

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Rotační čistič dopravníkových pásů
Rotary Cleaner for Conveyor Belts

Student: Adam Nykl

Vedoucí bakalářské práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student:	Adam Nykl
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma:	Rotační čistič dopravníkových pásů Rotary Cleaner for Conveyor Belts
Jazyk vypracování:	čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh rotačního čističe pro čištění dopravníkových pásů. Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

Výchozí parametry:

šířka dopravníkového pásu:	1200 mm
typ (materiál) dopravníkového pásu:	pryžový
povrch dopravníkového pásu:	hladký
průměr vratného bubnu dopravníku:	500 mm
teplota okolí dopravníku:	-10 až +40
rychlost pásu:	0,6 m.s-1
dopravovaný materiál:	železná ruda (suchá, mokrá – dle povětrnostních vlivů),koks, mletý koks, vápenec, homogenizovaná rudná směs, aglomerát, systém dopravníkového pásu – jednosměrný

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního zařízení pro čištění dopravníkových pásů,
- detailní konstrukční zpracování řešení pohyblivých i nepohyblivých částí zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém formátovém rozsahu cca1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I a II.* Brno: VUT Brno, 1987.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky (4. přepracované vydání).* Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

- [6] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [7] Literární rešerše zpracovaná v rámci ročníkového a bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.05.2016

Adam Nykl

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití síla školního a § 60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 16.05.2016

Adam Nykl

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Adam Nykl

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Palkovice 125

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NYKL, A. Rotační čistič dopravníkových pásů: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 55 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář.

Tato bakalářská práce popisuje návrh rotačního čističe dopravníkového pásu. Čistič je navrhován pro dopravník o šířce 1200 mm s hladkým, pryžovým pásem. Výsledný návrh počítá s dvěma variantami. První varianta je čistič poháněný elektromotorem, druhá varianta je čistič poháněný samotným pásem. Bakalářská práce je rozdělena na čtyři hlavní části. Představení problematiky čištění dopravníkových pásů a čističů, popis navržených konstrukcí, výpočtová část a MKP simulace hnacího ústrojí. Součástí práce je výkresová dokumentace a přílohy.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

NYKL, A. Rotary Cleaner for Conveyor Belt: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 55 s. Thesis head: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

This Bachelors thesis describes the design of rotary cleaner for conveyor belts. Cleaner is designed for a conveyor belt of a width of 1200 mm with smooth, rubber belt. The final design contains two variants. First variant is cleaner with electric motor. Second variant is cleaner driven by conveyor. Thesis is divided into four parts. First is the introduction of topic, second part is description of variants, third part includes calculations and fourth part is FEM analysis of driving mechanism. Thesis includes drawings and attachments.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	11
1 Čištění dopravníkových pásů.....	12
1.1 Druhy čističů	12
1.2 Rozdělení rotačních čističů	15
1.3 Rotační čističe na trhu.....	16
2 Návrh čističe	19
2.1 Varianty konstrukcí.....	19
2.2 Výsledný návrh	21
3 Výpočtová část.....	26
3.1 Určení potřebného výkonu elektromotoru	26
3.2 Přítlak hnacího válečku	27
3.3 Kontrola šroubů zajišťující přítlak.....	28
3.4 Návrh průměru hřídele hnacího válečku	30
3.5 Kontrola hřídele přítlačného válečku	34
3.6 Návrh řemenového převodu - verze bez elektromotoru.....	35
3.7 Výpočet per	37
3.8 Výpočet síly napínací kladky	39
3.9 Síla napínací kladky pro verzi s elektromotorem.....	41
3.10 Výpočet drážkování ramena napínáku	43
3.11 Kontrola ložisek hnacího válečku	46

4	MKP analýza hnacího ústrojí varianty bez elektromotoru	48
5	Závěr	51
6	Literatura.....	53
7	Přílohy.....	55

Seznam použitých značek a symbolů

b	šířka pera	[mm]
C	základní dynamická únosnost	[N]
D_{a1}	hlavový průměr vnějšího drážkování	[mm]
D_{sd}	střední průměr drážkování	[mm]
D_{f2}	patní průměr vnitřního drážkování	[mm]
D_{sp}	střední průměr pružiny	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	malý průměr závitu	[mm]
d_{a2}	hlavový průměr vnitřního drážkování	[mm]
d_d	průměr drátu pružiny	[mm]
d_{f1}	patní průměr vnějšího drážkování	[mm]
d_h	průměr hřídele hnacího válečku	[mm]
d_n	nosný průměr hřídele napínáku	[mm]
F_1	zatěžující obvodová síla na 1 zub	[N]
F_2	síla působící na pero	[N]
F_a	axiální síla působící na ložisko	[N]
F_N	přítlačná síla hnacího válečku	[N]
F_{N1}	síla napínací kladky - bezmotorová verze	[N]
F_{N2}	síla napínací kladky - verze s elektromotorem	[N]
F_o	obvodová síla	[N]
F_{r1}	zatěžující síla od řemenového převodu	[N]
F_T	síla předpětí řemenu	[N]
$F_{T\check{r}}$	třecí síla mezi hnacím válečkem a pásem	[N]
f_z	smykové tření v závitech	[-]
h	výška pera	[mm]
i_1	převodový poměr bezmotorové verze	[-]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_s	součinitel bezpečnosti šroubu	[-]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[h]
L_r	délka ramene napínáku	[mm]
l	celková délka pera	[mm]

l'	délka přímkové části pera	[mm]
l_d	délka drážkování	[mm]
$M_{k1.1}$	krouticí moment na hnací řemenici	[N · mm]
$M_{k1.2}$	krouticí moment na hnané řemenici	[N · mm]
M_o	ohybový moment	[N · mm]
M_{oRED}	redukovaný moment	[N · mm]
M_T	moment síly vyvinutý pružinou	[N · mm]
n	počet činných závitů pružiny	[-]
n_h	otáčky hnacího válečku	[s ⁻¹]
n_{k1}	otáčky kartáče	[s ⁻¹]
P	výkon	[W]
P_z	stoupání závitu	[mm]
P_r	radiální dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
p_1	měrný tlak na bok zubu	[MPa]
p_2	tlak na boku pera	[MPa]
p	směrnice	[-]
p_{D2}	dovolený tlak materiálu pera	[MPa]
R_A	reakční síla v bodu A	[N]
R_B	reakční síla v bodu B	[N]
R_e	napětí na mezi kluzu	[MPa]
R_{mr}	tuhost pružiny	[(N · mm)/°]
t_1	výška pera v náboji	[mm]
v	rychlost pásu	[m · s ⁻¹]
z	počet zubů drážkování	[-]
α	vrcholový úhel závitu	[°]
α_B	Bachův opravný součinitel	[-]
β	úhel natočení pružiny pro vyvinutí potřebné síly	[N]
ζ	rameno valivého odporu	[mm]
σ_{DOV}	dovolené napětí	[MPa]
σ_t	tahové napětí ve šroubu	[MPa]
τ	napětí v krutu ve šroubu	[MPa]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
ω	úhlová rychlost	[rad · s ⁻¹]

Úvod

Dopravníkové pásy dopravující určité druhy materiálů se z důvodu zanášení musí čistit. V některých případech, kdy je čištění stěračem nevhodné nebo nedostatečné, se používají rotační čističe.

Cílem této bakalářské práce je vypracovat projekčně-konstrukční návrh rotačního čističe pro čištění dopravníkových pásů zadaných parametrů.

V úvodu práce je zhodnocení stávajícího stavu techniky. Dále je návrh možných variant konstrukce a detailní popis finálního řešení. Potom práce pokračuje návrhovými výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů a MKP analýzou hnacího ústrojí.

1 Čištění dopravníkových pásů

Dopravníkové pásy často pracují v nepříznivých podmínkách, kde se zanášejí a musí být čištěny. Ať už se jedná o čištění zbytků mokrých sypkých hmot, nebo odstraňování zbytků různých mazlavých či lepivých dopravovaných látek. Čištění je také velmi důležité v potravinářském průmyslu, kde z pásu musí být odstraněny zbytky potravin a pásy musí být sterilní.

Bez čištění pásů dojde vlivem nánosů ke snížení efektivity a zvýšení provozních nákladů. Vzniká také nebezpečí úrazu obsluhy. V extrémních případech hrozí prokluz, roztržení pásu nebo vznik požárů. Čističů je mnoho druhů a pracují na různých principech. [1]

1.1 Druhy čističů

Stěrače

Stěrače jsou zařízení, které stírají nečistoty z pásu. Mohou být umístěny přímo na buben v místě shozu, nebo kdekoliv na vratnou větev dopravníku. Stěrač může být jen jeden, v případech, kdy je znečištění vysoké se za sebe zařazuje více stěračů. Jednotlivé druhy stěračů se mohou lišit jak ve tvarech, tak i v použitých materiálech. Dále mohou být stěrače přímé, šikmé nebo šípové. Břit stěrače může být z jednoho kusu nebo složený z více lamel.

Stěrače s ocelovým břitem:

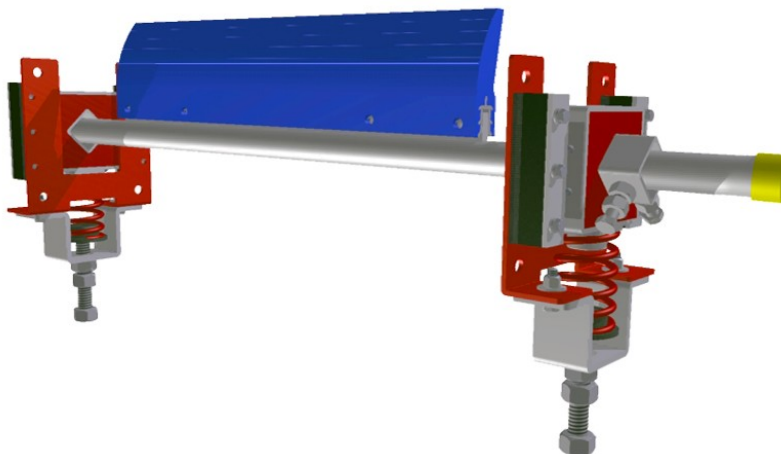
Mají velmi dlouhou životnost. Nevýhodou je nedokonalé čištění vlivem nepoddajného břitu a velké opotřebení pásu.

Stěrače s gumovým břitem:

Jsou velmi flexibilní, lépe kopírují tvar pásu, což má za výsledek lepší čistící efekt. Někdy bývá flexibilita problémová pro dosažení dostatečného přítlaku, řeší se zesílením nebo vyztužením břitu. Oproti ocelovému břitu se rychleji potřebovává.

Stěrače z polyuretanu:

Jejich hlavní předností je trvanlivost, zároveň jsou šetrné k pásu. Nevýhodou je jejich tvrdost a tím horší čištění. Musí se častěji seřizovat.



Obr. 1.1 Stěrač [2]

Vibrační čistič

Používá se na vratné větvi dopravníkového pásu jako sekundární čistič. Je určen hlavně pro pásy s bočnicemi nebo pro vzorované pásy. Skládá se ze sady válců, rotujících na hlavní hřídeli. Válce se jemně dotýkají pásu, při dotyku válce s pásem vznikají vibrace, ty způsobí odpadnutí materiálu z pásu. [3]



Obr. 1.2 Vibrační čistič Vibra-Clean [3]

Parní čističe

Čistí pás přehřátou párou. Používají se hlavně v potravinářském průmyslu. Jejich výhodou je dezinfekce pásu, tudíž není nutno dále používat chemické dezinfekce. Parní čistič se připojuje na pracovní větev dopravníku spolu s vysavačem, aby nebyl pás po čištění vlhký. Vyrábí se statické nebo přenosné. [4]



Obr. 1.3 Parní čistič DUPRAY Steam Cleaner [5]

Vzduchový čistič

Vzduchové čističe fungují na principu ofukování stlačeným vzduchem. Poskytují vynikající čistící výkon, bez poškození pásu. Vhodný na čištění suchých a písčitých materiálů. Neobsahuje součástky podléhající opotřebení a po instalaci není třeba žádné seřizování.



Obr. 1.4 Vzduchový čistič Air Blast [6]

Rotační čističe

Rotační čističe jsou velmi dobré pro čištění gumových pásů.

Mohou být namontovány na libovolné místo na vratné větvi dopravníku. Nejvhodnější místo je hned za hnacím bubnem. Když je čistič umístěn mimo buben, bývá doplněn přitlačovacím válcem.

Rotační čističe nejlépe fungují na dopravnících, které přepravují suchý materiál. Pro čištění větších nánosů se používá v kombinaci se stěračem.

Štětiny kartáče mohou být vyrobeny ze syntetických materiálů nebo z oceli.

1.2 Rozdělení rotačních čističů

Rotační čističe s vlastním pohonem

Jsou poháněny elektromotorem. Nejčastěji obsahují převodovku, ale existují i typy s řemenovým nebo řetězovým převodem. Jejich výhodou je jednodušší konstrukce a to, že nezatěžují pohon dopravníku. Nevýhodou je nutnost přívodu elektrické energie a případná údržba elektromotoru.



Obr. 1.5 Rotační čistič s vlastním pohonem [7]

Rotační čističe bez vlastního pohonu

Nemají elektromotor. Pohyb je zde odvozen od pohybu pásu. Poháněcí válec musí být dostatečně přitlačován k pásu, aby neprokluzoval. Pracují bez elektrické energie. Zatěžují pohon pásu.

