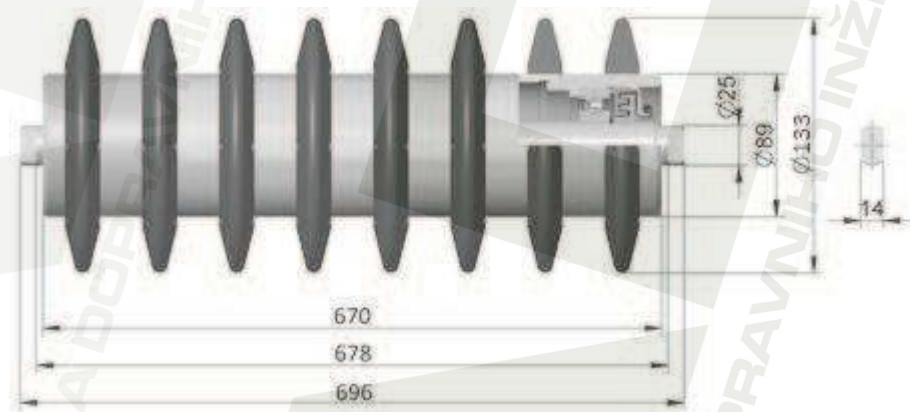


Obr. 45 Váleček kotoučový 89/63x465/6204[11]



Spodní, neboli vratná válečková stolice je tvořena dvěma diskovými válečky. Rozměry diskového válečku jsou uvedeny na obr. 46. Diskový váleček tvoří plášť z ocelové trubky o síle stěny 3 mm, ke které jsou přivařeny čela tažená z ocelového plechu. Na plášti válečku jsou nalisovány disky z pryže o tvrdosti 64 Sh. V tomto případě bude plášť tvořen deseti disky. Uvnitř válečku jsou umístěna kuličková ložiska 6204 C3. Ložiska jsou chráněny dvoustupňovým labyrintovým těsněním s tukovou předkomůrkou. Povrchová úprava válečku je dle výrobce [11] tvořena práškovým lakem polyesterovým RAL 1003.

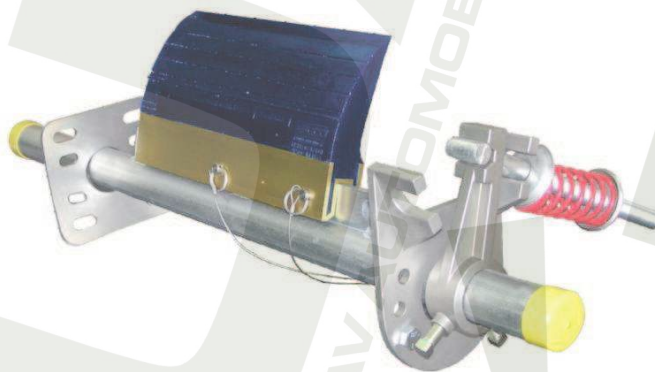
Vzhledem k navrhnuté konstrukci a k použití vnitřního stěrače dopravního pásu, jsou ve vratné větvi u vratného a hnacího bubnu umístěné jednoválečkové stolice s hladkými válečky. Rozměry průměrů válečků jsou shodné jako u válečkové stolice se dvěma diskovými válečky, odlišné jsou pouze délkové rozměry. Hladký váleček má délku 1 400 mm.



Obr. 46 Váleček diskový 133/63x670/6204 [11]

6.5 VOLBA STĚRAČŮ

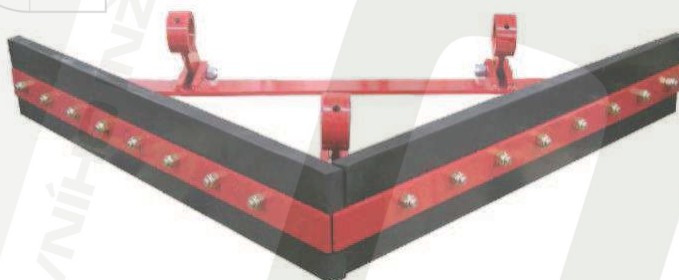
Čelní stěrač pro navrhovaný dopravník byl volen od firmy ASGCO (obr. 47). Čelní stěrač slouží k odstranění zbytkového materiálu, který ulpěl na pásu, aby nedocházelo k nalepování na válečky ve vratné větvi, což by mělo za následek vychýlení dopravního pásu, popřípadě zničení válečků. Jednolamelová konstrukce stěrače stírá celou šířku dopravního pásu. Čelní stěrač je montován na hnací buben těsně za místo, kde dopravovaný materiál opouští dopravní pás.



Obr. 47 Čelní stěrač [21]



Pro čištění spodní vnitřní strany dopravního pásu byl zvolen pluhový stěrač od firmy ASGCO. Pluhový stěrač odstraňuje dopadnutý, popřípadě nalepený materiál na vnitřní straně pásu. Pluhy jsou konstruovány do písmene V (obr. 48). V rámu pluhu je uchycena manžeta, která stírá pás. Při montáži stěrače musí být umožněn vertikální pohyb pluhu. Pluhové stěrače zabraňují vniknutí materiálu mezi pás a buben, aby nedocházelo k nalepování materiálu na hnací buben, což by mělo za následek vybočení dopravního pásu. Pluhový stěrač je umístěn těsně před vratným bubnem pásového dopravníku.

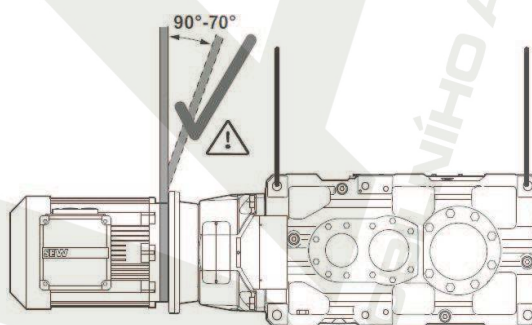


Obr. 48 Pluhový stěrač [22]

7 MONTÁŽ POHONNÉ JEDNOTKY

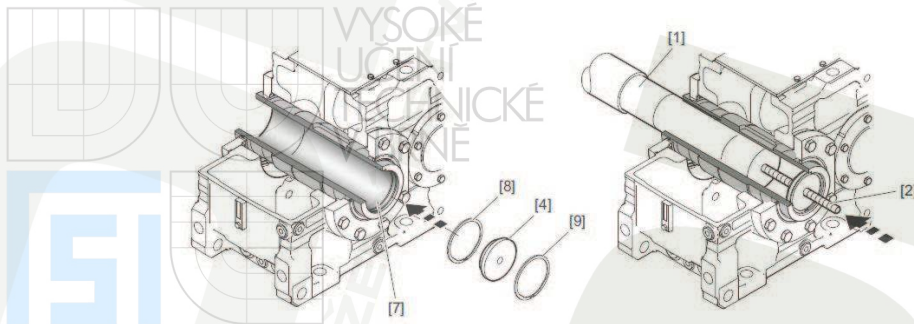
Manipulace s motorem a kuželočelní průmyslovou převodovkou musí být při montáži pouze pomocí příslušných transportních ok. Průmyslová převodovka je dodávána bez olejové náplně. Po provedení instalace pohonné jednotky je nutné průmyslovou převodovku naplnit olejovou náplní předepsaného typu.

Převodovka s adaptérem motoru se smí transportovat pomocí zvedacích lan nebo zvedacích pásů pod úhlem od 90° do 70° vzhledem horizontální rovině (obr. 49).



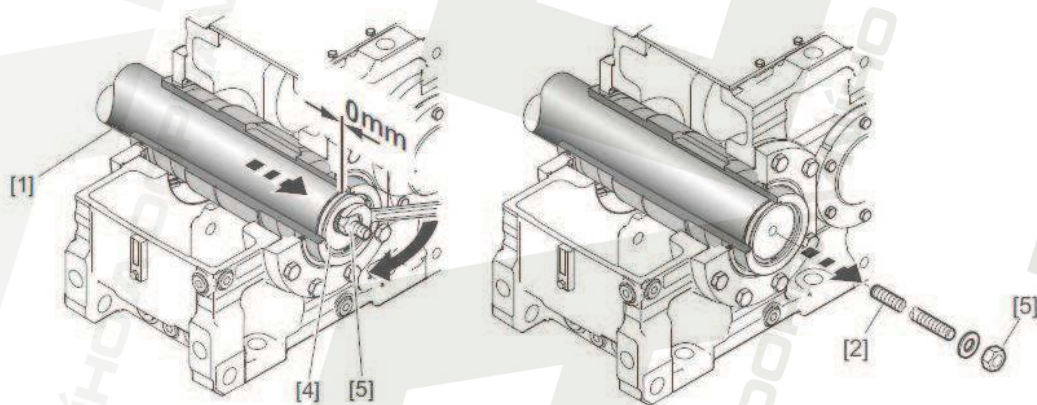
Obr. 49 Převodovka s adaptérem motoru [23]

Dle výrobce SEW-EURODRIVE [23] je nutné nasadit při montáži kuželočelní průmyslové převodovky s hřídelí hnacího bubnu vnitřní pojistný kroužek [8] na dutou hřídel [7] průmyslové kuželočelní převodovky. Dále je potřeba zajistit koncovou desku [4] pomocí vnějšího pojistného kroužku [9]. Poté zašroubujte závitovou tyč [2] do hřídele hnacího bubnu [1] (obr. 50). Při utahování je potřeba respektovat utahovací momenty dané výrobcem.



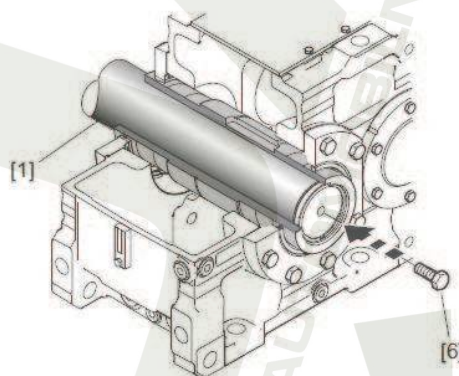
Obr. 50 Montáž průmyslové převodovky s hřídelí hnacího bubnu [23]

Dalším krokem je dotažení hřídele hnacího bubnu [1] maticí [5] tak, aby na sebe dosedly konec hřídele [1] a koncová deska [4]. Následně se povolí matice [5]. Poté se vyšroubujete a vyjme závěťová tyč [2] (obr. 51).



Obr. 51 Nasunutí hřídele hnacího bubnu do průmyslové převodovky [23]

Hřídel hnacího bubnu [1] je nutné zajistit upevňovacím šroubem [6] (obr. 52). Upevňovací šroub se zajistí vhodnou pojistkou.

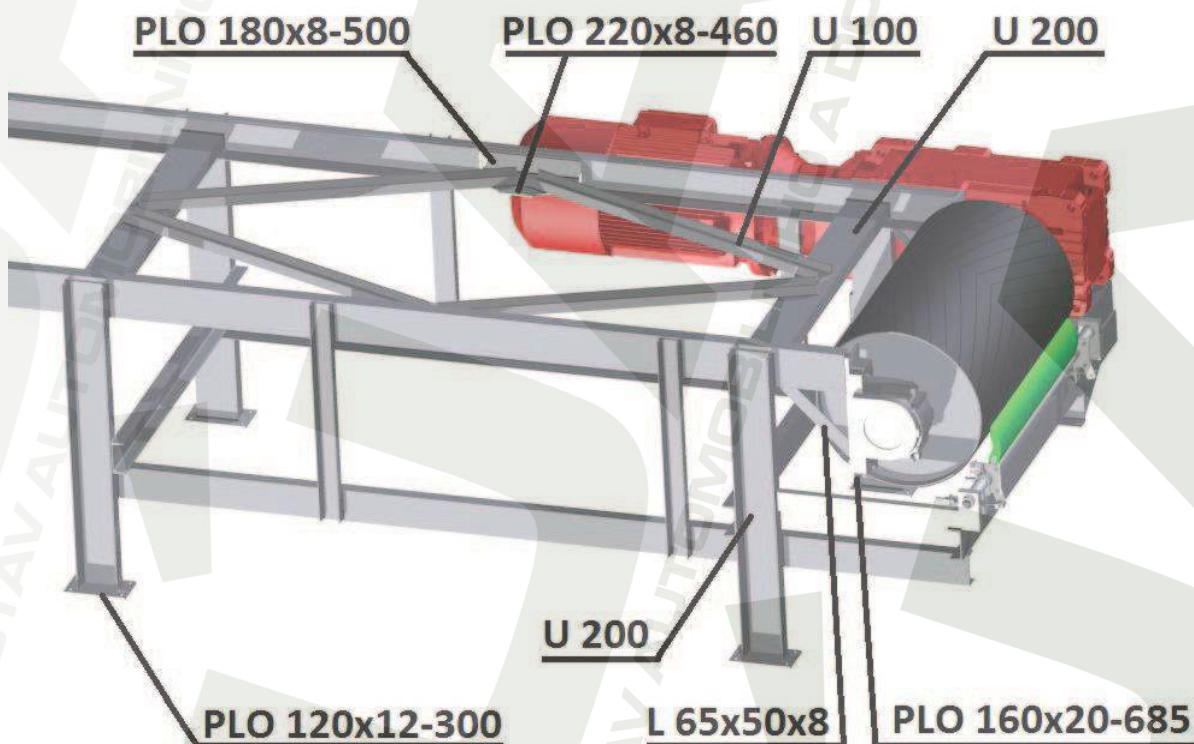


Obr. 52 Zajištění hřídele hnacího bubnu v převodovce [23]



