



Bakalářská práce

Návrh pohonu dopravníku tavící pece

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Viktor Plánička

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů

Liberec 2023



Zadání bakalářské práce

Návrh pohonu dopravníku tavicí pece

Jméno a příjmení:

Viktor Plánička

Osobní číslo:

S20000189

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Zadávající katedra:

Katedra částí a mechanismů strojů

Akademický rok:

2022/2023

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon dopravníku pro dopravu ingotů do tavicí pece o výkonu pohonu 1,8kW výstupními otáčkami 64 ot/min s možností reverzace otáček.

Obsah bakalářské práce:

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Ekonomické zhodnocení
6. Závěrečné zhodnocení

Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby –několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola –Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 –Ozubená kola –Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK-Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Lepšík, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 1. prosince 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 31. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. prosince 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Název Práce

Návrh pohonu dopravníku tavicí pece

Anotace

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením pohonu dopravníku tavicí pece. Pohon dopravníku má za úkol zvednutí jímky s materiálem do ústí tavicí pece. V teoretické části je provedena rešerše současného řešení v praxi a následný nový konstrukční návrh převodovky pro dosažení vyšší efektivity docílené hlavně planetovým převodem, které se hodí pro užití v případě vysokých převodových čísel. V praktické části práce, jsou výpočty jednotlivých konstrukčních prvků nově navrženého pohonu, sestavení modelu sestavy v softwaru Autodesk Inventor 2023 Professional a následné zhodnocení a porovnání nově navrženého pohonu s pohonem v praxi.

Klíčová slova

pohon dopravníku, převodovka, čelní ozubení se šikmými zuby, planetový převod

Title

Design of a conveyor drive for a melting furnace

Annotation

The bachelor's thesis deals with the design solution of the conveyor drive of a melting furnace. The main purpose of this conveyor drive is to lift the hopper with the material into the mouth of a melting furnace. In the theoretical part, research of the current solution in practice is carried out and a subsequent new construction design of the gearbox is carried out to achieve higher efficiency mainly by a planetary gear, which is suitable for use in a case of high gear ratios. In the practical part of the bachelor's thesis, there are calculations of individual structural elements of the newly designed drive, construction of the assembly model in Autodesk Inventor 2023 Professional software and a subsequent evaluation and comparison of the newly designed drive with the drive in practice.

Keywords

Conveyor drive, gearbox, helical gear, planetary gear

Poděkování

Chtěl bych především poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za nápomocnost, trpělivost a vstřícnost při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat svým spolužákům, rodině a blízkým přátelům za jejich podporu během studia.

Obsah

Seznam použitých zkratk	10
Seznam použitých symbolů	11
1 Úvod	13
2 Současné způsoby řešení	14
2.1 Současné způsoby řešení v praxi.....	15
2.2 Konstrukční uspořádání převodovek pro pohon dopravníku tavicí pece.....	16
3 Průzkum potenciálního řešení	18
3.1 Řetězové převody.....	18
3.2 Čelní soukolí	19
3.3 Čelní soukolí se šikmými zuby	19
3.4 Planetové soukolí	20
3.5 Souhrn návrhu potenciálního řešení	21
3.6 Spuštění do provozu.....	21
4 Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy	23
4.1 Model převodovky	23
4.2 Představení návrhu převodové skříně	24
4.3 Výkresová dokumentace	25
4.4 Upevnění skříně	25
4.5 Montážní diagram	26
5 Konstrukční návrh pohonu	28
5.1 Představení zvoleného elektromotoru	29
5.2 Návrh řetězu.....	30
5.3 Výkony a celkový převodový poměr	31
5.4 Soukolí 1-2.....	32
5.4.1 Geometrické parametry K1.....	33
5.4.2 Geometrické parametry K2.....	35
5.5 Planetové soukolí	36
5.5.1 Úhlové rychlosti.....	38
5.5.2 Mechanická účinnost	38
5.5.3 Silové poměry planetových soukolí.....	39
5.5.4 Geometrické parametry planetového soukolí	40
5.6 Dimenzování hřídelů	41
5.6.1 Hřídel 1	41

5.6.2	Hřídel 2	43
5.6.3	Hřídel 3	44
5.6.4	Pevnostní kontrola hřídelů	45
5.7	Provozní schopnost ozubeného soukolí	47
5.8	Návrh ložisek	47
5.9	Návrh pevnostních spojů hřídelů a náboje	48
6	Ekonomické zhodnocení	49
7	Závěr	50
8	Seznam obrázků	
9	Seznam použité literatury	
10	Seznam příloh	

Seznam použitých zkratek

Označení	Název zkratky
3D	Trojrozměrný
C	Centrální kolo
DGS	DGS Druckguss Systeme Liberec s.r.o.
H1	Hřídel 1
H2	Hřídel 2
H3	Hřídel 3
K	Korunové kolo
K1	Kolo 1 - čelní ozubení se šikmými zuby
K2	Kolo 2 - čelní ozubení se šikmými zuby
S	Satelit
U	Unašeč

Seznam použitých symbolů

Označení	Název symbolů	Jednotky
a_i	Osová vzdálenost	[mm]
a_{Hi}	Vzdálenost na hřídeli	[mm]
b_i	Tloušťka ozubeného kola	[mm]
b_{Hi}	Vzdálenost na hřídeli	[mm]
c_{Hi}	Vzdálenost na hřídeli	[mm]
d_i	Průměr	[mm]
e_z	Tloušťka zubové mezery	[mm]
F_0	Užitná síla řetězu	[N]
F_{a_i}	Axiální síla	[N]
F_{ct}	Odstředivá síla řetězu	[N]
F_{n_i}	Normálová síla	[N]
F_{pt}	Síla k přetržení řetězu	[N]
F_{r_i}	Radiální síla	[N]
F_{t_i}	Obvodová síla (tečná)	[N]
F_{V_0}	Celková síla v řetězu	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m*s ⁻²]
h_{a_i}	Výška hlavy zubu	[mm]
h_{f_i}	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodové číslo	-
i_c	Celkové převodové číslo	-
j	Počet článků řetězu	-
k_i	Součinitel bezpečnosti	-
l	Délka ložiska	[mm]
L_{h10}	Trvanlivost ložiska	[hod]
M_{k_i}	Krouticí moment na hřídeli 1	[Nm]
m_{max}	Maximální nosnost	[kg]
m_n	Normálový modul	[mm]
n_i	Otáčky hřídele	[ot*min ⁻¹]
p_d	Dovolený tlak	[MPa]
p_p	Tlak ve stykové ploše pera	[MPa]
P_{pv}	Požadovaný výkon na vstupu	[W]
$p_{ř}$	Rozteč článků řetězu	[mm]
P_v	Výkon na výstupu	[W]
p_z	Rozteč zubů	[mm]
q	Hmotnost jednotkové dílky řetězu	[kg*m ⁻¹]
r	Poloměr	[mm]
r_{a_i}	Poloměr hlavové kružnice	[mm]
r_{b_i}	Poloměr základní kružnice	[mm]
r_{f_i}	Poloměr patní kružnice	[mm]
r_i	Poloměr	[mm]
R_i	Reakce	[N]

s	Počet satelitů	-
S	Plocha	[mm ²]
S_F	Součinitel bezpečnosti v ohybu	-
S_{Fst}	Statická bezpečnost v ohybu	-
S_H	Součinitel bezpečnosti v dotyku	-
S_{Hst}	Statická bezpečnost v dotyku	-
s_z	Tloušťka zubu	[mm]
v_1	Obvodová rychlost řetězového kola	[m*s ⁻¹]
w_k	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
w_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
z_i	Počet zubů	-
α_n	Tlakový úhel	[°]
β	Úhel šikmého ozubení	[°]
ε	Součinitel trvání záběru	-
η_{os}	Mechanická účinnost ozub. soukolí	-
η_{ps}	Mechanická účinnost planet. soukolí	-
$\eta_{ř}$	Mechanická účinnost řetězového soukolí	-
σ_{co}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{ko}	Velikost napětí na mezi kluzu v ohybu	[MPa]
σ_{omax}	Maximální napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
τ_{kk}	Velikost napětí na mezi kluzu v krutu	[MPa]
τ_{kmax}	Maximální napětí v krutu	[MPa]
ψ	Koeficient evolventy zubu	-
ω	Úhlová rychlost	[rad*s ⁻¹]

1 Úvod

Tématem této bakalářské práce je návrh pohonu dopravníku ingotů do ústí tavicí pece s označením MH II(RD) – T 3000/2000 G-eg, používané ve firmě DGS Druckguss Systeme Liberec s.r.o. (dále pouze DGS). Tato firma se zaměřuje zejména na tlakové lití, tepelné zpracování, obrábění a montáž dílů z lehkých slitin hliníku a magnézia. Tyto díly se používají zejména v automobilovém průmyslu od karosářských strukturálních dílů, převodových skříní, dílů řízení a interiéru.

Během praxe ve firmě došlo k porouchání stávajícího pohonu dopravníku. Tato problematika mne přivedla k myšlence odhalení nedostatků stávajícího řešení a následného provedení vlastního konstrukčního návrhu pohonu dopravníku.

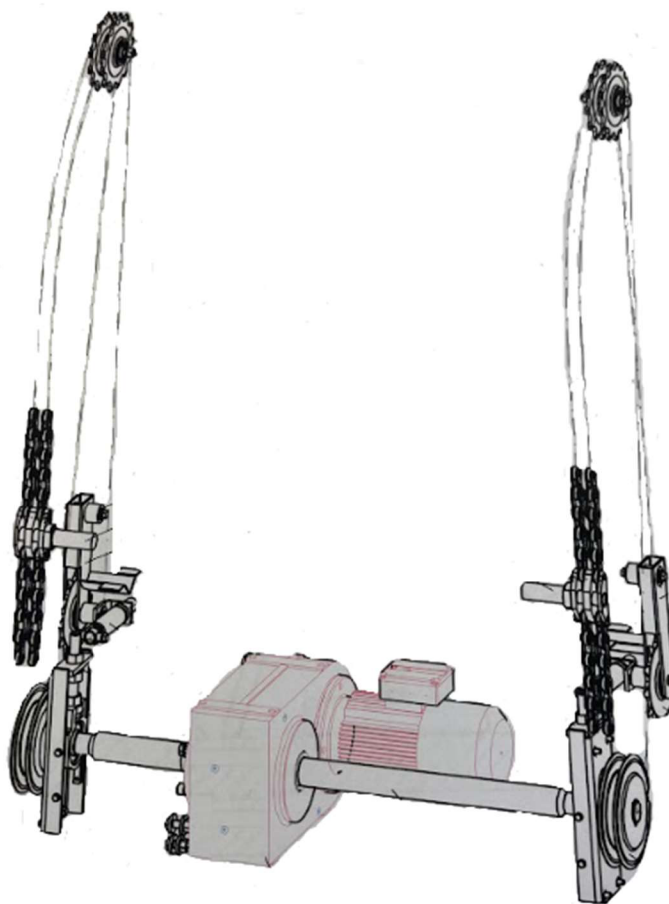
V první části bakalářské práce byla nejprve provedena rešerše současného řešení pohonu, byly odhaleny možné nedostatky, vyjasněny požadované provozní vlastnosti pohonu a na základě poznatků bylo implementováno nové konstrukční řešení.