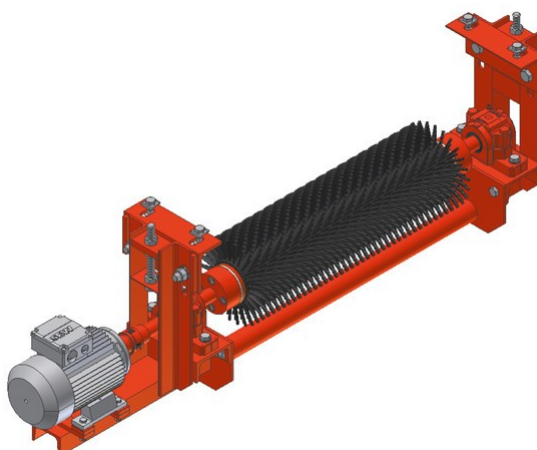


Obr. 1.6 Rotační čistič bez elektromotoru [8]

1.3 Rotační čističe na trhu

REMACLEAN GRB

Motorem poháněný rotační čistič použitelný pro odstranění jemných, práškových i mírně přilnavých materiálů. Pro pásy šířky 400 - 2000 mm, o rychlosti do $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Doporučuje se použití v kombinaci se stěračem. [9]



Obr. 1.7 REMACLEAN GRB [9]

Conveyor Components Company - Model BR

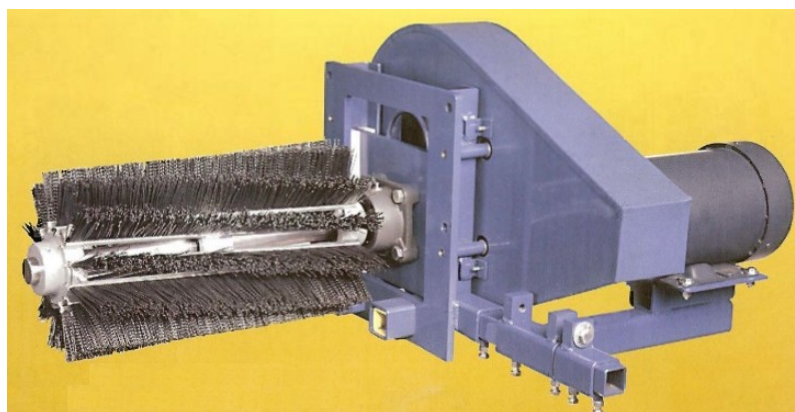
Elektromotorem poháněný rotační čistič. Pro použití v náročných podmínkách a v dolech. Může pracovat ve vlhkém nebo suchém prostředí, odstraňovat různé organické materiály i kovové zbytky. [10]



Obr. 1.8 Model BR [10]

Conveyor Components Company - Model BRC

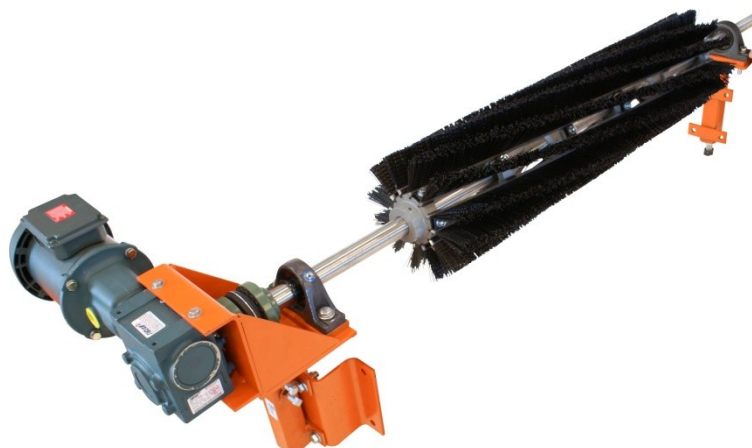
Elektromotorem poháněný rotační čistič pro použití v náročných podmínkách. Tento typ je unikátní tím, že pro instalaci, nastavení a údržbu stačí přístup z jedné strany. Kartáč se otáčí proti směru pásu, aby docházelo k lepšímu odstraňování materiálu. [10]



Obr. 1.9 Model BRC [10]

MARTIN[®] Brush Cleaner

Elektromotorem poháněný rotační čistič vhodný pro odstraňování zbytků z hladkých, žebrovaných a drážkovaných dopravníkových pásů. Štětiny jsou uspořádány spirálovitě nebo rovně. Použití pro dopravníkové pásy široké od 400 do 2000 mm. [11]



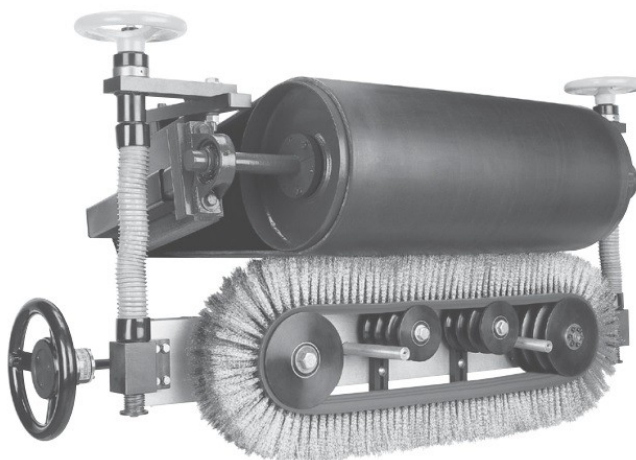
Obr. 1.10 MARTIN[®] Brush Cleaner [11]

Schaever Brush S-VECO

Rotační čistič s pásovým kartáčem, který je umístěn kolmo na dopravníkový pás.

Výhodou je, že jsou nečistoty shazovány na jednu stranu.

Nevýhoda: kartáč má kovové štětiny - může dojít k ničení boku dopravníkového pásu.



Obr. 1.11 S-VECO [12]

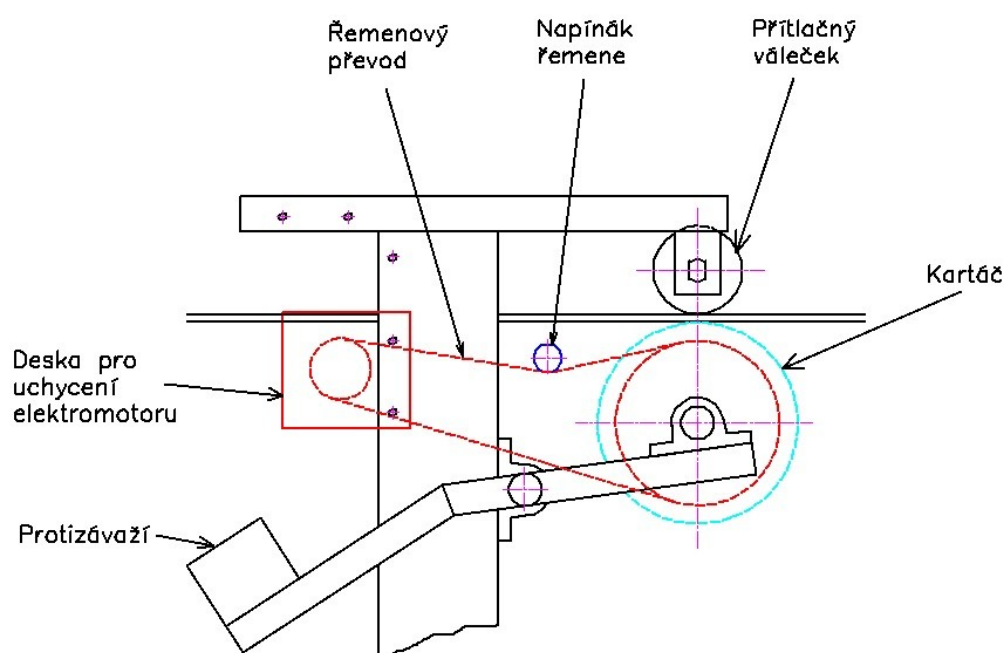
2 Návrh čističe

2.1 Varianty konstrukcí

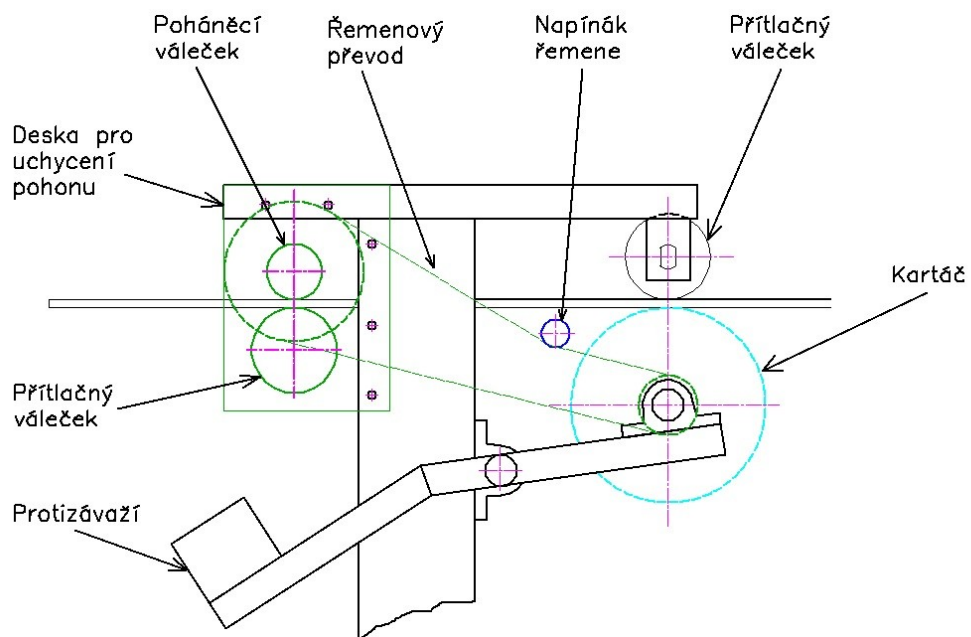
Variant A:

Kartáč je uložen ve dvou ložiskových tělesech na vahadle. Zalomení vahadla je z důvodu možnosti většího spuštění kartáče směrem dolů, tím je zjednodušen přístup při servisu. Na druhém konci vahadla je umístěno protizávaží. Celý rám je navržen pro ukotvení k podlaze. Kartáč se otáčí proti směru pohybu pásu. Pohon kartáče může být zajištěn dvěma způsoby:

- Elektromotorem přichyceným na desce, která je k rámu přišroubovaná. (Obr. 2.1)
- Dopravníkem, kdy je kartáč poháněn pásem přes hnací váleček. Spodní váleček je přitlačován na horní - hnací váleček, na kterém je řemenice. Hnací váleček je uložen v ložiscích. Přítlačný váleček má pevnou hřídel, jeho uložení není otočné, umožňuje pouze pohyb ve svislé ose. Požadovaný přítlak je vyvozen jedním šroubem na každé straně. Napínání řemenů u obou variant zajišťuje napínák, který je přitlačován pomocí pružiny. (Obr. 2.2)



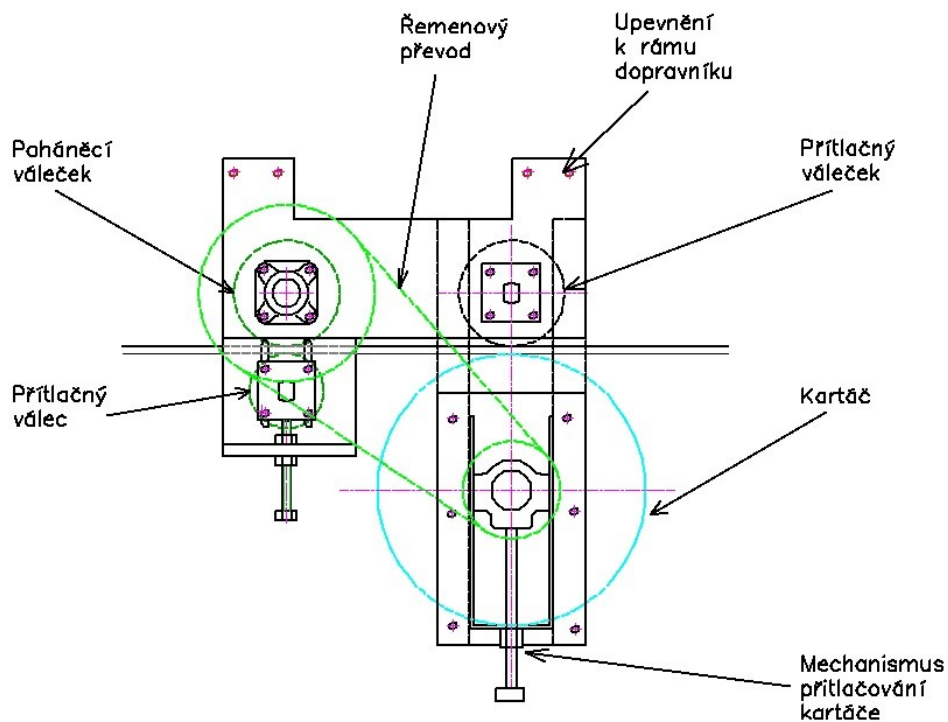
Obr. 2.1 Varianta A s elektromotorem



Obr. 2.2 Varianta A - bez elektromotoru

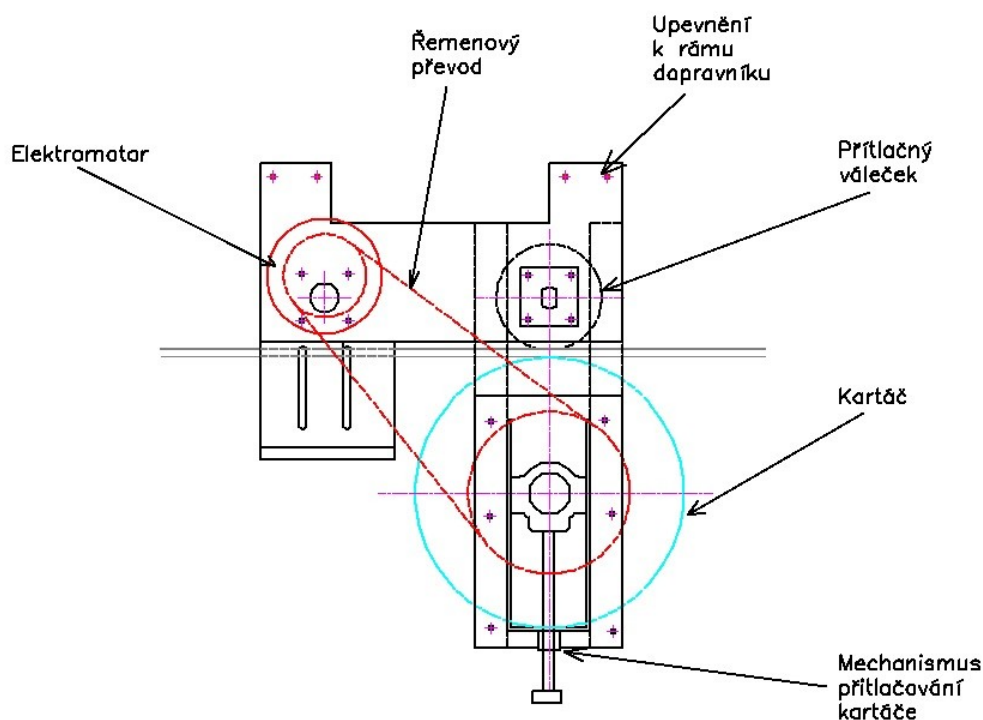
Varianta B

Zde je kartáč oproti variantě A uložen v pohyblivém ložiskovém tělese, které umožňuje pohyb ve svislé ose. Stejně jako u varianty A existují dvě možnosti pohonu. Uložení válečků je stejné. Kartáč je přitlačován k pásu pomocí tlačné pružiny. Rám je navržen tak, aby šel připevnit k dopravníku a je stejný pro oba pohony.



Obr. 2.3 Varianta B

U pohonu kartáče elektromotorem, je motor připevněn k bočnici.



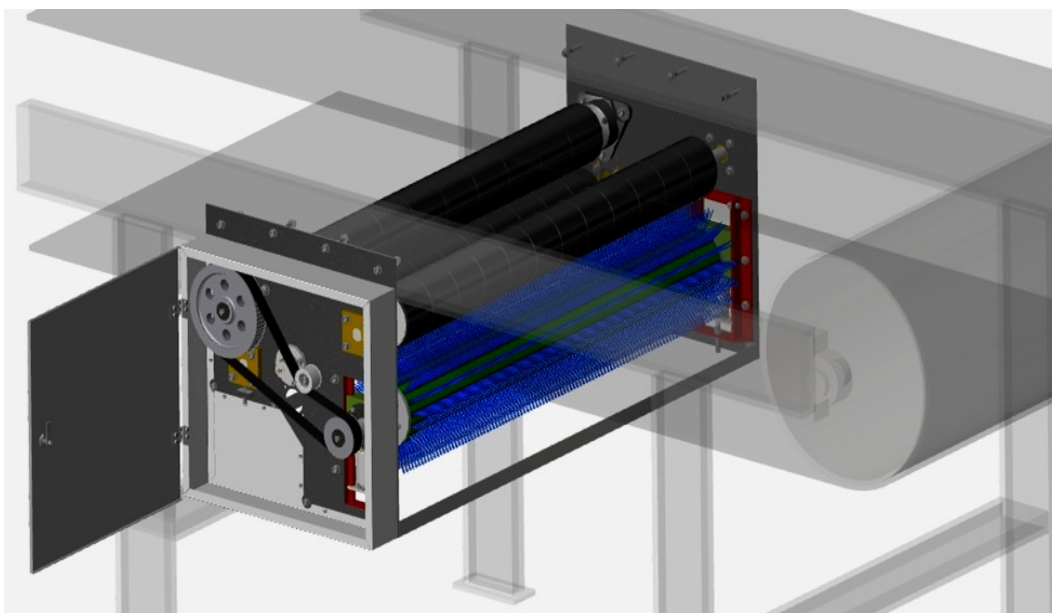
Obr. 2.4 Varianta B - s elektromotorem

2.2 Výsledný návrh

Výsledný návrh vychází z varianty B. Jsou zde určité úpravy v konstrukci, např. umístění elektromotoru. Má dvě možnosti pohonu - pásem a elektromotorem.