8 KONSTRUKCE PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Konstrukce pásového dopravníku (obr. 53) se skládá z normalizovaných U-profilů ČSN 42 5570 vyrobených z materiálu se zaručenou svařitelností 11 523. Jedná se o svařovanou konstrukci, která se skládá z podélných nosných U-profilů, na kterých jsou uchyceny horní válečkové stolice. V místě násypu materiálu bude také na nosných profilech připevněna násypka. Nosné profily jsou dodávány nejvýše v délce 20 m, a proto k dosažení požadované délky pásového dopravníku se musí prodlužovat nosným profilem stejných rozměrů. Spojení nosných profilů, ale také všechny svary konstrukce pásového dopravníku, budou realizovány pomocí svarového spoje běžnou metodou ručního obloukového svařování obalenou elektrodou. Z vnější strany nosných profilů, jsou v určitých roztečích přivařeny stojiny. Stojiny jsou umístěny na plechových patkách, které jsou opatřeny čtyřmi dírami sloužící k zakotvení pásového dopravníku k pevným prvkům. Příčné spojení nosných profilů zajišťují profily stejných rozměrů se shodujícími se rozteči jako u stojin. Diagonální vyztužení v místě hnacího bubnu bude jednou stranou přivařeno k příčným profilům konstrukce a druhou stranou přivařeno ke styčnickovým plechům, které jsou pomocí plechů přivařeny na vnitřní stranu podélných profilů a umístěn v poloviční vzdálenosti rozteči stojin. Uchycení spodních válečkových stolic bude pomocí U-profilu navařeného na stojinách pásového dopravníku. Ložiskové jednotky nesoucí hnací buben pásového dopravníku budou připevněny pomocí dvou šroubů k plechům pro uchycení ložiskových jednotek. Plechy k uchycení ložiskových jednotek jsou přivařeny z čela k nosným profilům konstrukce a vyztuženy L-profil, které jsou přivařeny ke stojinám.



Obr. 53 Konstrukce pásového dopravníku



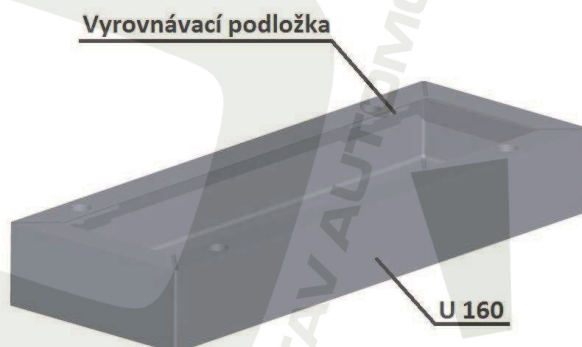
9 NÁVRH RÁMU POHONU

Byl proveden návrh rámu pohonu sloužící k uchycení pohonu pásového dopravníku. Pohon se skládá z motoru, kuželočelní průmyslové převodovky a adaptéru s pružnou spojkou. Jedná se o svařovanou konstrukci z normalizovaných U-profilů ČSN 42 5570 vyrobené z konstrukční oceli se zaručenou svařitelností S355. Rám pohonu (obr. 54) se ke konstrukci pásového dopravníku připojuje svařovým spojením. Pro přivaření byla volena metoda ručního obloukového svařování obalenou elektrodou. Rám se skládá z podélných profilů U 160 přivařených ke stojinám v podélném směru konstrukce dopravníku v délce dvou stojin. Podélné profily jsou vyztuženy svislými výztuhy z profilů U 100 k podélnému nosnému profilu konstrukce pásového dopravníku. Na podélné profily rámu pohonu jsou vodorovně přivařeny příčné profily U 160. Příčné profily slouží k uchycení svařované obdélníkové konstrukce, ke které se montuje kuželočelní převodovka a také slouží k vyztužení stojin konstrukce pásového dopravníku, ke kterým jsou přivařeny. Převísle konce příčných profilů, ke kterým bude přivařena svařovaná obdélníková konstrukce sloužící k uchycení převodovky, jsou vyztuženy profilem U 100 přivařenému k podélnému profilu rámu pohonu.



Obr. 54 Rám pohonu

Svařovaná obdélníková konstrukce přivařená k příčným profilům rámu pohonu tvořená z profilů U 160 slouží k připevnění kuželočelní převodovky. V podélných profilech svařované obdélníkové konstrukce jsou vyvrtány díry potřebné k uchycení převodovky pomocí čtyř šroubů velikosti M39 (obr. 55).



Obr. 55 Obdélníková konstrukce



Z důvodu zkosení vnitřní hrany U-profilů obdélníkové konstrukce sloužící k uchycení převodovky pomocí šroubového spoje, bude zapotřebí použití vyrovnávacích podložek s dírou pro šroub (obr. 56), které nám zabezpečí rovnoměrné dosednutí podložek šroubového spoje na vnitřní straně profilu. Z důvodu zabezpečení pohybu vyrovnávacích podložek, jsou podložky přivařeny k vnitřní straně U-profilů obdélníkové konstrukce.



Obr. 56 Vyrovnávací podložka



10 PEVNOSTNÍ VÝPOČET RÁMU POHONU

10.1 VLASTNOSTI MATERIÁLU

Rám pohonu pásového dopravníku je vyrobený z materiálu S355. Vlastnosti materiálu byly zjištěny z literatury [15] :

Modul pružnosti: 210 000 MPa

Modul pružnosti ve smyku: 81 000 MPa

Mez kluzu: 355 MPa

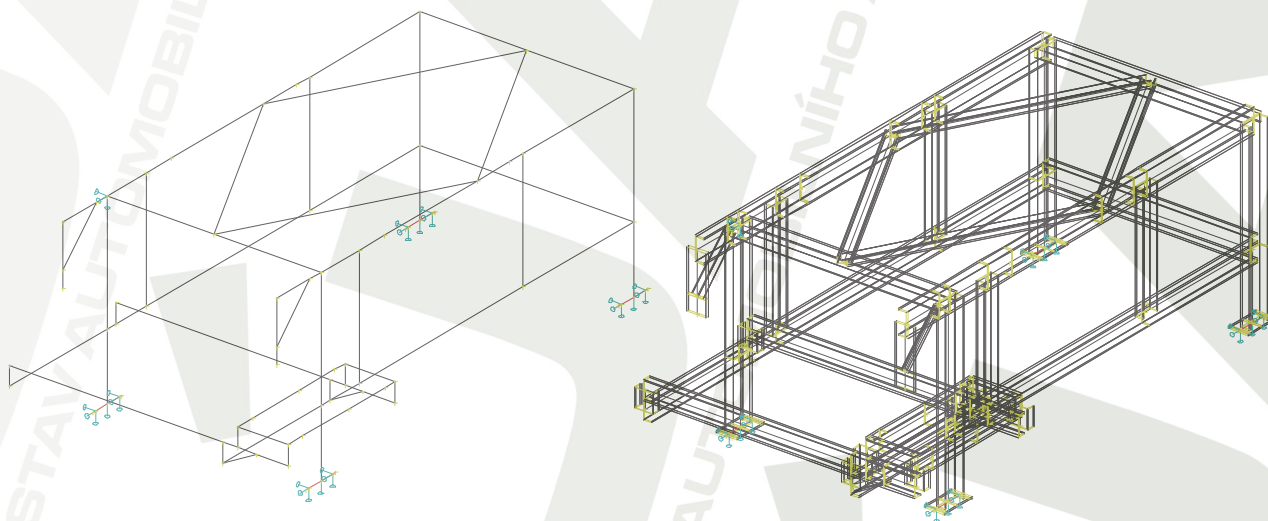
Mez pevnosti: 510 MPa

Hustota: 7 850 kg·m⁻³

Hodnota návrhové pevnosti, s kterou se porovnávají hodnoty vypočítaných napětí, byla volena mez kluzu daného materiálu.

10.2 PRUTOVÝ MODEL

Pro návrh profilů jednotlivých prvků, byl vytvořen prutový model v programu IDA Nexis. Pro zjednodušení pevnostního výpočtu bylo počítáno pouze z částí konstrukce pásového dopravníku tvořené rámem pohonu (obr. 57). Toto zjednodušení bylo zvoleno s ohledem na působení namáhání rámu pohonu na dopravník. Předpoklad počítá s tím, že všechny síly budou přeneseny do podpěrné konstrukce v prvním poli. Zvolený model dále na stranu bezpečnosti nezohledňuje vliv spojitosti horního podélného U-profilu (U 200).



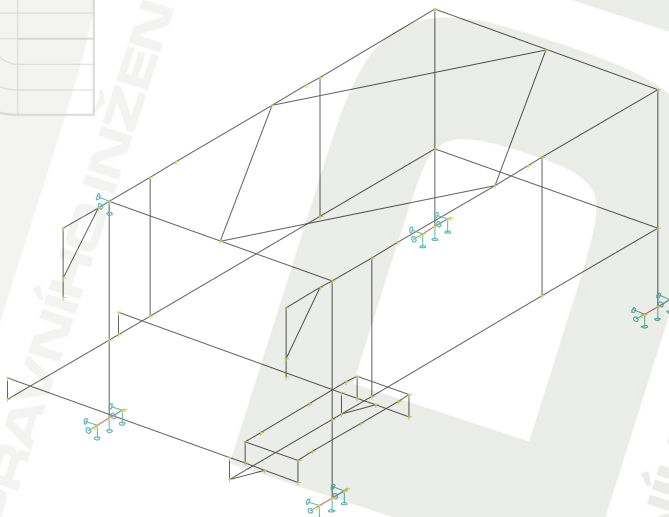
Obr. 57 Prutový model části pásového dopravníku



10.3 ZATĚŽOVACÍ STAVY

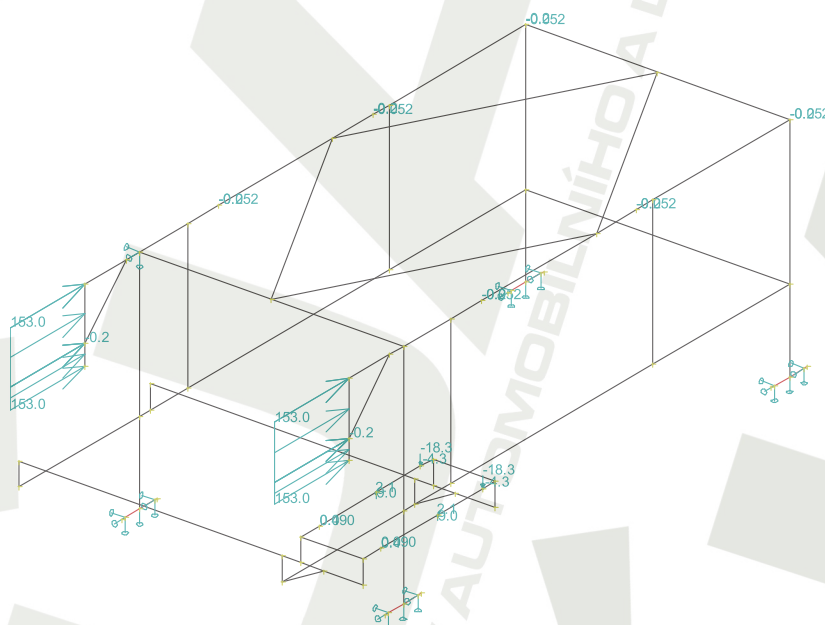
Pro návrh jednotlivých prvků byly vytvořeny čtyři zatěžovací stavy (dále jen ZS):

- ZS1 je tvořen pouze vlastní tíhou konstrukce pásového dopravníku (obr. 58).