Druhá část se zabývala výpočtem konstrukčního návrhu pohonu, s ohledem na požadované vlastnosti, vytvoření 3D modelu v CAD systému Inventor. Byl navržen postup montáže a ekonomického zhodnocení. Proběhlo porovnání současného a navrženého konstrukčního řešení.

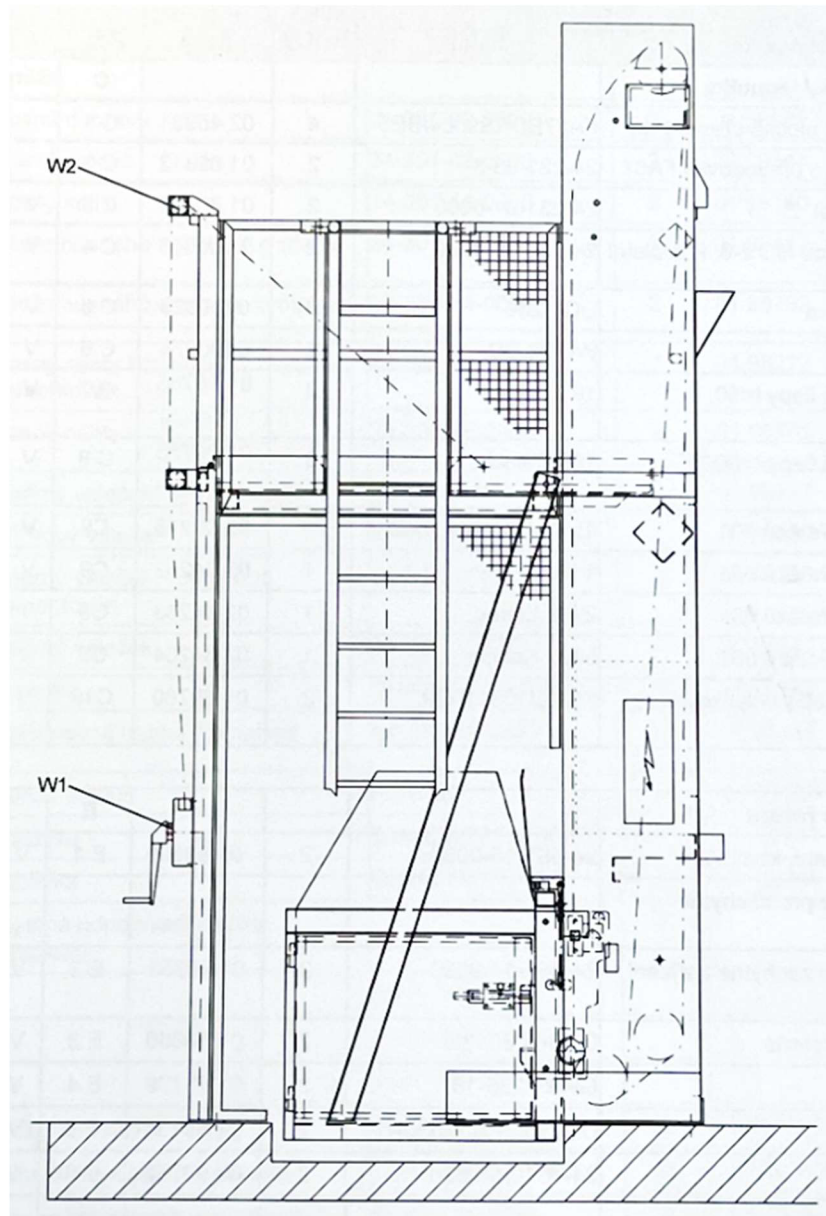
Cílem práce je tedy vytvoření nového konstrukčního řešení pohonu o výkonu 1,8kW a výstupními otáčky 64 otáček za minutu s možností reverzace. Zároveň se autor snaží docílit návrhu dosahující vyšší efektivnosti než současný pohon, kde jako jeden z hlavních parametrů bude delší životnost zařízení, neboť současné řešení se porouchalo po 4 letech od uvedení do provozu. To je pro slévárenský průmysl velmi malá životnost.

2 Současné způsoby řešení

Pro současné řešení využívá firma DGS pohon pořízený od firmy SEW-EURODRIVE CZ s.r.o. Tento pohon se dodává jako soustava skládající se z elektromotoru a ploché převodovky. Elektromotor zde vytváří kroutící moment přenesený pomocí převodovky na hřídel s řetězovými koly. Na řetězech je upínací jednotka, zajišťující uchycení koše pro ingoty, zvedající dávku materiálu do ústí pece. Následnou reverzací motoru dojde ke zpětnému chodu a vrácení koše do původní polohy. Poté je koš připravený pro další dávku a celý proces se opakuje. Na obrázku 1 je znázornění stávajícího řešení a konstrukčního uspořádání prvků pohonu dopravníku. Konkrétní součásti dodávané sestavy jsou jednotlivě rozebrány v kapitolách 2.1 a 2.2. Tavicí pec, pro kterou je tento dopravník používán, má označení MH II(RD) – T 3000/2000 G-eg. Z označení vyplývá, že její kapacita činí 3000 kg a je schopna roztavit 2000 kg materiálu za hodinu. Materiál, využívaný pro výrobu dílů ve firmě je převážně slitina hliníku nebo slitina magnézia. [interní materiál firmy]



Obrázek 1: Současné konstrukční řešení pohonu dopravníku [interní materiál firmy]



Obrázek 2: Sestava dopravníku, boční pohled [interní materiál firmy]

2.1 Současné způsoby řešení v praxi

Motor používaný ve firmě DGS s označením **DRN100LS4** je třífázový motor v patkovém provedení. Třífázové asynchronní motory patří mezi ty nejrozšířenější elektromotory na světě. Skládají se ze dvou hlavních částí, kterými je stator a rotor. Stator (pevná část) je složen z klece s drážkami a vinutím statoru, kde pomocí průchodu střídavého trojfázového proudu dojde k vytvoření točivého magnetického pole a napětí ve vinutí rotoru (pohyblivá část). Tehdy dojde ke vzniku magnetického toku, které začne vyvolávat silové působení na rotor a tím i otáčení rotoru. Toto magnetické pole nazýváme jako tzv. točivé pole.

Podrobnější znázornění, jednotlivých součástí elektromotoru je v Příloze č. 1. V tabulce č. 1 jsou sepsány hlavní parametry elektromotoru. Zbylé parametry jsou dostupné v katalogu výrobce, pro přehlednost dostupné v Příloze č. 2.

Tabulka 1: Parametry elektromotoru v praxi

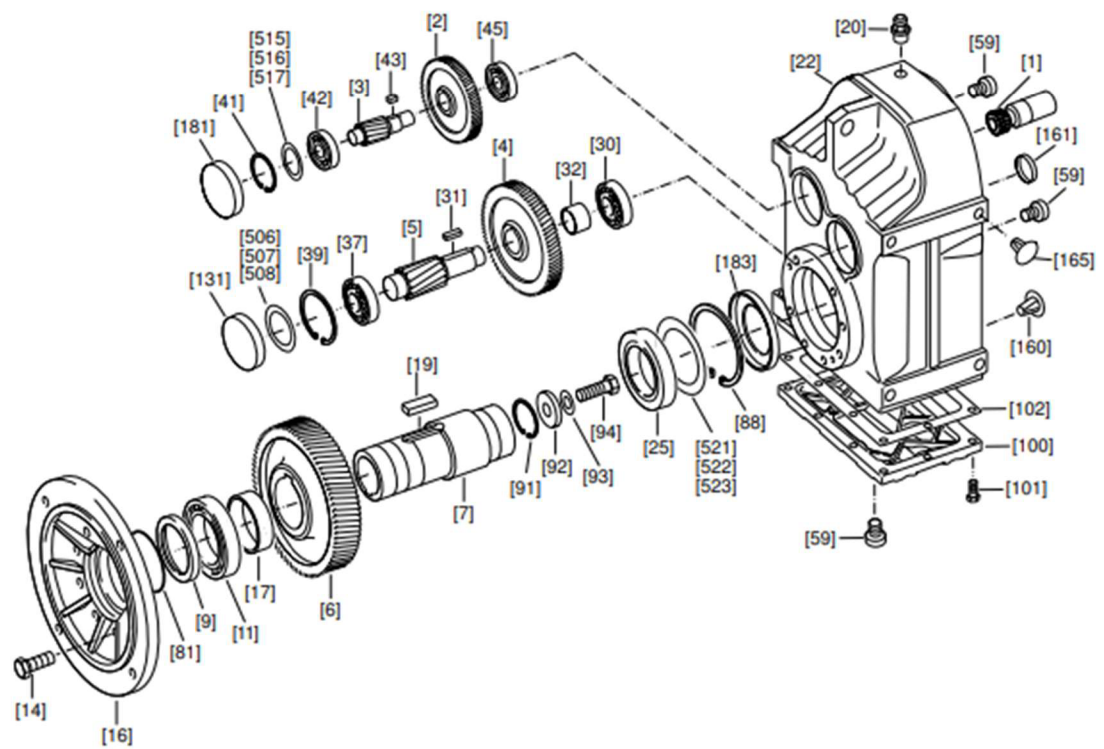
Hmotnost [kg]	Výkon [kW]	Otáčky [ot/min]	Točivý moment [Nm]	Proud [A]	Napětí [V]	Kostra	Ø Hřídele [mm]
32,8	2,2	1450	55	8,60/4,95	230/400	Hliník	28 mm

K upevnění motoru s patkami se využívají šrouby s odpovídající pevnostní třídou 8.8 až maximálně 10.9.

2.2 Konstrukční uspořádání převodovek pro pohon dopravníku tavící pece

Plochá převodovka je svojí konstrukcí vhodná pro omezené prostorové podmínky, kde různá konstrukční uspořádání umožňují široké uplatnění i v prostředí s podmínkami pro obtížnou montáž.

Tato plochá převodovka využívá pro přenos kroutícího momentu z elektromotoru na výstupní hřídel 3 soukolí, která jsou tvořena čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Tím je zajištěná relativní jednoduchost montáže převodové skříně, avšak samotnou montáž převodovky do soustavy ztěžuje konstrukční uspořádání v sestavě, neboť výstupní hřídel není orientována pouze jedním směrem. Převodovka je upevněna uprostřed hřídele, výstup je tedy v jedné ose orientovaný na obě strany. Toto řešení je nejefektivnější, protože pokud by byla převodovka ustavena na kraji hřídele, docházelo by tím ke značně větším ohybovým momentům na hřídeli. Výhoda této převodovky je její normalizace v katalogu, tím je zajištěna možnost sériové výroby, a tedy menších nákladů na výrobu. Tato převodovka má pro pohon dopravníku i svoje nevýhody, a to že není navržena pro konkrétní řešení. Tím může vznikat neefektivita, při které není využitý plný potenciál konstrukčního řešení. Konstrukční uspořádání ploché převodovky z praxe je znázorněno na obrázku č. 3.