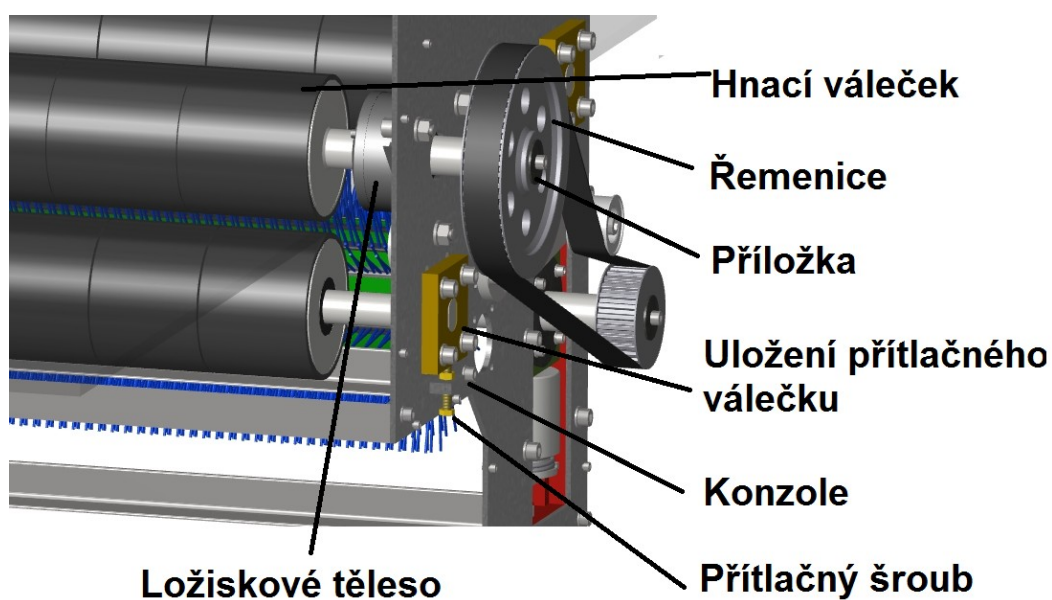
Pohon pásem (bez elektromotoru)

Při pohonu kartáče pásem je možno, z důvodu menší rychlosti pásu, docílit otáček 200 min^{-1} . Výkon se přenáší z hnacího válečku, přes řemenový převod, na kartáč. Hnací váleček je přítlačován k pásu přítlačným válečkem. Řemen je napínán napínákem. Kartáč je přítlačován k pásu pomocí tlačné pružiny. Nad kartáčem je umístěn druhý přítlačný váleček pro docílení lepšího čištění.



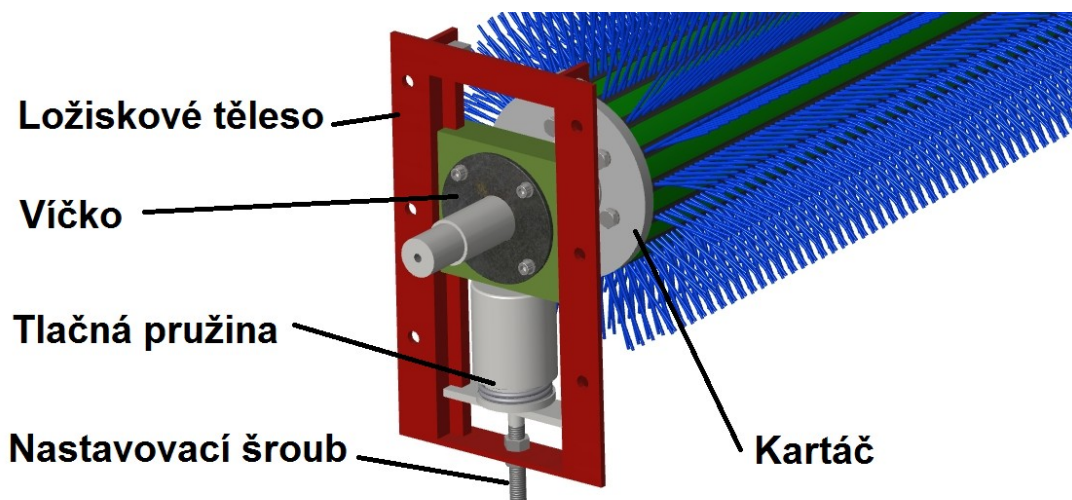
Obr. 2.5 Bez elektromotoru

Hnací váleček je uložen v ložiskových tělesech typu FNL od firmy SKF, řemenice je připevněna pomocí těsného pera, v axiálním směru je jištěna příložkou a šroubem. Držák přítlačného válečku je přítlačován pomocí šroubu přes konzoli, která je navařena na bočnici.



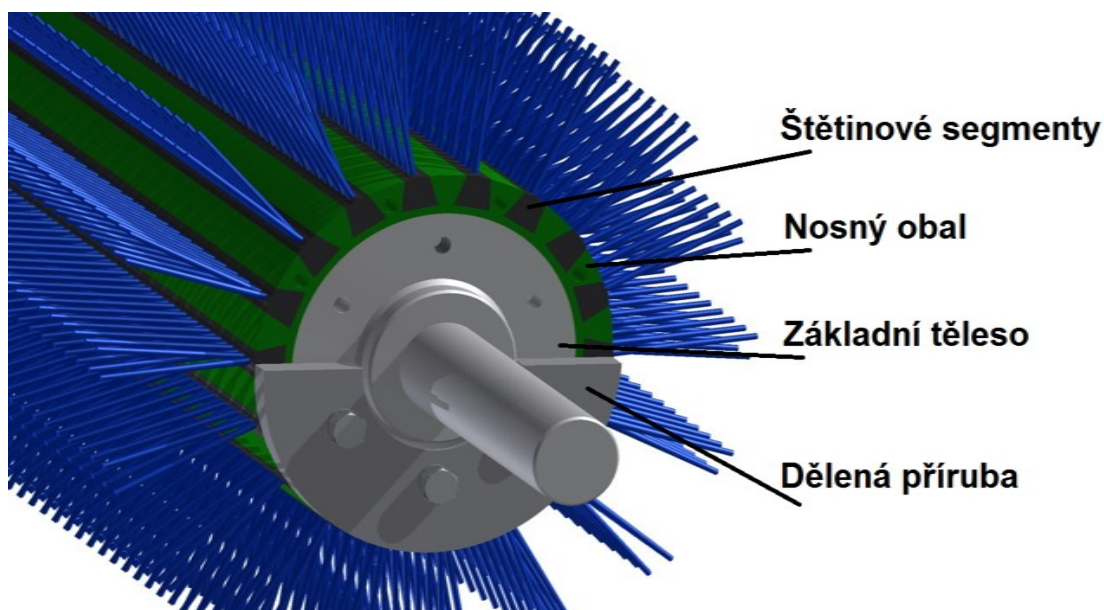
Obr. 2.6 Uložení válečků

Kartáč je uložen v pohyblivém ložiskovém tělesu. Ložisko je oboustranně kryté, na místě ho drží víčko. Přítlak je zajištěn tlačnou pružinou a jeho sílu je možno upravit pomocí šroubu.



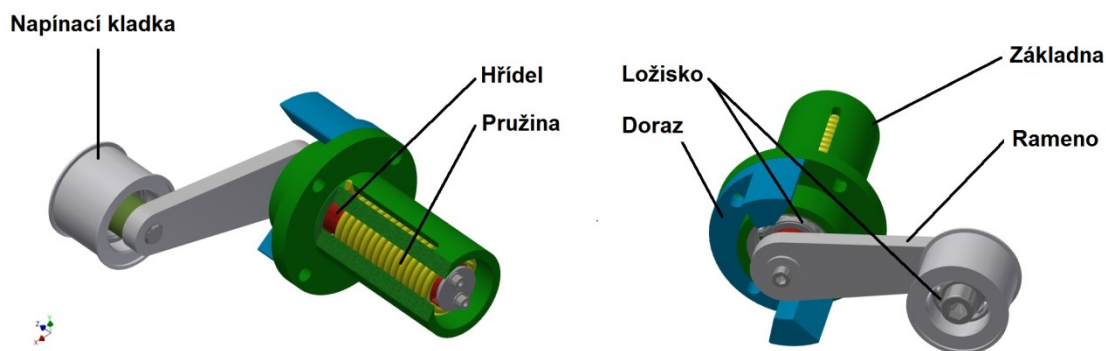
Obr. 2.7 Uložení kartáče

Kartáč se skládá z několika částí: základního tělesa, nosných obalů, štětinových segmentů a přírub. Základní těleso je uloženo v ložiscích a tvoří kostru kartáče. Štětinové segmenty jsou uloženy v nosných obalech, ty jsou připevněny pomocí dělených přírub k základnímu tělesu. Touto konstrukcí je zajištěna snadná výměna štětín, bez nutnosti demontáže celého kartáče.



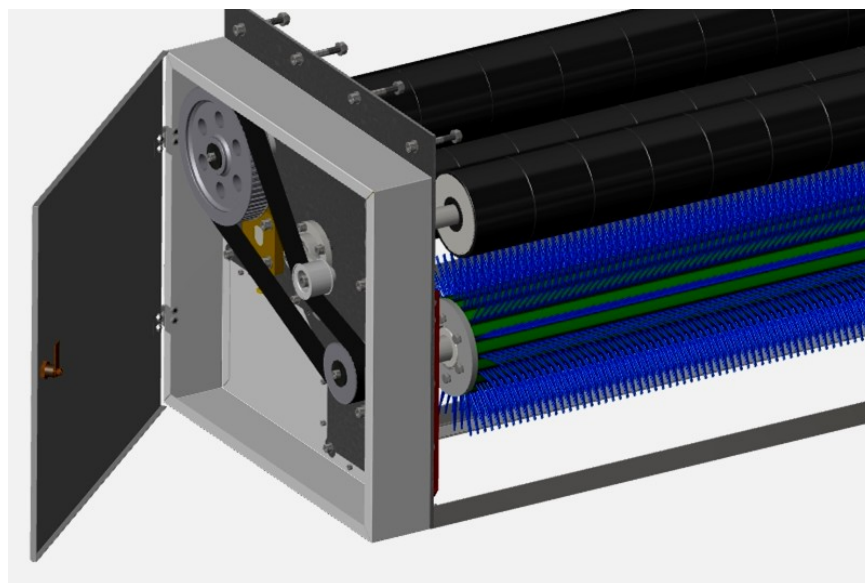
Obr. 2.8 Popis kartáče

Napínání řemene je zajištěno pomocí napínáku. Ten se skládá z napínací kladky, která je uložena na ložisku, a připevněna k ramenu. Rameno je s hřídelí spojeno jemným drážkováním, tím je zajištěna možnost nastavení polohy ramena. Hřídel je v základně napínáku rovněž uložena v ložisku. Napínací sílu vyvozuje zkrutná pružina, ta je umístěna mezi základnou a hřídelí. Doraz slouží k tomu, aby zastavil pohyb napínáku, např. při přetržení řemene.



Obr. 2.9 Napínák

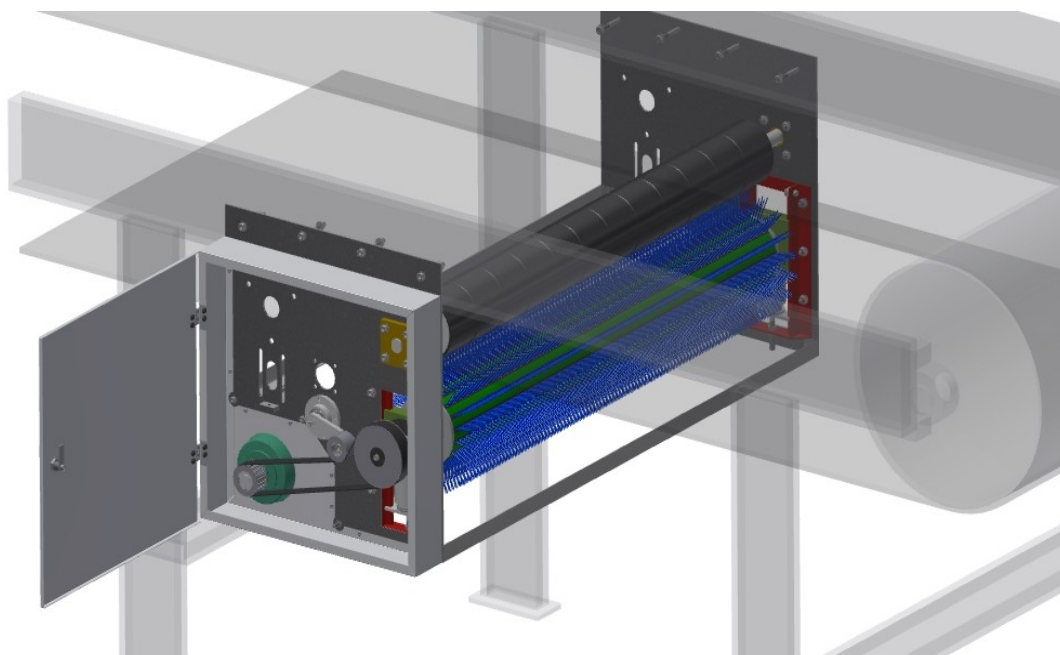
Strana s řemenovým převodem je z důvodu bezpečnosti zakrytována. Kryt je plechový s otvíracím víkem. Víko je opatřeno zámkem.