Obr. 58 Zatěžovací stav od vlastní tíhy

- ZS2 je tvořen stálým zatížením. Jako stálé zatížení bylo uvažováno: motor, kuželocelní průmyslová převodovka, adaptér s pružnou spojkou, horní válečková stolice, dolní válečková stolice, hnací buben, ložiskové domečky, dopravní pás a síly od napínání dopravního pásu (obr. 59).



Obr. 59 Zatěžovací stav od stálého zatížení

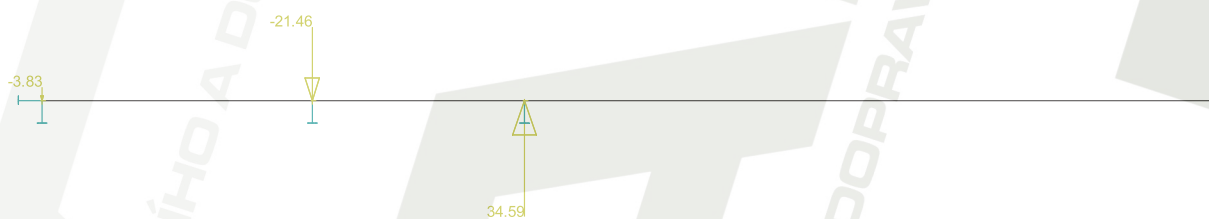
Pomocí programu IDA Nexis byly vytvořeny tři nebezpečné kombinace na únosnost konstrukce pásového dopravníku. První kombinací byl zvolený ZS1 spolu se ZS2. Ve druhé kombinaci byl zvolený ZS1 + ZS2 + ZS3. Ve třetí nebezpečné kombinaci byl zvolen ZS1 + ZS2 + ZS4. Při výpočtu byly zohledněny zároveň i mimořádné stavy, například vybočení dopravního pásu, ztráta únosnosti kotevnicích šroubů apod., na které je výše popsána konstrukce nadimenzována.

10.4 URČENÍ JEDNOTLIVÝCH ZATÍŽENÍ

Pro výpočet zatížení od motoru na svařovanou obdélníkovou konstrukci byl vytvořen náhradní nosník. Nosník odpovídá geometrii obdélníkové konstrukci sloužící k uchycení převodovky a polohy těžiště motoru (obr. 62). Z tohoto modelu vzešlo zatížení jednotlivých úchytů převodovky od tíhy motoru (obr. 63).



Obr. 62 Náhradní nosník se zatěžující silou od motoru

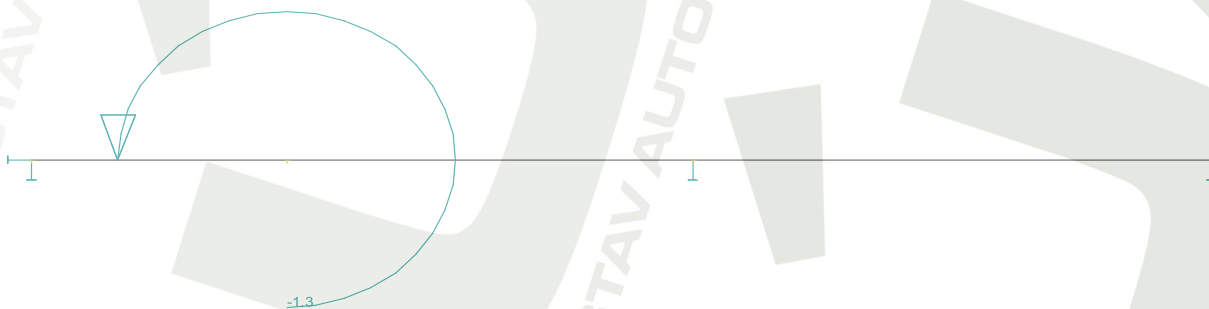


Obr. 63 Výsledné zatížení působící od motoru

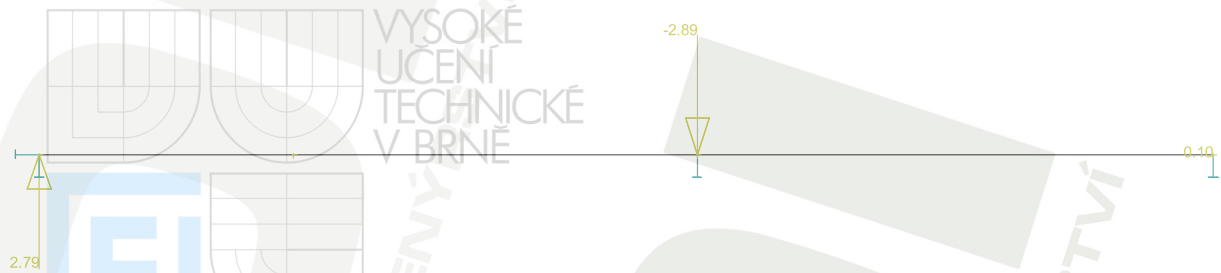
Zatížení od převodovky bylo rovnoměrně rozděleno na jednotlivé úchytové body.

Pro výpočet zatížení od rozjezdového momentu (obr. 64) a momentu potřebného pro udržení dopravního pásu v klidu (obr. 66) působícího na hřídel převodovky byly vytvořeny další náhradní nosníky odpovídající geometrii úchytových bodů převodovky a polohy osy hřídele. Z těchto modelů vzešlo zatížení jednotlivých úchytů převodovky od rozjezdového momentu (obr. 65) a momentu potřebného pro udržení dopravního pásu v klidu (obr. 67).

Zatížení při rozjezdu pásového dopravníku od rozjezdového momentu:

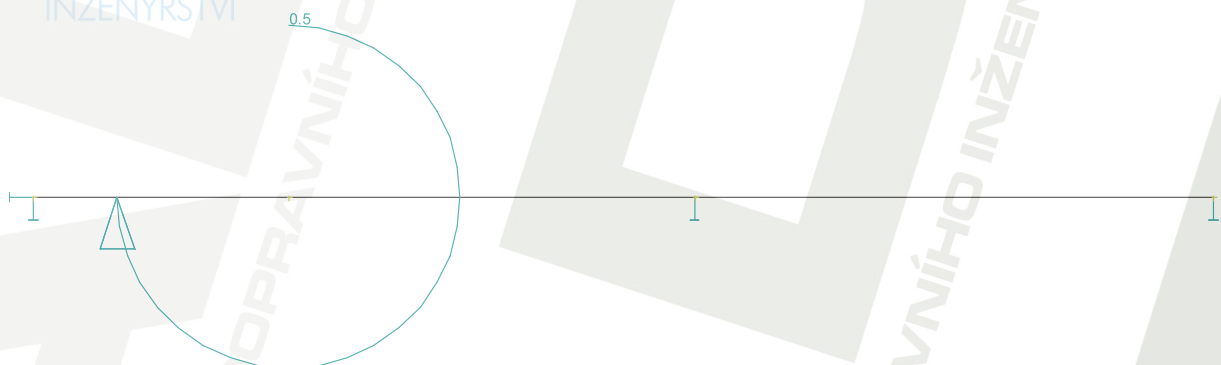


Obr. 64 Náhradní nosník se zatížením od rozjezdového momentu

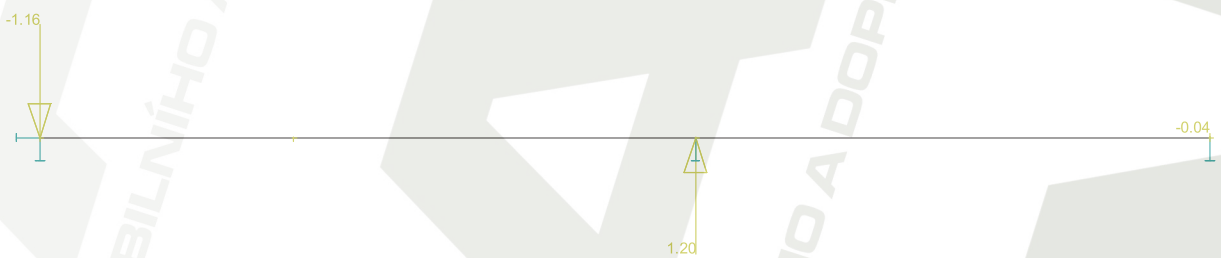


Obr. 65 Výsledné zatížení působící od rozjezdového momentu

Zatížení při udržení dopravního pásu v klidu od brzdného momentu:



Obr. 66 Náhradní nosník se zatížením od brzdného momentu



Obr. 67 Výsledné zatížení působící od brzdného momentu

Zatížení bylo zadáváno v souladu se sklonem pásového dopravníku v závislosti na převýšení terénu.

Dílní vypočtené zatížení z náhradních modelů bylo implementováno do globálního modelu části pásového dopravníku. Jednotlivé dílní zatížení byly rozděleny do výše uvedených zatěžovacích stavů.

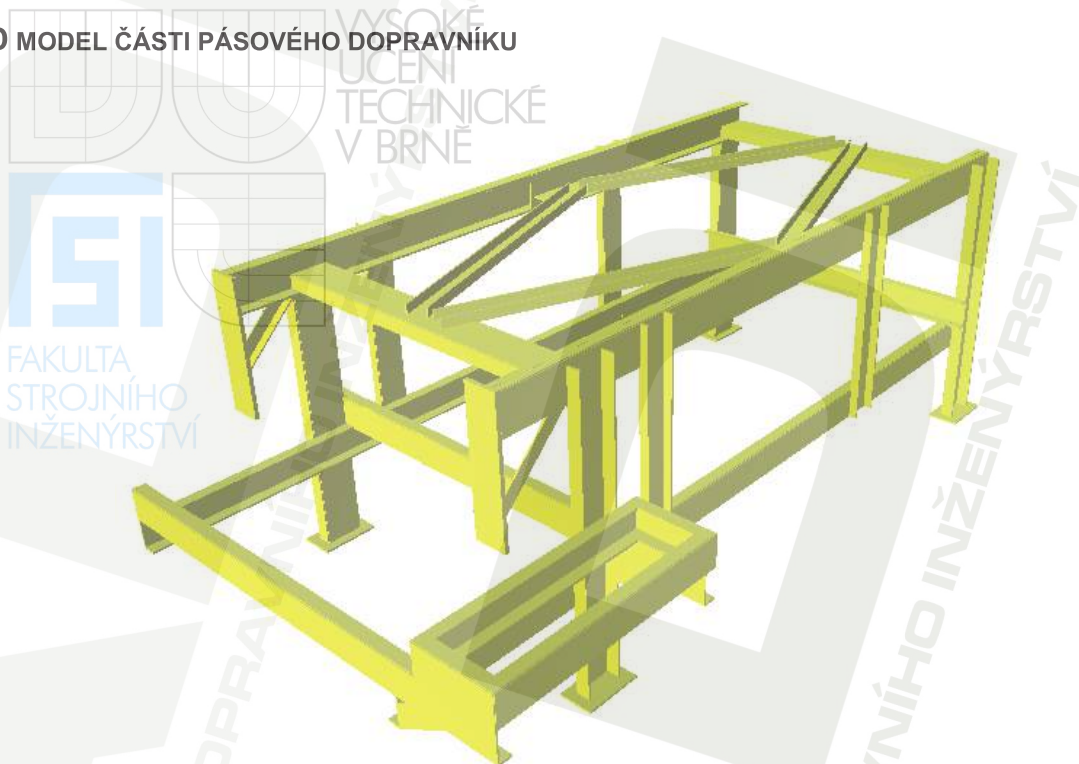
10.5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Z prutového modelu části pásového dopravníku byly optimalizovány profily jednotlivých prutů.

Na základě předběžného určení profilů byl zhotoven 3D model části pásového dopravníku pro určení detailnějšího rozdělení izoploch napětí. Maximální napětí jednotlivých průřezů byly porovnány s únosností použité oceli S355 a jednotlivé bezpečnosti profilů jsou uvedeny v tab. 10.

