



# Konstrukce pracovního mechanismu štípačky na dřevo

## Bakalářská práce

*Studijní program:* B2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2301R000 – Strojní inženýrství  
*Autor práce:* **Michal Horák**  
*Vedoucí práce:* prof. Ing. Lubomír Pešík, CSc.



Tento list nahrad'te  
originálem zadání.

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## **Poděkování**

Chtěl bych tímto poděkovat prof. Ing. Lubomíru Pešíkovi, CSc. za vedení mé bakalářské práce, ochotu a cenné rady, které mi v průběhu zpracování věnoval.

## **Abstrakt**

Předmětem této bakalářské práce je návrh mechanismu štípačky na dřevo. Na začátek textu je shrnut pohled na trh a vysvětleny důvody pro uplatnění tohoto stroje. Dále je uveden průzkum známého stavu techniky v dané oblasti, rozdělení štípaček do několika hlavních kategorií a podkategorií, do nichž spadá i rozdělení na štípačky mechanické a hydraulické a uvedení hlavních výhod a nevýhod jednotlivých řešení. Druhá kapitola se již zaměřuje pouze na samotný návrh a výpočet štípačky mechanické, jejíž parametry jsou zadány. Výpočet je orientován především na prvky pohonu, včetně jednotlivých součástí mechanismu, které jsou stěžejní z důvodu koncepce a funkčnosti stroje, jako například návrh třecí spojky a setrvačnicku. V poslední části je obsaženo finanční zhodnocení na výrobu zařízení. V rámci práce byl také vytvořen model sestavy a výkresy vybraných součástí.

## **Klíčová slova**

Štípačky na dřevo, ozubený hřeben, řemenový převod, třecí spojka, setrvačnick

## **Abstract**

The subject of this bachelor thesis is to design a log splitter mechanism. At the beginning of the work there is a summary of the current state on the economic market and explained the reasons for the use of this tool. Next there is the research of the known state of the technics in this area, separating the log splitters into main categories and subcategories, this also includes the separating of the log splitters into the mechanic and hydraulic categories and giving the main advantages and disadvantages of each solution. The second chapter is only focused on the design itself and the calculations of the mechanical log splitter, shown in the parameters given. The calculation is oriented mainly on the elements of the drive, including individual parts of the mechanics, which are important for the conceptual reason and the functionality of the tool, for example as the friction clutch and flywheel. In the last part the financial costs of production are shown. This study also includes 3D models and part drawings.

## **Keywords**

Log splitters, gear rack, belt reduction, friction clutch, flywheel

# Obsah

Seznam obrázků.....	9
Seznam tabulek.....	10
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	10
Úvod.....	11
1. Rozdělení štípaček.....	18
1.1. Dle principu dělení materiálu.....	18
1.2. Dle konstrukce.....	18
1.3. Dle druhu pohonu.....	19
1.4. Dle parametrů.....	21
2. Konstrukční řešení.....	22
2.1. Pohon.....	22
2.2. Návrh pastorku a ozubeného hřebene.....	22
2.2.1. Návrhový výpočet modulu pastorku.....	23
2.2.2. Návrhový výpočet průměru pastorku.....	24
2.2.3. Výpočet korekce pastorku.....	24
2.2.4. Kontrola pastorku z hlediska únavy v dotyku.....	26
2.2.5. Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení.....	27
2.2.6. Kontrola z hlediska únavy v ohybu.....	27
2.2.7. Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení.....	28
2.2.8. Kontrola hřebene na ohyb.....	29
2.3. Návrh řemenového převodu.....	30
2.3.1. Geometrie řemenového převodu.....	30
2.4. Uložení pastorku.....	34
2.4.1. Výpočet reakcí.....	34
2.4.2. Návrh hřídele.....	36
2.4.3. Kontrola ložisek.....	41
2.4.4. Návrh drážkování hřídele.....	43
2.4.5. Návrh těsných per.....	44
2.5. Výpočet setrvačníku.....	44
2.6. Návrh pružiny zpětného pohybu.....	48
2.7. Návrh pružiny zvedání hřebene.....	50
2.8. Návrh spojky.....	53

3. Cenové zhodnocení .....	55
Závěr .....	57
Seznam použité literatury .....	59
Seznam příloh .....	61



## Seznam obrázků

Obr. 1 HECHT 6061 – vertikální štípačka .....	18
Obr. 2 HECHT 6370 – Horizontální štípačka .....	19
Obr. 3 Mechanická štípačka DR RapidFire K34 Pro-XL Model .....	20
Obr. 4 Rozměrová skica.....	22
Obr. 5 Skica okrajových podmínek hřebene.....	29
Obr. 6 Maximální průhyb hřebene.....	29
Obr. 7 Maximální redukované napětí hřebene.....	29
Obr. 8 Geometrie převodu .....	31
Obr. 9 Pokles napětí v řemeni.....	33
Obr. 10 Skica uložení pastorku.....	34
Obr. 11 Skica hřídele .....	36
Obr. 12 Rozměry ložiska NCF 3008 CV .....	41
Obr. 13 Rozměry ložiska 6308-2RZ.....	42
Obr. 14 Skica drážkování.....	43
Obr. 15 Momentová a otáčková charakteristika asynchronního stroje.....	45
Obr. 16 Pevnostní analýza setrvačníku.....	47
Obr. 17 Skica pracovního rozsahu vratné pružiny.....	48
Obr. 18 Skica zatížení pružiny zvedání hřebene.....	51
Obr. 19 Skica třecí spojky.....	53

## **Seznam tabulek**

Tabulka 1 Parametry řemene TC-35ER.....	30
Tabulka 2 Parametry ložiska NCF 3008 CV .....	41
Tabulka 3 Parametry ložiska 6308-2RZ .....	42
Tabulka 4 Cenové zhodnocení.....	56

## Seznam použitých zkratek a symbolů

$a_k$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení kovadliny
$b_{wF}$	[mm]	pracovní šířka ozubení (pro výpočet na ohyb)
$b_{wH}$	[mm]	pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk
$C$	[kN]	základní dynamická únosnost ložiska
$c^*$	-	součinitel hlavové vůle
$C_0$	[kN]	základní statická únosnost
$d_1$	[mm]	roztečný průměr pastorku
$d_2$	[mm]	výpočtový průměr hnací řemenice
$d_3$	[mm]	výpočtový průměr hnané řemenice
$D_p, D_z, D_t$	[mm]	střední průměr pružiny
$f$	[Hz]	frekvence střídavého napětí
$\bar{F}$	[N]	průměrná síla
$F_1, F_{z1}, F_{t1}$	[N]	předpětí pružiny
$F_8, F_{z8}, F_{t8}$	[N]	maximální provozní síla pružiny
$f_F$	-	pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení
$f_H$	-	pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice
$F_N$	[N/mm]	dovolená nominální obvodová síla na jednotkovou šířku řemene
$\bar{F}_p$	[N]	průměrná síla při brzdění
$f_t$	-	koeficient tření
$F_t$	[N]	obvodová síla
$F_{t1}$	[N]	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení
$F_{v1}$	[N]	síla v tažné větvi řemene
$G_h$	[N]	tíha hřebene
$h_1$	[mm]	tloušťka disku
$h_2$	[mm]	tloušťka nákrůžku
$h_a$	[mm]	výška hlavy zubu
$h_a^*$	-	výška hlavy zubu
$h_f$	[mm]	výška paty zubu
$h_p$	[mm]	výška pera
$h_p, h_z, h_t$	[mm]	pracovní zdvih pružiny

$i$	-	převodový poměr řemenového převodu
$k_{1\%}$	[N/mm]	napětí řemene při 1 % protažení
$K_A$	-	součinitel vnějších dynamických sil
$K_{AS}$	-	součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu z jednorázového přetížení
$K_F$	-	součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)
$K_{Fv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro výpočet na ohyb)
$K_{F\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na ohyb)
$K_H$	-	součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na dotyk)
$K_{Hv}$	-	součinitel vnitřních dynamických sil
$K_{H\alpha}$	-	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů
$K_{H\beta}$	-	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce (pro výpočet na dotyk)
$k_{tp}$	-	součinitel bezpečnosti pro výpočet per
$l_1, l_{z1}, z_{18}, l_{t1}$	[mm]	délka pružiny při zatížení silou F1
$l_7$	[mm]	délka pružiny při zatížení silou F7
$l_8, h_8, l_{t8}$	[mm]	délka pružiny při zatížení silou F8
$L_h$	[mm]	délka závěrných ok pružiny
$L_s$	[mm]	délka řemene
$m$	[mm]	modul ozubení
$M$	[Nm]	moment síly
$\bar{M}$	[Nm]	průměrný moment sil
$m_k$	[kg]	celková hmotnost kovadliny a hřebene
$m_r$	[kg/m <sup>2</sup> ]	váha řemene
$n$	[ot/min]	nominální otáčky motoru
$n_0$	[ot/min]	otáčky motoru naprázdno
$n_n$	-	počet závěrných závitů pružiny
$n_p$	[ot/min]	otáčky pastorku
$P$	[kW]	nominální výkon motoru
$p$	-	počet pólových dvojic motoru
$P_u$	[kN]	mezní únavové zatížení

$q$	-	součinitel vrubové citlivosti
$R$	[mm]	poloměr řemenice
$r$	[mm]	poloměr nákrůžku
$r_a$	[mm]	poloměr hlavové kružnice
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$r_f$	[mm]	poloměr patní kružnice
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$r_v$	[mm]	poloměr záběrové kružnice
$s$	[%]	skluz motoru
$S_0$	-	součinitel statické bezpečnosti
$S_{Fmin}$	-	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
$S_{Hmin}$	-	bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů
$S_p$	-	součinitel bezpečnosti pružiny
$t$	[s]	čas
$T_1$	[Nm]	výsledný moment působící na pastorek
$T_{1v}$	[Nm]	výpočtový moment působící na pastorek
$U$	[V]	napětí
$u$	-	převodové číslo ozubeného převodu
$v$	[m/s]	rychlost posuvu kovadliny
$V_{HV}$	[HV]	tvrdost povrchu (boku) zubu
$x$	-	jednotková korekce
$x$	[mm]	dráha
$x_{min}$	-	minimální jednotková korekce
$x_p$	[mm]	poloha pružiny
$x_T$	[mm]	poloha těžiště
$x_z$	[mm]	délka brzdění
$Y_{Fs}$	-	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí
$Y_\beta$	-	součinitel sklonu zubu
$Y_\varepsilon$	-	součinitel vlivu záběru profilu (pro výpočet na ohyb)
$z_1$	-	počet zubů pastorku
$Z_E$	-	součinitel mechanických vlastností materiálů
$Z_e$	-	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů

$Z_H$	-	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů
$Z_R$	-	součinitel výchozí drsnosti boků zubů
$\alpha_s$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlení setrvačnicku
$\Delta t$	[s]	čas působení setrvačnicku
$\varepsilon_0$	[%]	počáteční prodloužení řemene
$\sigma_F$	[MPa]	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu
$\sigma_{Flimb}$	[MPa]	mez únavy v ohybu materiálu pastorku
$\sigma_{Fmax}$	[MPa]	největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly Ft1
$\sigma_{FP}$	[MPa]	přípustné napětí v ohybu
$\sigma_{FPmax}$	[MPa]	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou Ft1)
$\sigma_{FSt}$	[MPa]	pevnost v ohybu při největším zatížení
$\sigma_{Hlim}$	[MPa]	mez únavy v dotyku materiálu pastorku
$\sigma_{Hmax}$	[MPa]	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly Ft1
$\sigma_{HO}$	[MPa]	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů
$\sigma_{HP}$	[MPa]	přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)
$\sigma_{HPmax}$	[MPa]	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou Ft1
$\sigma^0_{Flimb}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma^0_{Hlim}$	[MPa]	mez únavy v dotyku
$D_h$	[mm]	velký průměr hřídele
$F$	[N]	užitečná obvodová síla řemene
$F_{0min}$	[N]	minimální síla předpětí řemene
$F_7$	[N]	zatížení pružiny při začátku brzdění
$F_0$	[N]	napínací síla řemene
$F_r$	[N]	zatěžující síla hřídelí za klidu
$F_{ry}$	[N]	složka napínací síly řemene v ose Y
$F_{ro}$	[N]	radiální složka síly v ozubení
$F_{rz}$	[N]	složka napínací síly řemene v ose Z
$F_{tn}$	[N]	normálová síla spojky
$F_{tt}$	[N]	tečná síla spojky
$F_{v1}$	[N]	síla v tažné větvi za pohybu
$F_{v2}$	[N]	Síla v odlehčené větvi za pohybu
$F_{vr}$	[N]	zatěžující síla hřídelí za provozu

$J$	[kgm <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti
$K_p, K_z, K_t$	-	korekční součinitel
$L$	[mm]	výpočtová délka řemene
$L_{10}$	[10 <sup>6</sup> ot]	základní trvanlivost ložiska při 90 % spolehlivosti
$L_{10h}$	[h]	základní trvanlivost ložiska v provozních hodinách
$M_0$	[Nm]	výsledný ohybový moment
$M_{0y}$	[Nm]	ohybový moment k ose y
$M_{0z}$	[Nm]	ohybový moment k ose z
$P$	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení
$P_0$	[kN]	ekvivalentní statické zatížení:
$R_A$	[N]	reakce v místě uložení A
$R_{AZ}$	[N]	Z složka reakce RA
$R_{Ay}$	[N]	Y složka reakce RA
$R_B$	[N]	reakce v místě uložení B
$R_{BZ}$	[N]	Z složka reakce RB
$R_{By}$	[N]	Y složka reakce RB
$a$	[mm]	osová vzdálenost řemenic
$a_t$	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení rozběhu hřebene
$b_p$	[mm]	šířka pera
$d_h$	[mm]	malý průměr hřídele
$d_p, d_z$	[mm]	průměr drátu pružiny
$d_v$	[mm]	průměr záběrové kružnice
$f'$	[mm]	účinná plocha drážek na jednotku délky
$i_p, i_z, i_t$	-	poměr vynutí pružiny
$k$	-	bezpečnost
$k_p, k_z, k_t$	[N/mm]	tuhost pružiny
$l_d$	[mm]	délka drážkování
$l_p$	[mm]	délka pera
$l_{z0}, l_{t0}$	[mm]	délka nezatížené pružiny
$n_{1s}$	[ot/min]	otáčky motoru při skluzu 20%
$n_{20}$	[ot/min]	otáčky setrvačných hmot při běhu naprázdno
$n_{2s}$	[ot/min]	otáčky setrvačných hmot při skluzu 20%

$n_p, n_z, n_t$	-	počet činných závitů pružiny
$n_s$	[ot/min]	synchronní otáčky motoru
$p_d$	[MPa]	dovolený tlak
$s$	[mm]	šíře řemene
$s_{min}$	[mm]	minimální šíře řemene
$y_{z1}, y_{t1}$	[mm]	deformace pružiny při působení síly Fz1
$y_{z8}, y_{t8}$	[mm]	deformace pružiny při působení síly Fz8
$\alpha$	[rad]	úhel záběru
$\alpha_1$	[rad]	úhel opásání hnané řemenice
$\alpha_0$	-	součinitel tvaru
$\beta$	-	vrubový součinitel
$\eta_p$	-	součinitel jakosti povrchu
$\nu$	-	součinitel velikosti
$\sigma_0$	[MPa]	napětí v ohybu
$\sigma_{c*}$	[MPa]	mez únavy v ohybu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí HMM
$\sigma_t$	[MPa]	tahové napětí v tažné větvi za pohybu
$\tau_{c*}$	[MPa]	mez únavy v krutu
$\tau_k$	[MPa]	smykové napětí
$\omega_{20}$	[rad/s]	úhlová rychlost setrvačných hmot při běhu naprázdno
$\omega_{2s}$	[rad/s]	úhlová rychlost setrvačných hmot při skluzu 20%



## Úvod

S ohledem na ekonomickou náročnost bydlení, je vytápění bytových prostorů podstatnou položkou v rozpočtu domácnosti. Nelze se tedy divit, že i přes dostupnost nových technologií a trendů v energetice stále přetrvává obliba vytápění domů dřevem. Důvodem je také fakt, že kotle na tuhá paliva jsou levným topidlem a počáteční investice do takovéto topné soustavy je několikanásobně nižší, než například pořizovací náklady na tepelné čerpadlo. Další výhodou lze najít při porovnání ceny za kilowatthodinu energie, kde výdaje za vytápění domu či bytu dřevem jsou stále nižší, než při použití jiných zdrojů. Otázku komfortu a časové náročnosti na obsluhu a údržbu takovéhoho zařízení potom řeší například možnost automatizace, popřípadě lze kotle připojit na akumulární nádrže, čímž se jejich provoz zjednodušuje, celkově roste jejich efektivita a šetrnost k životnímu prostředí. Vytápění dřevem nemusí být také realizováno jako primární zdroj tepla a lze kombinovat s jinými zdroji, čímž lze celkové náklady podstatně snížit. Lidé, kteří se potom rozhodnou pro tento druh vytápění mohou dále ovlivnit náklady na nákup palivového dřeva jeho svépomocnou přípravou, kde může být hodnota metru krychlového nezpracovaného materiálu téměř o polovinu levnější než cena za dřevo již našťípané. Z tohoto důvodu potom vzniká poptávka po štípačkách dřeva určené pro domácí použití.

V práci je kladeno za cíl navrhnout mechanismus mobilní štípačky na dřevo, která vyvine maximální sílu na štípací klín 30 kN a do níž bude možné vložit poleno o délce do 60 cm. Takováto štípačka je potom dle parametru zařaditelná do kategorie štípaček pro domácí „hobby“ použití, které je více méně sezónní s čímž se také počítá při volbě životnosti ložisek a celé konstrukce. Důležitým a rozhodujícím faktorem pro eventuálního uživatele může být vedle síly také doba cyklu, za tímto účelem je potom snaha tento čas zkrátit na minimum, kde se však limitou stává potřebný výkon stroje. Z tohoto důvodu je volen pohon kovadliny ozubeným hřebem, kde je hlavním zdrojem energie naakumulovaná v setrvačnicku. Hlavní nevýhodou tohoto pohonu je ráz, vznikající z důvodu rozdílu rychlostí při záběru pastorku a ozubeného hřebenu. Tento nedostatek je odstraněn za pomoci třecí spojky, která před záběrem srovná obvodovou rychlostí pastorku s rychlostí posuvu hřebene. Dle dostupných zdrojů je potom uvažováno s rychlostí posuvu 35 cm/s. Z pohledu ergonomie je rám koncipován horizontálně. Pro snadnou manipulaci je štípač na straně těžiště u motoru opatřen kolečkem a na straně druhé madlem.

## Rozdělení štípaček

V dnešní době se na trhu vyskytují štípače, které můžeme rozdělit do kategorií podle několika hlavních kritérií:

### 1.1. Dle principu dělení materiálu

**Štípače s klínem** – dělení v tomto případě zajišťuje klín, který je vtlačován do materiálu.

**Štípače s kuželem** – u tohoto způsobu dochází k dělení materiálu pomocí kuželového trnu se šroubovicí, který se díky svému rotačnímu pohybu zavrtává do kulatiny.