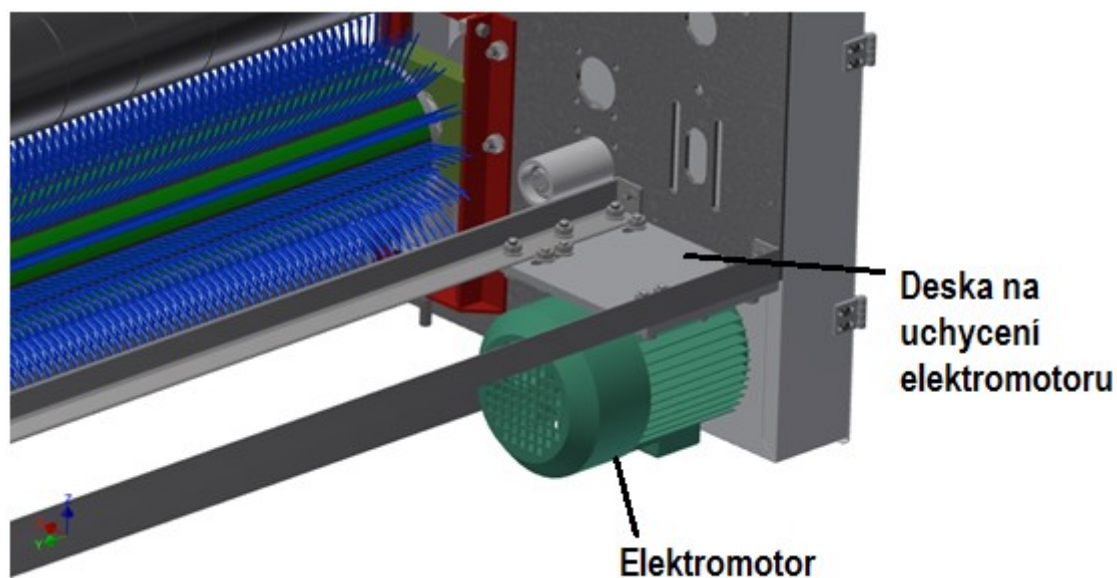
Obr. 2.10 Kryt

Pohon elektromotorem

Při pohonu elektromotorem jsou otáčky kartáče 400 min^{-1} . Z konstrukce je odstraněn hnací a přítlačný váleček. Je přidána deska pro uchycení elektromotoru a je upraven ochranný kryt. Převod je do pomala, opět zajištěn ozubeným řemenem. Řemenice je na hřídeli motoru upnuta upínací pouzdrem Taper Lock, katalog viz Příloha A. Napínák je přesunut do druhé pozice. Ostatní komponenty zůstaly nezměněny.



Obr. 2.11 Varianta s elektromotorem



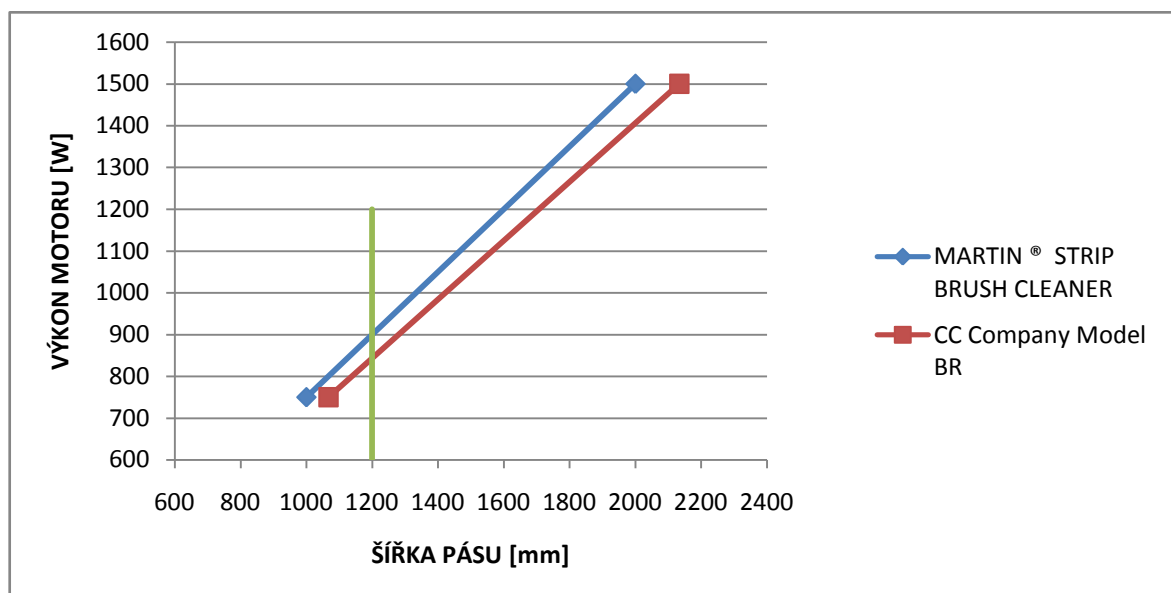
Obr. 2.12 Umístění elektromotoru

3 Výpočtová část

3.1 Určení potřebného výkonu elektromotoru

Potřebný výkon elektromotoru k pohánění kartáče se určí podle existujících rotačních čističů. Graf 3.1 znázorňuje závislost výkonu motoru na šířce čištěného pásu u dvou čističů, Strip Brush Cleaner od firmy Martin Engineeing a Model BR od firmy Conveyor Component Company. Z grafu vyplývá, že pro šířku pásu 1200 mm je potřeba výkon minimálně 900 W.

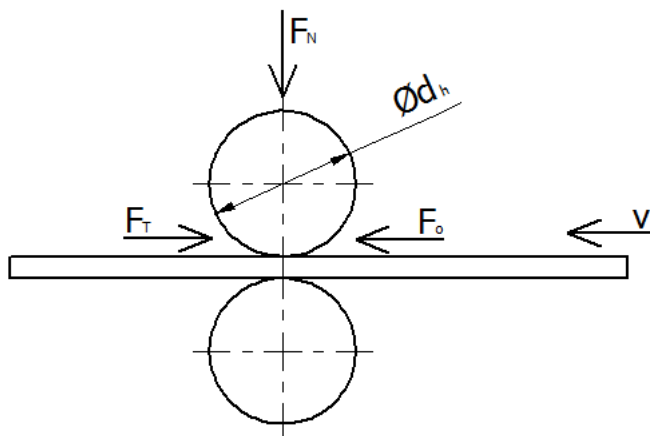
Volím elektromotor Siemens 1LA7 096-6AA10 s výkonem 1100 W, z katalogu viz Příloha A



Graf 3.1 Závislost šířky pásu na výkonu elektromotoru

3.2 Příklad hnacího válečku

U varianty čističe bez elektromotoru zajišťuje pohon kartáče hnací váleček, který musí být přitlačován k pásu přitlačným válečkem. Potřebná přitlačná síla se vypočte ze vztahu pro valivé tření mezi hnacím válečkem a dopravníkovým pásem. U tohoto pohonu je požadovaný výkon stejný jako u varianty s elektromotorem.



Obr. 3.1 Příklad hnacího válečku

Dáno, voleno:

$$d_h = 130 \text{ mm}$$

$$\xi = 30 \text{ mm}$$

$$P = 1100 \text{ W}$$

$$v = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet obvodové síly:

$$P = F_o \cdot v \tag{5.1}$$

$$F_o = \frac{P}{v} \tag{5.2}$$

$$F_o = \frac{1100}{0,6}$$

$$F_o = 1833,33 \text{ N} = F_T$$

Výpočet přitlačné síly:

$$F_N = \frac{F_T \cdot d}{\xi \cdot 2} \quad (5.3)$$

$$F_N = \frac{1833,33 \cdot 130}{30 \cdot 2}$$

$$F_N = 3972,22 \text{ N}$$

3.3 Kontrola šroubů zajišťující přitlak

Dáno, voleno:

$$F_N = 3972,22 \text{ N}$$

$$f_z = 0,2$$

2ks M8 6.8

$$Re = 480 \text{ MPa}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\text{Pro závit M8: } d_2 = 7,188 \text{ mm}$$

$$d_3 = 6,466 \text{ mm}$$

$$P_z = 1,25 \text{ mm}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{P_z}{\pi \cdot d_2} \right) \quad (5.4)$$

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{1,25}{\pi \cdot d_2} \right)$$

$$\psi = 3,17^\circ$$

Redukovaný třecí úhel:

$$\varphi' = \tan^{-1} \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (5.5)$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \left(\frac{0,2}{\cos \frac{60}{2}} \right)$$

$$\varphi' = 11,7^\circ$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_N}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (5.6)$$

$$\sigma_t = \frac{3972,22}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 6,466^2}{4}}$$

$$\sigma_t = 60,48 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (5.7)$$

$$\tau = \frac{F_N \cdot \tan(\psi + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}$$

$$\tau = \frac{3972,22 \cdot \tan(3,17 + 11,7) \cdot \frac{7,188}{2}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 6,466^3}{16}}$$

$$\tau = 35,71 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti:

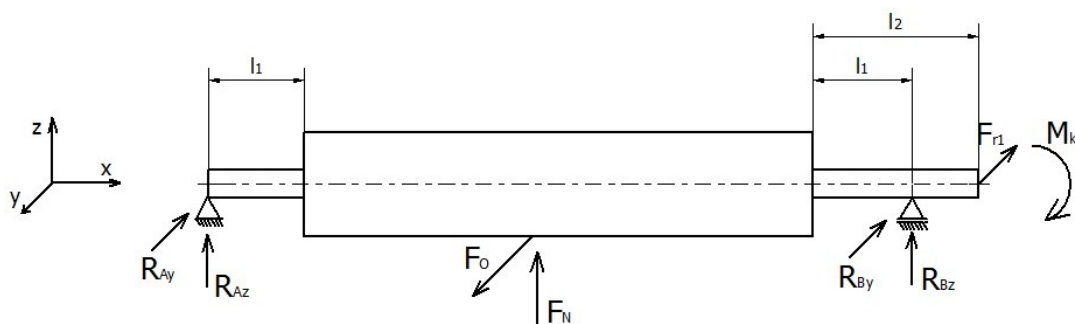
$$k_s = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} \quad (5.8)$$

$$k_s = \frac{480}{\sqrt{60,48^2 + 4 \cdot 35,71^2}}$$

$$k_s = 5,13$$

3.4 Návrh průměru hřídele hnacího válečku

Hnací váleček je zatěžován hned několika silami. Normálovou silou F_N od přitlačného válečku a obvodovou silou F_o od pohybu pásu. Dále na váleček působí zatěžující síla od řemenového převodu F_{r1} a krouticí moment $M_{k1.1}$.



Obr. 3.2 Schéma hnacího válečku

Dáno, voleno:

$$F_N = 3972,22 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 1648 \text{ N}$$

$$n = 88 \text{ s}^{-1}$$

$$k = 2$$

$$D = 130 \text{ mm}$$

$$l_1 = 65 \text{ mm}$$

$$l_2 = 170 \text{ mm}$$

Volím $\alpha_B = 0,8$ - střídavý ohyb a mĳivý krut

Volím materiál hřídele 11 523 (SPT510)

Dovolené napětí:

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k} \quad (5.9)$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{333}{2}$$

$$\sigma_{DOV} = 166,5 \text{ MPa}$$

Otáčky hnacího válečku se vypočítají ze zadané rychlosti pásu a průměru hnacího válečku, který je zvolen s ohledem na požadované otáčky kartáče.

$$\omega = \frac{v}{\frac{d}{2}} \quad (5.10)$$

$$n_h = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (5.11)$$

$$n_h = \frac{v}{d \cdot \pi}$$

$$n_h = \frac{0,6}{0,13 \cdot \pi}$$

$$n_h = 1,47 \text{ s}^{-1}$$

Krouticí moment na hnací řemenici:

$$M_{k1.1} = \frac{P}{\omega} \quad (5.12)$$

$$M_{k1.1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

$$M_{k1.1} = \frac{1000 \cdot 1100}{2 \cdot \pi \cdot 1,47}$$

$$M_{k1.1} = 119\,095,54 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Výpočet reakcí:

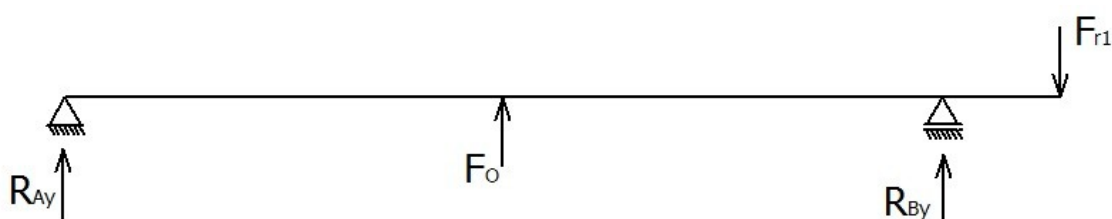
Reakce v rovině z -x se dají jednoduše určit i bez výpočtu.

$$R_{Az} = R_{Bz} = \frac{F_N}{2} \quad (5.13)$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = \frac{3972,22}{2}$$

$$R_{Az} = R_{Bz} = 1986,11 \text{ N}$$

Reakce v rovině y-x:



Obr. 3.3 Schéma zatížení v rovině y-x

$$\sum_{i=1}^n M_{iA} = 0 = F_O \cdot \left(\frac{l_3}{2} + l_1\right) + R_{By} \cdot (l_1 + 2 \cdot l_3) - F_{r1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) \quad (5.14)$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_O \cdot \left(\frac{l_3}{2} + l_1\right)}{(l_3 + 2 \cdot l_1)} \quad (5.15)$$

$$R_{By} = \frac{1648 \cdot (65 + 170 + 1200) - 1833,33 \cdot (600 + 65)}{(1200 + 2 \cdot 65)}$$

$$R_{By} = 858,37 \text{ N}$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 = R_{Ay} + F_O + R_{By} - F_{r1} \quad (5.16)$$

$$R_{Ay} = F_{r1} - F_O - R_{By} \quad (5.17)$$

$$R_{Ay} = 1648 - 1833,33 - 858,37$$

$$R_{Ay} = -1043,7 \text{ N}$$

Výsledné reakce:

Výsledné reakce na každé podpoře se vypočítají Pythagorovou větou. Směr působení není v tomto případě důležitý.

$$R_A = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1986,11^2 + 1043,7^2} = 2243,65 \text{ N} \quad (5.18)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1986,11^2 + 858,37^2} = 2163,67 \text{ N} \quad (5.19)$$

Ohybový moment:

$$M_o = R_B \cdot l_1 \quad (5.20)$$

$$M_o = 2163,67 \cdot 65$$

$$M_o = 140\,638,55 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Redukovaný moment:

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1.1})^2} \quad (5.21)$$

$$M_{oRED} = \sqrt{140638,55^2 + 0,75 \cdot (0,8 \cdot 119095,54)^2}$$

$$M_{oRED} = 163\,056,43 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Návrh průměru hřídele:

$$d_h \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{DOV}}} \quad (5.22)$$

$$d_h \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 163056,43}{\pi \cdot 166,5}}$$

$$d_h \geq 21,64 \text{ mm}$$

Volím $d_h = 30 \text{ mm}$

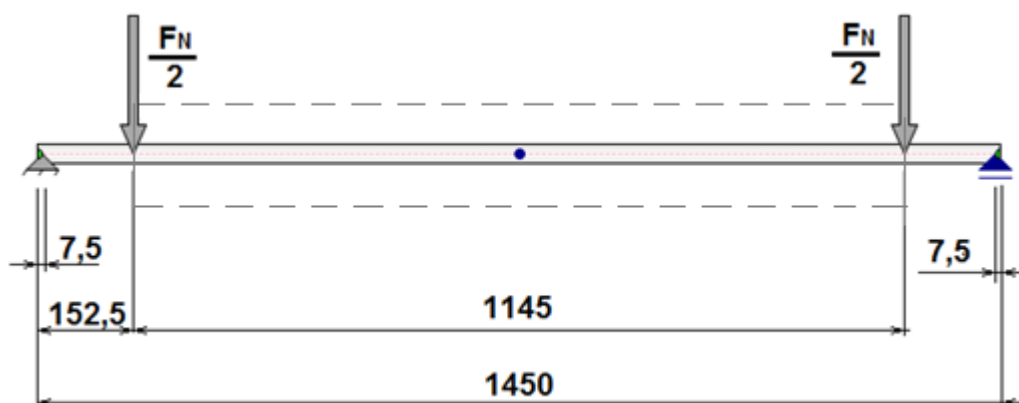
3.5 Kontrola hřídele přítláčného válečku

Hřídel přítláčného válečku má průměr 30 mm a je dlouhá 1450 mm. Na obou koncích je uchycena v držácích přítláčného válečku a k tělesu válečku je připojena dvěma ložisky. Výpočet je proveden v programu Autodesk Inventor.