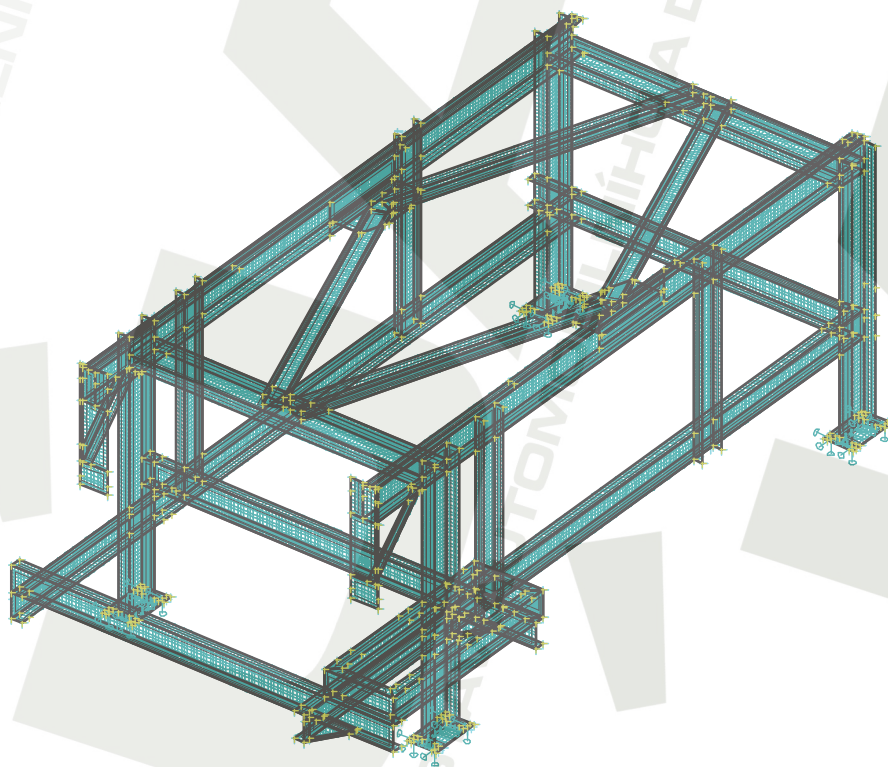


3D MODEL ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU



Obr. 68 3D model části pásového dopravníku

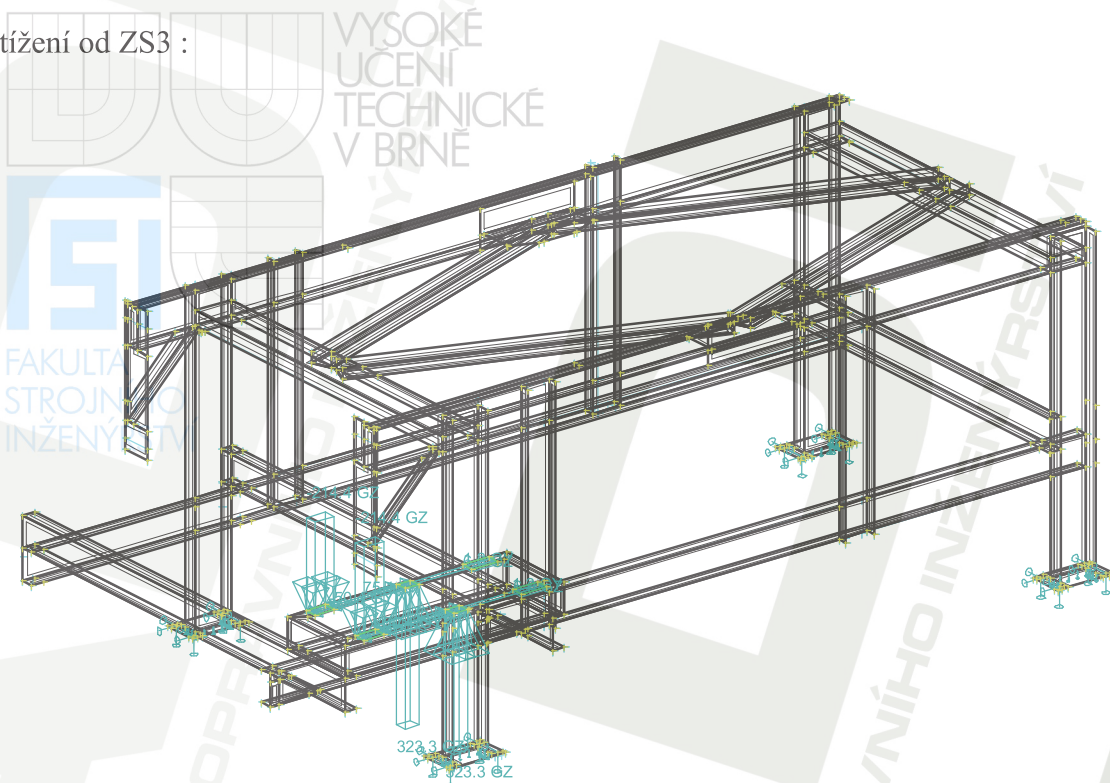
Z 3D modelu části pásového dopravníku byl vytvořen FEM (finite element method) model. Na modelu jsou použity prvky typů skořepina s počtem prvků 40 033. Maximální velikost hrany prvku je 20 mm (obr. 69).



Obr. 69 FEM model

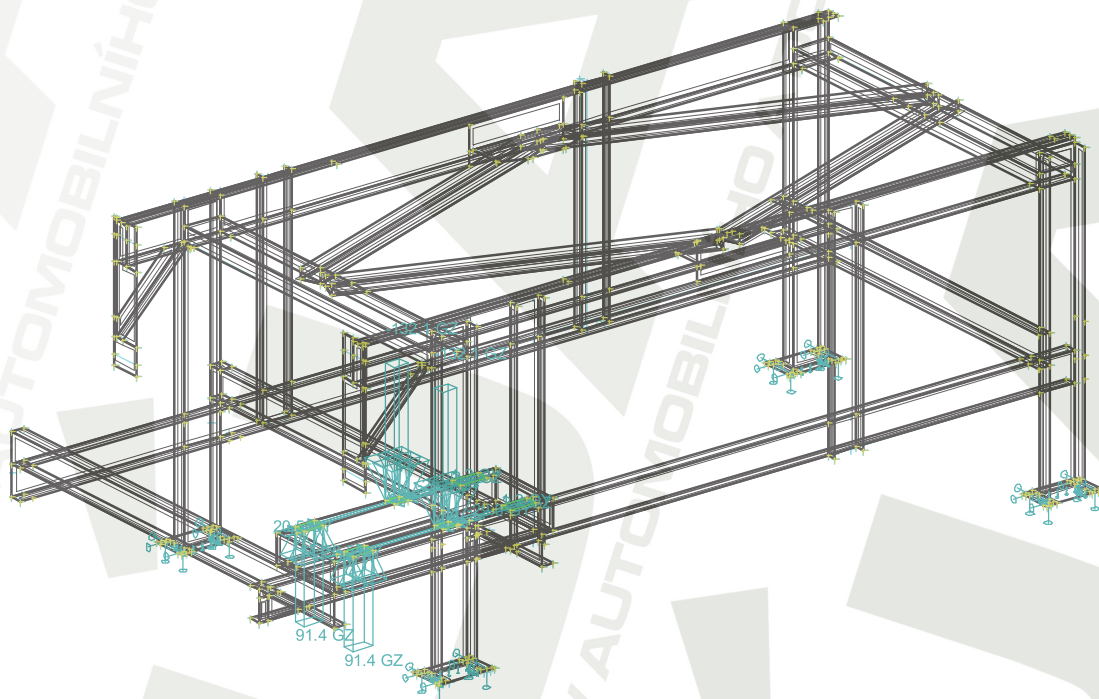


Zatížení od ZS3 :



Obr. 72 Zatížení od ZS3

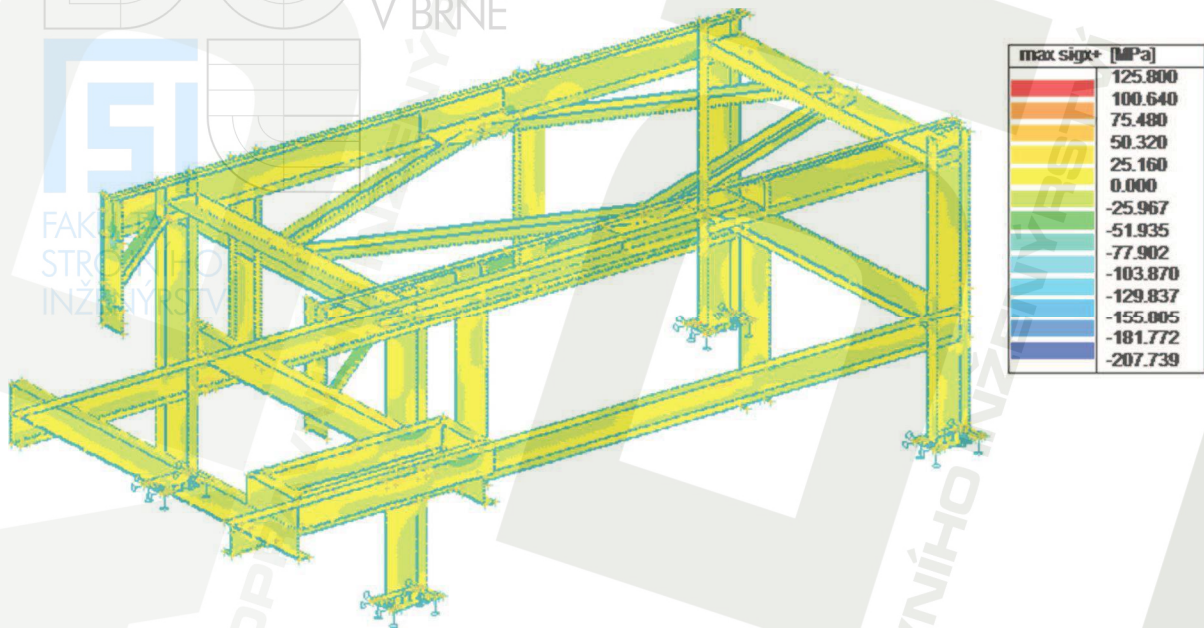
Zatížení od ZS4:



Obr. 73 Zatížení od ZS4

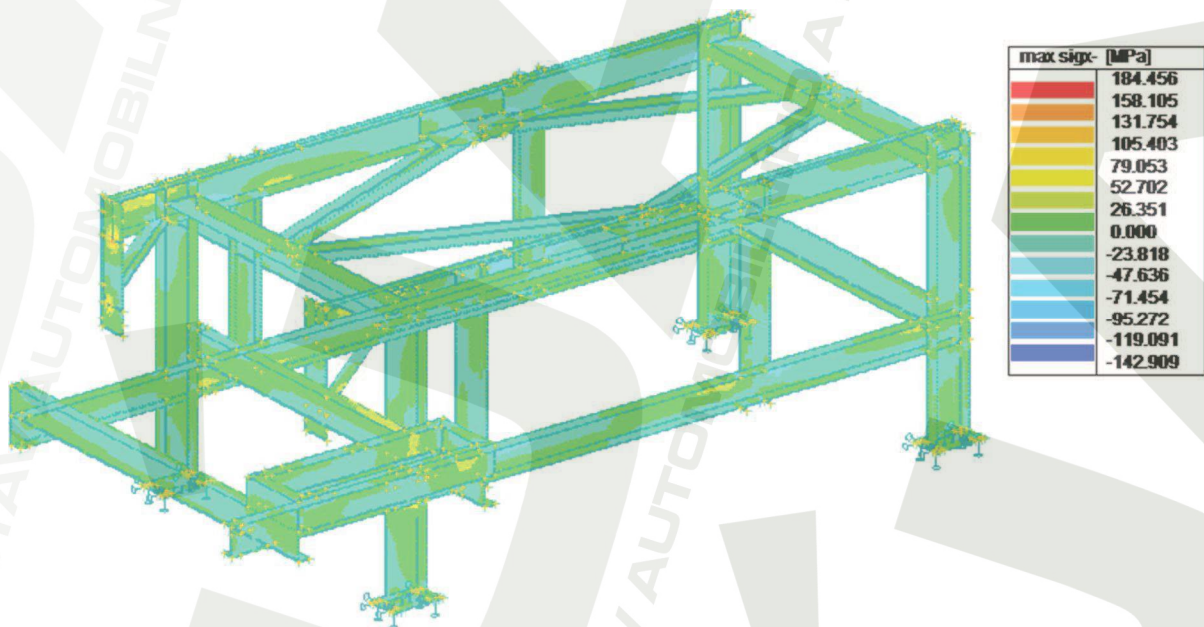

VÝSLEDNÁ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA KOSTRUKCI

Napětí v příčném směru části pásového dopravníku na vnitřní straně prvků:



Obr. 74 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí, HMH průměr, příčný směr, vnitřní strana prvků, max. tahové napětí 125,8 MPa, max. tlakové napětí 207,739 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, minusové hodnoty znázorňují tlak, plusové hodnoty znázorňují tah, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených napětí