### 1.2. Dle konstrukce

**Vertikální štípače** – Základní části vertikální štípače sestávají z tuhého základního rámu, na kterém je ve svislém směru uložen sloup štípacího klínu, vyměnitelného štípacího klínu (nože), který koná hlavní pohyb, dále ze základové desky, která slouží k uložení kulatiny, držáků polen, které aretují poleno v dané poloze a zabraňují tak jeho vypadnutí, ovládací páky, která je opatřena kryty, pohonu, podstavce zajišťujícího stabilitu a pojezdových kol, které slouží k manipulaci. Rozsah pohybu klínu lze u většiny štípačů pro zvýšení produktivity a šetření energie nastavit v závislosti na délce štípaného materiálu. K nastavení rozsahu slouží buďto možnost nastavení horního dorazu pístu, kde by se výška klínu měla pohybovat zhruba 5 cm nad polenem. Další variantou je možnost posuvu pracovního stolu, kde je doporučené zastavení klínu nad stolem zhruba 10 cm. [2]

*Hlavními výhodami vertikálních štípačů jsou:*

- Možnost navalení těžších polen
- Vysoká produktivnost
- Pro zpracování větších objemů dřeva
- Velký rozsah délek zpracovávaných polen
- Kompaktnější tvar pro skladování
- Větší štípací síly [4]



Obr. 1 HECHT 6061 – vertikální štípačka [1]

*Mezi nevýhody můžeme zařadit například:*

- Obtížnější manipulaci
- Těžší konstrukci
- Vyšší cenu

**Horizontální štípače** – koncepčně se od vertikálních štípačů liší především v uložení pracovní plochy, která je u tohoto typu situována ve vodorovné poloze. Hlavní pohyb v tomto případě vykonává kovadlina, která natlačuje kulatinu na klín. Díky své konstrukci je vhodnější pro dělení menších kusů dřeva, které se musí vyzdvihnout na pracovní plochu. Stejně jako u štípačů vertikálních lze u horizontálních štípačů přizpůsobit délku chodu kovadliny.

*Jakožto výhody horizontálních štípačů můžeme uvést:*

- Cenovou dostupnost
- Lehkou konstrukci
- Snadnou manipulaci
- Pohodlnou obsluhu při práci s méně rozměrnými poleny

*Na úkor nevýhodám, mezi které patří:*

- Menší produktivita
- Menší pracovní síla



Obr. 2 HECHT 6370 – Horizontální štípačka [1]

**Kombinované štípače** – spojují klady horizontálních a vertikálních štípačů, díky čemuž se stávají velice všestrannými. Pracovní pozice je u tohoto druhu nastavitelná v několika polohách, což je výhodné zejména při zpracování různě rozměrných polen. Tento technický kompromis se však odráží především v ceně a robustnosti rámu.

### 1.3. Dle druhu pohonu

**Hydraulické štípačky** – jsou největším zástupcem štípaček na trhu. Jejich předností je především tichý a plynulý chod. K pohonu štípacího klínu, nebo kovadliny, slouží přímočarý hydromotor, který může dosáhnout síly v rozsahu od 5 do 30 t. Tlak potřebný pro provoz je tvořen hydrogenerátorem. Nevýhodou těchto štípaček je preciznost výroby, která musí zajistit těsnost celého hydraulického obvodu, potřeba výměny oleje v obvodu

po cca 150 pracovních hodinách [3] a ekologické znečištění prostředí v důsledku úniku hydraulického oleje.

*Pohon hydrogenerátoru je možné realizovat pomocí:*

- Elektromotoru 230 / 400 V
- Kardanu
- Benzinového motoru
- Diesellového motoru
- Hydro přípoje
- Kombinací výše uvedených

**Mechanické štípačky** – jejich hlavní předností je rychlost štípání, která je několikanásobně vyšší ve srovnání se štípačkami hydraulickými, čehož je docíleno za pomoci setrvačnicku. Setrvačnick je umístěn na společném hřídeli společně s ozubeným pastorkem a řemenicí, která je poháněna elektromotorem, či benzinovým motorem. Kovadlina se uvádí do pohybu přitlačením ozubeného hřebene na pastorek. Nevýhodou jsou velké rázy a síly působící na mechanismus zejména při počátečním záběru pastorku s hřebenem, což má hlavní vliv na životnost zubů kola. Může takto docházet k pittingu, trvalým deformacím anebo k otlacení povrchu zubů. Mechanické štípačky také nedisponují možností nastavování dráhy dojezdu, tento nedostatek je však při daných rychlostech posuvu zanedbatelný. [5]



Obr. 3 Mechanická štípačka DR RapidFire K34 Pro-XL Model [5]

## **1.4. Dle parametrů**

### **Hobby štípačky hydraulické**

- Síly do 5 t
- Rychlost štípání do 5 cm/s
- Maximální délka štípaného materiálu do 50 cm
- Průměr štípaného materiálu do 25 cm
- Příkon do 1,5 kW

### **Poloprofesionální štípačky hydraulické**

- Síla do 15 t
- Rychlost štípání do 11 cm/s
- Maximální délka štípaného materiálu do 100 cm
- Průměr štípaného materiálu do 40 cm
- Příkon okolo 4 kW

### **Profesionální štípačky hydraulické**

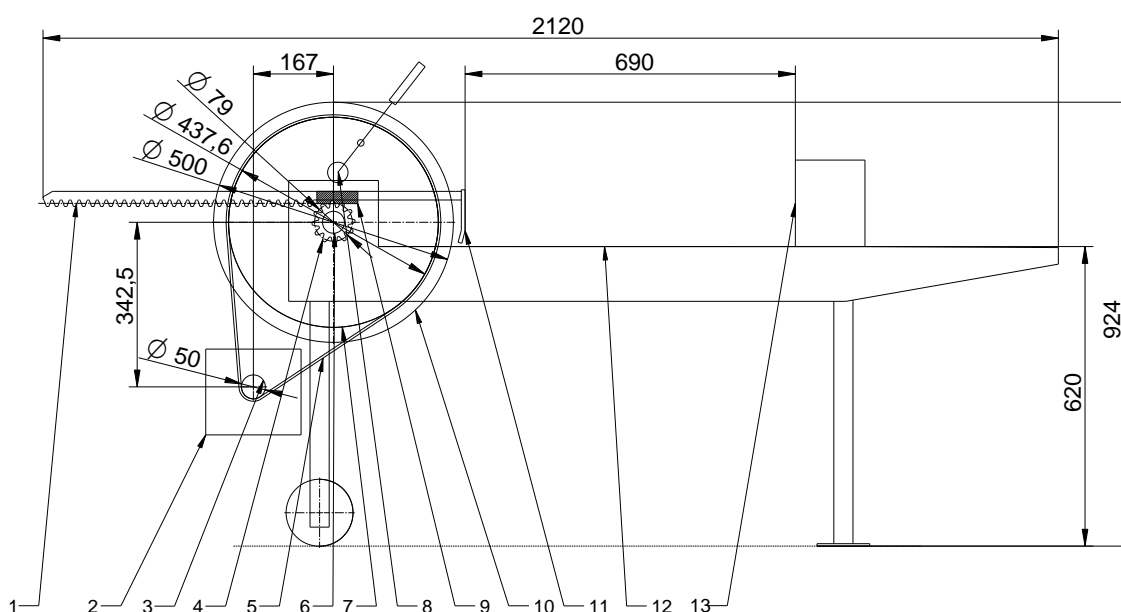
- Síla 30 t i více
- Rychlost štípání do 11 cm/s
- Max. délka štípaného materiálu 135 cm

### **Mechanické štípačky**

- Síla rázu 10 t - 34 t
- Rychlost 20-30 cm/s
- Délka štípaného materiálu 40-60 cm
- Průměr štípaného materiálu do 40 cm
- Příkon do 1,5 kW

## 2. Konstrukční řešení

Konstrukce vychází z předběžné rozměrové skici, kterou můžeme vidět na obr. 4, společně s vyznačenými pozicemi jednotlivých dílců. Mechanismus sestává z elektromotoru (2) s hnací řemenicí (3), která pohání plochým řemenem (5) řemenici hnanou (7). Řemenice (7) je spojena hřídelem (6) se setrvačnickem (10) a pastorkem (4). Kovadlina (11) se uvádí do chodu pákovým mechanismem (8), který zapne třecí spojku (9). Sepnutím spojky (9) dojde k urychlení ozubeného hřebene (1) a vtlačení polena na štípací klín (13). Celá konstrukce je uložena na rámu (12).



Obr. 4 Rozměrová skica

### 2.1. Pohon

Pro pohon je zvolen trojfázový nízkonapětový asynchronní motor firmy Siemens s označením 1LE1001-1AD52-2AA4 zapojeným do trojúhelníka s nominálními parametry dle katalogového listu (příloha 1):  $U = 230 \text{ V}$ ,  $f = 50 \text{ Hz}$ ,  $n = 695 \text{ ot/min}$ ,  $P = 1,1 \text{ kW}$ .

### 2.2. Návrh pastorku a ozubeného hřebene

Výpočet vychází ze vztahů dle normy ČSN O1 4686, pro zjednodušený kontrolní výpočet. Výpočet sestává z návrhu modulu a šířky ozubení a poté z ověření únavy v dotyku, kontrole na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení, kontrole z hlediska únavy v ohybu a kontroly na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení.

Výpočet je proveden pouze pro pastorek, jelikož zuby hřebene jsou mohutnější a nehrozí tedy jejich poškození. Pro volbu jednotlivých součinitelů jsou využity tabulky a grafy z výukového textu [6].

### 2.2.1. Návrhový výpočet modulu pastorku

Za materiál pastorku je zvolena konstrukční slitinová ocel ČSN 16 343. Povrchy zubů jsou broušeny a povlakovány vrstvou Tribobond™ 40 DLC, pro zvýšení tvrdosti a životnosti povrchu zubů [7].

*Mechanické vlastnosti oceli:*

$$V_{HV} = 1600 \text{ HV}$$

$$R_m = 965 \text{ MPa}$$

$$R_e = 750 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hlim}^0 = 1180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Flimb}^0 = 730 \text{ MPa}$$

Pro výpočet momentu je zvolena obvodová síla, která působí na pastorek, rovna maximální štípací síle  $F_t = 30 \text{ kN}$  a předběžný průměr pastorku  $d_1 = 72 \text{ mm}$ .

*Výpočet momentu:*

$$T_{1v} = F_t \frac{d_1}{2} = 30\,000 \frac{0,072}{2} = 1\,080 \text{ Nm} \quad 1$$

*Součinitelé potřebné pro výpočet:*

$$f_F = 18$$

$$K_A = 1,75$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 2,1$$

$$b_{wF}/m = 16$$

$$z_1 = 12$$

$$\sigma_{Flimb} \approx \sigma_{Flimb}^0$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \sigma_{Flimb} = 0,6 \cdot 730 = 438 \text{ MPa}$$

*Návrhový výpočet modulu:*

$$m = f_F \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_{1v}}{(b_{wf}/m) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 1080}{16 \cdot 12 \cdot 438}} = 5,4 \text{ mm} \quad 2$$

**Zvolený modul  $m = 6 \text{ mm}$**

### 2.2.2. Návrhový výpočet průměru pastorku

*Součinitelé potřebné pro výpočet:*

$$f_H = 770$$

$$b_{wH}/d_1 = 1,1$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 2,1$$

$$\sigma_{Hlim} \approx \sigma^0_{Hlim}$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1180 = 944 \text{ MPa}$$

$$u = 1$$

*Návrhový výpočet průměru:*

$$d_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{1v}}{(b_{wH}/d_1) \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 1080}{1,1 \cdot 944^2} \cdot \frac{1+1}{1}} = 128 \text{ mm} \quad 3$$

**Zvolen průměr  $d_1 = 72 \text{ mm}$**

Průměr pastorku čili počet zubů je volen co nejmenší. Docílí se tím potřeby vyšších otáček, které jsou nutné pro dosažení požadované rychlosti kovadliny, což má za výsledek zvýšení naakumulované energie setrvačníku a potřebu menšího převodu řemenového převodu, kterým je pastorek poháněn.

### 2.2.3. Výpočet korekce pastorku

Ozubení pastorku je navrženo kladně korigované, za účelem docílení zvětšeného nosného průřezu a zabránění podřezání v patě zubu. Zubu se tímto zvýší ohybová odolnost, je méně náchylný na zlomení v oblasti paty při působení rázu a celkově se zvětší jeho dynamická únosnost. [8]

*Počet zubů:*

$$z = \frac{d_1}{m} = \frac{72}{6} = 12 \quad 4$$



Výpočet minimální korekce:

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,3 \quad 5$$

**Zvolená jednotková korekce  $x = 0,5$**

V důsledku korekce je nutné přepočítat některé parametry ozubení, aby byla zaručena smontovatelnost, jelikož poloměr valivé kružnice je rozdílný od poloměru kružnice roztečné. Pro výpočet je voleno  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ . Zvětšení poloměru valivé kružnice s sebou nese i přepočet potřebného přenášeného momentu.

Výška hlavy zubu:

$$h_a = (h_a^* + x)m = (1 + 0,5)6 = 9 \text{ mm} \quad 6$$

Výška paty zubu:

$$h_f = (h_a^* + c^* - x)m = (1 + 0,25 - 0,5)6 = 4,5 \text{ mm} \quad 7$$

Poloměr valivé kružnice:

$$r_v = \frac{d_1}{2} + x \cdot m = \frac{72}{2} + 0,5 \cdot 6 = 39 \text{ mm} \quad 8$$

Poloměr patní kružnice:

$$r_f = \frac{d_1}{2} - h_f = \frac{72}{2} - 4,5 = 31,5 \text{ mm} \quad 9$$

Poloměr hlavové kružnice:

$$r_a = \frac{d_1}{2} + h_a = \frac{72}{2} + 9 = 45 \text{ mm} \quad 10$$

Přepočet momentu:

$$T_1 = F_t \cdot r_v = 30\,000 \cdot 0,039 = 1\,170 \text{ Nm} \quad 11$$

## 2.2.4. Kontrola pastorku z hlediska únavy v dotyku

Výpočet určuje bezpečnost navrhnutého soukolí z hlediska Hertzových tlaků na bocích zubu, které vedou k progresivní tvorbě pittingu [6].

*Součinitelé potřebné pro výpočet:*

$$Z_E = 190$$

$$Z_H = 2,5$$

$$Z_e = 1$$

$$K_A = 1,75$$

$$K_{H\beta} = 1,2$$

$$b_{wh} = 96 \text{ mm}$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,2$$

$$Z_R = 1$$

*Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů:*

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{\frac{F_t}{2 \cdot b_{wh} \cdot r_v} \cdot \frac{u+1}{u}} = 190 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{30\,000}{2 \cdot 96 \cdot 39} \cdot \frac{1+1}{1}} \quad 12$$
$$\sigma_{HO} = 1\,345 \text{ MPa}$$

*Součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na dotyk):*

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,5 \quad 13$$

*Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě:*

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} = 1345 \cdot \sqrt{2,5} = 2\,134 \text{ MPa} \quad 14$$

*Bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů:*

$$S_{Hmin} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{\sigma_H} = \frac{1180 \cdot 1}{2134} = 0,6 \quad 15$$

Pro dimenzování soukolí na neomezenou životnost, by měl být součinitel  $S_{Hmin}$  roven minimálně hodnotě 1,1. Z výsledku v rovnici 15 plyne, že převod bude mít omezenou životnost z hlediska únavy v dotyku. Vzhledem k aplikaci a namáhání, které působí pouze při rázu je však tato hodnota akceptovatelná.

### 2.2.5. Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Výpočet ověřuje schopnost převodu jednorázově přenést největší zatížení, bez toho aniž by došlo ke křehkému lomu anebo trvalé deformaci povrchové vrstvy boku zubu [6]. Z podmínky  $K_{AS} \geq K_A$  volím  $K_{AS} = 1,75$ .

*Obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici, odpovídající 1. stupni zatížení:*

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = 30\,000 \cdot 1,75 = 52\,500 \text{ N} \quad 16$$

*Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly  $F_{t1}$ :*

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} = 1\,345 \sqrt{\frac{52\,500 \cdot 2,5}{30\,000}} = 4\,482 \text{ MPa} \quad 17$$

*Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou  $F_{t1}$ :*

$$\sigma_{HPmax} = 3 \cdot V_{HV} = 3 \cdot 1600 = 4\,800 \text{ MPa} \quad 18$$

*Podmínka pro přenos zatížení:*

$$\sigma_{HPmax} \geq \sigma_{Hmax} \quad 19$$

Porovnáním výsledků z rovnic 17 a 18 je patrné, že podmínka 19 je splněna.

### 2.2.6. Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Tato kontrola zjišťuje, zda je převod schopen vydržet dynamické namáhání ohybem v důsledku kterého by mohlo dojít k únavovému lomu v oblasti paty zubu [6].

*Součinitelé potřebné pro výpočet:*

$$K_{F\beta} \approx K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_{F\alpha} \times K_{Fv} = 1,2$$

$$Y_{FS} = 3,55$$

$$Y_{\beta} = 1$$

$$Y_{\varepsilon} = 1$$

$$b_{wF} = 96 \text{ mm}$$

$$\sigma_{Flimb} \approx \sigma^o_{Flimb} = 730 \text{ MPa}$$

Součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb):

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,75 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 2,5 \quad 20$$

Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{B_{wF} \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \frac{30\,000}{96 \cdot 6} \cdot 2,5 \cdot 3,55 \cdot 1 \cdot 1 \quad 21$$

$$\sigma_F = 466 \text{ MPa}$$

Součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb):

$$S_{Fmin} = \frac{\sigma_{Flimb}}{\sigma_{FP}} = \frac{730}{466} = 1,6 \quad 22$$

Výpočet v rovnici 22 splňuje podmínku  $S_{Fmin} \geq 1,4$ . Kolo z hlediska únavy v ohybu vyhovuje.