Dáno, voleno:

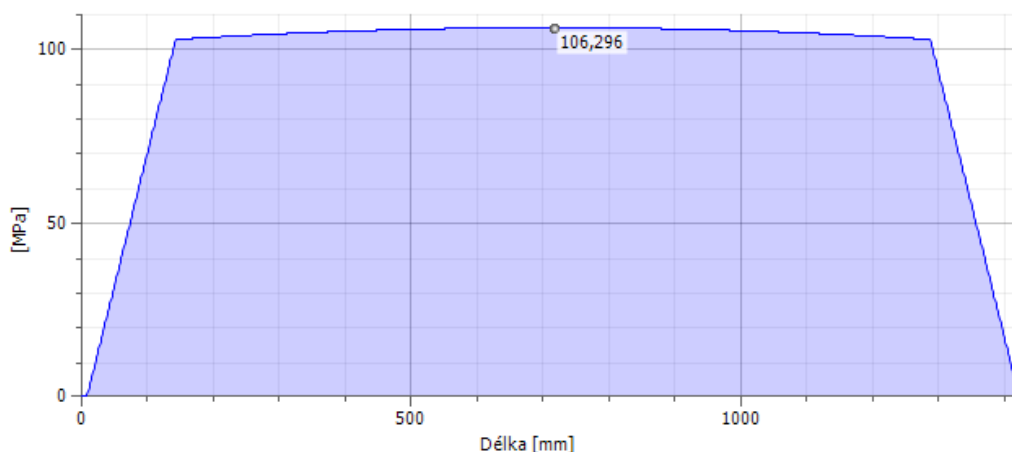
materiál hřídele 11 523 (SPT510) - $\sigma_{DOV} = 166,5 \text{ MPa}$

$F_N = 3972,22 \text{ N}$



Obr. 3.4 Výpočtové schéma

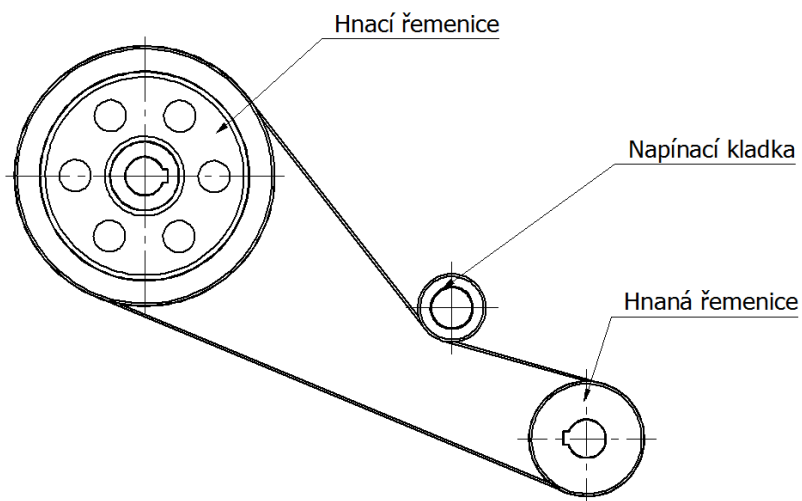
Maximální ohybový napětí 106,3 MPa se nachází ve středu hřídele. Tato hodnota nepřekračuje dovolené napětí. Hřídel tedy bez problému přeneše dané zatížení.



Obr. 3.5 Průběh ohybového napětí

3.6 Návrh řemenového převodu - verze bez elektromotoru

Tento výpočet je proveden pomocí programu Autodesk Inventor. U verze bez elektromotoru jsou otáčky kartáče, z důvodu menší rychlosti pásu, omezeny na 200 min^{-1} ($n_{k1} = 3,33 \text{ s}^{-1}$). Pro tento převod je zvolen jednostranný ozubený řemen T10 (DIN 7721). Cílem výpočtu je navrhnout šířku řemene a rozměry řemenic.



Obr. 3.6 Schéma řemenového převodu

Dáno, voleno:

$$n_h = 1,47 \text{ s}^{-1}$$

$$n_{k1} = 3,33 \text{ s}^{-1}$$

$$P = 1100 \text{ W}$$

Převodový poměr:

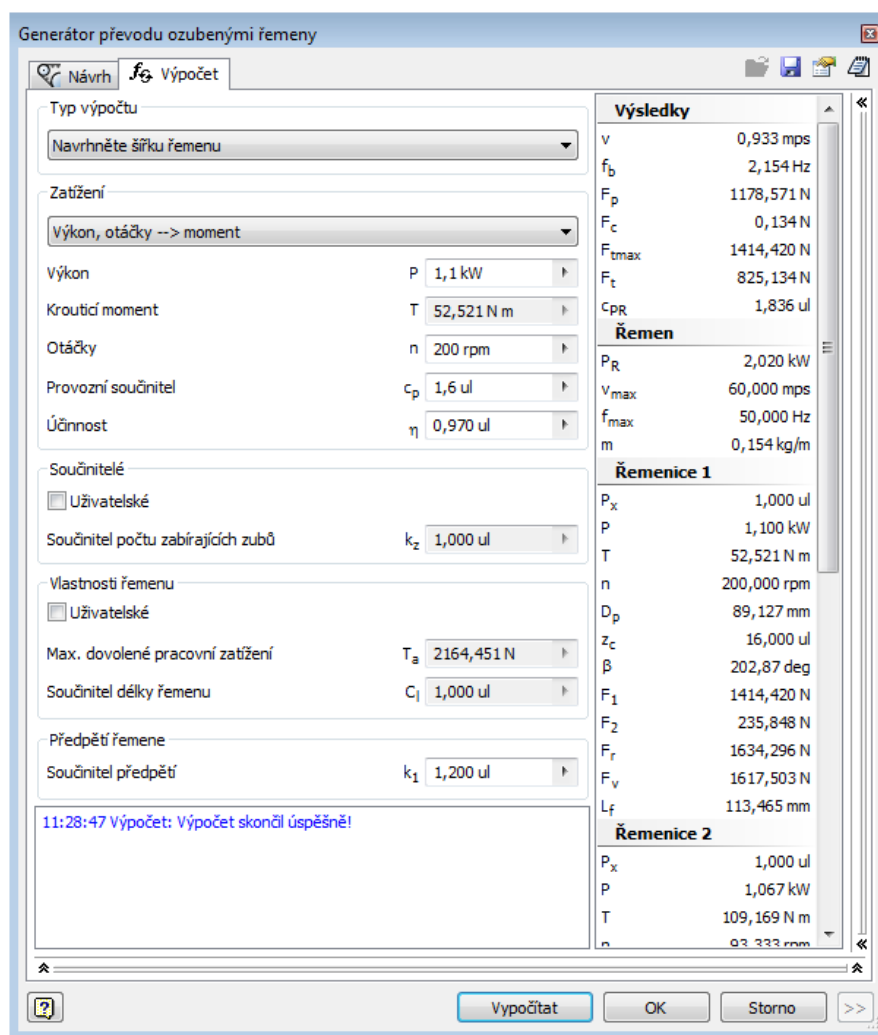
$$i_1 = \frac{n_h}{n_{k1}} \tag{5.23}$$

$$i_1 = \frac{1,47}{3,33}$$

$$i_1 = 0,44$$

Výpočet šířky řemenu:

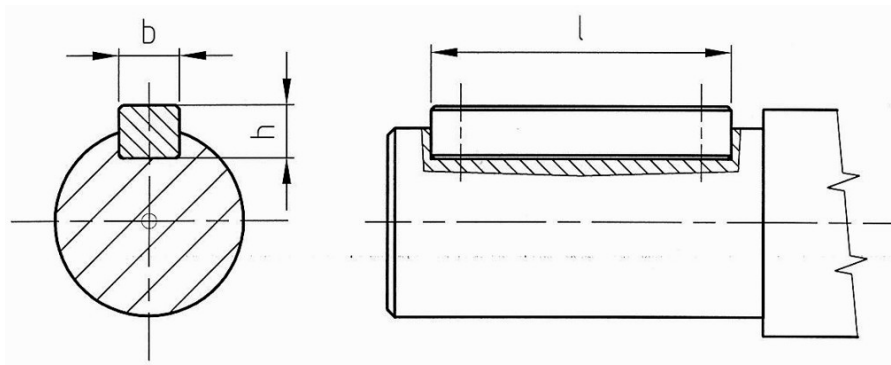
Vstupní hodnoty	Důležité výstupy
Výkon $P = 1100 \text{ W}$	Šířka řemenu $b = 32 \text{ mm}$
Otáčky kartáče $n_{k1} = 3,33 \text{ s}^{-1} (200\text{min}^{-1})$	Předpětí řemenu $F_{T1} = 825 \text{ N}$
Provozní součinitel $C_p = 1,6$ – rovnoměrný moment, nepřetržitý provoz	Zatížení hřídele $F_{r1} = 1648 \text{ N}$
Počet zubů hnaného kola $z_1 = 25$	Krouticí moment na hnané řemenici $M_{k1.2} = 52\,521 \text{ N} \cdot \text{mm}$
Převodový poměr $i_1 = 0,44$	



Obr. 3.7 Výpočet řemenového převodu Autodesk Inventor

3.7 Výpočet per

Výpočet délky per v řemenicích u bezmotorové varianty. Postup výpočtu podle [18].



Obr. 3.8 Těsné pero

Pero na hnací řemenici

Dáno, voleno:

$$M_{k1.1} = 119\,095,54 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_h = 30 \text{ mm}$$

$$p_{D2} = 120 \text{ MPa}$$

Dle ČSN 02 2562 pro $d_h = 30 \text{ mm}$ volím pero 10 x 8 x 1 ($t_1 = 3,3 \text{ mm}$)

Obvodová síla:

$$F_{21} = \frac{M_{k1.1}}{\frac{d_h}{2} \cdot \frac{t_1}{2}} \quad (5.24)$$

$$F_{21} = \frac{119095,54}{\frac{30}{2} \cdot \frac{3,3}{2}}$$

$$F_{21} = 4811,94 \text{ N}$$

Tlak na boku pera:

$$p_2 = \frac{F_{21}}{l_1 + t_1} \leq p_{D2} \quad (5.25)$$

Délka přímkové části pera:

$$l'_1 \geq \frac{F_{21}}{p_{D2} \cdot t_1} \quad (5.26)$$

$$l'_1 \geq \frac{4811,94}{120 \cdot 3,3}$$

$$l'_1 \geq 12,15 \text{ mm}$$

Celková délka pera:

$$l_1 \geq l'_1 + b \quad (5.27)$$

$$l_1 \geq 12,15 + 10$$

$$l_1 \geq 22,15 \text{ mm}$$

Volím $l_1 = 25 \text{ mm}$

Pero na hnané řemenici

Dáno, voleno:

$$M_{k1.2} = 52521 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_k = 30 \text{ mm}$$

$$p_{D2} = 120 \text{ MPa}$$

Dle ČSN 02 2562 pro $d_k = 30 \text{ mm}$ volím pero 10 x 8 x 1 ($t_1 = 3,3 \text{ mm}$)

Obvodová síla:

$$F_{22} = \frac{M_{k1.2}}{\frac{d_k}{2} \cdot \frac{t_1}{2}} \quad (5.28)$$

$$F_{22} = \frac{525214}{\frac{30}{2} \cdot \frac{3,3}{2}}$$

$$F_{22} = 2122,06 \text{ N}$$

Délka přímkové části pera:

$$l'_2 \geq \frac{F_{22}}{P_{D2} \cdot t_1} \quad (5.29)$$

$$l'_2 \geq \frac{2122,06}{120 \cdot 3,3}$$

$$l'_2 \geq 5,35 \text{ mm}$$

Celková délka pera:

$$l_2 \geq l'_2 + b \quad (5.30)$$

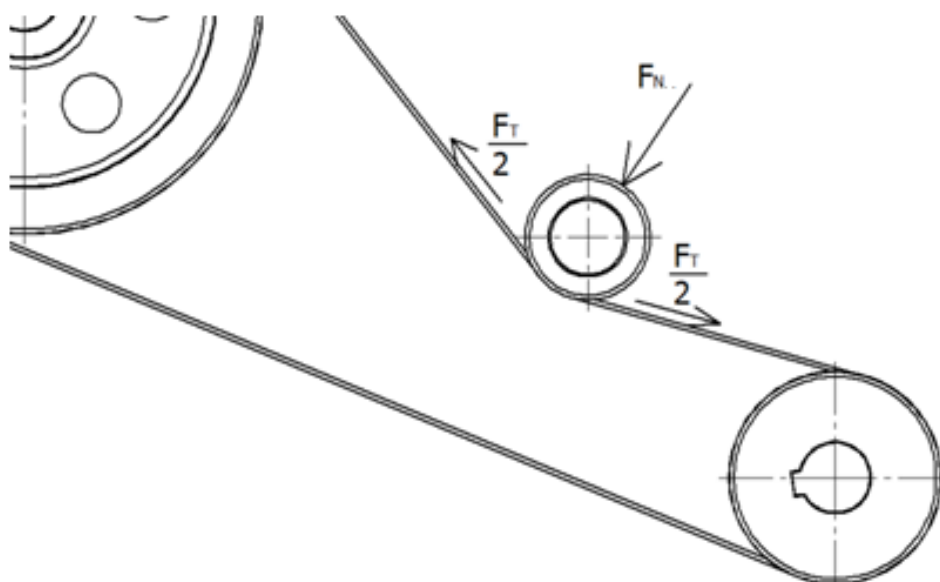
$$l_2 \geq 5,35 + 10$$

$$l_2 \geq 15,35 \text{ mm}$$

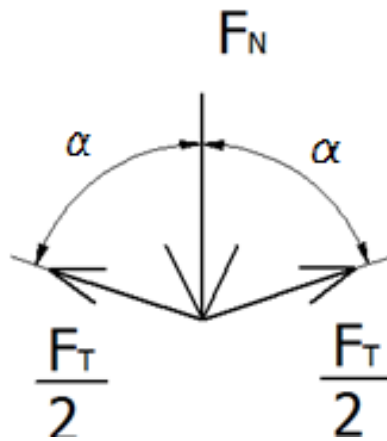
I když vyšla minimální délka pera 15,35 mm, volím $l_2 = 25 \text{ mm}$ důvodu, že je to minimální délka pro zvolenou velikost pera.

3.8 Výpočet síly napínací kladky

Při určování potřebné síly napínací kladky se vychází ze síly předpětí řemenu, která byla vypočtena při návrhu řemenového převodu.