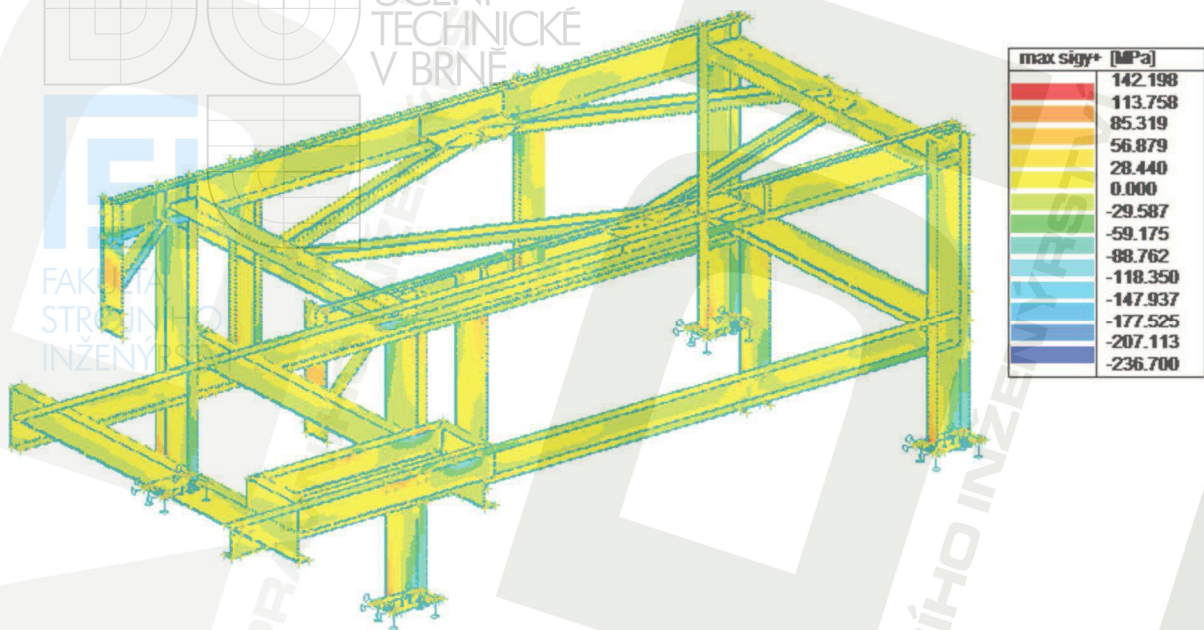
Napětí v příčném směru části pásového dopravníku na vnější straně prvků:



Obr. 75 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí, HMH průměr, příčný směr, vnější strana prvků, max. tahové napětí 184,456 MPa, max. tlakové napětí 142,909 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, minusové hodnoty znázorňují tlak, plusové hodnoty znázorňují tah, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených napětí

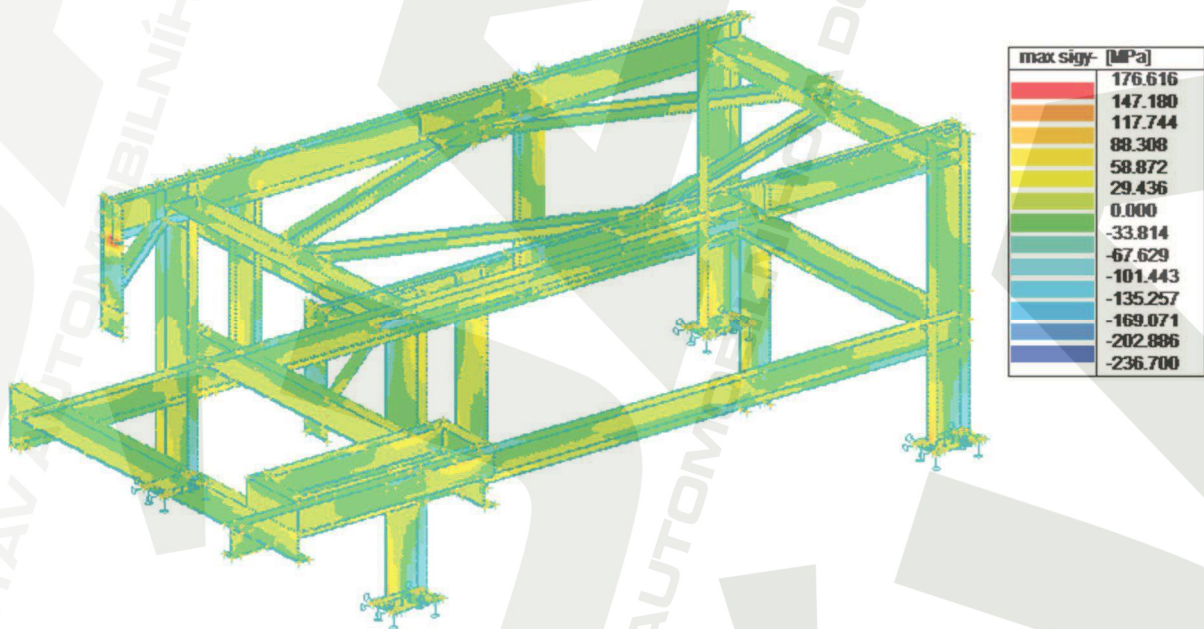


Napětí v podélném směru části pásového dopravníku na vnitřní straně prvků:



Obr. 76 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí, HMM průměr, podélný směr, vnitřní strana prvků, max. tahové napětí 142,198 MPa, max. tlakové napětí 236,7 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, minusové hodnoty znázorňují tlak, plusové hodnoty znázorňují tah, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených napětí

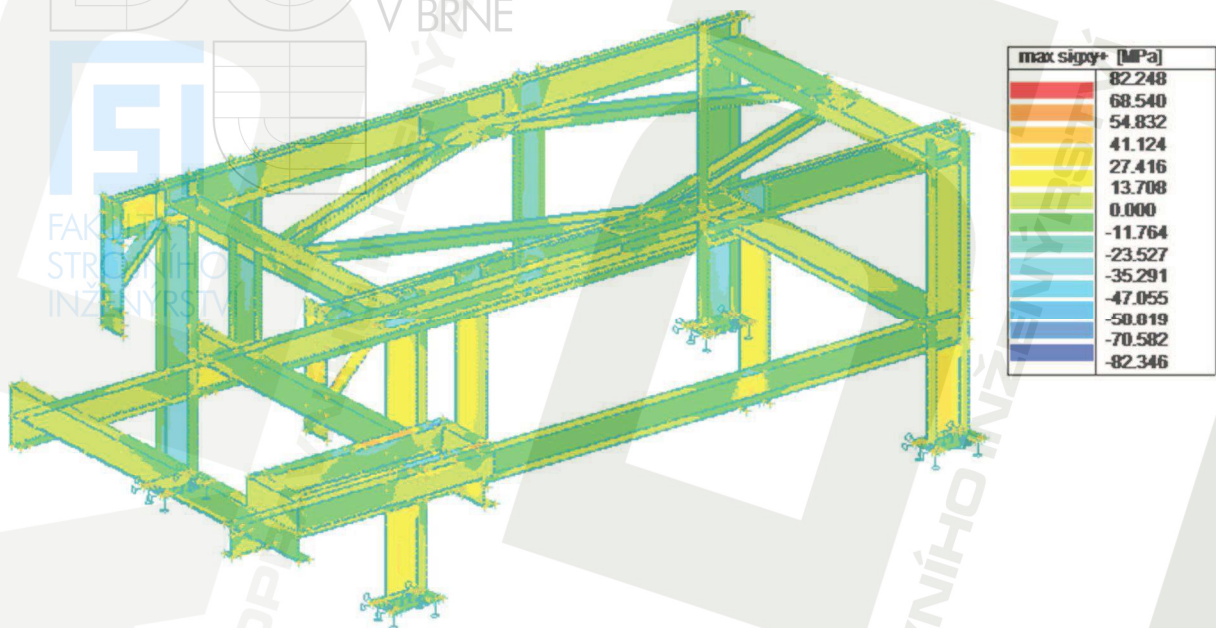
Napětí v podélném směru části pásového dopravníku na vnější straně prvků:



Obr. 77 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí, HMM průměr, podélný směr, vnější strana prvků, max. tahové napětí 176,616 MPa, max. tlakové napětí 236,7 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, minusové hodnoty znázorňují tlak, plusové hodnoty znázorňují tah, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených napětí

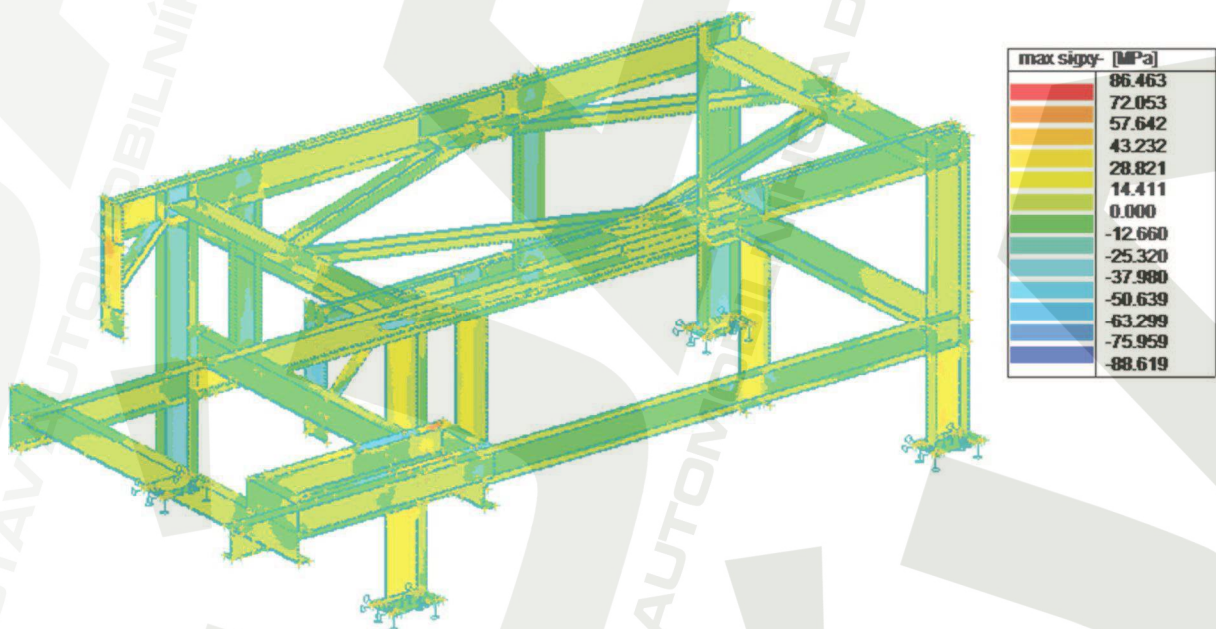

VÝSLEDNÁ SMYKOVÁ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA KOSTRUKCI

Napětí ve smyku na vnitřní straně prvků:



Obr. 78 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí ve smyku, HMM průměr, vnitřní strana prvků, smykové napětí dosahuje max. hodnoty 82,346 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených smykových napětí

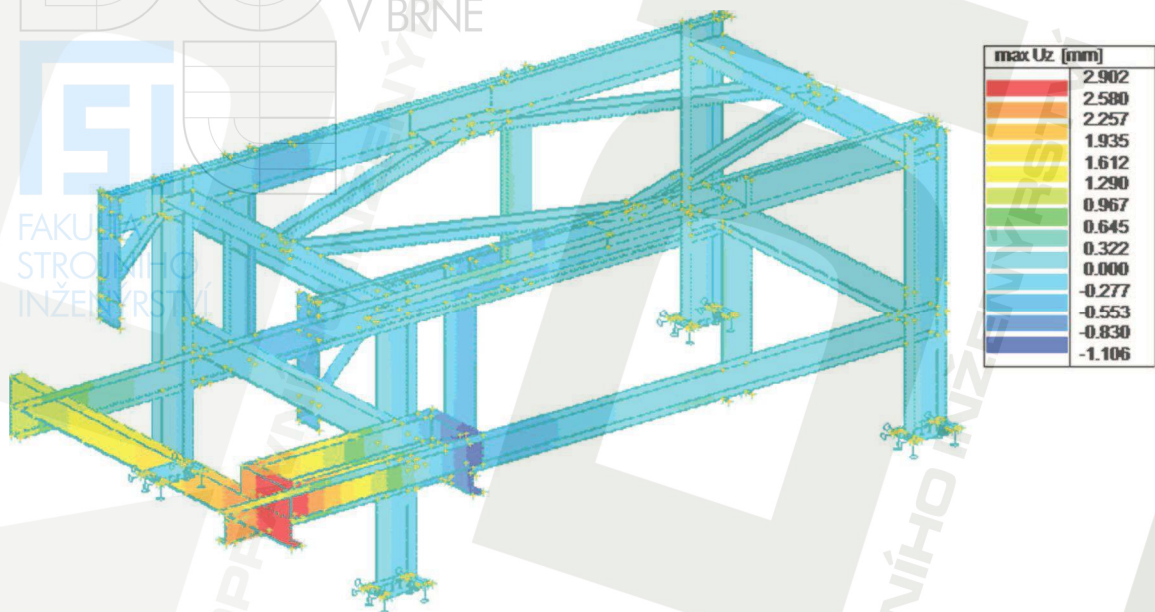
Napětí ve smyku na vnější straně prvků:



Obr. 79 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení napětí ve smyku, HMM průměr, vnější strana prvků, smykové napětí dosahuje max. hodnoty 88,619 MPa, měřítko 1, rozsah napětí -355 – 355 MPa, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených smykových napětí

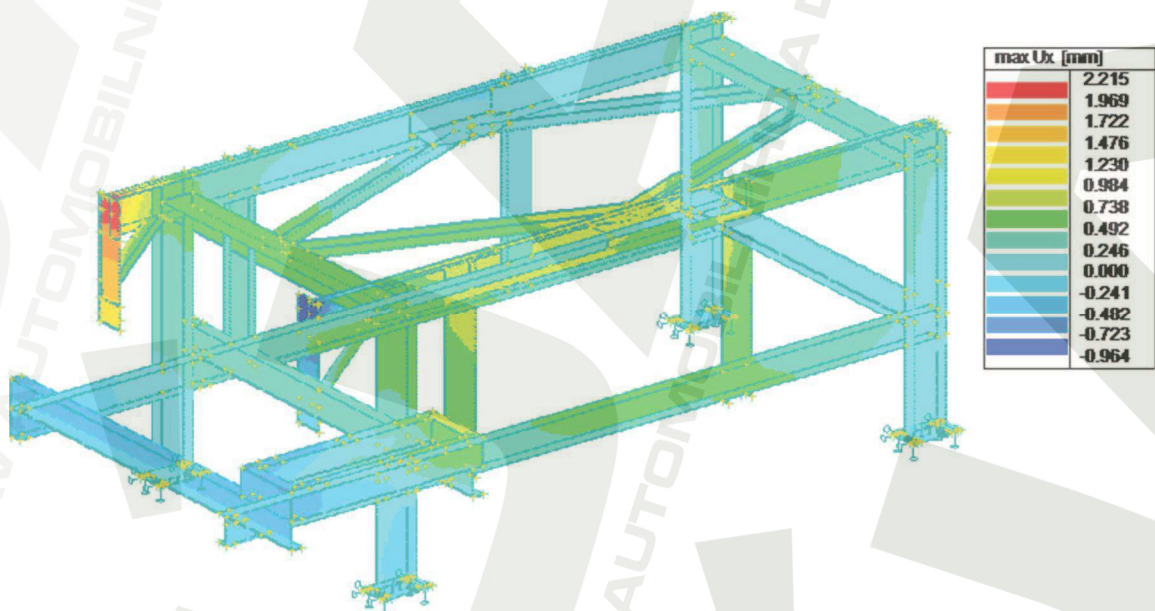

VÝSLEDNÁ DEFORMACE PŮSOBÍCÍ NA KONSTRUKCI

Deformace ve svislém směru:



Obr. 80 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení deformace, svislý směr, max. deformace dosahuje hodnoty 2,902 mm, měřítko 1, znaménko ukazuje směr deformace vztahené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených deformací

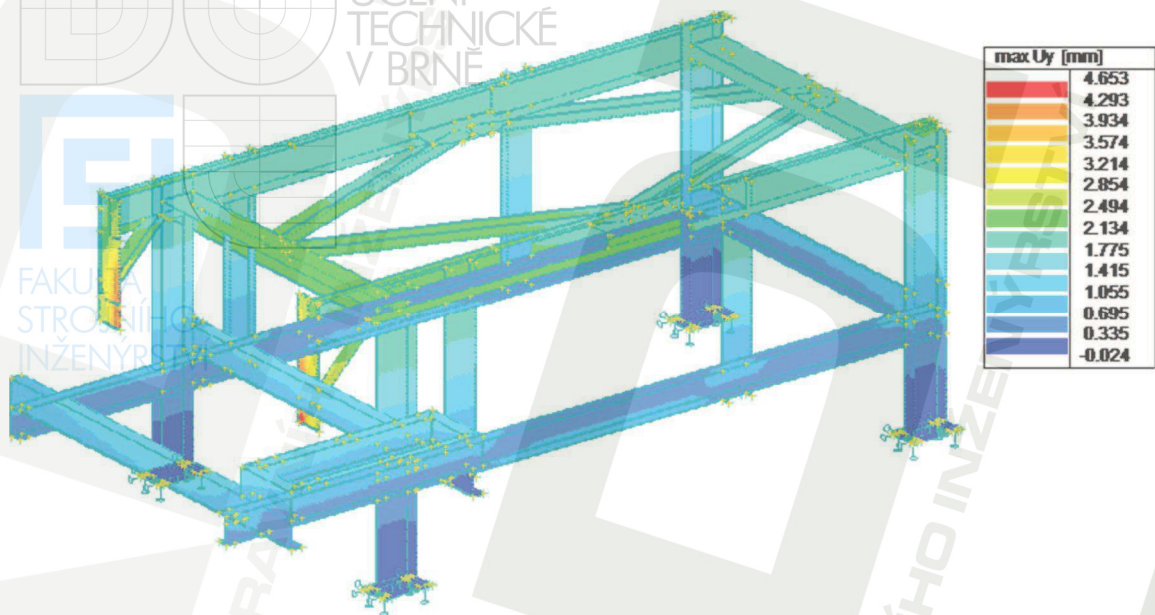
Deformace v příčném směru:



Obr. 81 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení deformace, příčný směr, max. deformace dosahuje hodnoty 2,215 mm, měřítko 1, znaménko ukazuje směr deformace vztahené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených deformací



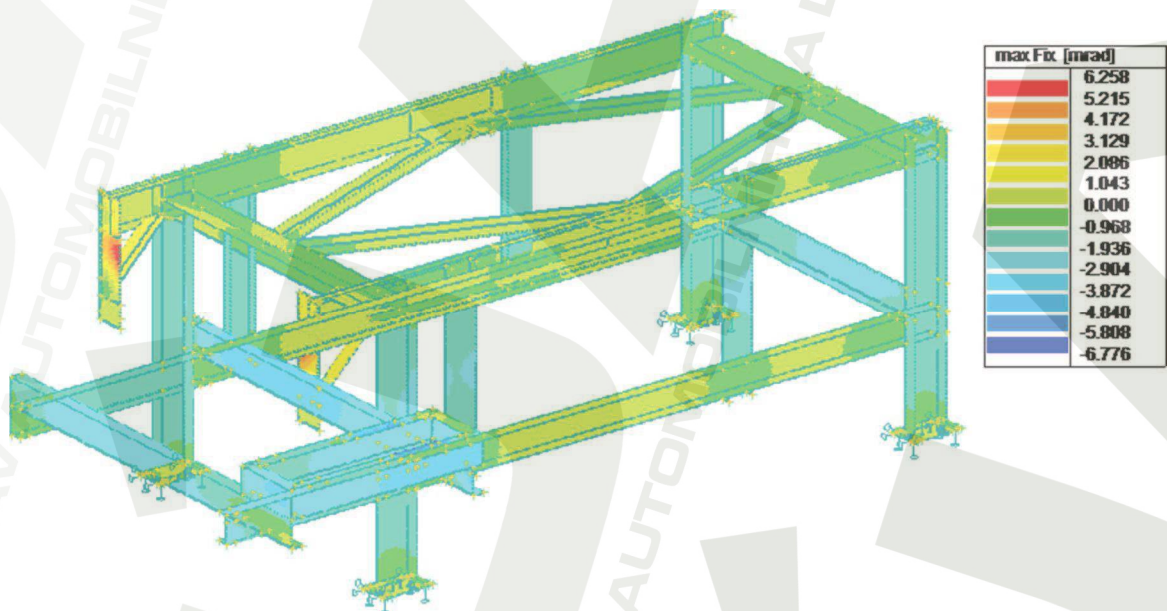
Deformace v podélném směru:



Obr. 82 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení deformace, podélný směr, max. deformace dosahuje hodnoty 4,653 mm, měřítko 1, znaménko ukazuje směr deformace vztážené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených deformací

VÝSLEDNÁ PŮTOČENÍ PŮSOBÍCÍ NA KONSTRUKCI

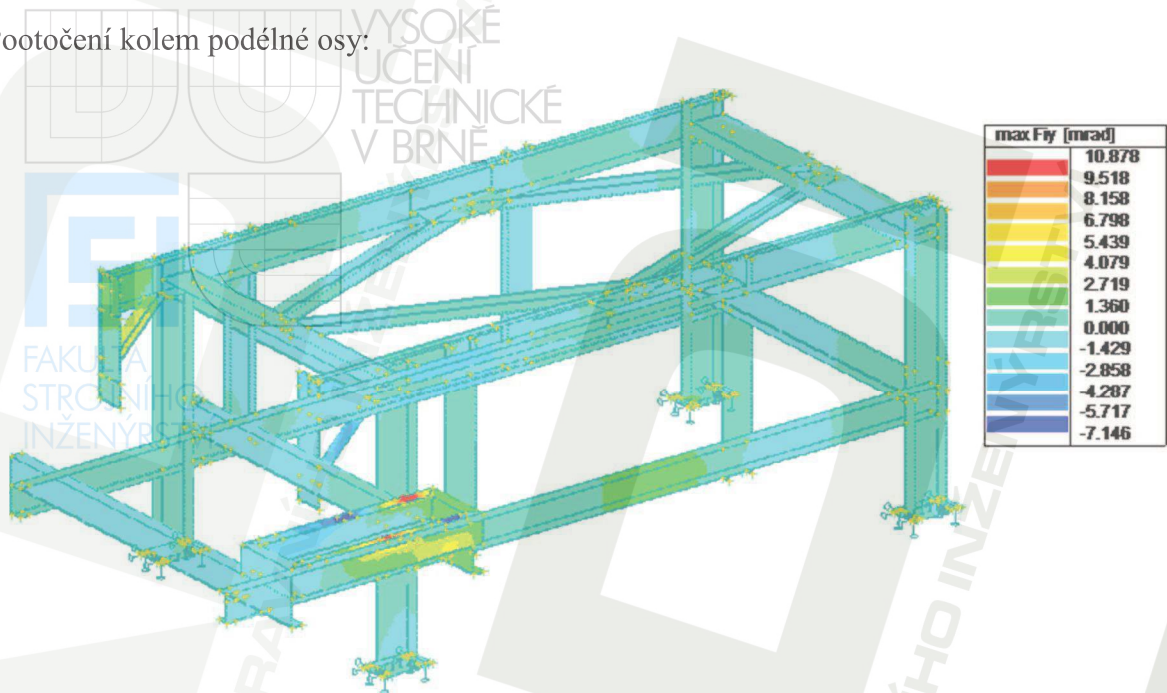
Pootočení kolem příčné osy:



Obr. 83 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení pootočení kolem příčné osy, max. pootočení dosahuje hodnoty 6,776 mrad, měřítko 1, znaménko ukazuje směr pootočení vztážené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených pootočení