9007199274039051

[1] pastorek	[22] skříň převodovky	[91] pojistný kroužek	[506] lícovaná podložka
[2] kolečko	[25] valivé ložisko	[92] podložka	[507] lícovaná podložka
[3] hřídel pastorku	[30] valivé ložisko	[93] pružná podložka	[508] lícovaná podložka
[4] kolečko	[31] lícované pero	[94] šroub se šestihlannou hlavou	[515] lícovaná podložka
[5] hřídel pastorku	[32] distanční trubka	[100] víko převodovky	[516] lícovaná podložka
[6] kolečko	[37] valivé ložisko	[101] šroub se šestihlannou hlavou	[517] lícovaná podložka
[7] dutý hřídel	[39] pojistný kroužek	[102] těsnění	[521] lícovaná podložka
[9] těsnicí kroužek hřídele	[41] pojistný kroužek	[131] uzavírací víčko	[522] lícovaná podložka
[11] valivé ložisko	[42] valivé ložisko	[160] uzavírací zátka	[523] lícovaná podložka
[14] šroub se šestihlannou hlavou	[43] lícované pero	[161] uzavírací víčko	
[16] výstupní příruba	[45] valivé ložisko	[165] uzavírací zátka	
[17] distanční trubka	[59] uzavírací šroub	[181] uzavírací víčko	
[19] lícované pero	[81] těsnicí podložka	[183] těsnicí kroužek hřídele	
[20] odvěšovací ventil	[88] pojistný kroužek		

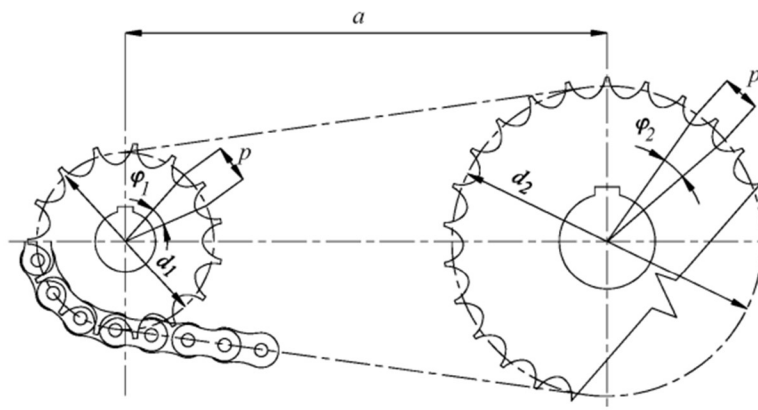
Obrázek 3: Konstrukční uspořádání ploché převodovky [10]

3 Průzkum potenciálního řešení

Pro vlastní konstrukční návrh pohonu dopravníku je třeba si vyjasnit provozní vlastnosti. V praxi je zdvihací zařízení omezeno maximální nosností 1000 kg. Tento parametr je dán zejména nosností řetězového převodu a jeho potřebné síly pro přetržení, kroutícím momentem jednotlivých hřídelů, převodovými vlastnostmi převodovky a materiálů ze kterých jsou jednotlivé části vyrobeny. Doporučená rychlost zdvihu plného koše s ingoty je 6,4 m/min. Stroj je konstruován pro nasazení v uzavřených provozních prostorech, chráněn před vlivem počasí a vlhkosti. Zařízení není konstruováno pro provoz venku, i přesto je třeba brát v potaz prašné prostředí ve kterém pohon pracuje, s tím následně souvisí častější údržba celé sestavy, zahrnující časté mazání řetězů, kladek, brzd a převodů.

3.1 Řetězové převody

Řetězové převody slouží pro přenos kroutícího momentu mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli. Prostřednictvím ozubení, do kterého zapadají články řetězů, vzniká tvarová vazba zajišťující neprokluzování. Samotný řetěz se skládá z vnitřní ocelové pásky spojené nalisovanými pouzdry, na kterých jsou umístěny válečky. Řetězový převod nemusí být tvořený pouze pomocí dvou řetězových kol, při užití více kol je možné docílit změnu otáčení hřídele. Převodem je jednoznačně definovaný převodový poměr. [2]



Obrázek 4: Řetězové soukolí [2]

Výhody:

- převod může pracovat v náročných podmínkách (př. zvýšená vlhkost, teplota, nečistoty) a není náročný na údržbu,
- dosahují účinnosti až 98 %,
- nedochází k prokluzu.

Nevýhody:

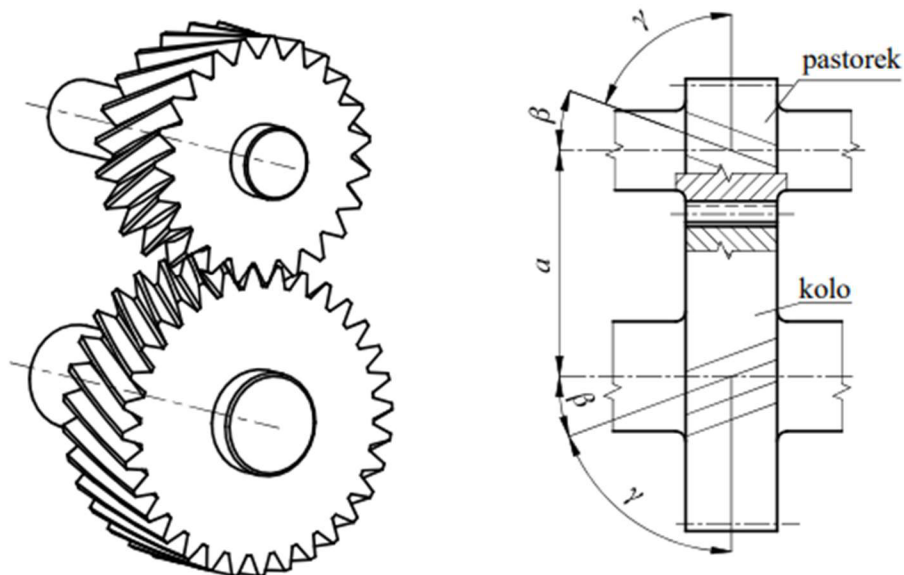
- u svislého uspořádání je nutno užít napínací kladky,
- vznik vibrací, hluku,
- při vysokých otáčkách a nedostatečné údržbě (mazání) vzniká nebezpečí přehřátí,
- nutné předpětí řetězu.

3.2 Čelní soukolí

Čelní soukolí nejčastěji přenáší výkon mezi rovnoběžnými hřídeli a pomocí tvaru boční křivky zubu je lze rozlišit na čelní ozubená kola přímá, se šikmými anebo šípovými zuby. Menší kolo se označuje jako pastorek a větší stručně kolo. [2]

3.3 Čelní soukolí se šikmými zuby

„Boční křivka čelního ozubeného kola se šikmými zuby, jako průsečnice boku zubu a roztečného válce, je část šroubovice, jejíž tečna je od směru přímých zubů odkloněna o β . Tento úhel se nazývá úhlem sklonu zubů a je doplňkovým k úhlu stoupání šroubovice na roztečném válci.“ [2] Zabírat v čelním soukolí spolu mohou pouze kola se stejným úhlem β , ale opačným smyslem stoupání šroubovice. Toto soukolí se nejčastěji vyrábí odvalovací frézou, kde profil nástroje odpovídá základnímu profilu zubu. [2]



Obrázek 5: Čelní ozubení se šikmými zuby [2]

Výhody čelního soukolí se šikmými zuby:

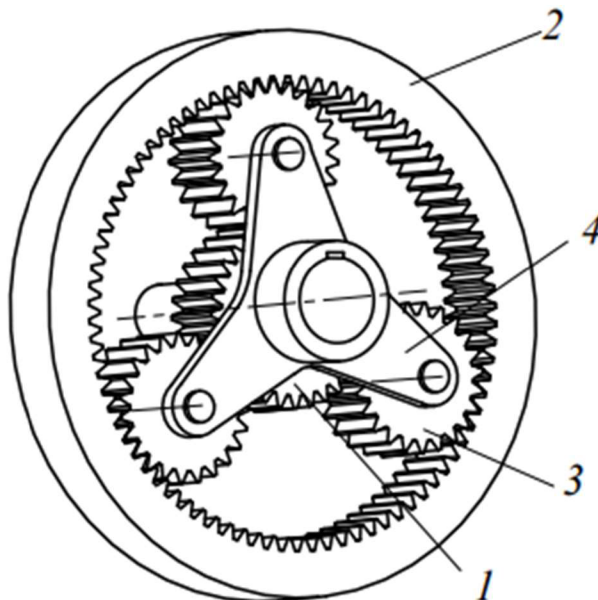
- pozvolné zatěžování zubů v záběru, plynule po celé délce zubu,
- nižší silové rázy a lepší dynamické poměry,
- plynulý přenos síly,
- menší hluk,
- větší součinitel trvání záběru → vyšší únosnost a možnost přenosu větších výkonů,
- nedochází k častému podřezání zubů.

Nevýhody:

- vznik axiální síly → větší namáhání ložisek oproti ozubení s přímými zuby (čím větší úhel sklonu zubů, tím větší axiální síly).

3.4 Planetové soukolí

Samotné planetové soukolí je tvořeno centrálním kolem, korunovým kolem, satelity a unašečem satelitů, kde je jedna ze tří částí zastavena a zbylé dvě slouží pro vstup a výstup. K zabrzdění se nejčastěji využívá lamelová spojka, avšak v našem konkrétním případě není potřeba měnit rychlostní stupeň. Zastavením korunového kola pomocí šroubového spoje ke skříni převodovky dosáhneme trvalého převodu do pomala. [2]



Obrázek 6: Planetové soukolí [2]

1 – centrální kolo, 2 - korunové kolo, 3 - satelit, 4 - unašeč

Výhody planetového soukolí:

- možnost dosažení vyšších převodových poměrů,
- s více satelity se snižuje namáhání ozubení,
- rovnoměrné rozložení satelitů způsobí minimalizaci zatížení ložisek,
- tichý chod,
- vyšší účinnost.

Nevýhody:

- složitá výroba a montáž,
- při využití šikmých ozubených kol v planetovém soukolí vyžadujeme vysoké nároky na přesnost.

3.5 Souhrn návrhu potenciálního řešení

Z konstrukčních důvodů výstupního hřídele vystupujícího ve dvou odlišných směrech na jedné ose, je zapotřebí umístění planetového soukolí na vstupní hřídel, která přenáší kroutící moment od elektromotoru. Následné odsazení hřídele lze dosáhnout čelním ozubeným převodem se šikmým ozubením. Vzhledem k přenosu velkého kroutícího momentu je šikmé ozubení výhodnější než přímé ozubení, a to z důvodu vyšší únosnosti a menších silových rázů. Je zapotřebí také dbát na konstrukční rozměry planetového soukolí, tak aby skříň převodovky nebránila otáčení výstupního hřídele. Na výstupním hřídeli bude tak jako v praxi využito řetězového převodu, na kterém je upevněný koš pro zdvih ingotů do ústí tavíci pece. Řetězový převod se skládá ze 4 jednořadých řetězů, dva na každém konci výstupního hřídele. Oproti současnému řešení bude uvažována **menší nosnost koše** a to 800 kg. Díky tomu je však možné docílit vyšší rychlosti zdvihu a menšího namáhání komponent převodovky. Potřebná vzdálenost řetězových kol pro zdvih koše do ústí pece je 4 160 mm.