Obr. 3.9 Schéma umístění napínací kladky



Obr. 3.10 Schéma rozložení napínacích sil

Dáno, voleno:

$$F_{T1} = 825 \text{ N}$$

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

$$\alpha_1 = 77^\circ$$

Síla napínací kladky se vypočte goniometrickými funkcemi podle Obr. 3.10. Konkrétně pro tento případ se použije cosinus úhlu α .

$$\cos(\alpha_1) = \frac{F_{N1}}{\frac{F_{T1}}{2}} \quad (5.31)$$

$$F_{N1} = \frac{F_{T1}}{2} \cdot \cos(\alpha_1) \quad (5.32)$$

$$F_{N1} = \frac{825}{2} \cdot \cos(77^\circ)$$

$$F_{N1} = 92,79 \text{ N}$$

Síla pružiny:

Moment síly vyvinutý pružinou se vypočte ze síly napínací kladky a délky ramene napínáku.

$$M'_{T1} = F_{N1} \cdot L_r \quad (5.33)$$

$$M'_{T1} = 92,79 \cdot 100$$

$$M'_{T1} = 9279 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Volím zkrutnou pružinu z katalogu zkrutných pružin firmy HENNLICH INDUSTRIETECHNIK, s.r.o. viz Příloha B

Tab. 1 Parametry pružiny

<u>Parametry zvolené pružiny</u>	
průměr drátu	$d = 4,5 \text{ mm}$
střední průměr pružiny	$D = 32 \text{ mm}$
počet činných závitů	$n = 15$
moment síly vyvinutý pružinou	$M_T = 10019,72 \text{ Nmm}$
tuhost pružiny	$R_{mr} = 44,26 \text{ Nmm}/^\circ$

Výchylka pružiny pro vyvinutí potřebné síly:

$$\beta_1 = \frac{M'_T}{R_{mr}} \quad (5.34)$$

$$\beta_1 = \frac{9279}{44,26}$$

$$\beta_1 = 209,6^\circ$$

Pro vyvinutí potřebné napínací síly je nutno natáhnout pružinu na cca 210° .

3.9 Síla napínací kladky pro verzi s elektromotorem

Postup výpočtu je shodný s předchozím, změna je pouze ve velikosti síly předpětí řemenu a úhlu α .

Dáno, voleno:

$$F_{T2} = 122,3 \text{ N}$$

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

$$\alpha_2 = 68^\circ$$

Síla napínací kladky:

$$\cos(\alpha_2) = \frac{F_{N2}}{\frac{F_{T2}}{2}} \quad (5.35)$$

$$F_{N2} = \frac{F_{T2}}{2} \cdot \cos(\alpha_2) \quad (5.36)$$

$$F_{N2} = \frac{122,3}{2} \cdot \cos(68^\circ)$$

$$F_{N2} = 22,91 \text{ N}$$

Síla pružiny:

$$M'_{T2} = F_{N1} \cdot L_r \quad (5.37)$$

$$M'_{T2} = 22,91 \cdot 100$$

$$M'_{T2} = 2290,7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro obě varianty bude použita stejná pružina.

Výchylka pružiny pro vyvinutí potřebné síly:

$$\beta_2 = \frac{M'_{T2}}{R_{mr}} \quad (5.38)$$

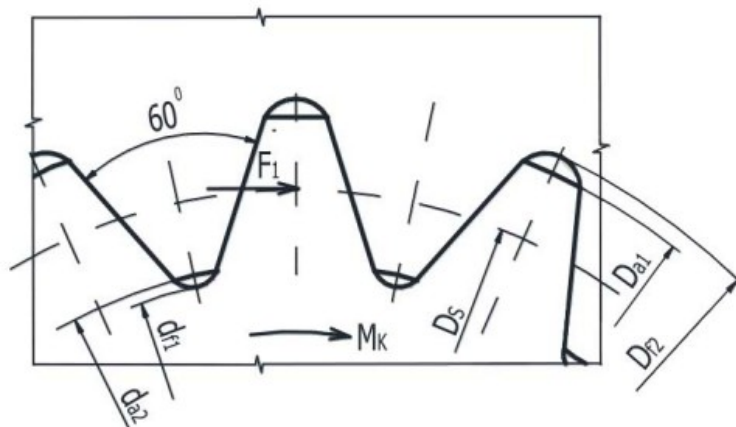
$$\beta_2 = \frac{2290,7}{44,26}$$

$$\beta_2 = 51,8^\circ$$

Pro vyvinutí potřebné napínací síly je nutno natáhnout pružinu na cca 52° .

3.10 Výpočet drážkování ramena napínáku

Pro tento spoj je zvoleno jemné drážkování, z důvodu možnosti přesného nastavení požadované polohy napínací kladky.



Obr. 3.11 Jemné drážkování [16]

Dáno, voleno:

$$M_T = 10019,72 \text{ Nmm}$$

$$\tau_D = 20 \text{ MPa}$$

Stanovení nosného průměru hřídele:

Nosný průměr hřídele se stanoví pro maximální moment vyvinutý pružinou M_T .

$$d_{hn} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (5.39)$$

$$d_{hn} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10019,72}{\pi \cdot 20}}$$

$$d_{hn} \geq 13,66 \text{ mm}$$

Volím jemné drážkování velikost 17 ČSN 01 4933 viz Obr. 3.12

Velikost	z	D_{a1}	d_{a2}	d_{f1}	D_{f2}
8	28	8,1	6,9	6,91	8,21
10	28	10,1	8,1	8,26	9,9
12	30	12	10,1	10,2	12
14	31	14,2	12	12,06	14,18
17	32	17,2	14,9	14,91	17,28
20	33	20	17,3	17,37	20
24	34	23,9	20,8	20,76	23,76
30	35	30	26,5	26,40	30,06
34	36	34	30,5	30,38	34,17
40	37	39,9	36	35,95	40,16
44	38	44	40	39,72	44,42
50	39	50	45	44,97	50,2
55	40	54,9	50	49,72	55,25
60	42	60	55	54,76	60,39
65	41	65	60	59,6	65,421
70	45	70	65	64,6	70,546
75	48	75	70	69,6	75,500
80	51	80	75	74,6	80,443
85	55	85	80	79,6	85,529
90	58	90	85	84,6	90,488
95	61	95	90	89,6	95,433
100	65	100	95	94,6	100,486
105	68	105	100	99,6	105,445
110	71	110	105	104,6	110,379
115	75	115	110	109,6	115,503
120	78	120	115	114,6	120,506

Obr. 3.12 Jmenovité rozměry a počty zubů jemného drážkování [16]

Tab. 2 Jmenovité rozměry a počet zubů drážkování

<u>Parametry drážkování</u>	
počet zubů	$z = 32$
hlavový průměr vnější	$D_{a1} = 17,2 \text{ mm}$
hlavový průměr vnitřní	$d_{a2} = 14,9 \text{ mm}$
patní průměr vnější	$d_{f1} = 14,91 \text{ mm}$
patní průměr vnitřní	$D_{f2} = 17,28 \text{ mm}$

Střední průměr drážkování

$$D_{sd} = \frac{D_{a1} + d_{a2}}{2} \quad (5.40)$$

$$D_{sd} = \frac{17,2 + 14,9}{2}$$

$$D_{sd} = 16,05 \text{ mm}$$

Zatěžující obvodová síla na 1 zub:

U jemného drážkování předpokládáme, že pouze polovina zubů hřídele přenáší krouticí moment. Proto je ve jmenovateli rovnice (5.41) $0,5 \cdot z$.

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0,5 \cdot z \cdot D_{sd}} \quad (5.41)$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot 10019,72}{0,5 \cdot 32 \cdot 16,05}$$

$$F_1 = 71,65 \text{ N}$$

Délka drážkového spoje z dovoleného měrného tlaku na bok zubu:

Dovolený měrný tlak p_D se určí z Obr. 3.13. Uložení náboje na hřídeli lze považovat za pevné, druh zatížení stálé. Pro netvrzené boky zubů vyplývá $p_D = 80 - 150$ MPa.

Volím $p_D = 80$ MPa.

Uložení náboje na hřídeli	Druh zatížení	p_D [MPa]	
		boky netvrzené	boky tvrzené min 55 HRC
pevné	stálé	80 až 150	120 až 200
	proměnlivé	60 až 100	80 až 130
	rázy	40 až 70	40 až 90
pohyblivé při zatížení	stálé	10 až 20	20 až 35
	proměnlivé	5 až 15	10 až 25
	rázy	3 až 10	3 až 15
pohyblivé bez zatížení	stálé	30 až 50	40 až 70
	proměnlivé	20 až 40	30 až 55
	rázy	15 až 30	20 až 40

Obr. 3.13 Dovolený měrný tlak na bok zubu p_D [16]

$$p_1 = \frac{F_1}{h \cdot l_d} = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - d_{a2}) \cdot l_d} \leq p_D \quad (5.42)$$

$$l_d \geq \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - d_{a2}) \cdot p_D} \quad (5.43)$$

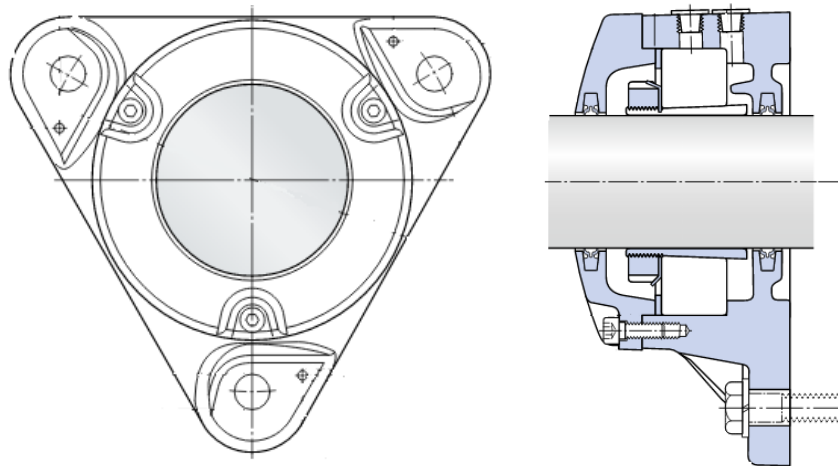
$$l_d \geq \frac{2 \cdot 71,65}{(17,2 - 14,9) \cdot 80}$$

$$l_d \geq 0,79 \text{ mm}$$

Volím $l_d = 10 \text{ mm}$. Protože rameno napínačku má tloušťku 10 mm, je vhodné, aby drážkování bylo po celé délce díry.

3.11 Kontrola ložisek hnacího válečku

Hnací váleček je uložen ve dvou přírubových ložiskových tělesech SKF FNL 508 B s ložisky 1208K. Ložiska jsou dvouřadá kuličková naklápěcí, upevněna na hřídeli pomocí upínacího pouzdra. Postup výpočtu je převzat ze stránek výrobce.



Obr. 3.14 Ložiskové těleso FNL 508 B [15]

Dáno, voleno:

$$C = 14600 \text{ N}$$

$$R_A = 2243,65 \text{ N}$$

$$p = 3$$

$$n_h = 1,47 \text{ s}^{-1}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

V tomto případě na ložisko nepůsobí žádné axiální síly tedy: $F_a = 0$ N. Z toho plyne

$$\frac{F_a}{F_r} = 0 \rightarrow P_r = R_A.$$

$$P_r = R_A \tag{5.44}$$

$$P_r = 2243,65 \text{ N}$$

Základní trvanlivost:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 3600} \tag{5.45}$$

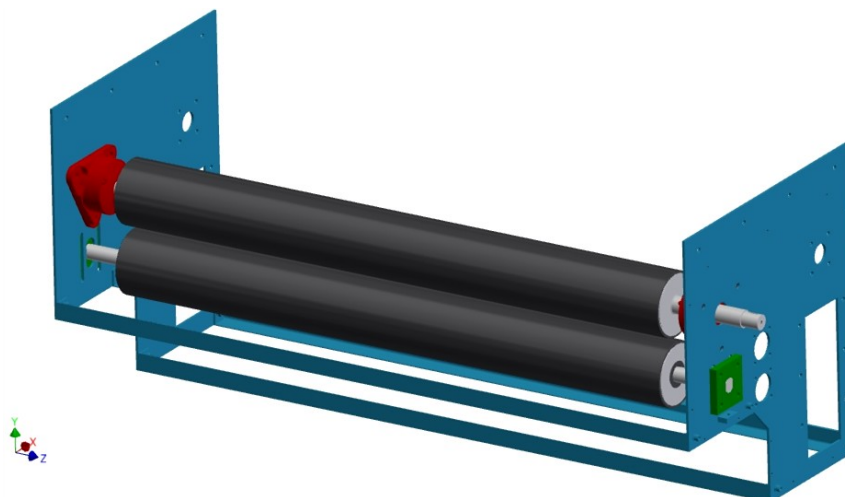
$$L_{10h} = \left(\frac{17300}{2243,65}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1,47 \cdot 3600}$$

$$L_{10h} = 52\,068 \text{ h}$$

Hodnota 52 068 hodin splňuje minimální požadavky na trvanlivost ložiska.

4 MKP analýza hnacího ústrojí varianty bez elektromotoru

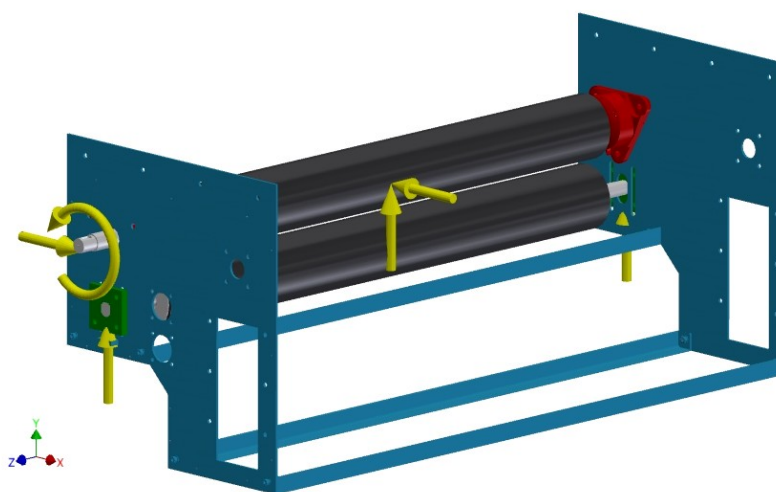
Pomocí MKP analýzy jsou zkontrolovány komponenty pohonu u varianty bez elektromotoru. Simulace se zaměřuje především na hnací a přítlačný váleček. Pro potřeby simulace je model zjednodušen odebráním nepotřebných součástí. Rám je zde pouze pro názornost, ze simulace je vynechán.



Obr. 4.1 Zjednodušený model

Zatížení:

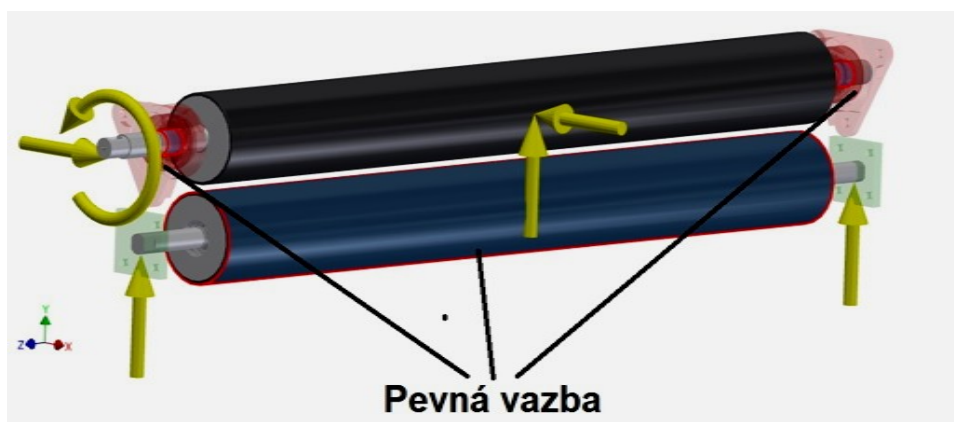
Hnací váleček je zatížen krouticím momentem $M_{k1.1}$ a zatěžující silou od řemenového převodu F_{r1} ty působí na konci hřídele. Dále je hnací váleček zatížen přítlačnou silou F_N . Přítlačný váleček je zatížen napínacími silami od šroubů, které zajišťují přítlak.