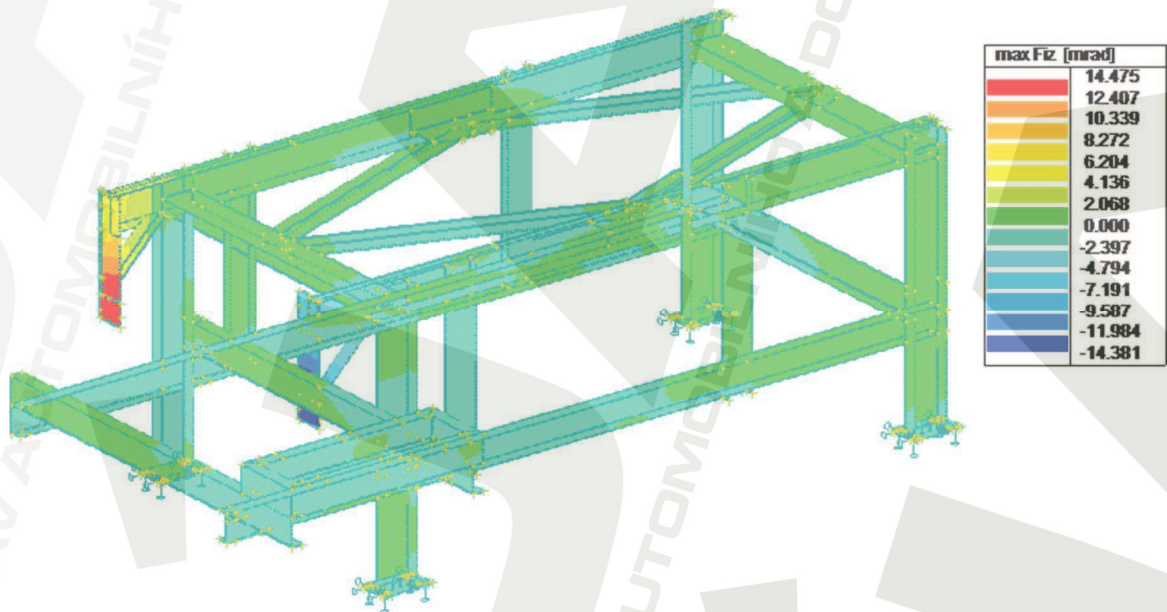


Pootočení kolem podélné osy:



Obr. 84 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení pootočení kolem podélné osy, max. pootočení dosahuje hodnoty 10,878 mrad, měřítko 1, znaménko ukazuje směr pootočení vztahené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených pootočení

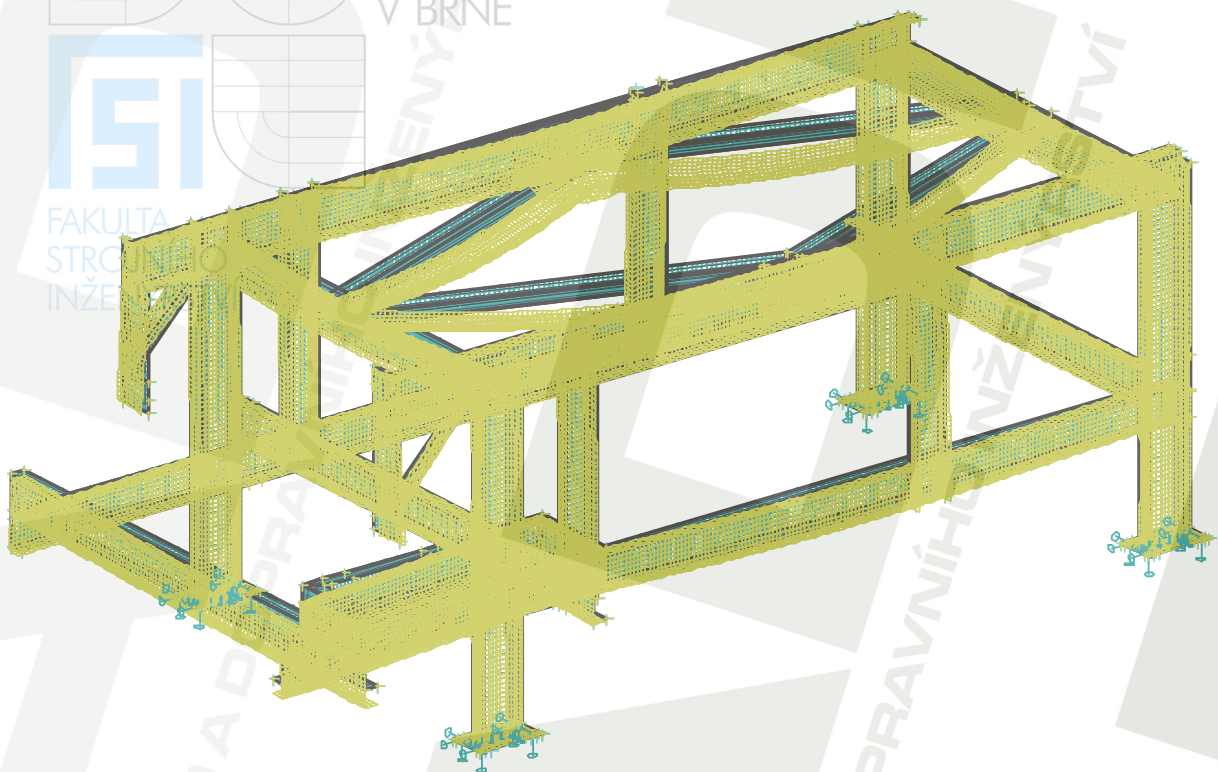
Pootočení kolem svislé osy:



Obr. 85 Nejnebezpečnější kombinace ZS, zobrazení pootočení kolem svislé osy, max. pootočení dosahuje hodnoty 14,475 mrad, měřítko 1, znaménko ukazuje směr pootočení vztahené k lokálnímu souřadnému systému, souřadnice ve směru z udává kladný směr dovnitř prutu, barevná škála zobrazuje pouze hodnoty do maximálních vypočtených pootočení



10.6 ZVĚTŠENÝ 3D MODEL DEFORMACÍ



Obr. 86 ZS2 - zobrazení deformace, max. deformace 4,657, měřítko 50

10.7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Prvek	Bezpečnost	Maximální napětí [MPa]
U 200	2,38	149,10
U 160	2,14	165,67
U 100	5,00	71,00
L 65x50x8	1,90	186,97
PLO 160x20-685	1,76	201,17
PLO 120x12-300	2,34	151,47

Maximální deformace části pásového dopravníku byla zjištěna při ZS2 v podélném směru. Jedná se o zatěžovací stav, kdy na část konstrukce pásového dopravníku působí stálé zatížení. Hodnota maximální deformace činí 4,657 mm. Maximální hodnota stočení kolem svislé osy činí 14,5 mrad. Maximální deformace a maximální stočení nastává na plechu ke kterému jsou šroubovými spoji připevněny ložiskové jednotky hnacího bubnu.

Všechny navržené profily z materiálu S355 pásového dopravníku vyhovují potřebné bezpečnosti. Nejmenší hodnota dosažené bezpečnosti 1,76 se vyskytuje na profilech, ke kterým bude přišroubovaná hřídel hnacího bubnu pomocí ložiskových jednotek. Napětí na daných profilech dosahuje hodnoty 201,17 MPa.



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout pohon pásového dopravníku pro transport uhlí včetně všech jeho komponentů. Výpočet pásového dopravníku byl vypracován na základě zadaných parametrů, dopravovaného objemu, sypné hmotnosti, délky dopravy, převýšení terénu, dle normy ČSN ISO 5048 [9]. Tímto výpočtem byly určeny vhodné komponenty a základní rozměry pásového dopravníku.

Pásový dopravník byl navržen na dopravovanou rychlost $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Průměry bubnů pásového dopravníku jsou 800 mm. Dopravní pás je zvolen pryžový s aramidovými vlákny s šířkou 1 200 mm. Na pásovém dopravníku jsou v horní větvi umístěny tříválečkové stolice s hladkými válečky a pod násypkou jsou umístěny tříválečkové stolice s dopadovými válečky, které zabraňují průrazu pásu. Ve spodní větvi pásového dopravníku jsou umístěny dvouválečkové stolice s kotoučovými válečky. Z konstrukčních důvodů jsou ve spodní větvi použity i stolice jednoválečkové s hladkými válečky. K čištění pásu slouží vnější čistič a vnitřní šípový stěrač. Všechny komponenty pásového dopravníku jsou rozebíratelné a jsou zvoleny z katalogů firem. Napínání dopravního pásu je řešeno pomocí lanového vrátku.

Z vypočtených hodnot je zvolena pohonná jednotka od společnosti SEW - EURODRIVE. Jednotka se skládá z motoru o výkonu 132 kW s typovým označením DRE315S4BE120, s integrovanou mechanickou brzdou s brzdým momentem $600 \text{ N}\cdot\text{m}$ a z kuželočelní průmyslové převodovky. Kuželočelní převodovka s typovým označením X3KA160 dodává potřebné výstupní otáčky. Spojení motoru s kuželočelní převodovkou zprostředkovává adaptér s pružnou spojkou, která chrání motor před přetížením. Plynulý rozjezd pásového dopravníku zajišťuje softstartér PST od firmy ABB.

V diplomové práci je výpočtem provedena pevnostní kontrola hřídele hnacího bubnu a výpočet základní trvanlivosti soudečkových ložisek v provozních hodinách umístěných v ložiskových jednotkách. Z pevnostního výpočtu hnacího bubnu je určena minimální tloušťka plechu, ze kterého bude hnací buben zkroužen.

Navrhnutý rám pohonu dopravníku je z konstrukčního hlediska zvolen jako svařovaná sestava z jednotlivých profilů, která bude přivařena ke svařované sestavě konstrukce pásového dopravníku. Velikosti jednotlivých profilů tvořící rám pohonu jsou zjištěny pomocí programu IDE Nexis, ve kterém byl vytvořený prutový model, který se následně zatížil působícím ekvivalentním zatížením při zadaných zatěžovacích stavech. Po zvolení rozměrů jednotlivých profilů rámu pohonu byl vytvořen výpočtový model části pásového dopravníku a následně byl proveden pevnostní výpočet. Po provedení výpočtu bylo zjištěno, že navrhnutý rám pohonu vyhovuje. Maximální napětí, které vzniká je $201,17 \text{ MPa}$. Vzniklé maximální napětí působí na profilech, ke kterým je šroubovými spoji uchycen hnací buben pásového dopravníku z důvodu přenášení velkého krouticího momentu a hmotnosti hnacího bubnu, hřídele včetně ložiskových jednotek. Vzhledem ke zvolenému materiálu S355, nám bezpečnost daných profilů vyšla 1,76 což je dostačující k provozu pásového dopravníku.

K diplomové práci je přiložen výkres sestavy pásového dopravníku a výkres podsestavy svarku navrženého rámu pohonu vytvořený v programu Autodesk Inventor 2012.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: VUT v Brně, 1988, 277 s. ISBN 1524.
- [2] KLIMECKÝ, Oldřich. *Manipulace s materiálem: doprava v lomech*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1988, 312 s.
- [3] TRANSYS. *Poháněcí stanice* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.transys.cz/prosp/melnik01.jpg>
- [4] Konstrukce. *Kolesové rypadlo pro Doly Bílina* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: http://www.konstrukce.cz/PublicFiles/UserFiles/images/K/2011/K411/redakce/400x240_rypvit03.jpg
- [5] Kovo Palán. *Hnací buben* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.kovopalan.cz/data-katalog/Buben-hnaci.png>
- [6] Kovo Palán. *Vratný buben* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.kovopalan.cz/data-katalog/Buben-vratny-prevadeci.png>
- [7] ČSN 26 3007. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů – PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY – Řady základních parametrů a rozměrů*. Praha: Český normalizační institut, 1993, 2 s.
- [8] ČSN ISO 1536. *Zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot – PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY S SKORÝTKOVÝM PROFILEM (JINÉ NEŽ PŘENOSNÉ) – Bubny*. Praha: Český normalizační institut, 1993, 4 s.
- [9] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů - Pásové dopravníky s nosnými válečky – Výpočet výkonu a tahových sil*. Praha: Český normalizační institut, 1993, 16 s.
- [10] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-x.
- [11] TRANSROLL - CZ, a.s. *Katalog válečků* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog-cesky-finale-6bf75.pdf?redir>
- [12] Metso Corporation. *Trellex aramid conveyor belts* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: [http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/6E0D65F9EB25215542256B170034D24B/\\$File/Aramid_Conveyor_belts_EN.pdf](http://www.metso.com/miningandconstruction/MaTobox7.nsf/DocsByID/6E0D65F9EB25215542256B170034D24B/$File/Aramid_Conveyor_belts_EN.pdf)
- [13] SEW-EURODRIVE. *Catalog AC Motors* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16826817.pdf>
- [14] SEW-EURODRIVE. *Catalog Helical and Bevel-Helical Gear Units X.. Series* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/20030940.pdf>