### 2.2.7. Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Při jednorázovém působení největšího zatížení může dojít z důvodu působení ohybového momentu k trvalé deformaci, křehkému lomu nebo vzniku trhlin v patě zubu. Proto musí být splněna podmínka  $\sigma_{FPmax} \geq \sigma_{Fmax}$  [6].

$$\sigma_{FSt} = 1,6 \cdot \sigma_{Flimb} = 1,6 \cdot 730 = 1\,168 \text{ MPa}$$

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (sílu  $F_{t1}$ ):

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 1168 = 934 \text{ MPa} \quad 23$$

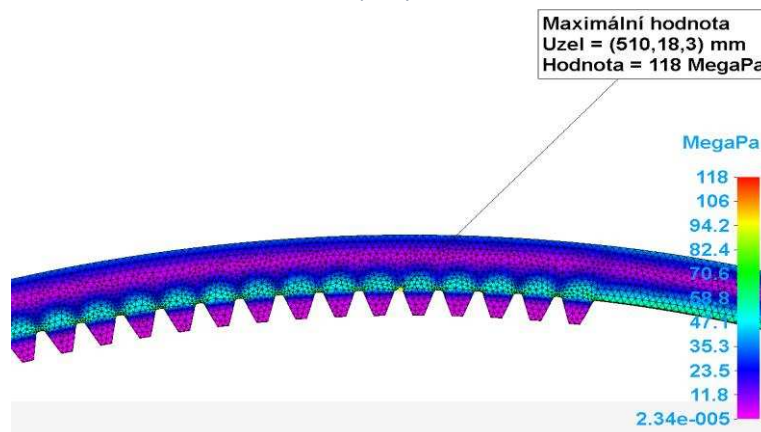
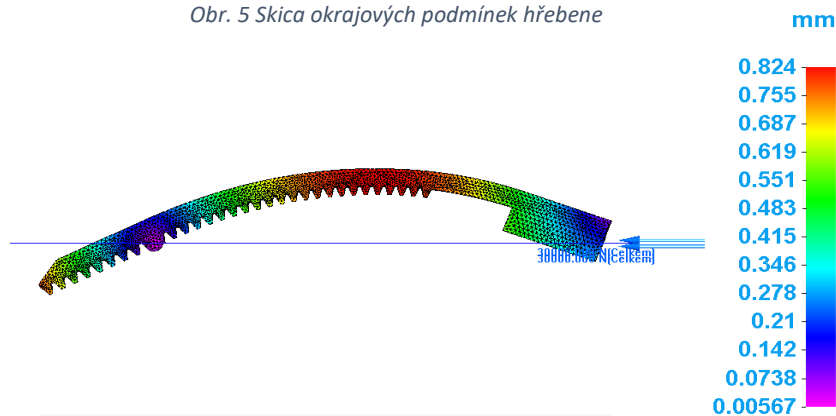
Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly  $F_{t1}$ :

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} = 465 \cdot \frac{52\,500}{30\,000} = 815 \text{ MPa} \quad 24$$

Po dosažení výsledků z rovnic 23 a 24 do počáteční podmínky lze konstatovat, že zuby namáhání na ohyb vydrží.

## 2.2.8. Kontrola hřebene na ohyb

Kontrola hřebene na maximální průhyb a napětí v ohybu byla provedena pomocí metody konečných prvků. Při zadání okrajových podmínek bylo uvažováno s minimální délkou štípaného materiálu 200 mm. V místě záběrové křivky v bodu A, která je vzdálena 6 mm od hlavy zubu hřebene, je umístěna válcová vazba, která umožňuje rotaci kolem tohoto bodu a zabraňuje v pohybu v horizontálním směru. Pro bod B, který leží ve stejné rovině jako bod A, byla zadána okrajová podmínka, která povoluje rotaci a posuv po této rovině. Do místa B byla umístěna maximální síla  $F_t = 30$  kN. Pro ocel ČSN 16 343 je uvažováno dovolené napětí v ohybu  $\sigma_{D0} = 200$  MPa.



Výsledky analýzy ukázaly maximální hodnotu redukovaného Von Misesova napětí způsobené ohybovým momentem 118 MPa a nejvyšší hodnotu průhybu 0,8 mm.

## 2.3. Návrh řemenového převodu

Řemen musí přenést maximální výkon motoru a zajistit požadovaný převod. Toho je docíleno třecí vazbou mezi řemenicí a povrchem řemene, která je realizována jeho předepnutím. Při přetížení mechanismu může řemen krátkodobě prokluzovat a ochrání tak motor před poškozením, popřípadě dojde pouze k porušení řemene, který je však výměnný.

Je zvolen řemen od firmy Habasit s označením TC-35ER [9], který má polyesterovou tažnou vrstvu, textilní krycí vrstvu a gumovou vrstvu tažnou. Napnutí PET řemene doporučené výrobcem je v rozmezí 1 - 2 % [10]. Parametry řemene jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 Parametry řemene TC-35ER

NAPĚTÍ PŘI 1 % PROTAŽENÍ $k_{1\%}$ [N/mm]	DOVOLENÁ NOMI- NÁLNÍ OBVODOVÁ SÍLA NA JEDNOT- KOVOU ŠÍŘKU $F_N$ [N/mm]	MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ŘEMENICE [mm]	KOEFICIENT TŘENÍ $f$	VÁHA ŘEMENE $m_r$ [kg/m <sup>2</sup> ]
18	38	50	0,4	2,6

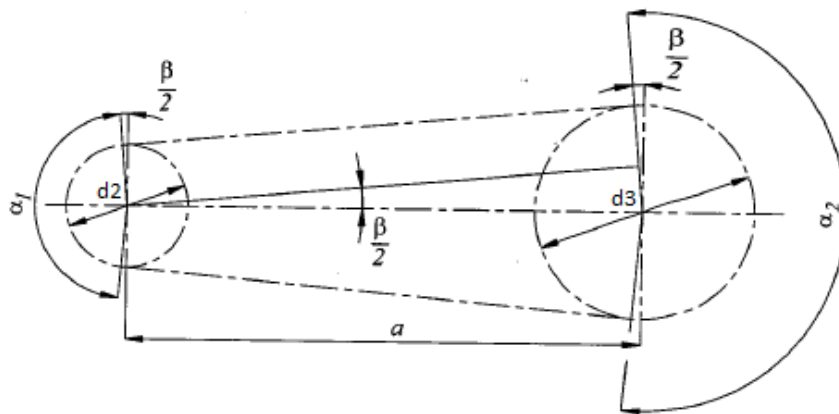
### 2.3.1. Geometrie řemenového převodu

Pro daný motor o výkonu  $P = 1,1$  kW s otáčkami  $n = 695$  ot/min a požadovanou rychlost kovádky  $v = 35$  cm/s je nejdříve potřeba určit převodový poměr. S ohledem na nejmenší průměr řemenice a maximální obvodovou rychlost danou výrobcem řemene volím výpočtový průměr hnací řemenice  $d_2 = 60$  mm.

Při daném výkonu, otáčkách a průměru řemenice lze vypočítat užitečná obvodová síla. Pro výpočet napínací síly je nutné určit pro osovou vzdálenost  $a = 381$  mm pomocný úhel  $\beta$  a úhel opásání  $\alpha$  viz skica na obr. 8. Podle minimální napínací síly a síly při napnutí řemene o  $\varepsilon_0 = 1,5$  % jeho délky se vypočítá potřebná šíře řemene, která se zaokrouhlí nahoru podle normalizované šířky udávané výrobcem. Pro danou zvolenou šířku se přepočítá síla při napnutí a síla  $F_{v1}$  v tažné větvi řemene při provozu. Pro kontrolu řemene je nutné porovnat dovolenou nominální obvodovou sílu v řemeni se silou  $F_{v1}$ .

Při vyšších obvodových rychlostech nebo velkém průřezu řemene je nutné ověřit vliv odstředivé síly na odlehnutí, díky kterému by mohlo dojít k prokluzu. Pro nákup řemene je nutné vypočítat jeho délku, která jde volit ze standardizovaných délek, nebo je možné objednat řemen dle vlastní navržené délky a požadovaným spojem. Spojení řemenu se provádí buďto lepením, šitím a nebo sponkováním.

Při výpočtu byla zanedbána vzdálenost tažné vrstvy od vnitřní strany řemene a vzhledem k relativně nízkým otáčkám a váze řemene i vliv odstředivé síly.



Obr. 8 Geometrie převodu

Otáčky pastorku:

$$n_p = 2\pi \cdot r_v \cdot v = 2\pi \cdot 39 \cdot 0,35 = 85,7 \text{ ot/min} \quad 25$$

Potřebný převodový poměr:

$$i = \frac{n}{n_p} = \frac{695}{85,7} = 8,1 \quad 26$$

Výpočtový průměr hnané řemenice:

$$d_3 = d_2 \cdot i = 60 \cdot 8,1 = 486,6 \text{ mm} \quad 27$$

Výpočtová délka řemene:

$$L = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{d_2 - d_1}{2} \beta + 2a \cdot \cos \frac{\beta}{2}$$

$$L = \pi \frac{60 + 486,6}{2} + \frac{486,6 - 60}{2} 1,18 + 2 \cdot 381 \cdot \cos 0,59 \quad 28$$

$$L = 1743,5 \text{ mm}$$

*Pomocný úhel:*

$$\frac{\beta}{2} = \arcsin \frac{d_3 - d_2}{2a} = \arcsin \frac{486,6 - 60}{2 \cdot 381} = 0,59 \text{ rad} \quad 29$$

*Úhel opásání hnané řemenice:*

$$\alpha_1 = \pi - \beta = \pi - 1,18 = 1,96 \text{ rad} \quad 30$$

*Užitečná obvodová síla*

$$F = k \cdot \frac{60 \cdot P}{\pi \cdot d_2 \cdot n} = 1,1 \cdot \frac{60 \cdot 1100}{\pi \cdot 0,06 \cdot 695} = 554 \text{ N} \quad 31$$

*Minimální předpětí:*

$$F_{0min} = \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha_1} + 1}{e^{f\alpha_1} - 1} = \frac{554}{2} \cdot \frac{e^{0,4 \cdot 1,96} + 1}{e^{0,4 \cdot 1,96} - 1} = 742 \text{ N} \quad 32$$

*Minimální šíře řemene:*

$$s_{min} = \frac{F_0}{k_{1\%} \cdot \varepsilon_0} = \frac{742}{18 \cdot 1,5} = 27,5 \text{ mm} \quad 33$$

**Zvolená šíře řemene s = 30 mm**

*Síla předepjetí v řemeni při napnutí  $\varepsilon_0$  a šíři s:*

$$F_0 = k_{1\%} \cdot \varepsilon_0 \cdot s = 18 \cdot 1,5 \cdot 30 = 810 \text{ N} \quad 34$$

*Zatížení hřídelů za klidu:*

$$F_r = 2F_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2 \cdot 810 \cdot \cos 0,59 = 1346 \text{ N} \quad 35$$

*Síla v tažné větvi za pohybu:*

$$F_{v1} = F_s + \frac{1}{2}F = 810 + \frac{1}{2}554,2 = 1087 \text{ N} \quad 36$$

*Síla v odlehčené větvi za pohybu:*

$$F_{v2} = F_s - \frac{1}{2}F = 810 - \frac{1}{2}554,2 = 533 \text{ N} \quad 37$$

*Tahové napětí v tažné větvi za pohybu:*

$$\sigma_t = \frac{F_{v1}}{s} = \frac{1087}{30} = 36 \text{ N/mm} \quad 38$$



Zatížení hřídelů za pohybu:

$$F_{vr} = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2F_{v1}F_{v2} \cos \beta}$$

$$F_{vr} = \sqrt{1\,087^2 + 533^2 + 2 \cdot 1\,087 \cdot 533 \cdot \cos 1,18}$$

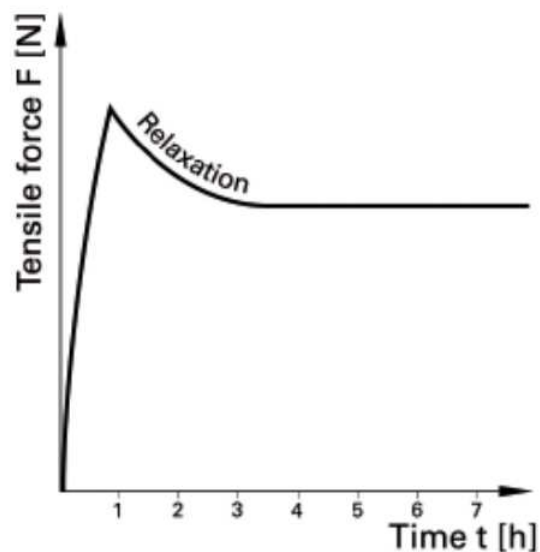
39

$$F_{vr} = 1381 \text{ N}$$

Hodnota napětí v tažné větvi za pohybu (rovnice 38) je nižší, než dovolená nominální obvodová síla daná výrobcem řemene (tabulka 1), z čehož lze soudit, že zvolený řemen vyhovuje. Výsledek výpočtu byl pro potvrzení funkčnosti ověřen softwarem POWER-SeleCalc, který je pro návrh doporučen výrobcem řemenu. Zpráva z uvedeného programu se v závěru o použitelnosti řemene shoduje s provedeným výpočtem (příloha 2).

Jelikož v katalogu nelze dohledat vzdálenost tažné vrstvy od vnitřní strany řemene, byla zvolena délka, kterou by bylo nutné instalovat, na hodnotu udanou výpočtovým programem  $L_s = 1\,725 \text{ mm}$ . Tato hodnota je rovna délce po instalaci řemene, která je však zmenšena o napnutí řemene o 1,5 %, což je vhodné z hlediska konstrukce napínacího zařízení, které takto musí vykompenzovat pouze výrobní tolerance.

Po instalaci řemene se před zaběhnutím stroje musí nechat řemen dle údajů výrobce 2 až 3 hodiny ustálit, jelikož napětí v řemeni je po prvním napnutí až o 50 % vyšší viz obr. 9. Po třech hodinách dojde v řemeni k poklesu napětí na požadovanou hodnotu, která je již stálá. S tímto zvýšeným napětím je nutné uvažovat při návrhu uložení. [10]

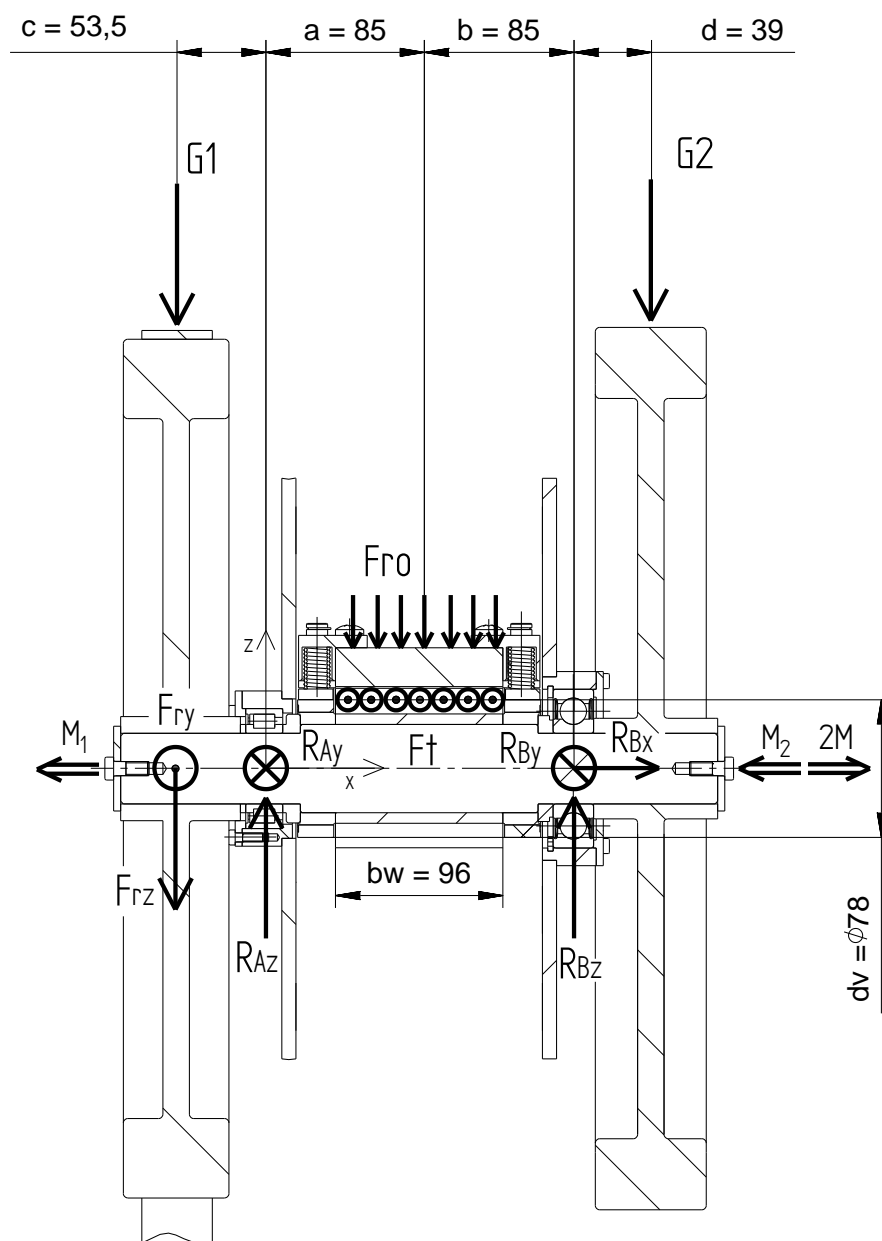


Obr. 9 Pokles napětí v řemeni  $F$  [N] v průběhu času  $t$  [h] po instalaci řemene [10]

## 2.4. Uložení pastorku

### 2.4.1. Výpočet reakcí

Pro návrh průměru hřídele a výpočet životnosti ložisek je nejdříve nutné stanovit reakce v uloženích  $R_A$  a  $R_B$ , které jsou určeny jako výslednice jejich složek ve směru osy Z a Y podle skici na obr. 10. Pro výpočet je uvažováno s nejvíce kritickým stavem, který nastává při záběru hřebene a pastorku kde působí největší zatížení silou  $F_t = 30\text{kN}$ . Tíha řemenice  $G_1 = 443\text{ N}$  a setrvačnicku  $G_2 = 429\text{ N}$  byla určena z 3D dat. Pro příznivější rozložení krouticího momentu je konstrukcí setrvačnicku a řemenice zajištěno  $M_1 = M_2 = M$ .