Obr. 4.2 Rozmístění zatížení

Vazby:

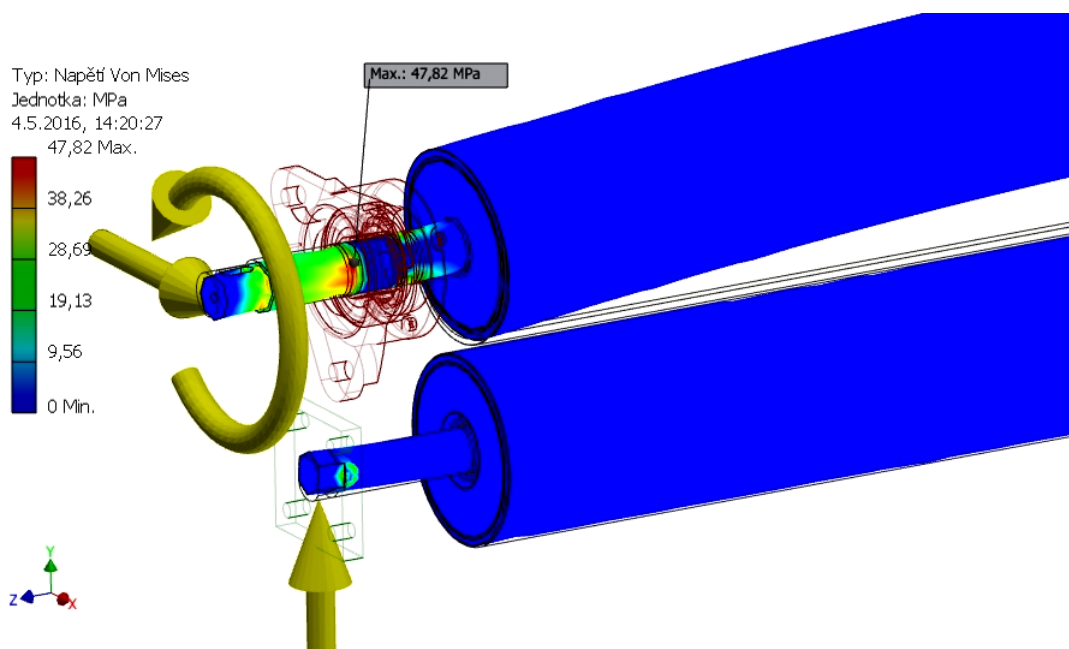
Pevná vazba je umístěna na hřídeli hnacího válečku pod upínacími kroužky ložisek a na přítlačný váleček.



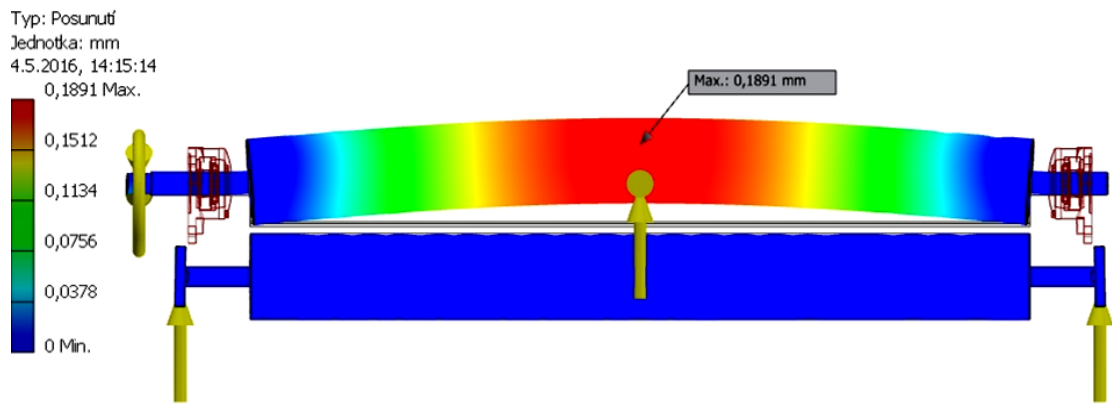
Obr. 4.3 Umístění vazeb

Výsledky:

Výsledky simulace ukazují, že nejvyšší napětí (47,82 MPa) je na hřídeli hnacího válečku hned vedle upínacího kroužku pod ložiskem. Tato hodnota nepřekračuje povolené napětí. Analýza posunutí viz Obr. 4.5 ukazuje maximální posunutí 0,19 mm.



Obr. 4.4 Výsledky



Obr. 4.5 Posunutí

5 Závěr

V této bakalářské práci je navrhnut rotační čistič dopravníkového pásu. Pro pás zadaných parametrů jsou navrženy dvě varianty čističe. První varianta je bez elektromotoru a kartáč je poháněn pohybem pásu. U druhé varianty je kartáč poháněn elektromotorem. Ve výpočtové části je navrhnut výkon elektromotoru, který je odvozen od výkonu ostatních čističů. Dále jsou vypočítány parametry pohonu bez elektromotoru, řemenový převod, parametry napínáku a další. Taktéž proběhla kontrola ložisek, ve kterých je uložen hnací váleček. Na konci bakalářské práce je MKP analýza hnacího ústrojí.

Poděkování

Tímto chci poděkovat panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za cenné rady a připomínky při konzultacích k této bakalářské práci.

6 Literatura

- [1] Belt cleaning. Browman Hollis. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.bowmanhollis.com/pdf/BELT%20CLEANING.pdf>
- [2] Dry Wipe. ASGCO. [online]. 8.5.2016 [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <http://www.asgco.com/conveyor-products/secondary-conveyor-belt-cleaners/dry-wipe-belt-cleaner/>
- [3] Vibra-Clean Conveyor Belt Cleaner. ASGCO. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.asgco.com/conveyor-products/secondary-conveyor-belt-cleaners/vibrating-conveyer-belt-cleaner/>
- [4] Conveyor Belt Cleaner. Duplex Cleaning Machines. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.hotfrog.com.au/business/Duplex-Cleaning-Machines/Conveyor-Belt-Cleaner-88157>
- [5] Conveyor Belt Cleaning . DUPRAY. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://dupray.com/learn/steam-cleaning/what-to-clean/conveyor-belt/>
- [6] Air Blast Belt wiper. Air Blast Inc. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.airblastinc.com/belt.htm>
- [7] Motorized Brush Ceaner. Flexo. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.flexco.com/products/motorized-brush-cleaner.html>
- [8] Brush Belt Cleaners. . [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.jzzejx.com/en/class.php?code=0308>
- [9] REMACLEAN GRB. REMA TIP TOP. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://products.rema-tiptop.de/>
- [10] Belt Cleaners. Conveyor Components Company. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07]. Dostupné z: <http://www.conveyorcomponents.com/product-category/belt-cleaners>
- [11] Brush Cleaner. Martin®. [online]. 8.5.2016 [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <https://www.martin-eng.com/products/brush-cleaner.html>

- [12] S-Veco. Shaever Brush. [online]. 8.5.2016 [cit. 2015-11-07].
Dostupné z: <https://schaeferbrush.com/Portals/0/catalog/pdf/9.pdf>
- [13] Upínací pouzdra Taper Lock. ELOtechnick. [online]. 19.4.2016 [cit. 2016-04-19].
Dostupné z: <http://www.elotechnik.cz/upinaci-pouzdro-tb-1108-24-taper-lock.html>
- [14] Dynamické zatížení ložiska a trvanlivost. SKF. [online]. 8.5.2016 [cit. 2016-04-19].
Dostupné z: <http://www.skf.com/cz>
- [15] Flanged Housings. SKF Group. [online]. 8.5.2016 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/>
- [16] Kaláb K.: Části a mechanismy strojů - teorie + projekty. PDF skripta VŠB-TU
Ostrava, 2013, www.347.vsb.cz
- [17] LEINVEBER J., Vávra P.: Strojnické tabulky (čtvrté doplněné vydání). Úvaly:
ALBA, 2007. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [18] Němček M.: Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spojce. Skripta VŠB-TU
Ostrava, 2002, ISBN 80-248-0050-0.

Software:

Autodesk AutoCAD 2013

Autodesk Inventor Professional 2015

Microsoft Office Word, Excel 2007

7 Přílohy

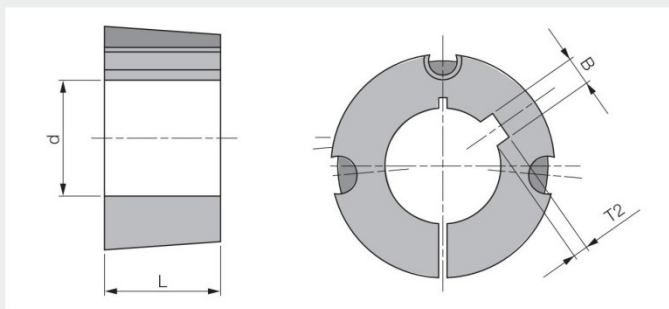
Seznam příloh:

- Příloha A: Katalog Taper Lock
- Příloha B: Katalog elektromotorů SIEMENS
- Příloha C: Katalog zkrutných pružin HEINLICH INDUSTROTECHNIK
- Příloha D: Výkresová dokumentace
- Příloha E: CD

Příloha A

Upínací pouzdro Taper Lock®

Typ 1008 až 3030



Poznámky

- k dodání také s dírou v palcových rozměrech

Materiál

- šedá litina

Typ pouzdra	Díra d	Drážka B x T2	Délka L	Hmotnost [kg/ks]	Obj. kód	Jedn.	Typ pouzdra	Díra d	Drážka B x T2	Délka L	Hmotnost [kg/ks]	Obj. kód	Jedn.
1008	10	3 x 1,4	22,3	0,13	T35934	ks	1210	14	5 x 2,3	25,4	0,28	T31030	ks
	11	4 x 1,8	22,3	0,14	T29702	ks		15	5 x 2,3	25,4	0,28	N04612	ks
	12	4 x 1,8	22,3	0,13	T31007	ks		16	5 x 2,3	25,4	0,27	T31032	ks
	14	5 x 2,3	22,3	0,13	T31008	ks		18	6 x 2,8	25,4	0,26	T31033	ks
	15	5 x 2,3	22,3	0,13	F00743	ks		19	6 x 2,8	25,4	0,26	T31034	ks
	16	5 x 2,3	22,3	0,12	T31009	ks		20	6 x 2,8	25,4	0,25	T31035	ks
	18	6 x 2,8	22,3	0,11	T31010	ks		22	6 x 2,8	25,4	0,24	T31036	ks
	19	6 x 2,8	22,3	0,10	T31011	ks		24	8 x 3,3	25,4	0,22	T31037	ks
	20	6 x 2,8	22,3	0,10	T31012	ks		25	8 x 3,3	25,4	0,22	T31038	ks
	22	6 x 2,8	22,3	0,08	T31013	ks		26	8 x 3,3	25,4	0,20	N04613	ks
1108	24	8 x 1,3*	22,3	0,08	T31014	ks	28	8 x 3,3	25,4	0,19	T31039	ks	
	25	8 x 1,3*	22,3	0,08	T31015	ks	30	10 x 3,3	25,4	0,17	T31040	ks	
	10	3 x 1,4	22,3	0,16	T35935	ks	32	10 x 3,3	25,4	0,16	T31041	ks	
	11	4 x 1,8	22,3	0,17	T31016	ks	1215	14	5 x 2,3	38,1	0,39	F12616	ks
	12	4 x 1,8	22,3	0,16	T31017	ks		16	5 x 2,3	38,1	0,38	N04617	ks
	14	5 x 2,3	22,3	0,16	T31018	ks		18	6 x 2,8	38,1	0,37	N04618	ks
	15	5 x 2,3	22,3	0,16	F00742	ks		19	6 x 2,8	38,1	0,36	F08097	ks
	16	5 x 2,3	22,3	0,15	T31020	ks		20	6 x 2,8	38,1	0,35	F09710	ks
	17	5 x 2,3	22,3	0,14	F01909	ks		22	6 x 2,8	38,1	0,33	N04619	ks
	18	6 x 2,8	22,3	0,14	T31021	ks		24	8 x 3,3	38,1	0,31	F08098	ks
19	6 x 2,8	22,3	0,13	T31022	ks	25		8 x 3,3	38,1	0,30	F08099	ks	
20	6 x 2,8	22,3	0,13	T31023	ks	28		8 x 3,3	38,1	0,27	F08100	ks	
22	6 x 2,8	22,3	0,12	T31024	ks	30		8 x 3,3	38,1	0,24	F03013	ks	
1210	24	8 x 3,3	22,3	0,11	T31025	ks	32	10 x 3,3	38,1	0,22	F10170	ks	
	25	8 x 3,3	22,3	0,11	T31026	ks	1310	14	5 x 2,3	25,4	0,32	F07247	ks
	26	8 x 3,3	22,3	0,10	N04610	ks		16	5 x 2,3	25,4	0,31	N04623	ks
	27	8 x 3,3	22,3	0,10	N04611	ks		18	6 x 2,8	25,4	0,30	N04624	ks
	28	8 x 1,3*	22,3	0,10	T31027	ks		19	6 x 2,8	25,4	0,29	F08101	ks
	11	4 x 1,8	25,4	0,28	T31028	ks		20	6 x 2,8	25,4	0,29	F10277	ks
	12	4 x 1,8	25,4	0,28	T31029	ks		22	6 x 2,8	25,4	0,28	F04611	ks

Příloha B

- výběr z katalogu elektromotorů SIEMENS K02 - 0605 CZ.