- [15] Sandvik Mining. *Conveyor Components: CONVEYOR PULLEY* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: [http://www.mining.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/Global/S003713.nsf/AlldocsM/Products*5CConveyors*and*conveyor*components*5CPulleys*and*take*2Dup*devices*2AMedium*duty*locking*element*pulleys/\\$file/DK-BK-eng.pdf](http://www.mining.sandvik.com/sandvik/0120/Internet/Global/S003713.nsf/AlldocsM/Products*5CConveyors*and*conveyor*components*5CPulleys*and*take*2Dup*devices*2AMedium*duty*locking*element*pulleys/$file/DK-BK-eng.pdf)
- [16] LEINVEBER, J., J. ŘASA a P. VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. vyd. Praha: Scienta, spol. s r.o., 1998, 911 s. ISBN 80-7183-123-9.
- [17] SHIGLEY, J.E., C.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. HARTL, M., VLK, M. HARTL, M., HORNÍKOVÁ, J., CHLUP, Z., KLAPKA, M., KŘUPKA, I., MAN, J., ŠANDERA, P., VAVERKA, M., VLACH, B., VLK, M., VRBKA, M. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [18] SKF. *Split plummer block housings* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-and-6-series/snl-series-adapter-sleeve-with-standard-seals/index.html?prodid=5201960532>
- [19] SEW-EURODRIVE. *CAD page* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <https://portal.drivagate.biz/irj/portal?NavigationTarget=navurl://f8f57ed5ecd1970577bc8324618a3532&InitialNodeFirstLevel=true>
- [20] ABB s.r.o. *Softstartéry* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://search.abb.com/library/Download.aspx?DocumentID=9AKK105152A9450&LanguageCode=cs&DocumentPartId=&Action=Launch>
- [21] ASGCO. *V-Plow XD* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.asgco.com/assets/Uploads/V-Plow-XD3.pdf>
- [22] ASGCO. *Skalper III* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.asgco.com/assets/Uploads/Skalper-III.pdf>
- [23] SEW-EURODRIVE. *Návod k montáži a obsluze* [online]. [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/17006562.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_0	[m]	rozteč válečků v horní větvi
a_d	[m]	rozteč dopadových válečků v horní větvi
A_T	[N·m]	plocha omezená průběhem sil v dopravním pásu
A_{TO}	[N·m]	plocha omezená průběhem sil v pásu, kdy je pásový dopravník v klidu
a_u	[m]	rozteč válečků v dolní větvi
B	[m]	šířka dopravního pásu
b	[m]	ložná šířka pásu
b_1	[m]	základna průřezu náplně
C	[N]	základní dynamická únosnost ložiska
D_B	[m]	průměr hnaného bubnu
d_b	[m]	nejmenší průměr pláště
D_H	[m]	průměr hřídele pod bubnem
d_H	[m]	průměr hřídele vstupující do převodovky
e	[-]	základ přirozených logaritmů
E_p	[N·mm ⁻¹]	modul pružnosti dopravního pásu
f	[-]	globální součinitel tření
F_1	[N]	síla v horní větvi na straně hnacího bubnu
F_2	[N]	síla v dolní větvi na straně hnacího bubnu
$F_{2\ min}$	[N]	minimální potřebná síla v pásu pro přenos obvodové síly
F_3	[N]	síla v dolní větvi na straně vratného bubnu
F_4	[N]	síla v horní větvi na straně vratného bubnu
F_a	[N]	axiální síla zatěžující ložiska
F_{A1}	[N]	síla působící v podpoře A na plášť hnacího bubnu
F_{A2}	[N]	síla od pláště působící na osu bubnu v místě A
F_B	[N]	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu
F_{B1}	[N]	síla působící v podpoře B na plášť hnacího bubnu
F_{B2}	[N]	síla od pláště působící na osu bubnu v místě B
F_C	[N]	celková síla namáhající buben
F_{C2}	[N]	síla působící v podpoře C na ose hnaného bubnu
F_{CP}	[N]	odpor čističe pásu
F_{Dp}	[N]	dovolená tahová síla v pásu
F_{E2}	[N]	síla působící v podpoře E na ose hnaného bubnu



F_F	[-]	frekvence maximálního zatížení převodovky za hodinu
F_H	[N]	hlavní odpory
F_{Ho}	[N]	hlavní odpory v horní větvi dopravníku m místě vratného bubnu
F_{Hu}	[N]	hlavní odpory v dolní větvi dopravníku v místě vratného bubnu
F_{max}	[N]	největší tahová síla v pásu
F_{N1}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování
F_{N2}	[N]	odpor tření mezi doprav. hmotou a bočním ved. v oblasti urychlování
F_{ns}	[N]	skutečná nabíhací síla
$F_{o min}$	[N]	minimální tahová síla v dolní větvi
F_{os}	[N]	skutečná odbíhací síla
F_r	[N]	radiální síla zatěžující ložiska
F_s	[N]	přídavné hlavní a vedlejší odpory
F_{St}	[N]	odpor k překonání dopravní výšky
F_U	[N]	obvodová síla na poháněcím bubnu
$F_{U max}$	[N]	maximální obvodová síla
$F_{u min}$	[N]	minimální tahová síla v horní větvi
F_{UP}	[N]	potřebná obvodová síla na poháněcím bubnu
F_V	[N]	výsledná síla namáhající buben
F_X	[N]	složka síly působící ve směru x na hnací buben
F_Y	[N]	složka síly působící ve směru y na hnací buben
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G_B	[N]	tíhová síla hnacího bubnu
H	[m]	dopravní výška
$(h/a)_{adm}$	[-]	dovolený relativní průvès pásu mezi válečkovými stolicemi
I_m	[kg·h ⁻¹]	hmotnostní dopravní výkon
i_p	[-]	potřebný převodový poměr převodovky
i_{PS}	[-]	skutečný převodový poměr převodovky
I_V	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový dopravní výkon
J_b	[kg·m ²]	moment setrvačnosti všech bubnů dopravníku
J_m	[kg·m ²]	moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg·m ²]	moment setrvačnosti převodovky
J_s	[kg·m ²]	moment setrvačnosti spojky
k	[-]	součinitel sklonu



k_1	[-]	součinitel korekce vrchlíku náplně pásu
k_B	[-]	součinitel bezpečnosti brzdy
k_k	[-]	bezpečnost v ohybu hnacího bubnu
k_{kH}	[-]	bezpečnost v ohybu v místě maximálního ohybového momentu
k_{kHO}	[-]	bezpečnost v ohybu v místě vrubu
k_φ	[-]	součinitel plnění pásu
L	[m]	délka dopravníku (vzdálenost os bubnů)
L_0	[m]	přídavná délka pásového dopravníku
L_{10h}	[hod.]	základní trvanlivost ložisek v provozních hodinách
l_3	[m]	délka středního válečku
L_B	[m]	šířka pláště
l_b	[m]	urychlovací délka
$l_{b \min}$	[m]	minimální urychlovací délka
L_C	[m]	vzdálenost mezi silami F_{A2} a F_{B2}
L_D	[m]	vzdálenost mezi silami F_{C2} a F_{A2}
L_{DS}	[m]	vzdálenost os válečků krajních stolic
L_G	[m]	vzdálenost mezi silou F_{E2} a místem G osy bubnu
l_V	[m ³ ·h ⁻¹]	dopravovaný objem
M_a	[N·m]	moment elektromotoru
m_B	[kg]	hmotnost hnacího bubnu
m_b	[kg·m ²]	měrná hmotnost pásu na 1 m ²
M_B	[N·m]	brzdny moment brzdy
M_{B1}	[N·m]	brzdny moment potřebny k zastavení dopravníku
M_{B2}	[N·m]	brzdny moment potřebny k udržení dopravního pásu v klidu
M_{DM}	[N·m]	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku
M_K	[N·m]	potřebny krouticí moment
$M_{k2 \text{ zul}}$	[N·m]	maximální krouticí moment převodovky
M_{N2}	[N·m]	jmenovitý krouticí moment převodovky
$M_{O \max}$	[N·m]	maximální ohybový moment
$M_{O \max H}$	[N·m]	maximální ohybový moment působící na hřídel
M_{OG}	[N·m]	ohybový moment působící v místě vrubu
M_{SM}	[N·m]	statický moment od zatížení dopravníku redukovany na hřídel motoru
n_B	[ks]	počet nepoháněních bubnů



n_b	[ks]	počet použitých brzd
n_C	[ks]	počet čističů pásů
n_D	[ks]	počet válečkových stolic s dopadovými válečky
n_e	[ks]	počet použitých elektromotorů
n_M	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky motoru
n_o	[ks]	počet válečkových stolic v nosné větvi
n_P	$[\text{min}^{-1}]$	výstupní otáčky převodovky
n_{RD}	[ks]	počet dopadových válečků na stolici horní větve
n_{RO}	[ks]	počet válečků na stolici horní větve
n_{RU}	[ks]	počet válečků na stolici spodní větve
n_u	[ks]	počet válečkových stolic v dolní větvi
p	[MPa]	tlak mezi pásem a bubnem
P_A	[W]	potřebný provozní výkon na poháněcím bubnu
p_{dov}	[MPa]	dovolený měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem
P_M	[W]	provozní výkon poháněcího motoru
P_r	[N]	radiální dynamické ekvivalentní zatížení
Q	$[\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}]$	dopravní výkon
q	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	síla od spojitěho zatížení na jednotku délky
q_B	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	hmotnost 1 m dopravního pásu
q_G	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	hmotnost dopravovaného materiálu na 1 m délky
q_R	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$	měrná hmotnost rotujících částí válečku
q_{RD}	[N]	hmotnost rotujících částí jednoho dopadového válečku horní větve
q_{RO}	[N]	hmotnost rotujících částí jednoho válečku horní větve
q_{RU}	[N]	hmotnost rotujících částí jednoho válečku spodní větve
Q_{vp}	$[\text{t}\cdot\text{h}^{-1}]$	skutečné dopravované množství
r	[m]	zaoblení mezi válcovými úseky hřídele
R_e	[MPa]	mez kluzu
S	$[\text{m}^2]$	průřez náplně pásu
s	[m]	potřebná napínací dráha
S_1	$[\text{m}^2]$	plocha horní části náplně
S_2	$[\text{m}^2]$	plocha dolní části náplně
S_p	$[\text{m}^2]$	požadovaný průřez náplně
S_s	$[\text{m}^2]$	skutečná plocha průřezu náplně



S_t	$[m^2]$	teoretický průřez náplně pásu
t_b	$[s]$	doba brzdění dopravníku
t_b	$[m]$	tloušťka stěny
v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost pásu
v_0	$[m \cdot s^{-1}]$	složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu dopravníku
v_{sk}	$[m \cdot s^{-1}]$	skutečná dopravovaná rychlost
w	$[-]$	měrný pohybový odpor
X	$[-]$	koeficient
Y	$[-]$	koeficient
Z	$[N]$	napínací síla
Z_S		zatěžující stav
Z_T	$[N]$	teoretická napínací síla
α	$[^\circ]$	synný úhel materiálu
α_H	$[-]$	součinitel vrubu
δ	$[^\circ]$	úhel sklonu dopravníku ve směru pohybu
η_M	$[-]$	účinnost motoru
η_{max}	$[-]$	maximální účinnost poháněcí stanice
θ	$[^\circ]$	dynamický synný úhel dopravované hmoty
λ	$[^\circ]$	sklon bočních válečků
μ	$[-]$	součinitel tření mezi poháněcím bubnem a pásem
μ_0	$[-]$	součinitel tření mezi nosnými válečky a pásem
μ_1	$[-]$	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a pásem
μ_2	$[-]$	součinitel tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
ξ	$[-]$	součinitel rozběhu
π	$[-]$	ludolfovo číslo
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	synná hmotnost dopravované hmoty
σ_{dov}	$[N \cdot mm^{-1}]$	pevnost pásu
σ_{max}	$[MPa]$	maximální ohybové napětí na poháněcím bubnu
$\sigma_{max G}$	$[MPa]$	ohybové napětí v místě vrubu
$\sigma_{max H}$	$[MPa]$	maximální ohybové napětí na hřídeli
$\sigma_{o dov}$	$[MPa]$	dovolené napětí pro střídání ohyb
σ_{OC}	$[MPa]$	mez únavy
σ_{OG}	$[MPa]$	ohybové napětí v místě vrubu

**SEZNAM PŘÍLOH**

Výkresová dokumentace:

Název	Číslo výkresu	Druh výkresu	List
PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	1-DP-00-000	VÝKRES SESTAVY	1/3
PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	K-1-DP-00-000	KUSOVNÍK	2/3
PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	K-1-DP-00-000	KUSOVNÍK	3/3
RÁM PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU	1-DP-01-000	VÝKRES SESTAVY	1/3
RÁM PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU	K-1-DP-01-000	KUSOVNÍK	2/3
RÁM PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU	K-1-DP-01-000	KUSOVNÍK	3/3