Obr. 10 Skica uložení pastorku

Rozklad napínací síly do osy z:

$$F_{rz} = F_r \cdot \cos 26 = 1\,346 \cdot \cos 26 = 1\,210 \text{ N} \quad 40$$

Rozklad napínací síly do osy y:

$$F_{ry} = F_r \cdot \cos 64 = 1\,346 \cdot \cos 64 = 590 \text{ N} \quad 41$$

Radiální síla od ozubení:

$$F_{ro} = F_t \cdot \tan \alpha = 30\,000 \cdot \tan 20 = 10\,919 \text{ N} \quad 42$$

Momentová podmínka k ose x:

$$F_t \cdot \frac{d_v}{2} = M_1 + M_2 = 2M \quad 43$$

$$M = F_t \cdot \frac{d_v}{4} = 30\,000 \cdot \frac{0,078}{4} = 585 \text{ Nm}$$

Momentová podmínka k ose y:

$$F_{rz} \cdot c + G_1 \cdot c - F_{ro} \cdot a + R_{BZ} \cdot (a + b) - G_2 \cdot (a + b + d) = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{-F_{rz} \cdot c - G_1 \cdot c + F_{ro} \cdot a + G_2 \cdot (a + b + d)}{a + b} \quad 44$$

$$R_{BZ} = \frac{-1\,210 \cdot 53,5 - 443 \cdot 53,5 + 10\,919 \cdot 85 + 429 \cdot (85 + 85 + 39)}{85 + 85}$$

$$R_{BZ} = 5\,467 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy v rovině XZ:

$$F_{rz} - R_{AZ} + F_{ro} - R_{BZ} + G_1 + G_2 = 0$$

$$R_{AZ} = F_{rz} + F_{ro} - R_{BZ} + G_1 + G_2 \quad 45$$

$$R_{AZ} = 1\,210 + 10\,919 - 5\,467 + 443 + 429 = 7\,595 \text{ N}$$

Momentová podmínka k ose z:

$$F_t \cdot a - R_{By} \cdot (a + b) - F_{ry} \cdot c = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_t \cdot a - F_{ry} \cdot c}{a + b} = \frac{30\,000 \cdot 85 - 590 \cdot 53,5}{85 + 85} \quad 46$$

$$R_{By} = 14\,814 \text{ N}$$

Rovnice rovnováhy v rovině XY:

$$R_{Ay} + R_{By} - F_t - F_{ry} = 0$$

$$R_{Ay} = -R_{By} + F_t + F_{ry} = -14\,814 + 30\,000 + 590 \quad 47$$

$$R_{Ay} = 15\,776 \text{ N}$$

Reakce v místě uložení A:

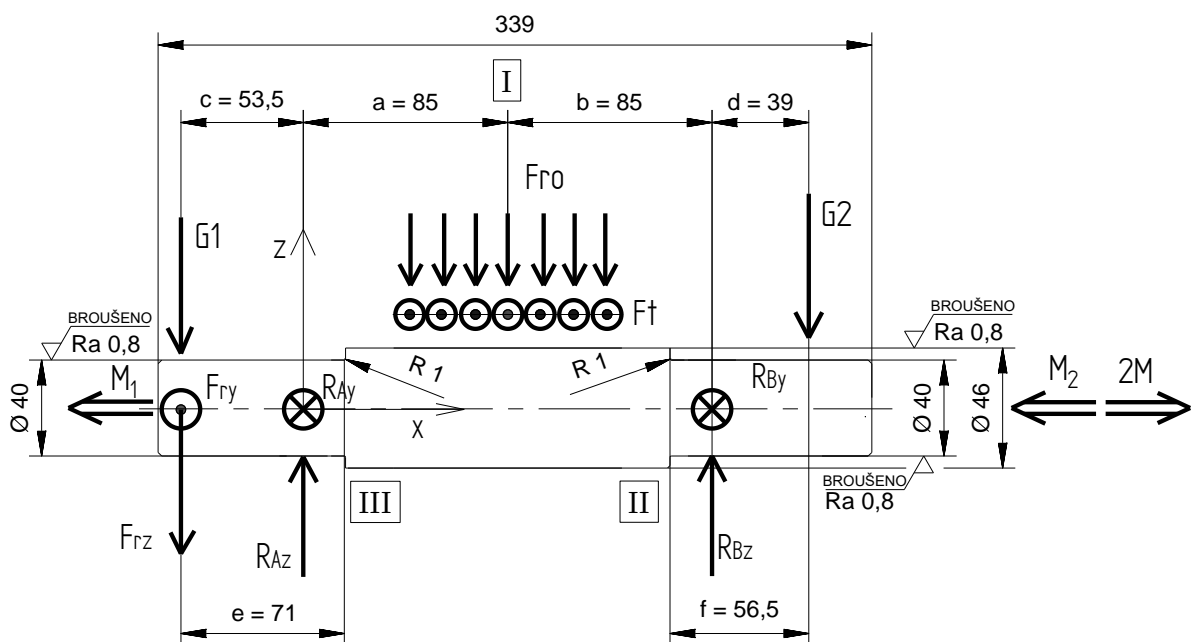
$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{15\,776^2 + 7\,595^2} = 17\,509 \text{ N} \quad 48$$

Reakce v místě uložení B:

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{14\,814^2 + 5\,467^2} = 15\,791 \text{ N} \quad 49$$

## 2.4.2. Návrh hřídele

Hřídel je dynamicky zatěžována kombinací střídavého ohybu a míjivého krutu za rotace. Pro hřídel je vybrána za materiál zušlechťená ocel ČSN 12 061 s mezí pevnosti v tahu  $R_m = 950 \text{ MPa}$  a mezí kluzu  $R_e = 520 \text{ MPa}$ . V místech vrubu I, II a III je nutné provést kontrolní výpočet z hlediska dynamické únosnosti. Daná hřídel má rozměry: v místě I průměr  $D_h = 46 \text{ mm}$ , v místech II a III  $d_h = 40 \text{ mm}$ .



Obr. 11 Skica hřídele

## Kontrola v místě I

Ohybový moment k ose y v místě I:

$$\begin{aligned}M_{OyI} &= -G_2 \cdot (d + b) + R_{BZ} \cdot b = -429 \cdot (39 + 85) + 5\,467 \cdot 85 \\M_{OyI} &= 411,50 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\quad 50$$

Ohybový moment k ose z v místě I:

$$M_{OzI} = R_{BY} \cdot b = 14\,814,3 \cdot 85 = 1\,259,2 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \quad 51$$

Výsledný ohybový moment v místě I:

$$\begin{aligned}M_{OI} &= \sqrt{M_{OzI}^2 + M_{OyI}^2} = \sqrt{(411,5 \cdot 10^3)^2 + (1\,259 \cdot 10^3)^2} \\M_{OI} &= 1\,325 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\quad 52$$

Pro výpočet hodnoty mezního napětí je volen součinitel koncentrace napětí pro drážkování  $\alpha = 2$ . Součinitele pro výpočet vrubové citlivosti dle Thuma pro hodnoty  $\rho = 0,5$ ,  $\frac{R_e}{R_m} = 0,55$ ,  $R_m = 950 \text{ MPa}$  rovný  $q_1 = 0,6$  a  $q_2 = 0,35$ . Dále je vybrán součinitel velikosti  $v = 0,85$  a součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,9$  [11].

Součinitel vrubové citlivosti pro ohyb:

$$q_0 = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,6 + 0,35) = 0,5 \quad 53$$

Vrbový součinitel pro ohyb:

$$\beta_0 = 1 + q_0(\alpha - 1) = 1 + 0,5(2 - 1) = 1,5 \quad 54$$

Mez únavy v ohybu:

$$\sigma_c^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta_p \cdot v}{\beta_0} = \frac{0,43 \cdot 950 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{1,5} = 213 \text{ MPa} \quad 55$$

Střídavé napětí v ohybu v místě I:

$$\sigma_{OI} = \frac{M_{OI}}{W_{OI}} = \frac{32 \cdot M_{OI}}{\pi D_h^3} = \frac{32 \cdot 1\,325 \cdot 10^3}{\pi \cdot 46^3} = 139 \text{ MPa} \quad 56$$

*Součinitel bezpečnosti v ohybu v místě I:*

$$k_{\sigma I} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{OI}} = \frac{213}{139} = 1,5 \quad 57$$

*Součinitel vrubové citlivosti pro krut:*

$$q_k = q_2 = 0,35 \quad 58$$

*Vrubový součinitel pro krut:*

$$\beta_k = 1 + q_k(\alpha - 1) = 1 + 0,35(2 - 1) = 1,35 \quad 59$$

*Mez únavy v krutu:*

$$\tau_c^* = \frac{0,25 \cdot R_m \cdot \eta_p \cdot \nu}{\beta_k} = \frac{0,25 \cdot 950 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{1,35} = 135 \text{ MPa} \quad 60$$

*Mez únavy v krutu pro míjivé zatížení:*

$$\tau_H^* = \tau_c^* \cdot 1,8 = 134,6 \cdot 1,8 = 242 \text{ MPa} \quad 61$$

*Míjivé napětí v krutu v místě I:*

$$\tau_{kl} = \frac{M}{W_{kl}} = \frac{16 \cdot M}{\pi D_h^3} = \frac{16 \cdot 585\,000}{\pi \cdot 46^3} = 31 \text{ MPa} \quad 62$$

*Součinitel bezpečnosti v krutu v místě I:*

$$k_{\tau I} = \frac{\tau_H^*}{\tau_{kl}} = \frac{242,3}{30,6} = 7,9 \quad 63$$

*Celková bezpečnost v místě I:*

$$k_{cI} = \sqrt{\frac{k_{\sigma I}^2 \cdot k_{\tau I}^2}{k_{\sigma I}^2 + k_{\tau I}^2}} = \sqrt{\frac{1,5^2 \cdot 7,9^2}{1,5^2 + 7,9^2}} = 1,5 \quad 64$$

### **Kontrola v místě II a III**

*Ohybový moment k ose y v místě II:*

$$\begin{aligned} M_{OyII} &= -G_2 \cdot f + R_{BZ} \cdot (f - d) \\ M_{OyII} &= -429 \cdot 56,5 + 5\,466,8 \cdot (56,5 - 39) \\ M_{OyII} &= 119,9 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad 65$$

Ohybový moment k ose z v místě II:

$$\begin{aligned}M_{OzII} &= R_{By} \cdot (f - d) = 14\,814,3 \cdot (56,5 - 39) \\M_{OzII} &= 259,3 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{66}$$

Výsledný ohybový moment v místě II:

$$\begin{aligned}M_{OII} &= \sqrt{M_{OzII}^2 + M_{OyII}^2} = \sqrt{(119,9 \cdot 10^3)^2 + (259,3 \cdot 10^3)^2} \\M_{OII} &= 285,4 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{67}$$

Ohybový moment k ose y v místě III:

$$\begin{aligned}M_{OyIII} &= -G_1 \cdot e - F_{rZ} \cdot e + R_{AZ} \cdot (e - c) \\M_{OyIII} &= -443 \cdot 71 - 1\,209,8 \cdot 71 + 7\,594,6 \cdot (71 - 53,5) \\M_{OyIII} &= 15,6 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{68}$$

Ohybový moment k ose z v místě III:

$$\begin{aligned}M_{OzIII} &= -F_{ry} \cdot e + R_{ay} \cdot (e - c) \\M_{OzIII} &= -590 \cdot 71 + 15\,775,7 \cdot (71 - 53,5) \\M_{OzIII} &= 234,2 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{69}$$

Výsledný ohybový moment v místě III:

$$\begin{aligned}M_{OIII} &= \sqrt{M_{OzIII}^2 + M_{OyIII}^2} = \sqrt{(15,6 \cdot 10^3)^2 + (234,2 \cdot 10^3)^2} \\M_{OIII} &= 234,7 \cdot 10^3 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{70}$$

Pro  $\frac{D}{d} = 1,15$  a  $\frac{r}{d} = 0,025$  byl zvolen součinitel koncentrace napětí  $\alpha_0 = 2,4$ . Součinitele pro výpočet vrubové citlivosti dle Thuma pro hodnoty  $\rho = 1$ ,  $\frac{R_e}{R_m} = 0,55$ ,  $R_m = 950 \text{ MPa}$  rovny  $q_1 = 0,72$  a  $q_2 = 0,6$ . Dále je určen součinitel velikosti  $\nu = 0,85$  a součinitel jakosti povrchu  $\eta_p = 0,9$  [11]. Únosnost bude dále kontrolována jen v místě II, jelikož vrub je zde stejný jako v místě III, avšak hodnota ohybového momentu je vyšší.

Součinitel vrubové citlivosti pro ohyb:

$$q_0 = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,72 + 0,6) = 0,66\tag{71}$$

*Vrubový součinitel pro ohyb:*

$$\beta_o = 1 + q_o(\alpha_o - 1) = 1 + 0,66(2,4 - 1) = 1,9 \quad 72$$

*Mez únavy v ohybu:*

$$\sigma_c^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \eta_p \cdot \nu}{\beta_o} = \frac{0,43 \cdot 950 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{1,9} = 162 \text{ MPa} \quad 73$$

*Střídavé napětí v ohybu v místě II:*

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{32 \cdot M_{oII}}{\pi d_h^3} = \frac{32 \cdot 234,7 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40^3} = 37 \text{ MPa} \quad 74$$

*Součinitel bezpečnosti v ohybu v místě II:*

$$k_{\sigma_{oII}} = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{oII}} = \frac{162,3}{37,4} = 4,3 \quad 75$$

Pro hodnotu  $\frac{D}{d} = 1,15$  a  $\frac{r}{d} = 0,025$  byl určen součinitel tvaru  $\alpha_k = 1,6$ . [11]

*Součinitel vrubové citlivosti pro krut:*

$$q_k = q_2 = 0,6 \quad 76$$

*Vrubový součinitel pro krut:*

$$\beta_k = 1 + q_k(\alpha_k - 1) = 1 + 0,6(1,6 - 1) = 1,4 \quad 77$$

*Mez únavy v krutu:*

$$\tau_c^* = \frac{0,25 \cdot R_m \cdot \eta_p \cdot \nu}{\beta_k} = \frac{0,25 \cdot 950 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{1,4} = 134 \text{ MPa} \quad 78$$

*Mez únavy v krutu pro mĭjivé zatížení:*

$$\tau_H^* = \tau_c^* \cdot 1,8 = 133,6 \cdot 1,8 = 241 \text{ MPa} \quad 79$$

*Mĭjivé napětí v krutu v místě II:*

$$\tau_{kII} = \frac{M}{W_{kII}} = \frac{16 \cdot M}{\pi d_h^3} = \frac{16 \cdot 585 \ 000}{\pi \cdot 40^3} = 47 \text{ MPa} \quad 80$$



Součinitel bezpečnosti v krutu v místě II:

$$k_{\tau II} = \frac{\tau_H^*}{\tau_{kII}} = \frac{240,5}{46,6} = 5,2 \quad 81$$

Celková bezpečnost v místě II:

$$k_{cII} = \sqrt{\frac{k_{\sigma II}^2 \cdot k_{\tau II}^2}{k_{\sigma II}^2 + k_{\tau II}^2}} = \sqrt{\frac{4,3^2 \cdot 5,2^2}{4,3^2 + 5,2^2}} = 3,3 \quad 82$$

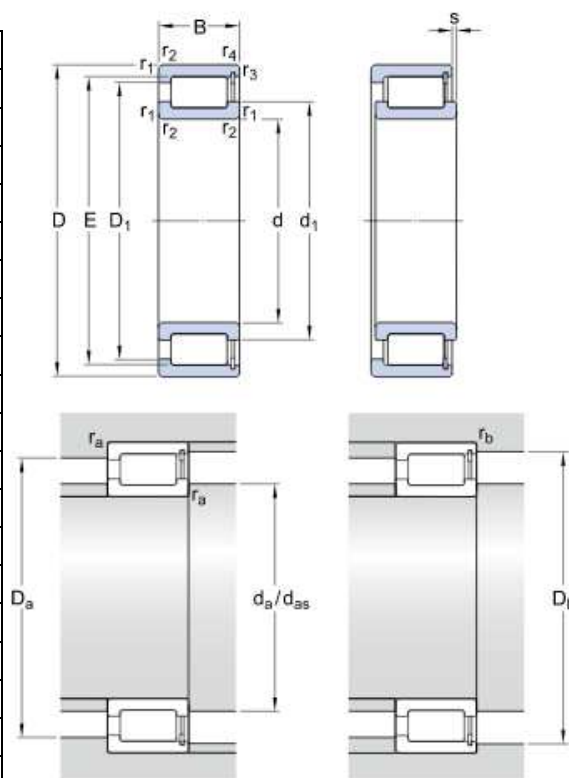
Hřídel vyhovuje s nejmenším koeficientem bezpečnosti 1,5 v místě I.

### 2.4.3. Kontrola ložisek

Pro uložení hřídele v místě A je navrženo válečkové ložisko NCF 3008 CV a v místě B kuličkové ložisko s označením 6308-2RZ z katalogu firmy SKF. Ložisko je v místě B axiálně zajištěno proti pohybu, v místě A konstrukce ložiska umožňuje pohyb vnějšího kroužku, aby se zamezilo vzniku přídavného zatížení při tepelných dilatacích. Pro výpočet je uvažováno s doporučenou min. životností ložiska  $L_{10hmin} = 3000$  provozních hodin.

#### Kontrola v místě uložení A

Parametr	Hodnota	Jednotky
d	40	mm
D	68	mm
B	21	mm
d <sub>1</sub>	50	mm
D	58	mm
E	61,74	mm
r <sub>1,2</sub> min	1	mm
r <sub>3,4</sub> min	0,3	mm
d <sub>a</sub> min	45	mm
d <sub>as</sub>	47,9	mm
D <sub>a</sub> max	63	mm
D <sub>b</sub> max	65	mm
r <sub>a</sub> max	1	mm
r <sub>b</sub> max	0,3	mm
C	57,2	kN
C <sub>0</sub>	69,5	kN
P <sub>u</sub>	8,15	kN
Max. otáčky	6 000	ot/min
Referenční ot.	4 800	ot/min



Tabulka 2 Parametry ložiska NCF 3008 CV [12]

Obr. 12 Rozměry ložiska NCF 3008 CV [12]

Ekvivalentní statické zatížení:

$$P_0 = R_A = 17,5 \text{ kN} \quad 83$$

Kontrola statické únosnosti:

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{69,5}{17,5} = 4 \quad 84$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = R_A = 17,5 \text{ kN} \quad 85$$

Základní trvanlivost při 90 % spolehlivosti:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = \left(\frac{57,2}{17,5}\right)^{10/3} = 51,8 \text{ milionů otáček} \quad 86$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách:

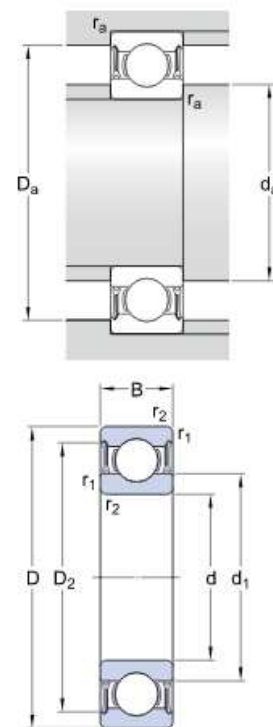
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_p} L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 85,7} \cdot 51,8 = 10\,074 \text{ h} \quad 87$$

Pro rázová zatížení by mělo ložisko splňovat podmínku nejnižší hodnoty  $s_0 \geq 2,5$ . Tato podmínka je dle rovnice 84 splněna. Ložisko také splňuje požadavek na minimální trvanlivost v provozních hodinách.

### Kontrola v místě uložení B

Parametr	Hodnota	Jednotky
d	40	mm
D	90	mm
B	23	mm
d <sub>1</sub>	56,11	mm
D <sub>2</sub>	77,7	mm
r <sub>1,2</sub> min	1,5	mm
d <sub>a</sub> min	49	mm
d <sub>a</sub> max	56	mm
D <sub>a</sub> max	81	mm
r <sub>a</sub> max	1,5	mm
C	42,3	kN
C <sub>0</sub>	24	kN
P <sub>u</sub>	1,02	kN
Max. otáčky	8 500	ot/min
Referenční otáčky	17 000	ot/min

Tabulka 3 Parametry ložiska 6308-2RZ [13]



Obr. 13 Rozměry ložiska 6308-2RZ [13]

*Ekvivalentní statické zatížení:*

$$P_0 = R_B = 15,8 \text{ kN} \quad 88$$

*Kontrola statické únosnosti:*

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{24}{15,8} = 1,5 \quad 89$$

*Ekvivalentní dynamické zatížení:*

$$P = R_B = 15,8 \text{ kN} \quad 90$$

*Základní trvanlivost při 90 % spolehlivosti:*

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{42,3}{15,8}\right)^3 = 19,2 \text{ milionů otáček} \quad 91$$

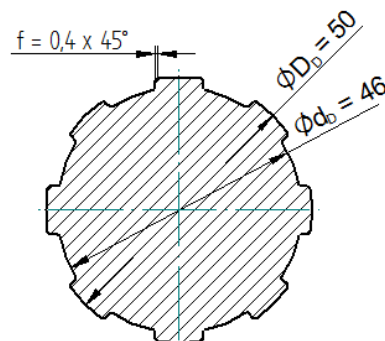
*Základní trvanlivost v provozních hodinách:*

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_p} L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 85,7} \cdot 19,2 = 3\,730 \text{ h} \quad 92$$

Pro rázová zatížení musí být hodnota součinitele statické bezpečnosti pro bodový styk  $s_0 \geq 1,5$ . Tato podmínka je dle rovnice 89 splněna. Ložisko také splňuje požadavek na minimální trvanlivost v provozních hodinách.