3.6 Spuštění do provozu

Materiál nesmí přečnivat přes okraj jímky směrem nahoru, nebo přes okraje jímky. Zároveň je třeba provádět kontroly napětí řetězu. To se měří takovým způsobem, že se přesune jímka materiálu svisle nahoru až po oblast vysypací drážky. Pak se přístroj vypne z provozu. V řetězových šachtách jsou vpravo a vlevo viditelné zvedací řetězy. Nyní se dá na volné dráze zvedacího řetězu mezi řetězovými koly a nosními trubkami jímky materiálu

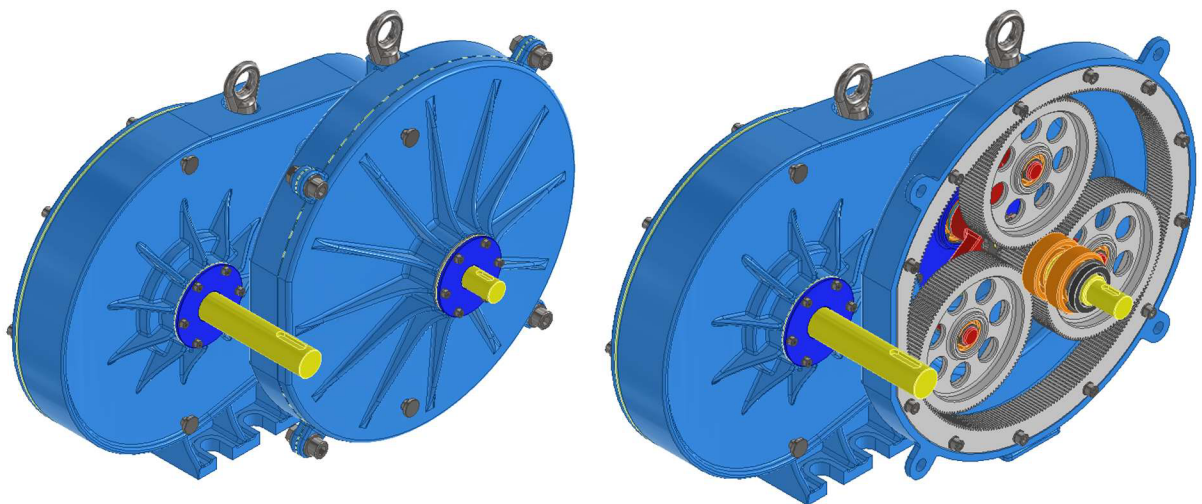
změřit napětí řetězu. To se provádí na náhonu přístroje povolením svěracích šroubů opěry otáčivého momentu převodů a následným zatlačením pravého a levého napínacího ložiska. Musí se dbát na to, aby byly řetězy stejnoměrně napjaté na obou stranách stojanu zařízení. Vodící drážky nesmí být mazány a musí být udržovány v čistém stavu. Vodící kladky se musí přibližně po každých 100 pracovních taktech nejpozději jednou za týden, mazat přes odpovídající mazničky. [interní materiál firmy]

- Denní kontroly:
 - před zapojením řízení provést vizuální kontrolu zařízení. Přitom dbát obzvláště na bezpečné uložení spínacích elementů.
 - Dbát na těsnění převodů, těsnost vedení a agregátů.
 - Dbát na rovnoměrný, plynulý chod zvedacího a vysýpacího zařízení.
- Měsíční kontroly:
 - kontrola stavu oleje v nádrži hydrauliky.
 - Namazat zvedací a bezpečnostní řetězy.
 - Kontrola opěrných a vodících kladek na opotřebení.

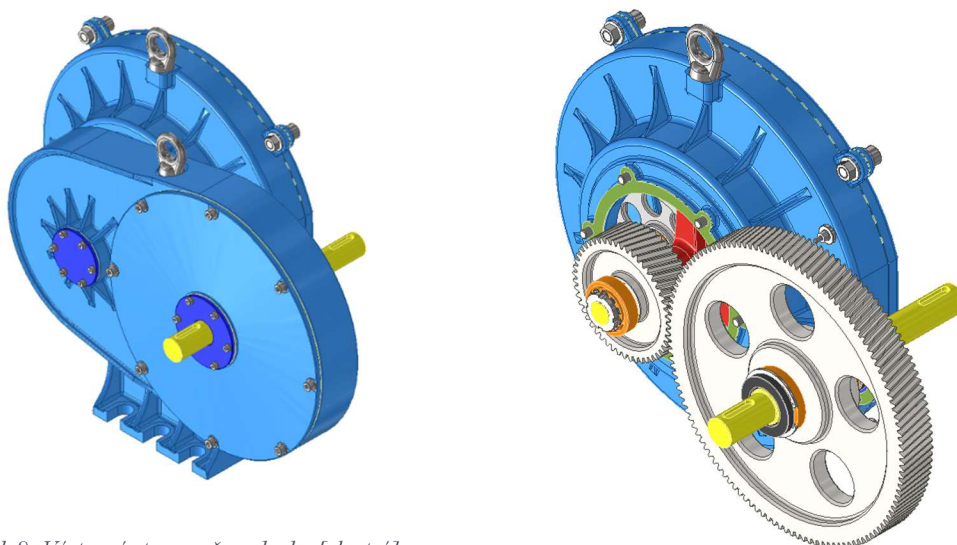
4 Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy

Skříň převodovky není jednodílná/dvoudílná jako bývá zvykem u převodovek, ale skládá se ze 4 hlavních částí, převážně kvůli montáži celé sestavy. Z důvodu přenosu velkého krouticího momentu a malých rozměrů hřídele, není možné využití drážkování na hřídeli. Proto je zapotřebí prodloužení výstupního hřídele, aby bylo možné užití kotoučových spojek s lícovanými šrouby. Ty se využívají pro přenos krouticího momentu mezi rovnoběžnými hřídeli a oproti třecí kotoučové spojce mají mnohem větší únosnost. Tato spojka bude umístěna jak na vstupu, tak na výstupu z důvodu jednoduché montáže. Pro manipulaci s celou převodovkou jsou zde k dispozici dvě oka pro uchycení s označením ČSN 02 1369 - M8 x 11.

4.1 Model převodovky



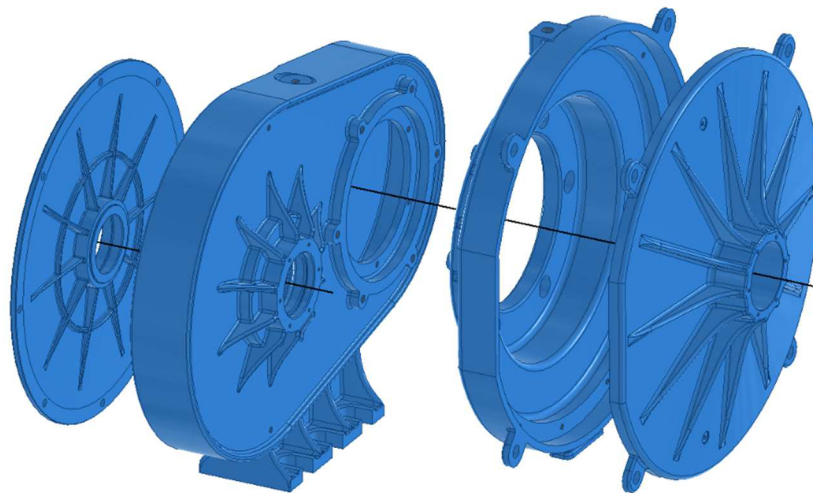
Obrázek 7: Vstupní strana převodovky [vlastní]



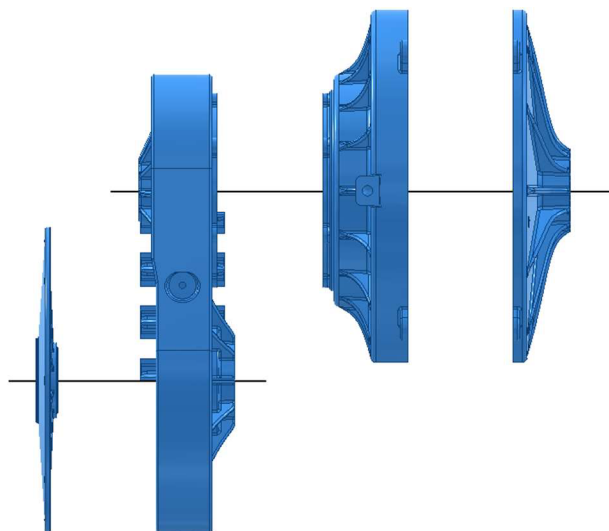
Obrázek 8: Výstupní strana převodovky [vlastní]

4.2 Představení návrhu převodové skříně

Celá převodová skříň je rozdělena na 4 hlavní části, znázorněno viz obrázek č. 10 a č. 11. Části skříně budou vyrobeny gravitačním litím v pískové formě a následně budou její funkční plochy obrobena pomocí CNC frézy nebo soustruhu. Aby nedošlo k úniku maziva, je možné využít gumového těsnění mezi částmi skříně a víček. Na výstupu a vstupu hřídele z převodové skříně použijeme normalizované gufera. Materiál odlitých skříní volím ČSN 42 2415, jedná se o šedou litinu, která je svými vlastnostmi vhodná pro převodové skříně.



Obrázek 9: Rozložení převodové skříně [vlastní]



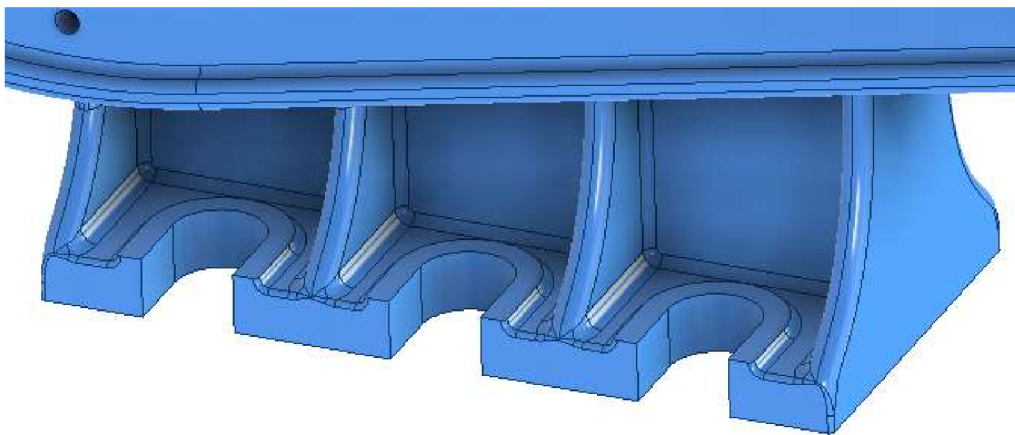
Obrázek 10: Rozpoložení převodové skříně – pohled shora [vlastní]

4.3 Výkresová dokumentace

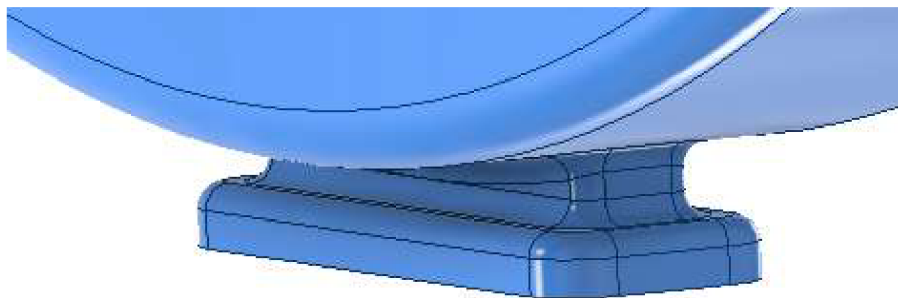
Výkresová dokumentace je vytvořena pro nejdůležitější díly. Jedná se o obě čelní soukolí se šikmými zuby, hřídele, unašeč a výkres sestavy převodovky s kusovníkem. Výkresy jsou přiloženy v příloze na konci této práce.