Asynchronní motory nakrátko

Technická data

Technická data

Základní řada

Technická data pro výběr a objednání

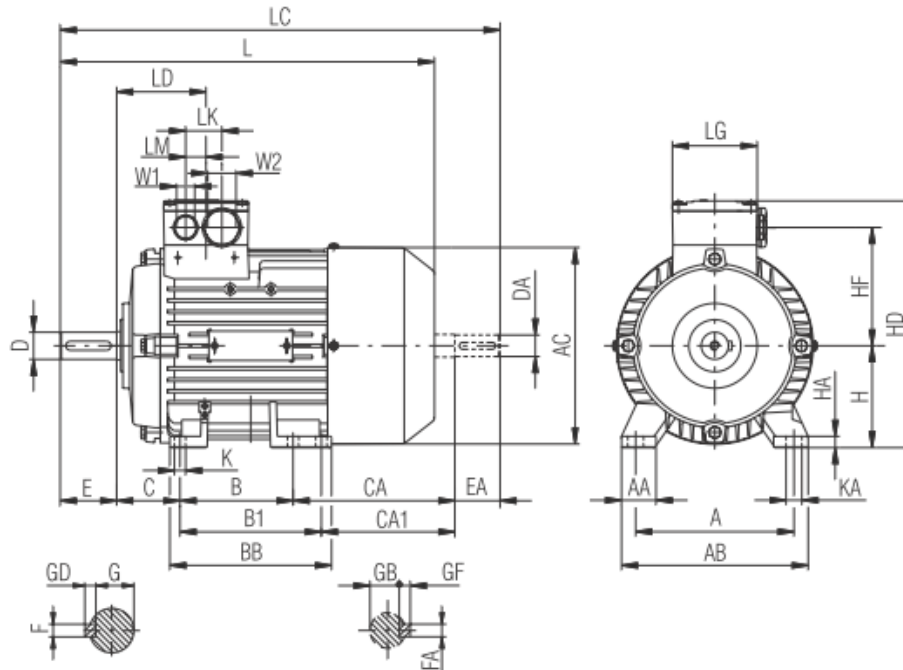
Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č. (str. 15)	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost
				Účinnost	Účinek	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment							
kW		6-pól, 1000 min ⁻¹ , 50Hz		η	cosΦ	A	Nm	-	-	-	KL	kgm ²	kg	
0,06	63	1LA7 060-6AB..	830	39	0,66	0,34	0,7	1,8	2,0	1,8	16	6	0,0003	3,5
0,09	63	1LA7 063-6AB..	870	40	0,70	0,47	1,0	1,8	2,0	1,9	16	6	0,0004	4,1
0,18	71	1LA7 070-6AA..	835	56	0,75	0,62	2,0	2,1	2,3	1,9	16	6	0,0006	6,3
0,25	71	1LA7 073-6AA..	850	61	0,76	0,78	2,8	2,2	2,7	2,0	16	6	0,0009	6,3
0,37	80	1LA7 080-6AA..	920	62	0,72	1,2	3,8	1,9	3,1	2,0	16	6	0,0015	7,5
0,55	80	1LA7 083-6AA..	910	67	0,74	1,6	5,8	2,1	3,4	2,1	16	6	0,0018	9,4
0,75	90S	1LA7 090-6AA..	915	69	0,76	2,1	7,8	2,2	3,7	2,3	16	6	0,0028	12,5
1,1	90L	1LA7 096-6AA..	915	72	0,77	2,9	11,5	2,3	3,8	2,4	16	6	0,0035	15,7
1,5	100L	1LA7 106-6AA..	925	74	0,75	3,9	15	2,2	4,2	2,3	16	6	0,0063	24,0
2,2	112M	1LA7 113-6AA..	940	78	0,78	5,2	22	2,2	4,6	2,5	16	6	0,011	27,0
3	132S	1LA7 130-6AA..	950	79	0,76	7,2	30	1,9	4,2	2,2	16	6	0,015	41,0
4	132M	1LA7 133-6AA..	950	80,5	0,76	9,4	40	2,1	4,5	2,4	16	6	0,019	46,0
5,5	132M	1LA7 134-6AA..	950	83	0,76	12,8	55	2,3	5,0	2,6	16	6	0,025	54,0
7,5	160M	1LA7 163-6AA..	960	86	0,74	17,0	75	2,1	4,6	2,5	16	6	0,041	76,0
11	160L	1LA7 166-6AA..	960	87,5	0,74	24,5	109	2,3	4,8	2,6	16	6	0,049	102,0

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Otáčky	Parametry při jmenovitém výkonu				Poměrný záběrný moment	Poměrný záběrný proud	Poměrný moment zvratu	Momen- tová třída	Momen- tová charak- teris- tika Diagram č. (str. 15)	Moment setrvač- nosti J	Hmot- nost
				Účinnost	Účinek	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment							
kW		8-pól, 750 min ⁻¹ , 50Hz		η	cosΦ	A	Nm	-	-	-	KL	kg m ²	kg	
0,09	71	1LA7 070-8AB..	630	53	0,68	0,36	1,4	1,9	2,2	1,7	13	13	0,0009	6,3
0,12	71	1LA7 073-8AB..	645	53	0,64	0,51	1,8	2,2	2,2	1,7	13	13	0,0009	6,3
0,18	80	1LA7 080-8AB..	675	51	0,68	0,75	2,5	1,7	2,3	1,8	13	13	0,0015	7,5
0,25	80	1LA7 083-8AB..	680	58	0,64	1,03	3,5	2,0	2,6	1,7	13	13	0,0018	9,4
0,37	90S	1LA7 090-8AB..	675	63	0,75	1,13	5,2	1,6	2,9	1,7	13	13	0,0025	10,5
0,55	90L	1LA7 096-8AB..	675	66	0,76	1,58	7,8	1,7	3,0	1,7	13	13	0,0035	13,2
0,75	100L	1LA7 106-8AB..	680	66	0,76	2,15	10,5	1,7	3,0	1,9	13	13	0,0053	20,0
1,1	100L	1LA7 107-8AB..	680	72	0,76	2,90	15,4	1,9	3,4	2,1	13	13	0,0070	22,0
1,5	112M	1LA7 113-8AB..	705	74	0,76	3,9	20	1,8	3,7	2,1	13	13	0,013	24,0
2,2	132S	1LA7 130-8AB..	695	75	0,74	5,7	30	1,9	3,9	2,3	13	13	0,014	41,0
3	132M	1LA7 133-8AB..	700	77	0,74	7,6	40	2,1	4,1	2,4	13	13	0,019	49,0
4	160M	1LA7 163-8AB..	715	80	0,72	10	53	2,2	4,5	2,6	13	13	0,035	61,0
5,5	160M	1LA7 164-8AB..	710	83,5	0,73	13	73	2,3	4,7	2,7	13	6	0,043	70,0
7,5	160L	1LA7 166-8AB..	715	85	0,72	17,7	100	2,7	5,3	3,0	13	6	0,062	91,0

Rozměry motorů

Tvar IM B 3

Osová výška 56-90



Osová výška	A	AA	AB	AC	B	B1	BB	C	CA	CA1	H	HA	HD	HF	K	KA
56	90	25	110	116	71	-	87	36	53	-	56	6	157	77,5	5,8	9
63	100	27	120	118	80	-	96	40	66	-	63	7	164	77,5	7	10
71	112	30,5	132	139	90	-	106	45	83	-	71	7	182	87,5	7	10
80	125	30,5	150	156,5	100	-	118	50	94	-	80	8	200	96,5	9,5	13,5
90	140	30,5	165	173,6	100	125	143	56	143	118	90	10	218	104,5	10	14

Osová výška	L*	LC	LD	LG	LK	W1	W2	D	DA	E	EA	F	FA	G	GB	GD	GF
56	169	200	69,5	75	32	M16×1,5	M25×1,5	9	9	20	20	3	3	7,2	7,2	3	3
63	202,5	232	69,5	75	32	M16×1,5	M25×1,5	11	11	23	23	4	4	8,5	8,5	4	4
71	240	278	63,5	75	32	M16×1,5	M25×1,5	14	14	30	30	5	5	11	11	5	5
80	273,5	324	63,5	75	32	M16×1,5	M25×1,5	19	19	40	40	6	6	15,5	15,5	6	6
90	331	389	79	75	32	M16×1,5	M25×1,5	24	19	50	40	8	6	20	15,5	7	6

Mezní úchytky tolerovaných rozměrů: H = -0,5; D - DA = j6; F - FA = h9.

Volný konec hřídele je opatřen závitem dle EN 50 347.

Ostatní mezní úchytky dle ČSN 35 0049, ČSN IEC 72-1, neuvedené v 2 IT 15.

*¹) motory osových výšek 56 mm jsou bez ventilátoru a bez krytu ventilátoru

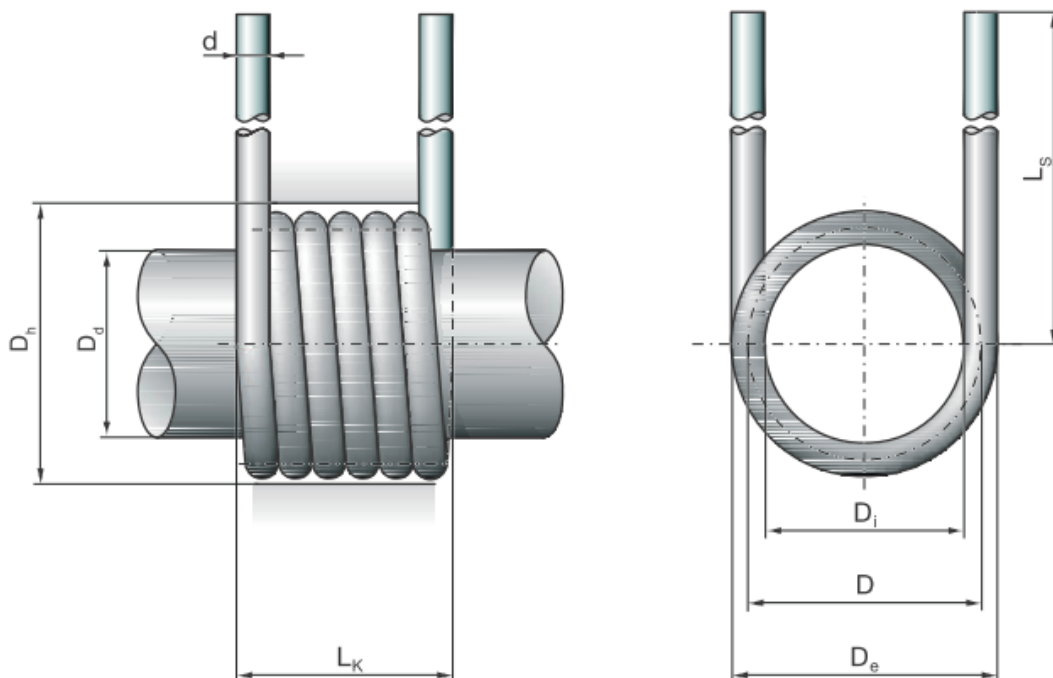
	50Hz				60Hz					
	Δ/Y 230/400V	500VY	Δ/Y 400/690V	500V Δ	460V Δ	IM B3	IM B5	IM B14	IM V1 se stříškou	IM B35
1LA7 050 až 1LA7 134	1	3	6	5	6	0	1	2 nebo 3	4	6
1LA7 163 až 1LA7 166	1	3	6	5	6	0	1	-	4	6

Jiné napětí: číslice **9** na 11. místě

Pozn.: Účinnost elektromotoru o výkonu větším než 1 kW v provedení 2-pól a 4-pól odpovídá eff 2 dle dohody CEMEP (vyznačeno na výkonovém štítku elektromotoru).

Příloha C

- výběr z katalogu zkrutných pružin firmy HEINLICH INDUSTROTECHNIK, spol. s.r.o.



Legenda

d	[mm]	průměr drátu
D	[mm]	střední průměr pružiny
D_e	[mm]	vnější průměr pružiny
D_i	[mm]	vnitřní průměr pružiny
D_d	[mm]	průměr vodícího trnu
D_n	[mm]	průměr vodícího pouzdra
L_k	[mm]	délka závitové části pružiny
L_s	[mm]	délka ramene
M_t	[Nmm]	moment síly vyvinutý pružinou
α	[°]	maximální povolená výchylka
n		počet činných závitů
R_{mr}	[Nmm/°]	tuhost pružiny

d [mm]	D _i [mm]	D [mm]	D _e [mm]	n	Varianta	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	D ₃ [mm]	D ₄ [mm]	R _{nr} [Nmmv°]	M _t [Nmm]	°	M [g]	Číslo zboží	
1,4	14,0	15,4	16,8	5,00	A	9	50,0	12,5	18,0	2,59	387,92	150,1	4,16	M 14 R 20	
				5,25	B	10					2,46		157,6	4,31	M 14 R 21
				5,50	C	10					2,35		165,1	4,45	M 14 R 22
				5,75	D	10					2,25		172,6	4,60	M 14 R 23
				7,50	C	13					1,72		225,1	5,63	M 14 R 32
				8,00	A	13					1,62		240,1	5,92	M 14 R 40
				11,00	A	18					1,18		330,1	7,69	M 14 R 50
2,0	8,7	10,7	12,7	15,00	A	23				0,86		450,2	10,05	M 14 R 60	
				7,00	A	17	45,0	8,0	14,0	11,07	1068,14	96,5	8,08	M 20 R 10	
				7,25	B	18					10,69		100,0	8,29	M 20 R 11
				7,50	C	18					10,33		103,4	8,50	M 20 R 12
				7,75	D	19					10,00		106,8	8,71	M 20 R 13
				14,00	A	31					5,53		193,0	13,93	M 20 R 16
				14,25	B	32					5,44		196,5	14,14	M 20 R 17
2,0	18,5	20,5	22,5	14,50	C	32				5,34		199,9	14,35	M 20 R 18	
				14,75	D	33				5,25		203,3	14,56	M 20 R 19	
				5,00	A	13	70,0	17,0	24,5	8,09	1068,14	132,1	11,47	M 20 R 20	
				5,25	B	14				7,70		138,7	11,87	M 20 R 21	
				5,50	C	14				7,35		145,3	12,27	M 20 R 22	
				5,75	D	15				7,03		151,9	12,67	M 20 R 23	
				7,50	C	18				5,39		198,1	15,47	M 20 R 32	
2,8	23,0	25,8	28,6	8,00	A	19				5,05		211,3	16,27	M 20 R 40	
				11,00	A	25				3,68		290,5	21,07	M 20 R 50	
				15,00	A	33				2,70		396,2	27,46	M 20 R 60	
				5,00	A	18	90,0	21,0	31,0	24,69	2758,57	111,7	28,48	M 28 R 20	
				5,25	B	19				23,51		117,3	29,47	M 28 R 21	
				5,50	C	20				22,44		122,9	30,45	M 28 R 22	
				5,75	D	20				21,47		128,5	31,44	M 28 R 23	
3,6	28,0	31,6	35,2	7,50	C	25				16,46		167,6	38,34	M 28 R 32	
				8,00	A	27				15,43		178,8	40,32	M 28 R 40	
				11,00	A	35				11,22		245,8	52,15	M 28 R 50	
				15,00	A	47				8,23		335,2	67,93	M 28 R 60	
				5,00	A	24	110,0	26,0	38,0	55,08	5496,53	99,8	57,63	M 36 R 20	
				5,25	B	24				52,46		104,8	59,63	M 36 R 21	
				5,50	C	25				50,07		109,8	61,63	M 36 R 22	
4,5	27,5	32,0	36,5	5,75	D	26				47,90		114,8	63,62	M 36 R 23	
				7,50	C	33				36,72		149,7	77,60	M 36 R 32	
				8,00	A	34				34,43		159,7	81,60	M 36 R 40	
				11,00	A	45				25,04		219,5	105,56	M 36 R 50	
				15,00	A	60				18,36		299,4	137,51	M 36 R 60	
				5,00	A	29	120,0	25,5	39,0	132,79	10019,72	75,5	93,37	M 45 R 20	
				5,25	B	31				126,47		79,2	96,53	M 45 R 21	
6,3	35,0	41,3	47,6	5,50	C	32				120,72		83,0	99,70	M 45 R 22	
				5,75	D	33				115,47		86,8	102,86	M 45 R 23	
				7,50	C	41				88,53		113,2	124,98	M 45 R 32	
				8,00	A	43				83,00		120,7	131,30	M 45 R 40	
				11,00	A	57				60,36		166,0	169,24	M 45 R 50	
				15,00	A	75				44,26		226,4	219,81	M 45 R 60	
				5,00	A	41	130,0	32,5	51,0	395,26	25530,24	64,6	223,98	M 63 R 20	
5,25	B	43				376,44		67,8	231,97	M 63 R 21					
5,50	C	44				359,33		71,0	239,97	M 63 R 22					
5,75	D	46				343,71		74,3	247,97	M 63 R 23					
7,50	C	57				263,51		96,9	303,95	M 63 R 32					
8,00	A	60				247,04		103,3	319,95	M 63 R 40					
11,00	A	79				179,66		142,1	415,91	M 63 R 50					
15,00	A	105				131,75		193,8	543,87	M 63 R 60					