#### 2.4.4. Návrh drážkování hřídele

Přenos krouticího momentu mezi pastorkem a hřídelem je realizován rovnobokým drážkováním se středěním na bocích zubů  $b - 8 \times 46 \times 50 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{F8}{js7}$  dle ČSN 01 4942, bez časté demontáže, které je vhodné pro zatížení s rázy. Uvažovaný dovolený tlak pro kontrolu boků zubů je  $p_d = 120 \text{ MPa}$ .



Obr. 14 Skica drážkování

Účinná plocha drážek na jednotku délky náboje:

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left( \frac{D_D - d_D}{2} - 2 \cdot f \right) = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot \left( \frac{50 - 56}{2} - 2 \cdot 0,4 \right) \quad 93$$
$$f' = 7,2 \text{ mm}$$

Minimální délka drážkování:

$$l_{d,min} = \frac{4T_1}{(D_D + d_D) \cdot p_d \cdot f'} = \frac{4 \cdot 1\,170\,000}{(56 + 50) \cdot 120 \cdot 7,2} \quad 94$$
$$l_{d,min} = 51 \text{ mm}$$

Minimální délka je menší než délka drážkování zvolená  $l_d = 96 \text{ mm}$ , drážkování vyhovuje.

#### 2.4.5. Návrh těsných per

Pera zajišťují přenos krouticího momentu mezi hřídelem a řemenicí a mezi hřídelem a pastorkem. Pro materiál per byla vybrána ocel ČSN 12 060. Pro daný materiál je dovolený tlak na bocích pera  $p_D = 170 \text{ MPa}$ , dovolené napětí ve smyku  $\tau_D = 80 \text{ MPa}$  a volená minimální bezpečnost  $k_{tp} = 1,2$ . Dle normy je výška pera  $h_p = 8 \text{ mm}$  a šířka pera  $b_p = 12 \text{ mm}$ .

Minimální délka pera:

$$l_{p,min} = \frac{4M \cdot k_{tp}}{d_h \cdot p_d \cdot h_p} = \frac{4 \cdot 525\,000 \cdot 1,2}{40 \cdot 170 \cdot 8} = 46 \text{ mm} \quad 95$$

**Volím pera s účinnou délkou  $l_p = 48 \text{ mm}$ .**

Kontrola pera *na stříh*:

$$\tau_p = \frac{M \cdot k_{tp}}{d_h \cdot b_p \cdot 2l_p} = \frac{525\,000 \cdot 1,2}{40 \cdot 12 \cdot 48} = 27 \text{ MPa} \quad 96$$

Navržená pera vyhovují na otlačení i na stříh.

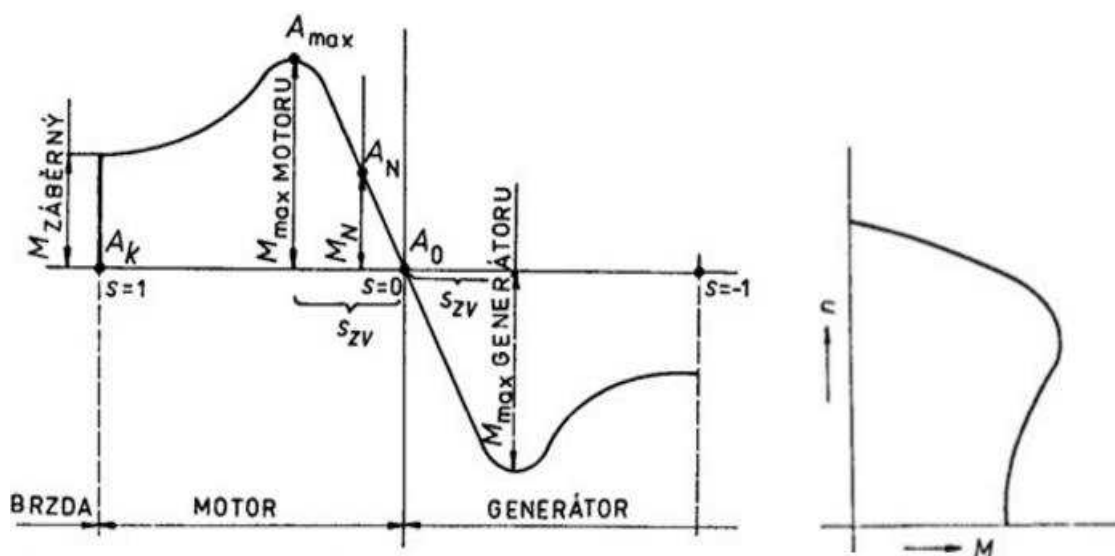
#### 2.5. Výpočet setrvačnicku

Pro návrh momentu setrvačnosti hmot je počítáno s dráhou impulsu potřebnou k rozštípnutí polena za pomoci setrvačnosti  $x = 4 \text{ mm}$ . Po této vzdálenosti bude proces

štípání dokončen pouze za pomoci výkonu elektromotoru. Je uvažováno pouze se setrvačností řemenice a setrvačnicku. Ostatní členy jsou zanedbány s ohledem na jejich hmotnost, popřípadě malou rychlost posuvu.

Při odebrání kinetické energie ze setrvačnicku dochází dle druhé impulsové věty k postupnému klesání jeho otáček. Zároveň se začne více zatěžovat asynchronní motor, což se projeví zvětšením jeho skluzu mezi státorem a rotorem. Před připojením zátěže na motor odpovídá jeho stav chodu naprázdno, kde se otáčky motoru blíží k otáčkám synchronním.

Pro výpočet je počítáno s přípustným skluzem motoru, který je dán výrobcem, při plném zatížení o  $s = 20\%$  a počtem pólových dvojic motoru  $p = 4$  [14]. Jelikož výrobce neudává v katalogovém listu hodnotu skluzu na prázdno, jsou odhadnuty otáčky při běhu naprázdno, respektive se zatěžujícími pasivními odpory,  $n_0 = 725$  ot/min.



- $A_0$  – chod naprázdno, otáčky odpovídají skluzu naprázdno
- $A_N$  – odpovídá hodnotě jmenovitého zatížení (štítek motoru)
- $A_{max}$  – největší dosažitelný moment, který je motor schopen odevzdát
- $A_K$  – zastavení motoru, ze sítě odebírá tzv. zkratový proud.

Obr. 15 Momentová a otáčková charakteristika asynchronního stroje [15]

Synchronní otáčky motoru:

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{4} = 750 \text{ ot/min}$$

97

Otáčky motoru při skluzu 20%:

$$n_{1s} = n_s \left(1 - \frac{s}{100}\right) = 750 \left(1 - \frac{20}{100}\right) = 600 \text{ ot/min} \quad 98$$

Otáčky setrvačných hmot při skluzu 20%:

$$n_{2s} = \frac{n_{s0}}{i} = \frac{600}{8,1} = 74 \text{ ot/min} \quad 99$$

Úhlová rychlost setrvačných hmot při skluzu 20%:

$$\omega_{2s} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{2s}}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{74}{60} = 7,8 \text{ rad/s} \quad 100$$

Otáčky setrvačných hmot při běhu naprázdno:

$$n_{20} = \frac{n_0}{i} = \frac{725}{8,1} = 89,5 \text{ ot/min} \quad 101$$

Úhlová rychlost setrvačných hmot při běhu naprázdno:

$$\omega_{20} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{20}}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{89,5}{60} = 9,4 \text{ rad/s} \quad 102$$

Moment dodávaný motorem:

$$M_m = \frac{30 \cdot P \cdot \eta}{\pi \cdot n} \cdot i = \frac{30 \cdot 1\,100 \cdot 0,98}{\pi \cdot 695} \cdot 8,1 = 120 \text{ Nm} \quad 103$$

Výsledný průměrný moment sil:

$$\bar{M} = \frac{M_m - T_1}{2} = \frac{120 - 1170}{2} = -525 \text{ Nm} \quad 104$$

Čas působení setrvačnicku:

$$\Delta t = \frac{2 \cdot x}{r \cdot (\omega_{20} + \omega_{2s})} = \frac{2 \cdot 4}{39 \cdot (9,4 + 7,8)} = 0,011 \text{ s} \quad 105$$

Úhlové zrychlení:

$$\alpha_s = \frac{\omega_{2s} - \omega_{20}}{\Delta t} = \frac{7,8 - 9,4}{0,011} = -145,5 \text{ rad/s}^2 \quad 106$$

Potřebný moment setrvačnosti:

$$J = \frac{\bar{M}}{\alpha_s} = \frac{-525}{-145,5} = 3,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad 107$$

Potřebný moment setrvačnosti musí být rozdělen mezi řemenici a setrvačnick. Pro odlitky je zvolena šedá litina ČSN 42 2415 s hustotou  $\rho = 7\,030 \text{ kg/m}^3$ , vnější poloměr daný poloměrem řemenice  $R = 243,3 \text{ mm}$ , tloušťku disku  $h_1 = 15 \text{ mm}$  a tloušťku nákrůžku  $h_2 = 60 \text{ mm}$ . Pro dané rozměry je nutné dopočítat vnitřní poloměru nákrůžku řemenice  $r$ .

Výpočet poloměru nákrůžku:

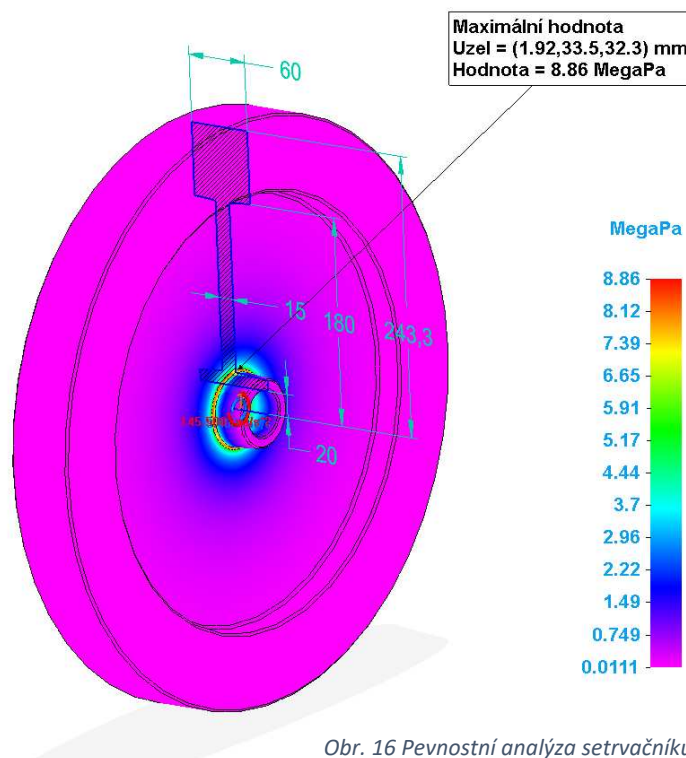
$$\frac{J}{2} = \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot h_1 \cdot r^4 + \frac{1}{2} \pi \cdot \rho \cdot h_2 (R^4 - r^4)$$

$$r = \sqrt[4]{\frac{J}{\pi \cdot \rho (h_1 - h_2)} - \frac{h_2 \cdot R^4}{h_1 - h_2}} = \sqrt[4]{\frac{3,6}{\pi \cdot 7\,030 (0,015 - 0,06)} - \frac{0,06 \cdot 0,2433^4}{0,015 - 0,06}} \quad 108$$

$$r = 0,18 \text{ m}$$

Pro zajištění potřebného momentu setrvačnosti musí mít řemenice a setrvačnick rozměry  $R = 243,3 \text{ mm}$ ,  $r = 180 \text{ mm}$ ,  $h_1 = 15 \text{ mm}$ ,  $h_2 = 60 \text{ mm}$ .

Pomocí metody konečných prvků byla provedena kontrola pevnosti při působení odstředivé síly pro úhlové zrychlení  $\alpha_s = -145,5 \text{ rad/s}^2$  a úhlovou rychlost  $\omega_{20} = 9,4 \text{ rad/s}$ .



Obr. 16 Pevnostní analýza setrvačnicku

Analýza ukázala nejvyšší hodnotu Von Misesova ekvivalentního napětí 8,9 MPa, které je menší než dovolené napětí pro daný materiál.

## 2.6. Návrh pružiny zpětného pohybu

Zpětný pohyb kovadliny je realizován dvěma tažnými pružinami. Dopředný pohyb musí být zabrzděn dříve, než hřeben vyjede z přítlačného mechanismu. Proto je zvolena délka zabrzdění  $x_z = 5$  mm, kde je koncová rychlost  $v_0 = 0$  m/s. Hmotnost kovadliny s hřebem byla určena z 3D dat na  $m_k = 25$  kg.

Zrychlení kovadliny:

$$a_k = \frac{v_0^2 - v^2}{2 \cdot x_z} = \frac{0^2 - 0,35^2}{2 \cdot 0,005} = -12,3 \text{ m/s}^2 \quad 109$$

Potřebná průměrná síla brzdění:

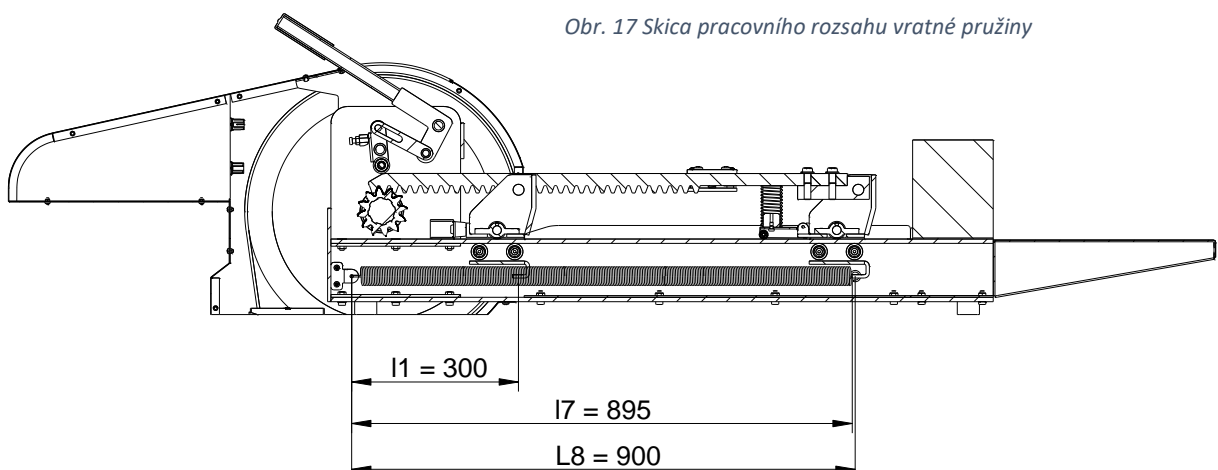
$$\bar{F} = m_k \cdot a_k = 25 \cdot (-12,3) = -306 \text{ N} \quad 110$$

Potřebná průměrná síla pružiny při brzdění:

$$\bar{F}_p = -\frac{\bar{F}}{2} = \frac{306}{2} = 153 \text{ N} \quad 111$$

Pružina bude vyrobena z pružinové oceli ČSN 14 260 s mezí únavy při dynamickém namáhání  $\tau_k^* = 890 \text{ MPa}$  a modulem pružnosti ve smyku  $G = 81\,000 \text{ MPa}$

Pozice při délce  $l_1 = 300$  mm odpovídá krajní poloze kovadliny na doraze, při vzdálenosti  $l_7 = 895$  mm dojde k vyjetí hřebene z pastorku a mechanismus začne brzdit až do vzdálenosti  $l_8 = 900$  mm. Pružina je v krajní poloze předepjata na  $F_1 = 10$  N a pracovní síla pružiny je  $F_8 = 180$  N. Pro výpočet je zvolen součinitel bezpečnosti  $s_p = 1,2$  a střední průměr pružiny  $D_p = 32$  mm.





*Pracovní zdvih:*

$$h_p = l_8 - l_1 = 900 - 300 = 600 \text{ mm} \quad 112$$

*Tuhost pružiny:*

$$k_p = \frac{F_8 - F_1}{h_p} = \frac{180 - 10}{600} = 0,28 \text{ N/mm} \quad 113$$

*Dovolené napětí:*

$$\tau_{Dk} = \frac{\tau_k^*}{s_p} = \frac{890}{1,2} = 742 \text{ MPa} \quad 114$$

*Průměr drátu pružiny:*

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_8 \cdot D_p}{\pi \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 180 \cdot 32 \cdot 1,2}{\pi \cdot 742}} = 2,9 \text{ mm} \quad 115$$

**Zvolen průměr  $d_{p1} = 3 \text{ mm}$ .**

*Poměr vinutí:*

$$i_p = \frac{D_p}{d_p} = \frac{32}{3} = 10,7 \text{ mm} \quad 116$$

*Korekční součinitel:*

$$K_p = \frac{i_p + 0,2}{i_p - 1} = \frac{10,7 + 0,2}{10,7 - 1} = 1,12 \text{ mm} \quad 117$$

*Počet činných závitů:*

$$n_p = \frac{G \cdot d_p}{8 \cdot k_p \cdot i_p^3} = \frac{81\,000 \cdot 3}{8 \cdot 0,28 \cdot 10,7^3} = 88,3 \quad 118$$

**Zvolen počet činných závitů  $n_p = 88,5$ .**

*Délka závěrných ok:*

$$L_h = 0,55 \cdot D_p = 0,55 \cdot 32 = 17,6 \text{ mm} \quad 119$$

*Délka pružiny ve volném stavu:*

$$l_0 = d_p \cdot n_p + 2L_h = 3 \cdot 88,5 + 2 \cdot 17,6 = 300,7 \text{ mm} \quad 120$$

*Výsledná tuhost:*

$$k_p = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot D_p^3 \cdot n_p} = \frac{81\,000 \cdot 3^4}{8 \cdot 32^3 \cdot 88,5} = 0,28 \text{ N/mm} \quad 121$$

*Výsledná síla ve stavu 8:*

$$F_8 = k(l_8 - l_0) + F_0 = 0,28(900 - 300,7) + 10 = 180 \text{ N} \quad 122$$

*Výsledná síla ve stavu 7:*

$$F_7 = k(l_7 - l_0) + F_0 = 0,28(895 - 300,7) + 10 = 178 \text{ N} \quad 123$$

*Průměrná síla při brzdění:*

$$\bar{F}_p = \frac{F_8 + F_7}{2} = \frac{180 + 178}{2} = 179 \text{ N} \quad 124$$

*Smykové napětí v pružině ve stavu 8 :*

$$\tau_{k8} = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D_p \cdot K_p}{\pi \cdot d_p^3} = \frac{8 \cdot 180 \cdot 32 \cdot 1,12}{\pi \cdot 3^3} = 607 \text{ MPa} \quad 125$$

*Výsledná bezpečnost:*

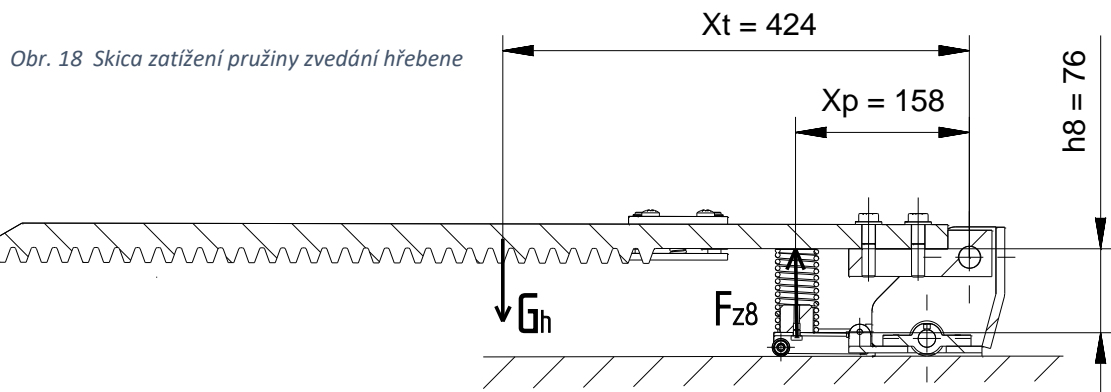
$$s_{p1v} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{k8}} = \frac{742}{607} = 1,2 \quad 126$$

Navržená pružina splňuje požadavky na minimální průměrnou sílu z rovnice 111, požadavek na bezpečnost i zástavbové rozměry.