4.4 Upevnění skříně

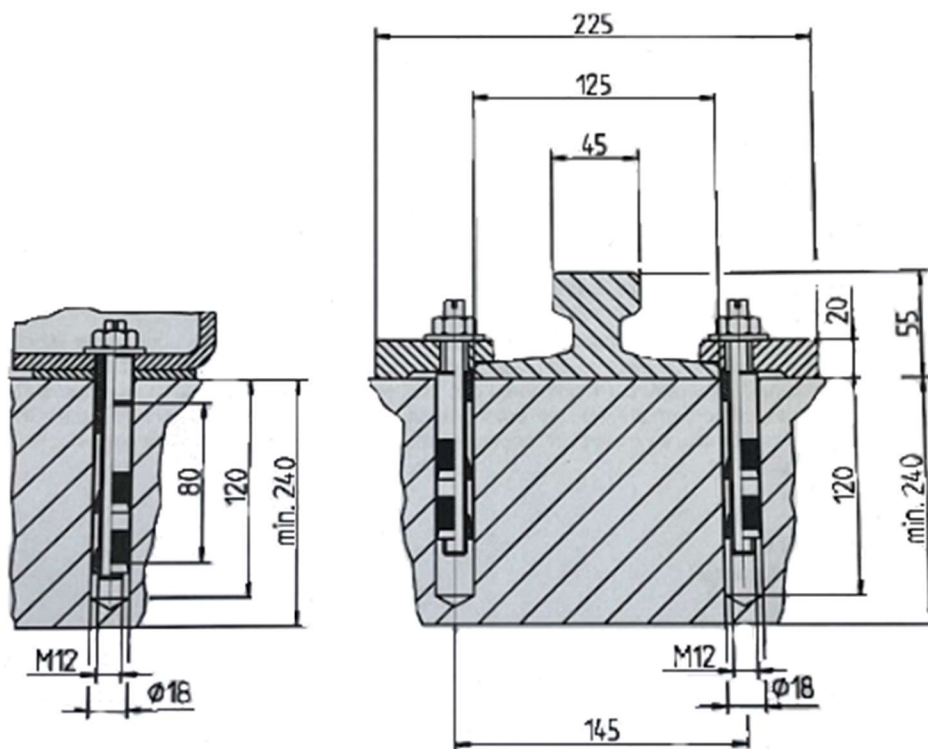
Pro upevnění k podlaze bude využito řešení z praxe. To se provádí přípuštěnými kotevními šrouby. S tím přichází i požadavky na základ, do kterého jsou šrouby zapuštěny. Konkrétně se jedná se o beton třídy B 25 o nejmenší tloušťce 240 mm. Pokud by se zařízení upevnilo na lešení, bunkry, sila nebo podobné konstrukce, musí se dbát na to, aby byla všechna upevňovací spojení rozpojitelná. V obrázku č. 14 jsou znázorněny možnosti předepsaného upevnění pro návrh pohonu. Upnutí provedeme 6 kotevními šrouby. Část skříně, ve které je planetové soukolí, není upnuto. Je zde pouze podpůrná noha pro lepší rozložení váhy celé převodovky viz obrázek č. 13. [interní materiál firmy]



Obrázek 11: Konstrukční prvek pro upevnění [vlastní]



Obrázek 12: Podpůrná noha skříně [vlastní]



Obrázek 13: Upevnění skříně [interní materiál firmy]

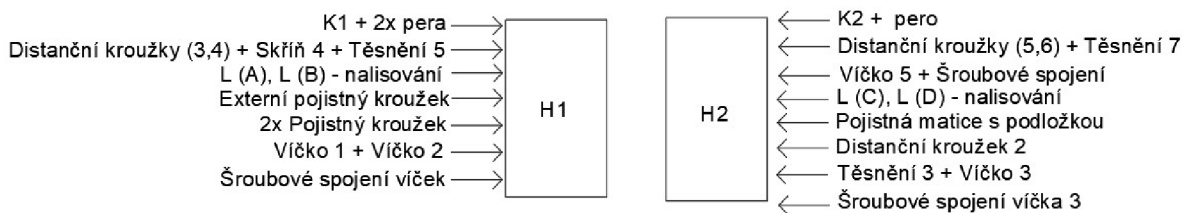
Shrnutí požadavků:

- hmoždinky např. upat-kotva PSL-B18/25, lepená kotva M16,
- kvalita betonu B 25,
- tloušťka betonu min. 240 mm,
- upevnění rozpojitelná,
- šrouby třídy kvality min. 8.8 8.

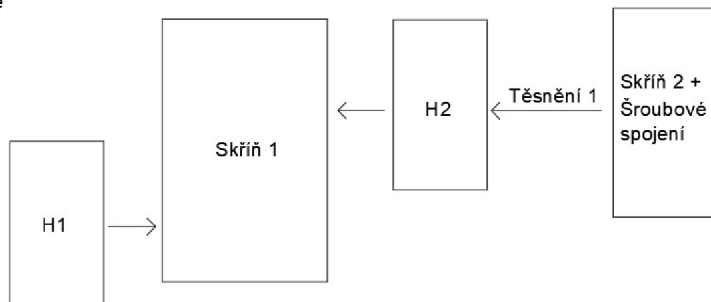
4.5 Montážní diagram

Při montáži je třeba dbát na postup montáže, kde hřídele budou zkompletovány s komponenty mimo hlavní montážní linku. Převážně z důvodu lisování ložisek na hřídele. Celý postup je názorně vysvětlen v montážním diagramu na obrázku č. 15. Samotná montáž je zde rozdělena na několik kroků. Sousednost vkládání dílů do podsestav je určena ze shora dolů.

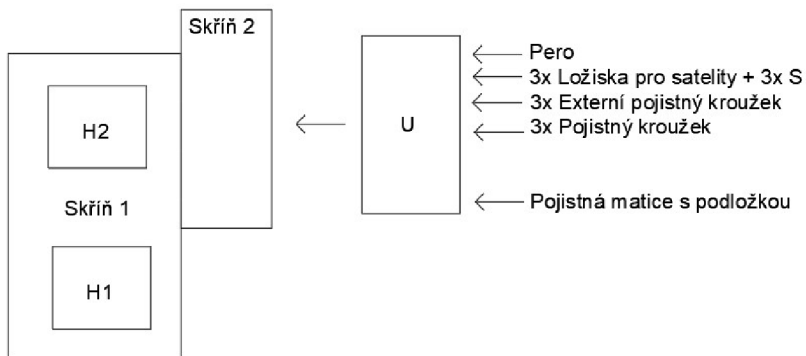
1. Krok montáže



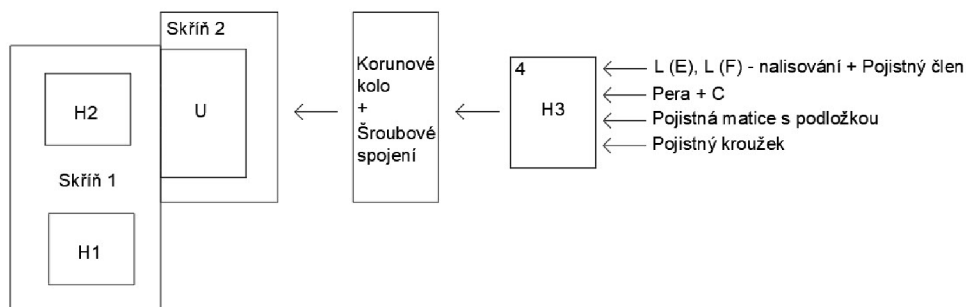
2. Krok montáže



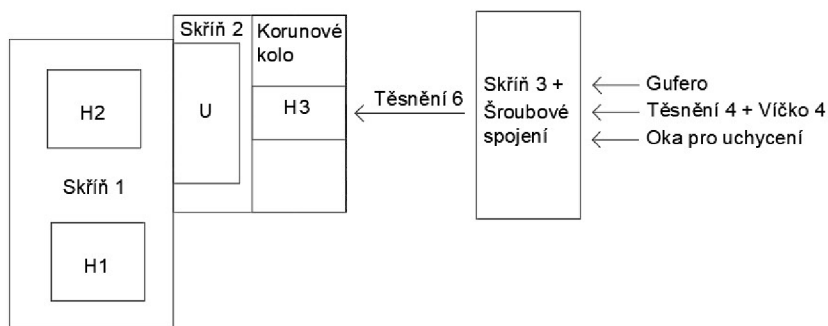
3. Krok montáže



4. Krok montáže



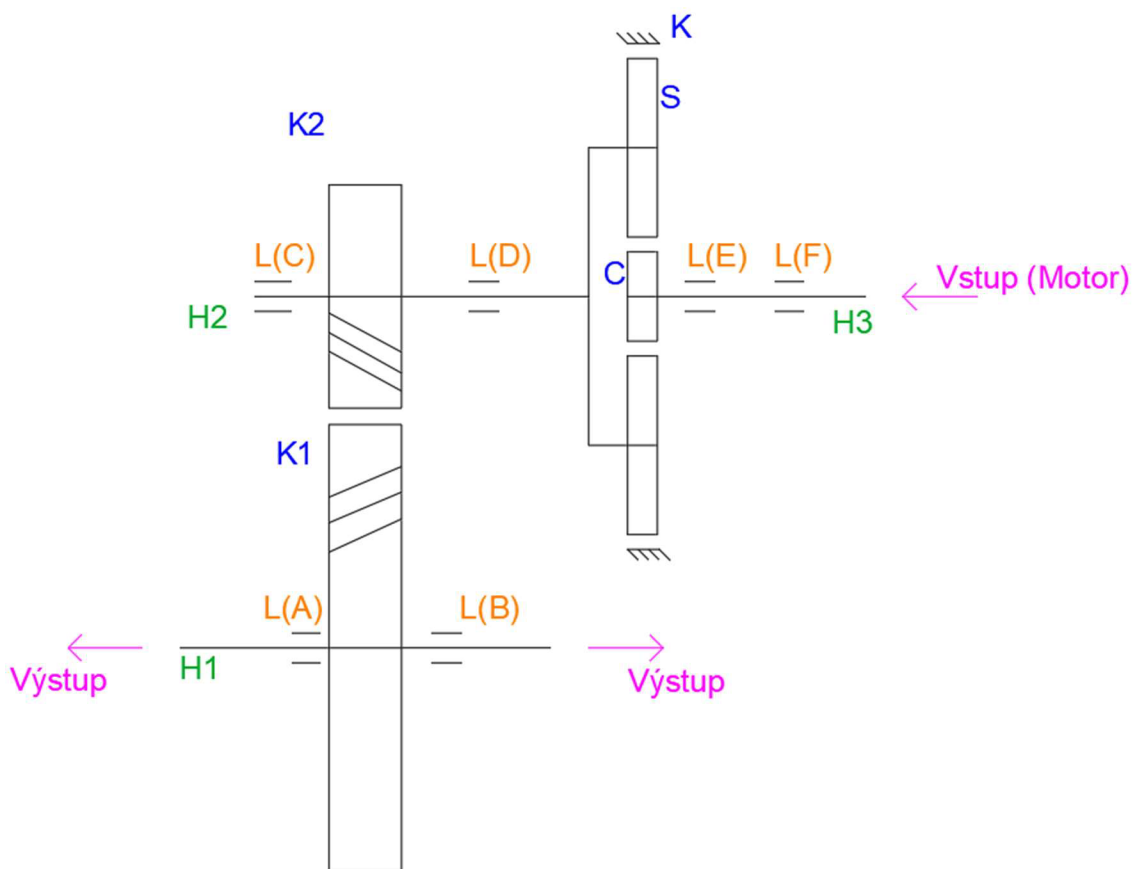
5. Krok montáže



Obrázek 14: Montážní schéma [vlastní]

5 Konstrukční návrh pohonu

S ohledem na zadání je zapotřebí ověřit vstupní výkon elektromotoru, pro požadovaný výkon na výstupu. Pro tento výpočet je ale neznámá rychlost zdvihu odvíjejícího se od poloměru řetězového kola, a tak je tedy nejdříve potřeba provést výpočet řetězového převodu a až následně bude možné zkontrolovat potřebný výkon. Vzhledem k postupu výpočtů od řetězových kol až po vstupní hřídel do motoru je značení analogicky vytvořeno viz. obrázek č. 16, na kterém je kinematické znázornění navrženého pohonu a značení komponent používané během výpočtu.