## 2.7. Návrh pružiny zvedání hřebene

Aby nedošlo při vratném pohybu kovadliny k záběru zubů, je hřeben držen tlačnou pružinou v rozpojeném stavu od zubů pastorku. Pružina tedy vyrovnává tíhu hřebene  $G_h = 150 \text{ N}$ , jehož těžiště je ve vzdálenosti  $x_T = 424 \text{ mm}$  od otočného bodu v uložení. Vzdálenost středu pružiny od tohoto bodu je  $x_p = 158 \text{ mm}$ . Celkový zdvih, který pružina vykonává je  $h_z = 9 \text{ mm}$  a nejmenší vzdálenost na kterou je stlačena je  $h_8 = 76 \text{ mm}$ .

Za materiál pružiny je vybrána pružinová ocel ČSN 14 260 s mezí únavy při dynamickém namáhání  $\tau_k^* = 890 \text{ MPa}$  a modulem pružnosti ve smyku  $G = 81\,000 \text{ MPa}$ .



Potřebná minimální síla:

$$F_z = \frac{G_h \cdot x_t}{x_p} = \frac{150 \cdot 424}{158} = 403 \text{ N} \quad 127$$

Pro návrh pružiny jsou zvoleny parametry  $F_{z1} = 450 \text{ N}$ ,  $F_{z8} = 530 \text{ N}$ , součinitel bezpečnosti  $s_p = 1,2$  a střední průměr pružiny  $D_z = 35 \text{ mm}$ .

Tuhost pružiny:

$$k_z = \frac{F_{z8} - F_{z1}}{h_z} = \frac{530 - 450}{9} = 8,9 \text{ N/mm} \quad 128$$

Dovolené napětí:

$$\tau_{Dk} = \frac{\tau_k^*}{s_p} = \frac{890}{1,2} = 742 \text{ MPa} \quad 129$$

Průměr drátu pružiny:

$$d_z \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{z8} \cdot D_z}{\pi \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 530 \cdot 35 \cdot 1,2}{\pi \cdot 742}} = 4,3 \text{ mm} \quad 130$$

**Zvolen průměr  $d_z = 4,5 \text{ mm}$ .**

Poměr vinutí:

$$i_z = \frac{D_z}{d_z} = \frac{35}{4,5} = 7,8 \text{ mm} \quad 131$$

Korekční součinitel:

$$K_z = \frac{i_z + 0,2}{i_z - 1} = \frac{7,8 + 0,2}{7,8 - 1} = 1,18 \text{ mm} \quad 132$$

Počet činných závitů:

$$n_z = \frac{G \cdot d_z}{8 \cdot k_z \cdot i_z^3} = \frac{81\,000 \cdot 4,5}{8 \cdot 8,9 \cdot 7,8^3} = 10,9 \quad 133$$

**Zvolen počet činných závitů  $n_z = 11$ , počet závěrných závitů  $n_n = 2$  a vůle mezi závity při působení nejvyšší provozní síly rovnu 0,35 mm.**

*Výsledná tuhost:*

$$k_z = \frac{G \cdot d_z^4}{8 \cdot D_z^3 \cdot n_z} = \frac{81\,000 \cdot 4,5^4}{8 \cdot 35^3 \cdot 11} = 8,8 \text{ N/mm} \quad 134$$

*Deformace při působení  $F_{z8}$ :*

$$y_{z8} = \frac{F_{z8}}{k_z} = \frac{530}{8,8} = 60,2 \text{ mm} \quad 135$$

*Deformace při působení  $F_{z1}$ :*

$$y_{z1} = \frac{F_{z1}}{k_z} = \frac{450}{8,8} = 51,1 \text{ mm} \quad 136$$

*Délka nezatížené pružiny:*

$$l_{z0} = y_{z8} + 0,35 \cdot d_z \cdot n_z + d_z \cdot n_z + d_z \cdot n_n \quad 137$$

$$l_{z0} = 60,2 + 0,35 \cdot 4,5 \cdot 11 + 4,5 \cdot 11 + 4,5 \cdot 2 = 136 \text{ mm}$$

*Délka pružiny při působení  $F_{z1}$ :*

$$l_{z1} = l_{z0} - y_{z1} = 136 - 51,1 = 84,9 \text{ mm} \quad 138$$

*Délka pružiny při působení  $F_{z8}$ :*

$$l_{z18} = l_{z0} - y_{z8} = 136 - 60,2 = 75,8 \text{ mm} \quad 139$$

*Smykové napětí v pružině ve stavu 8:*

$$\tau_{kz8} = \frac{8 \cdot F_{z8} \cdot D_z \cdot K_z}{\pi \cdot d_z^3} = \frac{8 \cdot 530 \cdot 35 \cdot 1,18}{\pi \cdot 4,5^3} = 612 \text{ MPa} \quad 140$$

*Výsledná bezpečnost:*

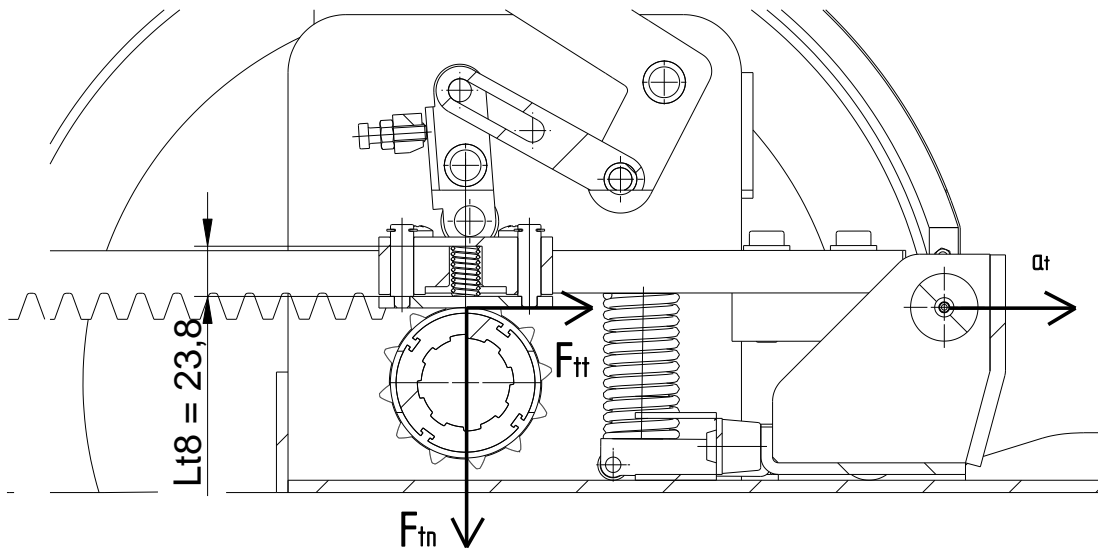
$$s_{pv2} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{kz8}} = \frac{742}{612} = 1,2 \quad 141$$

Navržená pružina vyhovuje.

## 2.8. Návrh spojky

Aby nedošlo při sepnutí mechanismu k rázu z důvodu rozdílných rychlostí pastorku a hřebene, urychluje se hřeben nejdříve za pomoci třecí spojky, na rychlost stejnou obvodové rychlosti pastorku na záběrové kružnici. Čas rozběhu lze takto ovlivnit vhodným návrhem pružiny, která svou silou při sepnutí vytváří sílu tečnou. Touto vazbou se přenáší potřebný krouticí moment k urychlení kovadliny se hřebenem. Dochází však k prokluzu na spojce, kde je z tohoto důvodu navržen kroužek na který je spojka přitlačována z materiálu Elastollan S95A [16], který má vysokou abrazivní odolnost.

Pro výpočet potřebné síly pružiny ve spojce je uvažována dráha rozběhu  $l_t = 30$  mm, koeficient tření  $f_t = 0,3$ . Hmotnost kovadliny s hřebenem  $m_k = 25$  kg.



Obr. 19 Skica třecí spojky

Zrychlení při rozběhu:

$$a_t = \frac{v^2}{2 \cdot l_t} = \frac{0,35^2}{2 \cdot 0,03} = 2 \text{ m/s}^2 \quad 142$$

Potřebná tečná síla:

$$F_{tt} = a_t \cdot m_k = 2 \cdot 25 = 50 \text{ N} \quad 143$$

Potřebná normálová síla:

$$F_{tn} = \frac{F_{tt}}{f} = \frac{50}{0,3} = 170 \text{ N} \quad 144$$

Za materiál pružiny byla vybrána pružinová ocel ČSN 14 260 s mezí únavy při dynamickém namáhání  $\tau_k^* = 890 \text{ MPa}$  a modulem pružnosti ve smyku  $G = 81\,000 \text{ MPa}$ .

Jelikož je spojka uložena symetricky z obou stran hřebene, je zvolena na jednu pružinu počáteční síla  $F_{t1} = 85 \text{ N}$ , dále pak  $F_{t8} = 110 \text{ N}$ , střední průměr pružiny  $D_t = 13 \text{ mm}$ , zdvih  $h_t = 3 \text{ mm}$  a součinitel bezpečnosti  $s_p = 1,2$ .

*Tuhost pružiny:*

$$k_t = \frac{F_{t8} - F_{t1}}{h_t} = \frac{110 - 85}{3} = 8,3 \text{ N/mm} \quad 145$$

*Dovolené napětí:*

$$\tau_{Dk} = \frac{\tau_k^*}{s_p} = \frac{890}{1,2} = 742 \text{ MPa} \quad 146$$

*Průměr drátu pružiny:*

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_{t8} \cdot D_t}{\pi \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 110 \cdot 13 \cdot 1,2}{\pi \cdot 742}} = 1,8 \text{ mm} \quad 147$$

**Zvolen průměr  $d_t = 2 \text{ mm}$ .**

*Poměr vinutí:*

$$i_t = \frac{D_t}{d_t} = \frac{13}{2} = 6,5 \text{ mm} \quad 148$$

*Korekční součinitel:*

$$K_t = \frac{i_t + 0,2}{i_t - 1} = \frac{6,5 + 0,2}{6,5 - 1} = 1,2 \text{ mm} \quad 149$$

*Počet činných závitů:*

$$n_t = \frac{G \cdot d_t}{8 \cdot k_t \cdot i_t^3} = \frac{81\,000 \cdot 2}{8 \cdot 8,3 \cdot 6,5^3} = 8,9 \quad 150$$

**Zvolen počet činných závitů  $n_t = 9$ , počet závěrných závitů  $n_n = 2$  a vůle mezi závity při působení nejvyšší provozní síly rovnu  $0,1 \text{ mm}$ .**

*Výsledná tuhost:*

$$k_t = \frac{G \cdot d_t^4}{8 \cdot D_t^3 \cdot n_t} = \frac{81\,000 \cdot 2^4}{8 \cdot 13^3 \cdot 9} = 8,2 \text{ N/mm} \quad 151$$

*Deformace při působení  $F_{z8}$  :*

$$y_{t8} = \frac{F_{t8}}{k_t} = \frac{110}{8,2} = 13,4 \text{ mm} \quad 152$$

*Deformace při působení  $F_{z1}$  :*

$$y_{t1} = \frac{F_{t1}}{k_t} = \frac{85}{8,2} = 10,4 \text{ mm} \quad 153$$

*Nezatížená délka pružiny:*

$$l_{t0} = y_{t8} + 0,1 \cdot d_t \cdot n_t + d_t \cdot n_t + d_t \cdot n_n \quad 154$$
$$l_{t0} = 13,4 + 0,1 \cdot 2 \cdot 9 + 2 \cdot 9 + 2 \cdot 2 = 37,2 \text{ mm}$$

*Délka pružiny při působení  $F_{t1}$  :*

$$l_{t1} = l_{t0} - y_{t1} = 37,2 - 10,4 = 26,8 \text{ mm} \quad 155$$

*Délka pružiny při působení  $F_{z8}$  :*

$$l_{t8} = l_{t0} - y_{t8} = 37,2 - 13,4 = 23,8 \text{ mm} \quad 156$$

*Smykové napětí v pružině ve stavu 8 :*

$$\tau_{kt8} = \frac{8 \cdot F_{t8} \cdot D_t \cdot K_t}{\pi \cdot d_t^3} = \frac{8 \cdot 110 \cdot 13 \cdot 1,2}{\pi \cdot 2^3} = 555 \text{ MPa} \quad 157$$

*Výsledná bezpečnost:*

$$s_{pv3} = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{kt8}} = \frac{742}{555} = 1,3 \quad 158$$

Pro navrženou pružinu je nutné zkonstruovat zástavbový prostor, kde při maximálním stlačení bude délka pružiny 23,8 mm.

### 3. Cenové zhodnocení

Ceny nakupovaných dílů jsou brány dle katalogů. Pro vyráběné dílce je cena odhadnuta, její výše by závisela na sériovosti a technologických možnostech výrobce.

Název součásti / podsestavy	Norma	Počet kusů	Cena za kus [Kč]	Cena celkem [Kč]
Svařenec rámu	-	1	2 000	2 000
Krytování	-	1	2 300	2 300
Setrvačnick	-	1	1 900	1 900
Řemenice hnaná	-	1	890	890
Řemenice hnací	-	1	100	100
Plochý řemen TC-35ER	-	1	1 100	1 100
Elektromotor 1LE1001-1AD52	-	1	6 667	6 667
Nouzový vypínač	-	1	350	350
Spínač	-	1	250	250
Hřídel pastorku	-	1	1 300	1500
Svařenec uložení	-	1	1 500	1 500
Ozubený hřeben	-	1	6 500	6 500
Ozubené kolo	-	1	4 500	4 500
Válečkové ložisko NCF 3008 CV	-	1	2 100	2 100
Kuličkové ložisko 6308-2RZ	ČSN 02 4630	1	780	780
Pero těsné	ČSN 02 2562	4	6	24
Víčko	-	2	50	100
Nákružek spojky	-	2	250	500
Převlečka	-	2	40	80
Distanční kroužek	-	3	20	60
Blok spojky	-	2	250	500
Přítlačná lišta	-	2	150	300
Pružina spojky	-	2	30	60
Pružina hřebene	-	1	60	60
Vratná pružina	-	2	190	380
Kostka hřebene	-	1	150	150
Kovadlina	-	1	4 800	4 800
Svařenec páky	-	1	300	300
Táhlo	-	1	50	50
Opěrná kladka NATV 10-PP-A	-	2	596	1192
Svařenec konzoly	-	1	170	170
Kolo VPP 140/15R	-	2	140	280
Spojovací materiál celkem	-	-	-	300
<b>Celková cena sestavy</b>			<b>41 743 Kč</b>	

Tabulka 4 Cenové zhodnocení



## Závěr

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout horizontální štípačku dřeva, dimenzovanou na maximální sílu 30 kN, pro délku zpracovávaného materiálu 600 mm, rychlostí posuvu 0.35 m/s, která bude obsluhována v horizontální poloze a jejíž nosná konstrukce bude sestávat ze svařovaného rámu.

Pro návrh byl zvolen mechanický pohon kovadliny za pomoci pastorku a ozubeného hřebene. Jako hlavní zdroj dodávaného výkonu byl vybrán asynchronní elektromotor firmy Siemens. Vytvoření rázu, potřebného k procesu dělení materiálu, se docílí kinetickou energií rotujících setrvačných hmot naakumulovanou v setrvačnicku a řemenicích.

Při návrhu pastorku bylo nutné docílit co nejvyšších otáček při obvodové rychlosti shodnou s rychlostí posuvu. Důvodem bylo zvýšení naakumulované kinetické energie rotačního pohybu setrvačnicku a řemenice a také zmenšení převodového poměru řemenového převodu. Proto je zvoleno korigované ozubení s malým počtem zubů. Návrh potom potvrdil únosnost ozubení na ohyb, avšak ukázal sníženou životnost převodu na poškození v dotyku. Pro zvýšení životnosti bylo navrženo povlakování zubů DLC vrstvou Tribobond™ 40. Jako další opatření pro zvýšení životnosti byla navržena třecí spojka, která zmírní ráz při spuštění cyklu. Životnost celého ozubení by musela být prověřena experimentálně.

Pro transformaci výkonu a otáček mezi motorem a pastorkem byl navrhnout řemenový převod a zvolen plochý řemen firmy Habasit s označením TC-35ER. Po výpočtu jeho šíře, nutné napínací síly a zatížení, kterým působí napnutí na hřídele, byla pro tyto parametry zkontrolována únosnost převodu a správnost výsledku také ověřena výpočtem programem výrobce řemene POWER-SeleCalc.

Jako další je proveden návrh uložení celého mechanismu. Prvně jsou vypočteny reakce, navržena hřídel a provedena kontrola její dynamické únosnosti v místech vrubu. S ohledem na zatěžující síly působící v místech uložení, je zvoleno válečkové ložisko NCF 3008 CV na stranu zatíženou napínací silou od řemene a na stranu druhou kuličkové jednořadé ložisko 6308-2RZ. Konstrukce válečkového ložiska potom umožňuje posuv v axiálním směru, čímž je zabráněno vzniku přídatných pnutí z důvodu tepelných dilatací. Vazbu mezi pastorkem a hřídelí zajišťuje drážkování, přenos momentu mezi řemenicích, setrvačnickem a hřídelí potom spoj těsnými pery.

Návrh setrvačnicku je proveden tak, že jeho účinek působil ráz potřebný k rozdělení materiálu pro minimální zvolenou dráhu. Po této vzdálenosti se předpokládá, že potřebný výkon bude zajištěn pouze elektromotorem. Potřebný moment setrvačnosti zohledňuje maximální povolený skluz motoru daný výrobcem.

Vratný pohyb kovadliny je realizován tažnou pružinou, jejíž návrh si klade za cíl ubrzdit kovadlinu před jejím vyjetím z přítlačného mechanismu. Při vratném pohybu nesmí dojít ke kontaktu zubů hřebene a pastorku, toho je dosaženo tlačnou pružinou, která nadlehčuje hřeben a odtlačuje ho tak od pastorku.

Na základě výpočtů byla v programu Solid Edge ST7 zkonstruována 3D sestava štípačky, jejíž orientační cena činí 41 743 Kč. Tuto cenu by bylo možné snížit při vhodné optimalizaci stroje, která by brala v potaz možnou sériovost a zkušenosti na základě ověření funkčnosti navržené konstrukce na reálném modelu. Na funkčním modelu by bylo také nutné změřit odhadované parametry pro výpočet.

## Seznam použité literatury

- [1] *HECHT štípače* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <https://cz.hecht.cz/ponorne-pily/zahrada/stipace/>
- [2] Nastavení výšky dojezdu štípacího klínu na štípači dřeva. K-domu [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.k-domu.cz/news/nastaveni-vysky-dojezdu-stipaciho-klinu-na-stipaci-dreva/>
- [3] Návod k používání štípače na dřevo VeGA LS6 VARIO. V-GARDEN [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné také z: [http://www.v-garden.cz/files/partlisty/Navod\\_VeGA\\_LS6\\_VARIO.pdf](http://www.v-garden.cz/files/partlisty/Navod_VeGA_LS6_VARIO.pdf)
- [4] Vertikální a horizontální štípače na dřevo. ehobby [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.ehobby.cz/stipace-na-drevo>
- [5] *Mechanické štípače dřeva* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.dr-power.com/power-equipment/log-splitters-wood-cutting/>
- [6] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec, 2006 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady//Navrh\\_a\\_pevnostni\\_vypocet\\_ozubenych\\_kol.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady//Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf). Výukový text.
- [7] Povlaky Tribobond™ pro převodovky. Ionbond [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.ionbond.cz/cz/zakazkove-povlakovani/komponenty/cesky-jazyk/prevodovka/>
- [8] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-574-7.
- [9] Power Transmission Belts TC-35ER. Habasit [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://tdm.habasit.com/PDS/en-us/Power%20Transmission%20Belts/TC-35ER-en-us.PDF>
- [10] Power Transmission Belts Engineering Guide. Dostupné také z: <http://www.habasit.com/en/getToolDownloadFile.htm?DocId=7973&language=2>
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6.
- [12] Válečková ložiska, jednořadá, s plným počtem valivých těles: NCF 3008 CV. SKF [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-full-complement-cylindrical-roller-bearings/single-row-full-complement/index.html?designation=NCF%203008%20CV>
- [13] Kuličková ložiska, jednořadá: 6308-2RZ. SKF [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6308-2RZ>
- [14] SIMOTICS: nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC. Siemens [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/d81\\_1/cat\\_d-81-1\\_2013\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/d81_1/cat_d-81-1_2013_cz.pdf)

[15] Asynchronní a synchronní stroje. In: *Katedra technické a informační výchovy* [online]. [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: <http://www.kteiv.upol.cz/uploads/soubory/serafin/vseel/asynchronni%20%20a%20synchronni%20stroje.pps>

[16] Elastollan Product Rang. In: BASF [online]. [cit. 2017-05-09]. Dostupné z: [http://www.elastollan.basf.us/img/pdf/Elastollan\\_Product\\_RangeR1.pdf](http://www.elastollan.basf.us/img/pdf/Elastollan_Product_RangeR1.pdf)

[17] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-573-0.

## **Seznam příloh**

Příloha č. 1 – Katalogový list motoru

Příloha č. 2 – Výpočtová zpráva řemene

Příloha č. 3 – Výkresová dokumentace

# Přílohy

## Příloha 1 – Katalogový list motoru

# SIEMENS

### Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors



**MLFB-Ordering data:** 1LE1001-1AD52-2AA4

**Motor type:** 1AV2105D

Client order no.:

Item no.:

Order no.:

Consignment no.:

Offer no.:

Project:

Remarks:

U [V]	Δ/Y	f [Hz]	P [kW]	P [hp]	I [A]	n [1/min]	M [Nm]	NOM. EFF at ... load [%]			Power factor at ... load			I <sub>v</sub> /I <sub>n</sub>	M <sub>v</sub> /M <sub>n</sub> T <sub>v</sub> /T <sub>n</sub>	M <sub>2</sub> /M <sub>n</sub> T <sub>2</sub> /T <sub>n</sub>	IE-CL
								4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4				
230	Δ	50	1.10	- / -	6.10	695	15.0	70.8	72.3	69.6	0.65	0.56	0.44	3.2	1.4	1.9	IE2
400	Y	50	1.10	- / -	3.45	695	15.0	70.8	72.3	69.6	0.65	0.56	0.44	3.2	1.4	1.9	IE2
460	Y	60	1.27	- / -	3.30	845	14.0	75.5	76.8	74.6	0.64	0.56	0.44	3.4	1.4	1.9	IE2
460	Y	60	1.10	- / -	3.05	855	12.0	75.5	75.4	72.1	0.60	0.51	0.40	3.7	1.6	2.2	IE2
IM B3 / IM 1001		FS 100 L		25 kg		IP55		IECEN 60034		IEC, DIN, ISO, VDE, EN							

Mechanical data		Terminal box	
Sound pressure level 50Hz/60Hz (load)	60 dB(A)   63 dB(A)	Terminal box position	top
Moment of inertia	0.011 kg m <sup>2</sup>	Material of terminal box	Aluminium
Bearing DE   NDE	6206 2Z C3   6206 2Z C3	Type of terminal box	TB1 F00
Bearing lifetime	40000 h	Contact screw thread	M4
Lubricants	Esso Unirex N3	Max. cross-sectional area	4.0 mm <sup>2</sup>
Regreasing device	No	Cable diameter from ... to ...	11.0 mm - 21.0 mm
Grease nipple	- / -	Cable entry	2xM32x1,5
Type of bearing	Preloaded bearing DE	Cable gland	2 plugs
Condensate drainage holes	No	Special design	
External earthing terminal	No		
Vibration class	A		
Insulation	155(F) to 130(B)		
Duty type	S1		
Direction of rotation	bidirectional		
Frame material	aluminum		
Data of anti condensation heating	- / -		
Coating	Standard paint finish C2		
Color	RAL7030		
Motor protection	(A) without (Standard)	Special design	
Method of cooling	IC411 - self ventilated, surface cooled		
Environmental conditions			
Ambient temperature	-20 °C - +40 °C		
Altitude above sea level	1000 m		

**POWER-SeleCalc****Company****Project**

Contact

**Application**

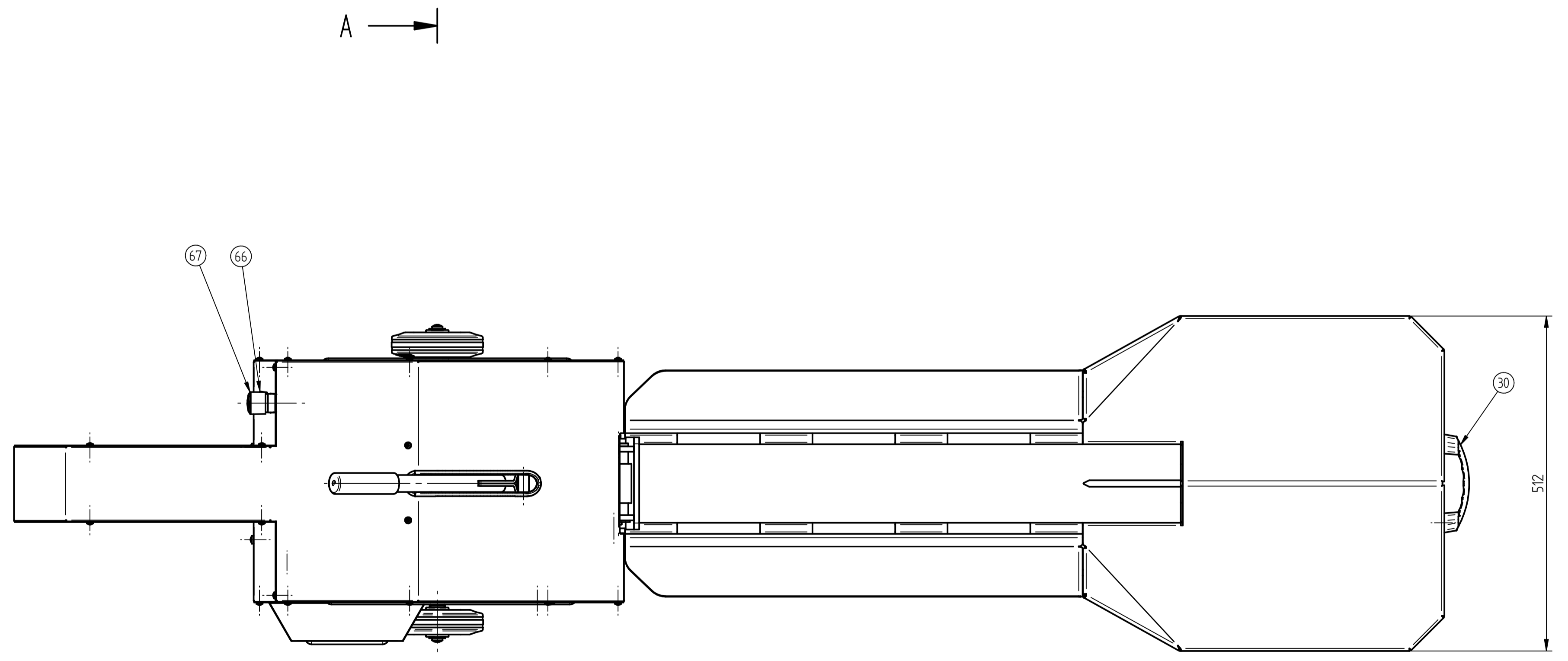
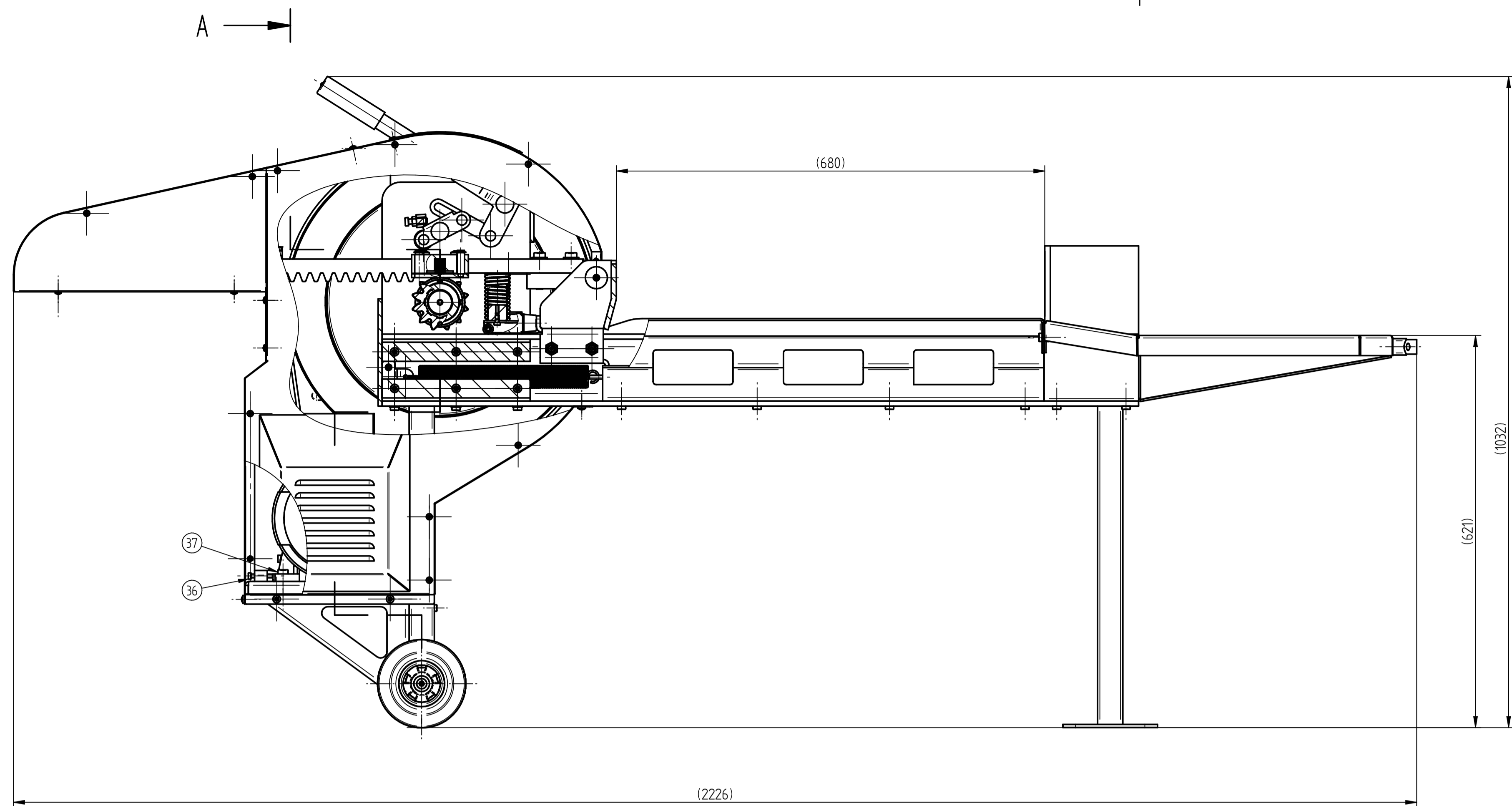
1.01	Belt type	TC-35ER
1.02	Configuration	Single stage drive
1.03	Power to be transmitted	1.1 kW
1.04	Service factor	1.1 -
1.06	Diameter of driving pulley	60 mm
1.08	RPM of driving pulley	695 1/min
1.09	Diameter of driven pulley	486.6 mm
1.13	Temperature range	0 - 35 °C
1.14	Belt width	30 mm
1.15	Initial elongation (optional input)	1.50 %

**Calculations**

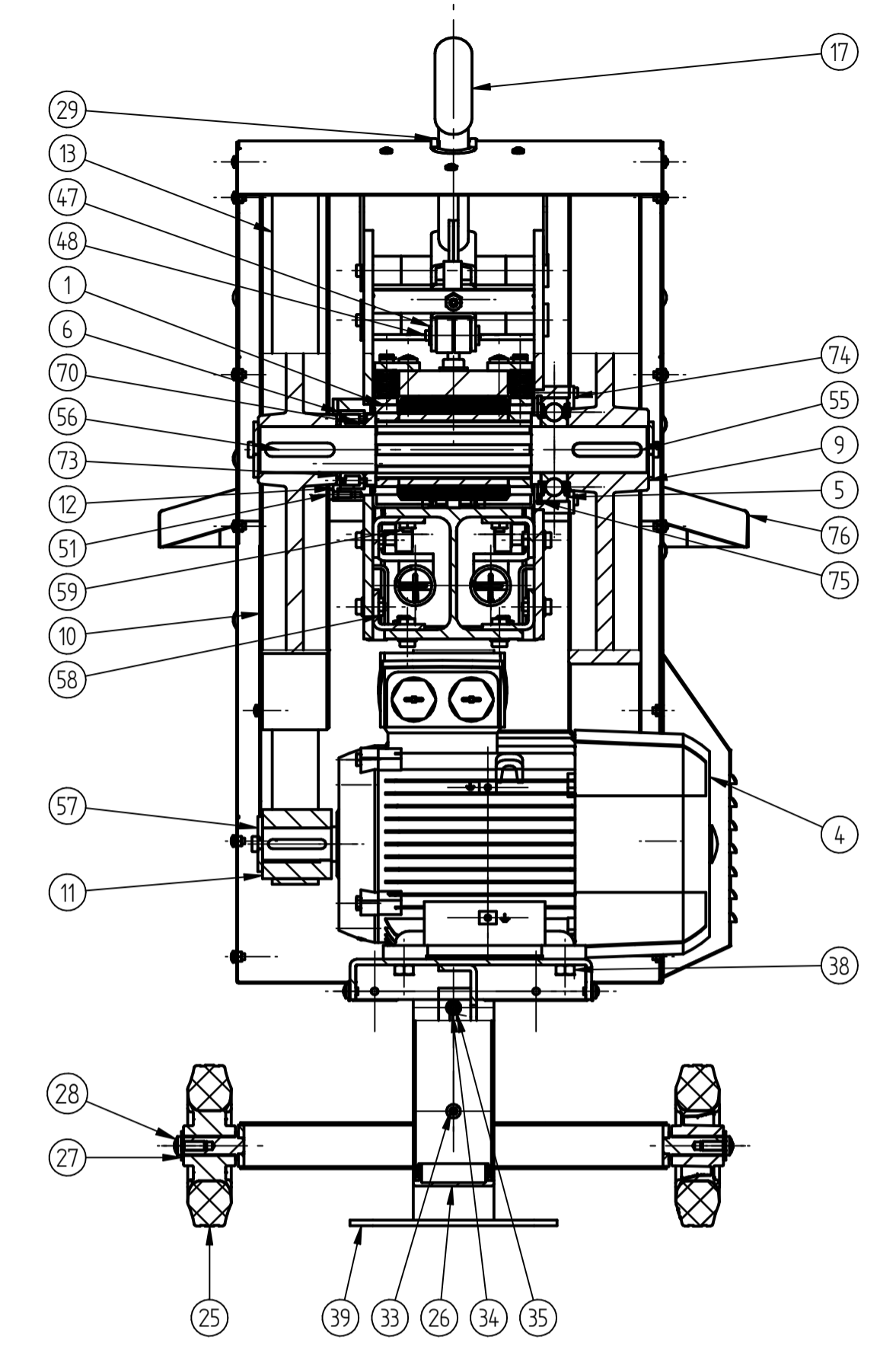
2.01	Selected belt width	30 mm
2.02	Effective belt length	1751 mm
2.03	Initial elongation	1.5 %
2.04	Required take-up	16 mm
2.06	Maximal dynamic shaft load (driving pulley)	1377 N
2.07	Maximal dynamic shaft load (driven pulley)	1377 N
2.09	RPM's of driven pulley	89 1/min
2.10	Maximal static shaft load (driving pulley)	1342 N
2.11	Maximal static shaft load (driven pulley)	1342 N