Obrázek 15: Kinematické soukolí [vlastní]

- K0 – řetězová kola
- H1, H2, H3 – hřídele
- K1, K2 – ozubené soukolí s šikmým ozubením
- C – centrální kolo
- S – satelity
- K – korunové kolo
- L (i) – ložiska a jejich pozice

5.1 Představení zvoleného elektromotoru

Zvolený elektromotor s označením **1AL100L1-4** je vhodný pro velmi široké spektrum aplikací. Elektromotory série AL jsou řazeny mezi nejkvalitnější produkty mezi elektromotory do 22kW. Jejich přední výhodou je variabilita základní výbavy a možnosti nadstandardních prvků. [11]

Hlavní rozdíly zvoleného elektromotoru oproti elektromotoru v praxi jsou značně menší rozměry. S tím přichází i menší točivý moment a menší hmotnost. Tento elektromotor je výrazně levnější. Díky menším rozměrům nám umožňuje věnovat více pracovního prostoru převodovce, pomocí které dosáhneme požadovaných parametrů pro zdvih koše.



Obrázek 16: Zvolený patkový elektromotor [11]

Parametry zvoleného elektromotoru viz tabulka 2.

Tabulka 2: Parametry zvoleného elektromotoru

Hmotnost [kg]	Výkon [kW]	Otáčky [ot/min]	Točivý moment [Nm]	Proud [A]	Napětí [V]	Kostra	Ø Hřídele [mm]
22,40	2,2	1440	14,59	8,09/4,65	230/400	Hliník	28 mm

5.2 Návrh řetězu

Je třeba si nejdříve vypočítat vlastnosti řetězového převodu, abychom si určili další výstupní parametry převodovky. Při výpočtu se vychází z osové vzdálenosti řetězových kol a_f .

Řetěz je zvolený dle DIN 8187 (Evropská řada) – jednořadé viz Příloha č. 3.

Volím řetěz **12 B-1**.

→ Rozteč článků $p_f = 25,4$ mm; Síla k přetržení $F_{pt} = 60000$ N; Hmotnost jednotkové délky řetězu $q = 2,7$ kg/m, výška zdvihu $a_f = 4160$ mm.

Počet zubů řetězového kola **zvoleno** → $z_{k0} = 10$ zubů.

Výpočet počtu článků řetězu

$$j = \frac{z_{k01} + z_{k02}}{2} + \left(\frac{z_{k02} - z_{k01}}{2 * \pi} \right)^2 * \frac{p_f}{a_f} + \frac{2a_f}{p_f} \quad (1)$$

Po dosazení

$$\frac{10 + 10}{2} + \left(\frac{10 - 10}{2 * \pi} \right) * \frac{19,05}{4160} + \frac{2 * 4160}{19,05} = 446,74$$

→ volím $j = 448$ článků

Je nutné zaokrouhlení na nejbližší vyšší a pokud možno sudé číslo, aby se eliminovalo užití speciálních spojovacích článků. To vše s ohledem na to, že bude zapotřebí mírně upravit osovou vzdálenost kol. Původní osovou vzdálenost je třeba upravit tak, aby odpovídala řetězu o délce 448 článků. Při zpětném chodu se uvažuje, že se silové i rychlostní poměry na řetězu nemění, i přesto že při reverzaci je koš prázdný, protože se počítá pouze maximální zátěž řetězu. Osová vzdálenost krátká není, takže vliv tíhy řetězu nelze zanedbat.

Upravená osová vzdálenost

$$a_{uř} = \frac{p_f}{4} * \left(j - \frac{z_{01} + z_{02}}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_{01} + z_{02}}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_{01} - z_{02}}{\pi} \right)^2} \right) \quad (2)$$

Po dosazení

$$\frac{19,04}{4} * \left(448 - \frac{10 + 10}{2} + \sqrt{\left(448 - \frac{10 + 10}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{10 - 10}{\pi} \right)^2} \right)$$

= 4171,95 mm

Dle vzorců z [2] budou analogicky dopočítané údaje o řetězovém převodu. Pro přehlednost viz tabulka č. 3. Otáčky výstupního hřídele jsou omezeny zadáním na $n_1 = 64 \text{ [ot} * \text{min}^{-1}]$

Tabulka 3: Parametry řetězového kola

$r_0 [\text{mm}]$	$\omega_1 [\text{rad} * \text{s}^{-1}]$	$v_1 [\text{m} * \text{s}^{-1}]$	$v_1 [\text{m} * \text{min}^{-1}]$	$n_1 [\text{ot} * \text{min}^{-1}]$
30,824	6,7021	0,2066	12,395	64

Pokud platí $v_0 > 7 \text{ m/s}$ je zapotřebí uvažovat vliv odstředivé síly čili v našem případě jí lze zanedbat. Viz. rovnice č. 3.

Odstředivá síla řetězu

$$F_{ct} = q * v_1^2 = 2,7 * 0,2066^2 = 0,05 \text{ N} \rightarrow \text{lze zanedbat} \quad (3)$$

Užitná síla řetězu

$$F_0 = \frac{m * g}{i_{\ddot{r}}} = \frac{800 * 9,81}{4} = 1962 \text{ N} \quad (4)$$

Celková síla v řetězu

$$F_{v0} = F_0 + F_{ct} = 1962,05 + 0,05 = 1962,05 \text{ N} \quad (5)$$

Součinitel $k_{\ddot{r}}$ je definován jako podíl síly při přetržení, udávané výrobcem a síly která se nachází v řetězu během provozu převodu. Tento součinitel by měl být ideálně $k_{\ddot{r}} > 7$.

Součinitel bezpečnosti řetězu

$$k_{\ddot{r}} = \frac{F_{pt}}{F_{v0}} = \frac{29000}{1962,05} = 14,78 > 7 \rightarrow \text{Lze bezpečně používat} \quad (6)$$

5.3 Výkony a celkový převodový poměr

Výkon na výstupu

$$P_v = v_1 * g * m_{max} = 0,2066 * 9,81 * 800 = 1621,254 \text{ W} \quad (7)$$

Mechanická účinnost

Tabulka 4: Mechanické účinnosti

Ozubené soukolí	η_{os}	0,97
Planetové soukolí	η_{ps}	0,956 \rightarrow viz kapitola č. 5.5.2
Řetězový převod	$\eta_{\ddot{r}}$	0,98

Požadovaný výkon na vstupu

$$P_{pv} = \frac{P_v}{\eta_{os} * \eta_{ps} * \eta_{\check{r}}} = \frac{1621,254}{0,97 * 0,956 * 0,98} = 1783,833 \text{ W} \quad (8)$$

Požadovaný výkon na vstupu je nižší než výkon ne zadání → **vyhovuje**

Celkové převodové číslo

$$i_c = \frac{n_3}{n_0} = \frac{1440}{64} = 22,5 \quad (9)$$

Následně se rozdělí celkové převodové číslo mezi jednotlivá soukolí.

Tabulka 5: Převodová poměry

Soukolí 1–2	i_{12}	2,5
Planetové soukolí	i_{cu}^k	9

Indexy zde značí, pro které soukolí je konkrétní převodové číslo. i_{12} je tedy převodové číslo mezi koly 1 a 2 a i_{cu}^k je převodové číslo mezi centrálním kolem a unašečem, když je zastavené korunové kolo.

Pomocí známých převodových poměrů a výkonů, lze získat úhlové rychlosti a kroutící momenty jednotlivých hřídelí viz tabulka č. 6.

Tabulka 6: Úhlové rychlosti a kroutící momenty

n_1 [ot * min ⁻¹]	n_2 [ot * min ⁻¹]	n_3 [ot * min ⁻¹]	M_{k1} [Nm]	M_{k2} [Nm]	M_{k3} [Nm]
64	160	1440	241,903	96,761	10,751

5.4 Soukolí 1-2

Jelikož jsou známy parametry na výstupu budou počítána jednotlivá ozubená soukolí od výstupu ke vstupu. Soukolí K1 – K2 je tvořeno čelním ozubením se šikmými zuby. Pokud u ozubeného soukolí se šikmými zuby zvolím parametr osové vzdálenosti, je následně možné při odhadnutí modulu vypočítat předběžný úhel zkosení β . Poté se zpětně zkontroluje modul. Pokud bude navrhnutý modul vyhovovat, je možné pomocí vzorců pro čelní soukolí dopočítat zbylé parametry.

Návrh modulu pro kola K1 a K2

Předběžná osová vzdálenost $a_{12} = 180 \text{ mm}$ volím

$$\psi_D = 0,5$$

$$\delta_{Flim} = 190 \text{ MPa}$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

Předběžný výpočet úhlu β

Pro Výpočet úhlu β je potřeba znát modul \rightarrow volím $m_n = 2 \text{ mm}$

Počet zubů kola 2

$$z_2 = \frac{2 * a_{12}}{m_n * (1 + 2,5)} = \frac{2 * 180}{2 * (1 + 2,5)} = 51,42 \rightarrow \text{volím } 50 \quad (10)$$

Počet zubů kola 1

$$z_1 = z_2 * i_{12} = 50 * 2,5 = 125 \quad (11)$$

Úhel šikmého ozubení

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{m_n * (z_1 + z_2)}{2 * a_{12}} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{2 * (125 + 50)}{2 * 180} \right) = 13,536^\circ \quad (12)$$

Obvykle je úhel sklonu zubů β v hodnotách 8° až 18° , kdy je poměr předností a nedostatků optimální [2]. V tomto případě tedy vypočtená hodnota úhlu β **vyhovuje** předpokladům.