**Additional Data**

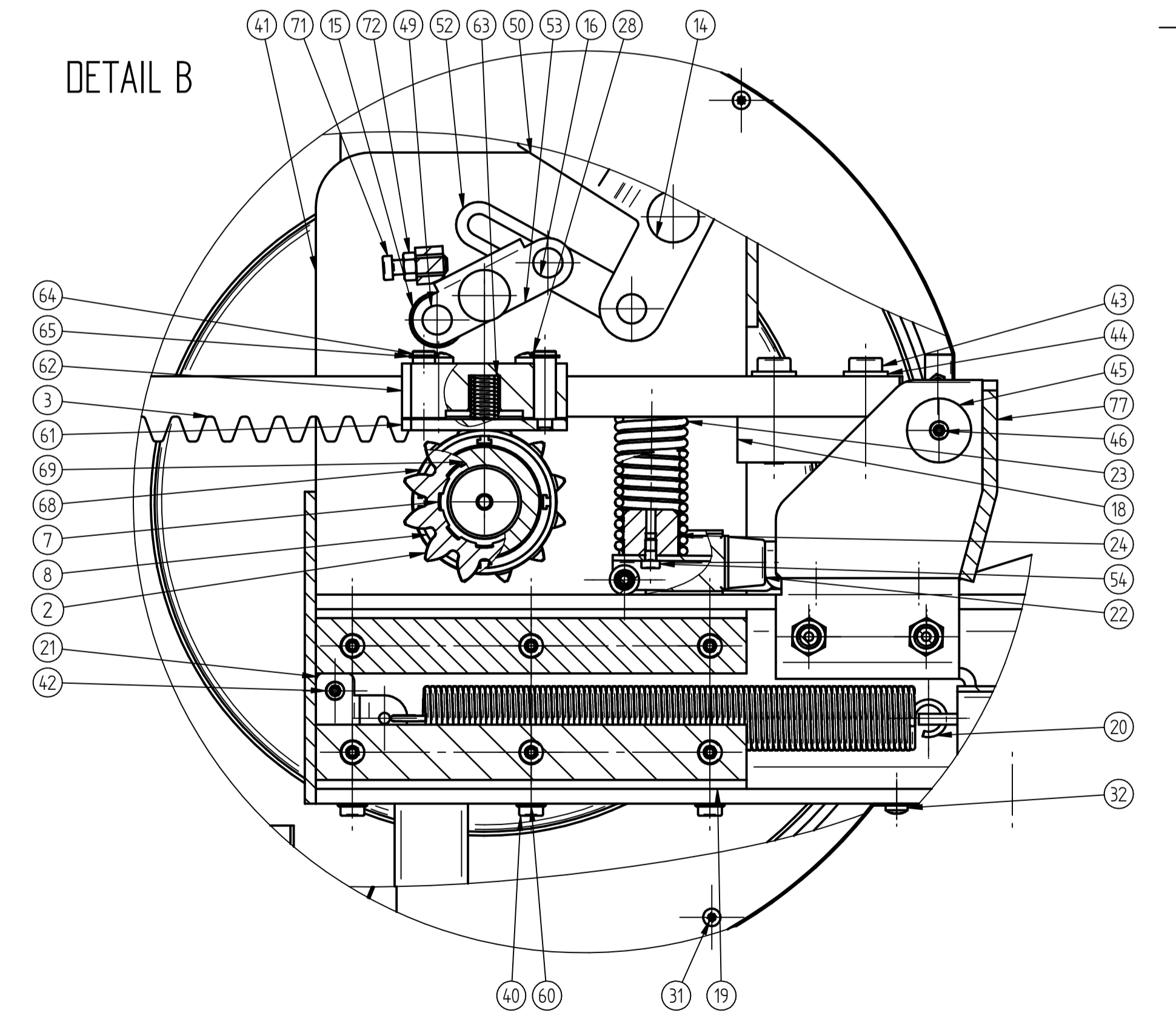
3.01	Required belt width	28 mm
3.02	Geometrical belt length	1743 mm
3.03	Shortened belt length	1725 mm
3.04	Expected RPM of driven pulley (considering belt creep)	88 1/min
3.05	Belt speed	2.3 m/s
3.06	Elongation by centrifugal force	0.00 %
3.07	Bending elongation	0 %
3.08	Elongation in the tight side (without centrifugal force)	2.01 %
3.09	Elongation in the slack side (without centrifugal force)	0.98 %
3.10	Maximal elongation	2.01 %
3.11	Elongation in the slack side	0.99 %
3.12	Peripheral force with temperature correction	532 N
3.13	Arc of contact (smallest value)	112 °
3.14	Tensile force in the tight side	1087 N
3.15	Tensile force in the slack side	532 N
3.16	Minimal allowed pulley diameter (considering minimal ambient temperature)	50 mm
3.17	Recommended height of crown of driving pulley	0.2 mm
3.18	Recommended height of crown of driven pulley	0.6 mm
3.19	Center distance	381 mm



ŘEZ A-A



DETAIL B



Rozm.-Polot.		c)		Mater.		Tr. odp.		PŘESNOST	
		b)		kg   Hr.   hm.		kg		TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
		a)						PROMĚTÁNÍ	
Měřítko	Změna	Datum	Index	Podpis	 <b>ŠTÍPAČKA</b>				
1:5	Pozn.	Návrh	HĎRAK	MICHAL					
Č. sestavy	Č. seznamu	Technolog	Normaliz.	Schválil	Typ Čís. výřezu BP-FS-01-00-00-00				
Starý výkr.	Nový výkr.	Datum	14.5.2017	List 1/2					

SOLID EDGE HOME USE



1	2	3	4	
ODK.	NÁZEV SOUČÁSTI	ČÍSLO DÍLU	POLOTOVAR / MATERIÁL	MN.
A 1	ČEP 4	BP-FS-01-01-00-00	KR 30h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 12 060	1
2	PASTOREK	BP-FS-01-57-00-00	KR 95h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 16 343	1
3	HŘEBEN	BP-FS-01-03-00-00	TYČ PLOCHÁ 100 x 40 Z ČSN 42 5522.01 / ČSN 16 343	1
B 4	POHON 1LE1001-1AD52-2AA4_3D	BP-FS-01-04-00-00	-	1
5	LOŽISKO 6308-2RZ	BP-FS-01-05-00-00	-	1
6	LOŽISKO NCF 3008 CV	BP-FS-01-51-00-00	-	1
7	HŘÍDEL	BP-FS-01-06-00-00	KR 52h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 12 061	1
C 8	DISTNČNÍ KROUŽEK	BP-FS-01-07-00-00	KR 75h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 11 109	2
9	SETRVAČNÍK	BP-FS-01-08-00-00	KR 500h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 42 2415	1
10	ŘEMENICE HNANÁ	BP-FS-01-09-00-00	KR 500h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 42 2415	1
11	ŘEMENICE HNACÍ	BP-FS-01-10-00-00	KR 65h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 11 523	1
D 12	VÍČKO 1	BP-FS-01-11-00-00	KR 90h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 11 109	1
13	ŘEMEN	BP-FS-01-12-00-00	-	1
14	ČEP 1	BP-FS-01-13-00-00	KR 30h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 12 061	2
15	LOŽISKO NATV 10	BP-FS-01-14-00-00	-	2
16	ČEP 2	BP-FS-01-15-00-00	KR 20h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 16 343	2
E 17	PŘEVLEČKA	BP-FS-01-16-00-00	-	1
18	KOSTKA	BP-FS-01-17-00-00	TYČ PLOCHÁ 70 x 50 Z ČSN 42 5522.01 / ČSN 11 523	1

Změna		Datum	Index	Podpisy
Měřtko	Pozn.	Navrhl	HORAK	MICHAL
N		Kreslil	HORAK	MICHAL
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		
Č.sestavy		Normaliz.		
Starý výkr.		Schválil		
Nový výkr.		Datum	14.5.2017	



TU v Liberci

Název

ŠTÍPAČKA

Typ

čís.výkre su

BP-FS-01-00-00-00

List 2/5

SOLID EDGE HOME USE

1

2

3

4

1	2	3	4	
ODK.	NÁZEV SOUČÁSTI	ČÍSLO DÍLU	POLOTOVAR / MATERIÁL	MN.
19	L PROFIL	BP-FS-01-18-00-00	P5 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	4
20	VRATNÁ PRUŽINA	BP-FS-01-19-00-00	KR 3 - 9100 / ČSN 14 260	2
21	DRŽÁK PRUŽINY	BP-FS-01-20-00-00	P4 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	2
22	SILENTBLOK E	BP-FS-01-21-00-00	-	2
23	PRUŽINA HŘEBENE	BP-FS-01-22-00-00	KR 3 - 9100 / ČSN 14 260	1
24	DRŽÁK	BP-FS-01-23-00-00	KR 30h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 11 109	1
25	KOLO	BP-FS-01-24-00-00	-	2
26	ZÁTKA	BP-FS-01-25-00-00	-	1
27	PODLOŽKA	BP-FS-01-26-00-00	P2 - 2000 x 1000 ČSN 42 5301.21 / ČSN 11 373.1	2
28	ŠROUB - ISO 7045 M8x20 Z	BP-FS-01-58-00-00	-	6
29	PRYŽOVÝ PROFIL U	BP-FS-01-28-00-00	-	1
30	MADLO	BP-FS-01-29-00-00	-	1
31	ŠROUB ISO 7045 M5x8 Z	BP-FS-01-59-00-00	-	33
32	ŠROUB - ISO 7045 M6x8Z	BP-FS-01-60-00-00	-	10
33	ŠROUB - ISO 4762 M6x60	BP-FS-01-61-00-00	-	2
34	PODLOŽKA - DIN 125 6	BP-FS-01-62-00-00	-	2
35	MATICE - ISO 4032 M6	BP-FS-01-63-00-00	-	4
36	ŠROUB - ISO 4762 M6x35	BP-FS-01-64-00-00	-	2
37	ŠROUB - ISO 4762 M10x25	BP-FS-01-65-00-00	-	4
38	MATICE - ISO 4032 M10	BP-FS-01-66-00-00	-	4
39	RÁM	BP-FS-01-30-00-00	SESTAVA	1
40	ŠROUB - ISO 4762 M8x20	BP-FS-01-67-00-00	-	35
41	ZÁKLADNA	BP-FS-01-68-00-00	SESTAVA	1
42	ŠROUB - ISO 4762 M6x20	BP-FS-01-69-00-00	-	2

Změna		Datum	Index	Podpisy
Měřtko	Pozn.	Navrhl	HORAK MICHAL	Název <b>ŠTÍPAČKA</b>
N		Kreslil	HORAK MICHAL	
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		Typ
Č.sestavy		Normaliz.		čís.výkre su
Starý výkr.		Schválil		BP-FS-01-00-00-00
Nový výkr.		Datum	14.5.2017	



TU v Liberci

ŠTÍPAČKA

čís.výkre su

BP-FS-01-00-00-00

List 3/5

SOLID GEOMETRIE

1

2

3

4

1	2	3	4	
ODK.	NÁZEV SOUČÁSTI	ČÍSLO DÍLU	POLOTOVAR / MATERIÁL	MN.
43	ŠROUB - ISO 4762 M12x50	BP-FS-01-70-00-00	-	2
44	PODLOŽKA - DIN 125 12	BP-FS-01-71-00-00	-	2
45	PODLOŽKA 2	BP-FS-01-32-00-00	P4 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	3
46	ŠROUB - ISO 4762 M6x16	BP-FS-01-72-00-00	-	3
47	PODLOŽKA 3	BP-FS-01-32-00-00	P4 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	3
48	ŠROUB - ISO 4762 M5x10	BP-FS-01-73-00-00	-	3
49	ČEP 3	BP-FS-01-34-00-00	KR 50h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 12 061	1
50	PÁKA	BP-FS-01-35-00-00	SESTAVA	1
51	ŠROUB - ISO 4762 M5x16	BP-FS-01-74-00-00	-	10
52	TÁHLO	BP-FS-01-36-00-00	SESTAVA	1
53	KONZOLA	BP-FS-01-37-00-00	SESTAVA	1
54	ŠROUB - ISO 4762 M6x12	BP-FS-01-75-00-00	-	1
55	PERO 12e7 x 8 x 45 ČSN 02 2562	BP-FS-01-38-00-00		3
57	PODLOŽKA 4	BP-FS-01-40-00-00	P4 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	3
58	MATICE - BN 201 M8	BP-FS-01-41-00-00	-	24
59	ŠROUB ISO 7046 M8x20 H	BP-FS-01-76-00-00	-	6
60	PODLOŽKA - DIN 125 8	BP-FS-01-45-00-00	-	18
61	PŘÍTLAČNÁ LIŠTA	BP-FS-01-42-00-00	P6 - 2000 x 1000 ČSN 42 5310.11 / ČSN 11 375	2
62	VEDENÍ	BP-FS-01-43-00-00	TYČ PLOCHÁ 90 x 30 Z ČSN 42 5522.01 / ČSN 11 523.0	2
63	PRUŽINA SPOJKY	BP-FS-01-44-00-00	KR 2 - 520 ČSN 14 260	2
64	ČEP 5	BP-FS-01-39-00-00	KR 15h11 ČSN 42 6510.12 / ČSN 12 061	4
65	TŘMEN 8 - DIN 6799	BP-FS-01-46-00-00	-	4

Změna		Datum	Index	Podpisy
Měřítka	Pozn.	Navrhl	HORAK	MICHAL
N		Kreslil	HORAK	MICHAL
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		
Č.sestavy		Normaliz.		
Starý výkr.		Schválil		
Nový výkr.		Datum	14.5.2017	



TU v Liberci

Název  
ŠTÍPAČKA

Typ

čís.výkre su

BP-FS-01-00-00-00

List 4/5

SOLID GEOMETRIE

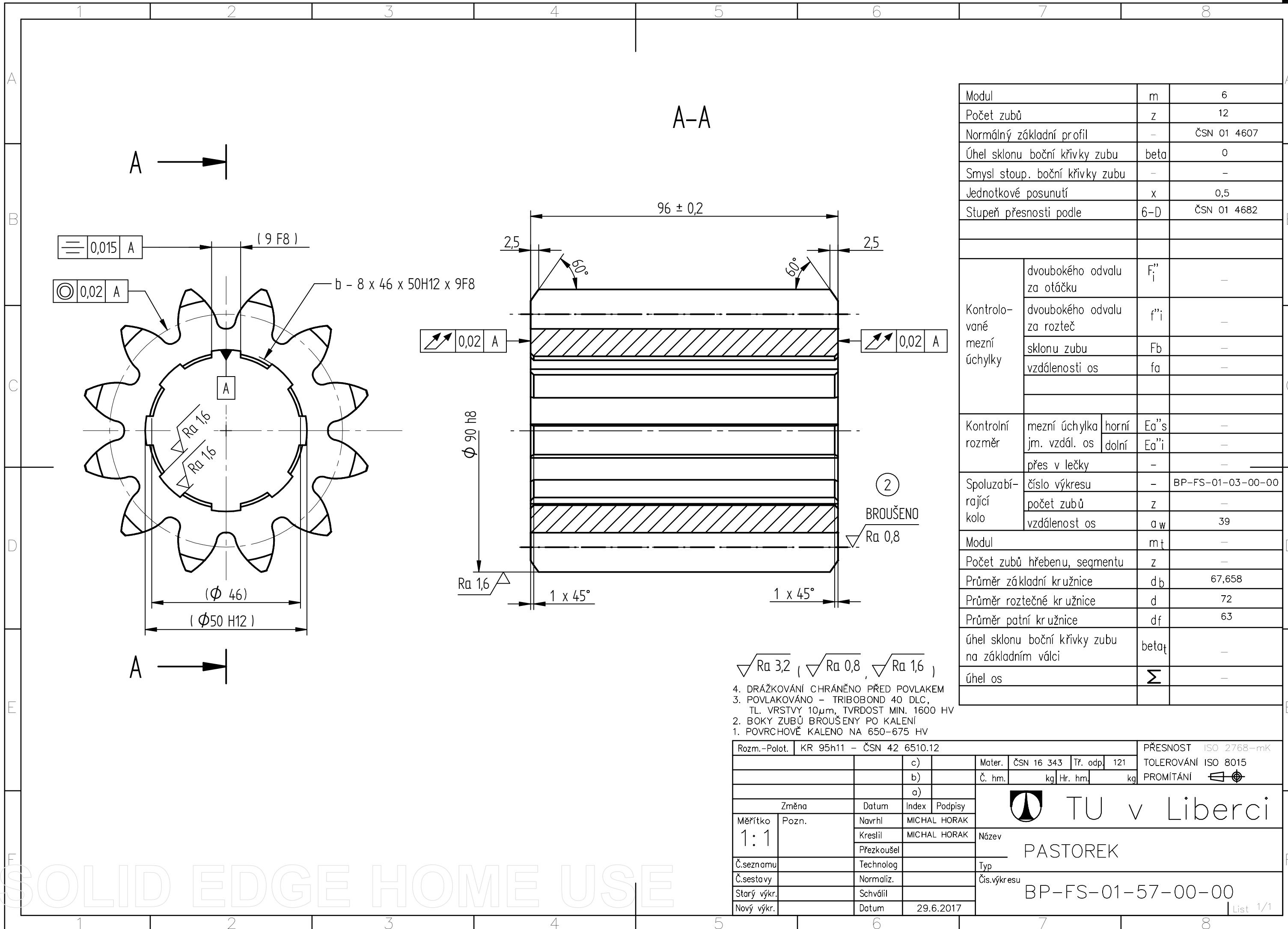
1

2

3

4





Modul	m	6		
Počet zubů	z	12		
Normální základní profil	-	ČSN 01 4607		
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	0		
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	-		
Jednotkové posunutí	x	0,5		
Stupeň přesnosti podle	6-D	ČSN 01 4682		
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	$F_i''$	-	
	dvoubokého odvalu za rozteč	$f_i''$	-	
	sklonu zubu	$F_b$	-	
	vzdálenosti os	$f_a$	-	
Kontrolní rozměr	mezní úchytky jm. vzdál. os	horní	$E_d''s$	-
		dolní	$E_d''i$	-
	přes v lečky	-	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-FS-01-03-00-00	
	počet zubů	z	-	
	vzdálenost os	$a_w$	39	
Modul	$m_t$	-		
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-		
Průměr základní kružnice	$d_b$	67,658		
Průměr roztečné kružnice	d	72		
Průměr patní kružnice	$d_f$	63		
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	$beta_t$	-		
úhel os	$\Sigma$	-		

$\sqrt{Ra 3,2}$  (  $\sqrt{Ra 0,8}$  ,  $\sqrt{Ra 1,6}$  )

4. DRAŽKOVÁNÍ CHRÁNĚNO PŘED POVLAKEM
3. POVLAKOVÁNÍ - TRIBOBOND 40 DLC, TL. VRSTVY 10 $\mu$ m, TVRDOST MIN. 1600 HV
2. BOKY ZUBŮ BROUŠENY PO KALENÍ
1. POVRCHOVĚ KALENO NA 650-675 HV

Rozm.-Polot.	KR 95h11 - ČSN 42 6510.12	PŘESNOST	ISO 2768-mK
		TOLEROVÁNÍ	ISO 8015
		PROMÍTÁNÍ	
		Mater.	ČSN 16 343 Tř. odp. 121
		Č. hm.	kg Hr. hm. kg
Změna	Datum	Index	Podpisy
Měřítko	Pozn.	Navrhl	MICHAL HORAK
1:1		Kreslil	MICHAL HORAK
Č.seznamu	Technolog	Přezkoušel	
Č.sestavy	Normaliz.	Typ	Název
Starý výkr.	Schválil	Čís.výkresu	PASTOREK
Nový výkr.	Datum		BP-FS-01-57-00-00
	29.6.2017		List 1/1

SOLID EDGE HOME USE