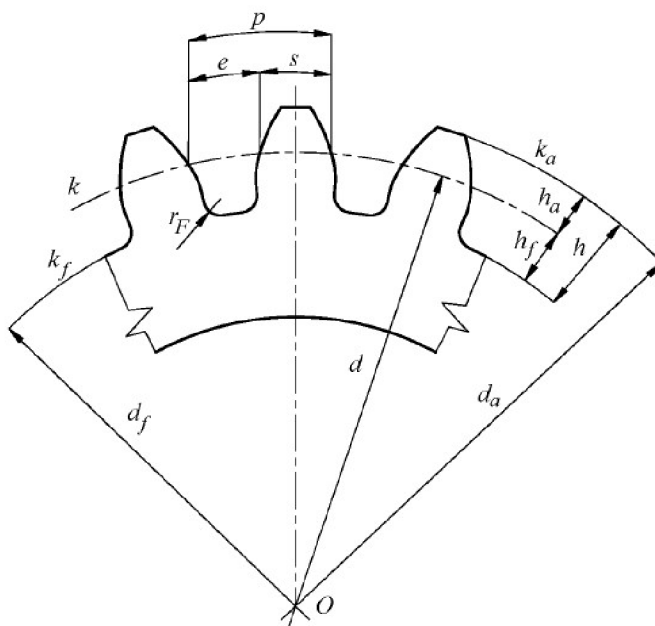
Kontrola modulu

$$m_n \approx 1,85 * \sqrt[3]{\frac{M_{k1} * \cos^2 \beta}{z_1^2 * \psi_D * \delta_{Flim}}} = 1,85 * \sqrt[3]{\frac{241,903 * \cos^2 13,536}{50^2 * 8 * 190 * 10^6}} \quad (13)$$
$$= 0,000725 \text{ m} = 0,72 \text{ mm}$$

Vypočtený modul je menší než první zvolený, bude ponechán tedy zvolený $m_n = 2 \text{ mm}$.

5.4.1 Geometrické parametry K1

V ozubeném soukolí se šikmými zuby lze parametry získat z normálové roviny ozubení, která je nakloněna určitým úhlem β . Znázornění geometrie ozubení v normálové rovině je na obrázku č. 17. Vzorce pro výpočet parametrů jsou shrnuty do rovnic č. 14 až 19.



Obrázek 17: Geometrie čelního ozubení [2]

Průměr kola

$$d = \frac{m_n}{\cos \beta} * z \quad (14)$$

Poloměr kola

$$r = \frac{d}{2} \quad (15)$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m \quad (16)$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 * m \quad (17)$$

Rozteč zubů

$$p_z = \pi * m \quad (18)$$

Tloušťka zubu

$$s_z = e_z = \frac{p_z}{2} \quad (19)$$

Vypočteno analogicky dle vzorců z [2], shrnuto do rovnic č. 14–19.

Tabulka 7: Parametry Kola 1

z_1	β [°]	d_1 [mm]	r_1 [mm]	h_{a1} [mm]	r_{a1} [mm]	h_{f1} [mm]	r_{f1} [mm]	r_{b1} [mm]
125	13,536	257,14	128,57	2	130,57	2,5	126,07	120,41

5.4.2 Geometrické parametry K2

Vypočteno analogicky dle vzorců z [2], shrnuto do rovnic č. 14–19.

Tabulka 8: Parametry Kola 2

z_2	β [°]	d_2 [mm]	r_2 [mm]	h_{a2} [mm]	r_{a2} [mm]	h_{f2} [mm]	r_{f2} [mm]	r_{b2} [mm]
50	13,536°	102,857	51,43	2	53,43	2,5	48,93	48,16

Součinitel trvání záběru

Pro popis záběrových poměrů soukolí se šikmými zuby se zavádí, podobně jako u kol se zuby přímými, součinitel trvání záběru ε .

Volíme $\varepsilon = 3$.

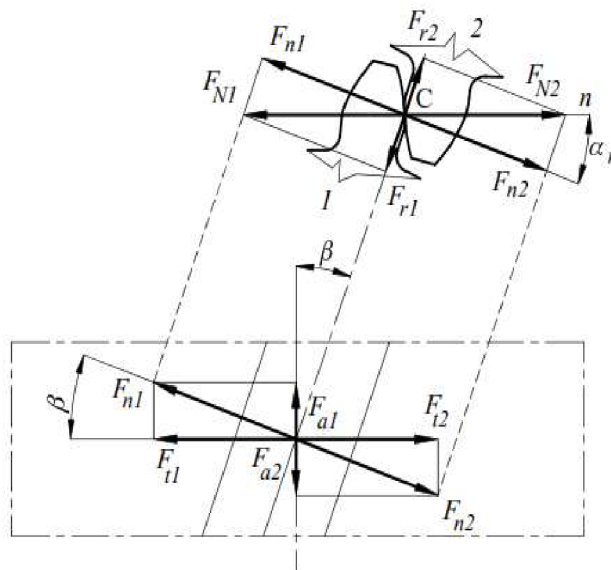
Vypočteno analogicky dle vzorců z [2]

ε	ε_α	ε_β	b_{12}
$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	1,78745	1,21254	31,645 mm

Součinitel trvání záběru ε u soukolí s ozubenými koly se šikmými zuby je vždy větší než u kol se zuby přímými stejného modulu a počtu zubů a bývá běžně větší než 2. [2]

Silové parametry kola 1 a 2

V obrázku č. 18 je znázornění silových poměrů čelního ozubení se šikmými zuby a v rovnicích č. 14 až 17 vzorce pro odvozené složky jednotlivých sil.



Obrázek 18: Silové poměry čelního soukolí [2]

Obvodová síla

$$F_{t1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{241,903}{0,12857} = 1881,48 \text{ N} \quad (20)$$

Radiální síla

$$F_{r1} = F_{t1} * \tan(\alpha) = 1881,48 * \tan(20) = 2303,84 \text{ N} \quad (21)$$

Normálová síla

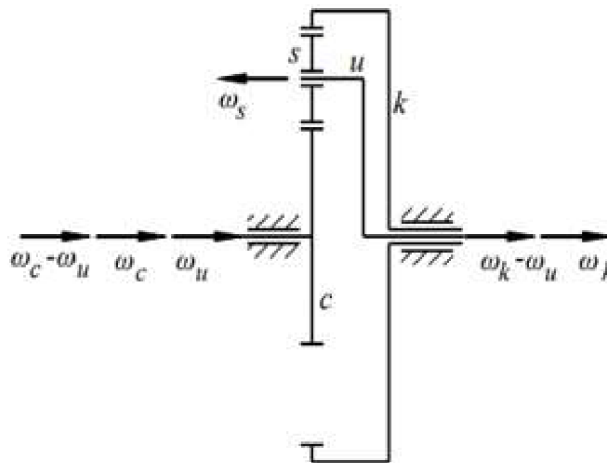
$$F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta)} * \tan(\alpha_n) = \frac{1881,48}{\cos(13,536)} * \tan 20 = 704,36 \text{ N} \quad (22)$$

Axiální síla

$$F_{a1} = F_{t1} * \tan \beta = 1881,48 * \tan 13,536 = 452,95 \text{ N} \quad (23)$$

5.5 Planetové soukolí

V planetovém soukolí je potřeba vytvoření převodu do pomala. Toho lze docílit zastavením korunového kola pomocí šroubů, kterými je kolo upevněno ke skříni převodovky. Je potřebné ověřit planetové soukolí montážní podmínkou planetového soukolí. V obrázku č. 19 jsou znázorněny kinematické poměry planetového soukolí, kde jsou patrné kladné smysly úhlových rychlostí [2].



Obrázek 19: Kinematické poměry planetového soukolí [2]

Souhrn zvolených parametrů

Tabulka 9: Souhrn zvolených parametrů pro planetové soukolí

z_c	β_{ps}	$m_{np} [mm]$	s
36	0°	1	3

Souhrn známých parametrů

Tabulka 10: Souhrn známých parametrů planetového soukolí

i_{cu}^k	$n_2 [ot * min^{-1}]$	$M_{k2} [Nm]$	$M_{k3} [Nm]$
9	160	96,761	10,751

Počet zubů korunového kola

$$z_k = z_c * (i_{cu}^k - 1) = 36 * (9 - 1) = 288 \text{ zubů} \quad (24)$$

Počet zubů satelitu

$$z_s = 126 \quad (25)$$

Výpočet poloměru ozubeného kola

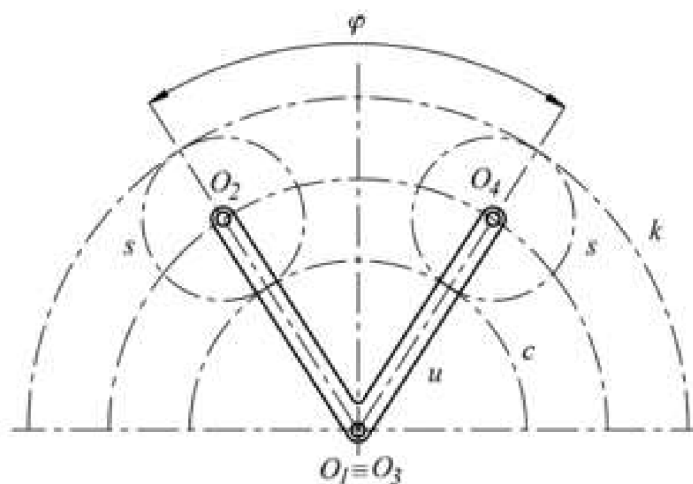
$$r = \frac{m * z}{2} \quad (26)$$

Tabulka č. 11 je dopočítána pomocí rovnice (26), pro jednotlivé ozubená kola planetového soukolí.

Tabulka 11: Poloměry ozubených kol planetového soukolí

$r_c [mm]$	$r_k [mm]$	$r_s [mm]$	$r_u [mm]$
18	144	63	81

Montážní podmínka planetového soukolí



Obrázek 20: Montážní podmínka planetového soukolí [2]

Počet satelitů volím $s = 3$

„V planetových soukolích jsou satelity rozmístěny rovnoměrně. Jejich počet s významně ovlivňuje míru namáhání ozubení. Obecně lze konstatovat, že čím větší počet satelitů, tím menší je zatížení ozubených kol. Z geometrického hlediska však existuje určitý mezní počet satelitů.“ [2]

Montážní podmínka soukolí s jednoduchými satelity

$$\frac{z_c + z_k}{s} = \frac{36 + 288}{3} = 138 = \text{celé číslo} \quad (20)$$

Úhel mezi satelity

$$\psi = \frac{2 * \pi}{s} = \frac{2 * \pi}{3} * \frac{180}{\pi} = 120^\circ \quad (21)$$

Mezní počet satelitů

$$s_m = \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{z_s + 2}{z_s + z_c}\right) * \frac{\pi}{180}} = \frac{\pi}{\sin^{-1}\left(\frac{126 + 2}{126 + 36}\right) * \frac{\pi}{180}} \quad (22)$$

$$= 3,448 > 3$$

5.5.1 Úhlové rychlosti

Úhlová rychlost unašeče

$$\omega_u = \frac{2 * \pi * n_2}{60} = \frac{2 * \pi * 160}{60} = 16,755 \text{ rad} * s^{-1} \quad (30)$$

Úhlová rychlost centrálního kola

$$\omega_c = \omega_u * i_{cu}^k = 16,755 * 9 = 150,795 \text{ rad} * s^{-1} \quad (31)$$

Úhlová rychlost satelitů

$$\omega_s = \frac{z_c}{z_s} * (\omega_u - \omega_c) = \frac{36}{126} * (16,755 * 150,795) \quad (32)$$

$$= -38,297 \text{ rad} * s^{-1}$$

Úhlová rychlost korunového kola

$$\omega_k = 0 \rightarrow \text{zastavené} \quad (33)$$

Záporné znaménko zde pouze určuje opačný směr úhlové rychlosti, vůči uvažovanému kladnému směru.

5.5.2 Mechanická účinnost

Pro vypočtení celkové účinnosti planetového soukolí, je zapotřebí zkombinovat účinnosti čelního soukolí a vnitřního soukolí s počty zubů jednotlivých kol. Výpočet je znázorněn v rovnici č. 34.

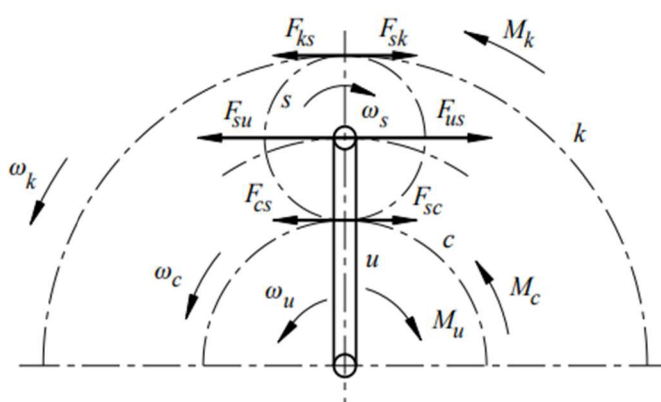
Tabulka 12: Mechanické účinnosti ozubených soukolí

Účinnost čelního soukolí	η_a	0,97
Účinnost vnitřního čelního soukolí	η_i	0,98

Účinnost planetového soukolí

$$\eta_p = \frac{z_c + z_k * \eta_a * \eta_i}{z_c + z_k} = \frac{36 + 288 * 0,97 * 0,98}{36 + 288} = 0,956 \quad (34)$$

5.5.3 Silové poměry planetových soukolí



Obrázek 21: Silové poměry planetových soukolí [2]

Síly v planetovém soukolí

$$F_{cs} = F_{sc} = F_{ks} = F_{sk} \quad (35)$$

$$F_{us} = F_{su} = 2 * F_{cs} \quad (23)$$

Síla mezi centrálním kolem a satelitem

$$F_{cs} = \frac{M_{k2}}{2 * r_u} = \frac{96,761}{2 * 0,081} = 597,29 \text{ N} \quad (24)$$

Síla mezi satelitem a unašečem

$$F_{su} = 2 * F_{cs} = 2 * 597,29 = 1194,58 \text{ N} \quad (25)$$

Radiální síla mezi satelitem a centrálním kolem

$$F_{Rcs} = F_{cs} * \tan(\alpha) = 597,29 * \tan(20) = 217,4 \text{ N} \quad (26)$$

Moment na centrálním kole

$$M_c = F_{cs} * r_c = 597,292 * 0,018 = 10,751 \text{ Nm} \quad (40)$$

Moment na centrálním kole je zároveň kroutící moment na vstupním hřídeli. Pokud by námi zvolený elektromotor, připojený spojkou ke hřídeli 3, neměl větší kroutící moment než námi vypočtený moment na centrálním kole, nedošlo by ke zvednutí koše plného ingotů.

Ideální moment na unašeči

$$\begin{aligned}
 M_u &= M_c * \left(\frac{z_k}{z_c} * \eta_a * \eta_i + 1 \right) \\
 &= 10,751 * \left(\frac{288}{36} * 0,97 * 0,98 + 1 \right) \\
 &= 92,51 Nm
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

5.5.4 Geometrické parametry planetového soukolí

Ozubená kola v planetovém soukolí je sestava přímých ozubených kol, pro všechny parametry lze tedy využít i vzorců pro výpočet čelního přímého ozubení. Rovnice pro vypočtené parametry viz. kapitola č. 5.4.1 v rovnicích č. 14 až 19, kde dosadíme za úhel $\beta = 0$. Jednotlivé vypočtené parametry jsou shrnuty do tabulek č. 13, 14 a 15.

5.5.4.1 Geometrické parametry Centrálního kola

Vypočteno analogicky dle vzorců z [2], shrnuto do rovnic č.14–19.

Tabulka 13: Parametry centrálního kola

z_c	$d_c[mm]$	$r_c[mm]$	$h_{ac}[mm]$	$r_{ac}[mm]$	$h_{fc}[mm]$	$r_{fc}[mm]$	$b_c[mm]$
36	36	18	1	19	1,3	16,75	25

5.5.4.2 Geometrické parametry Satelitu

Vypočteno analogicky dle vzorců z [2], shrnuto do rovnic č. 14–19.

Tabulka 14: Parametry satelitu

z_c	$d_c[mm]$	$r_c[mm]$	$h_{ac}[mm]$	$r_{ac}[mm]$	$h_{fc}[mm]$	$r_{fc}[mm]$	$b_c[mm]$
126	126	63	1	64	1,3	61,75	25

5.5.4.3 Geometrické parametry Korunového kola

Vypočteno analogicky dle vzorců z [2], shrnuto do rovnic č. 14–19.

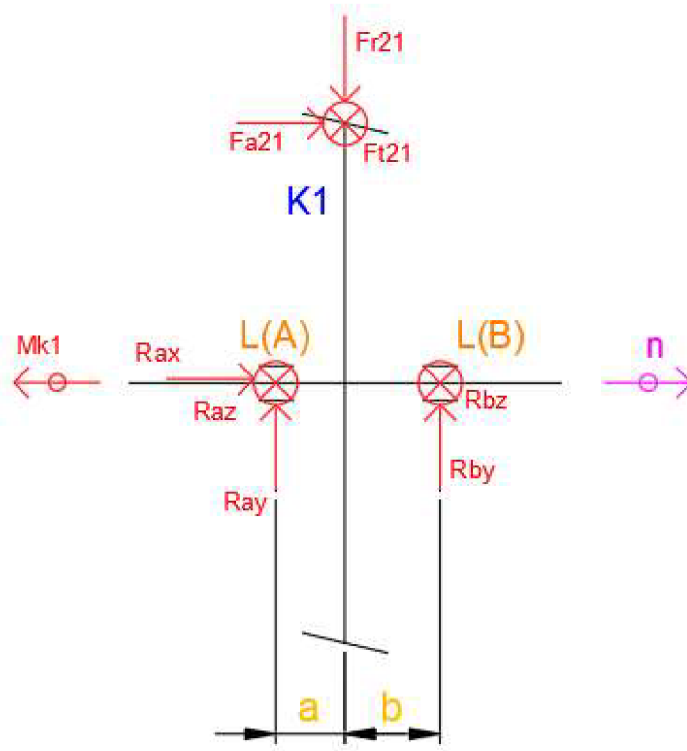
Tabulka 15: Parametry korunového kola

z_c	$d_c[mm]$	$r_c[mm]$	$h_{ac}[mm]$	$r_{ac}[mm]$	$h_{fc}[mm]$	$r_{fc}[mm]$	$b_c[mm]$
288	288	144	1	145	1,3	142,75	25

5.6 Dimenzování hřídelů

Krouticí moment, vzniklý na hřídelích je často způsoben silovými účinky působícími mimo hlavní osu rotace. Hřídele jsou tedy namáhány především ohybem a smykem. Pro dimenzování hřídelů je nutno vypočítat silové působení na hřídele a reakce v ložiskách. Aby bylo možné z rovnic rovnováhy dopočítat veškeré reakce je nutné uložit jedno ložisko pevně a jedno posuvně, toho lze dosáhnout pomocí konstrukce skříně, odsazení hřídelů, vík, popřípadě pojistnými kroužky. Pevná ložiska v převodovce jsou ložiska s označením L(A), L(D) a L(F). Dimenzování hřídelů by se mělo provést, jak pro zvedání koše, tak i pro reverzaci. Ta ale není potřeba počítat, jelikož při reverzaci je koš s ingoty prázdný a kvůli tomu na hřídel nepůsobí tak velké krouticí momenty, a jsou tedy nižší silové účinky v převodech. Výpočty je třeba provést pro všechny tři hřídele viz kapitola č. 5.6.1 až č. 5.6.3.

5.6.1 Hřídel 1



Obrázek 22: Hřídel 1 - silové poměry [vlastní]

Pro hřídel autor volí tyto rozměry

$$a_{H1} = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

$$b_{H1} = 34 \text{ mm} = 0,034 \text{ m}$$

Rovnice rovnováhy

$$x: R_{ax} + F_{a21} = 0$$

$$y: R_{ay} + R_{by} - F_{r21} = 0$$

$$z: R_{az} + R_{bz} + F_{t21} = 0$$

$$M_{xA}: M_{k1} - F_{t21} * r_1 = 0$$

$$M_{yA}: F_{t21} * a_{H1} + R_{bz} * (a_{H1} + b_{H1}) = 0$$

$$M_{zA}: F_{r21} * a_{H1} + F_{a21} * r_1 - R_{by} * (a_{H1} + b_{H1}) = 0$$

Výsledné reakce v podporách jsou shrnuty do tabulky 16.

Tabulka 16: Výsledné reakce na H1

	x	y	z
R_{ai}	-452,96 N	-581,17 N	-1084,24 N
R_{bi}	0 N	1285,54 N	-797,23 N

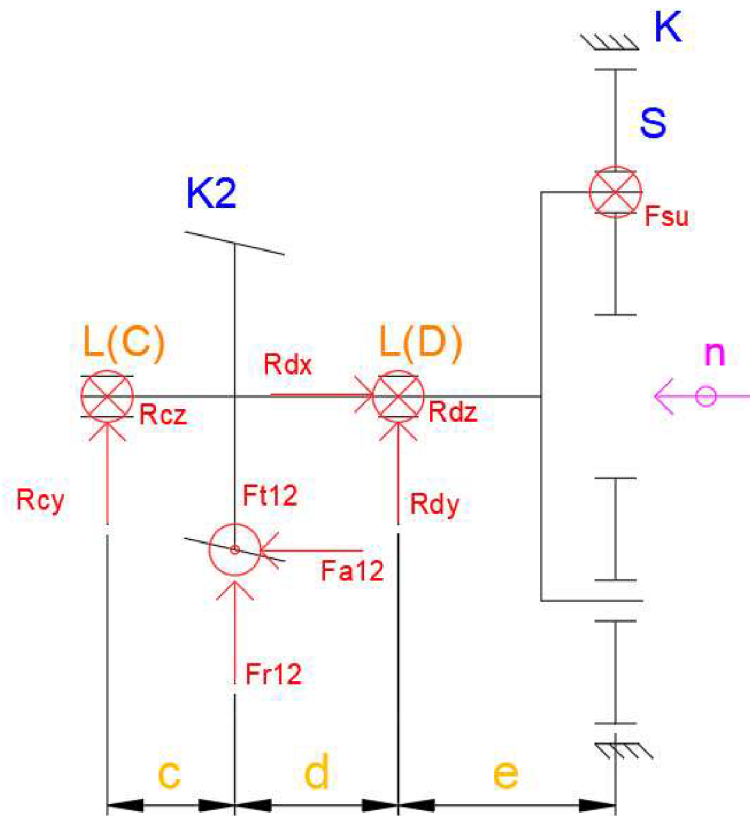
Výsledná reakce v L(A)

$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2 + R_{az}^2} = 1310,91 \text{ N}$	(42)
---	------

Výsledná reakce v L(B)

$R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2 + R_{bz}^2} = 1512,67 \text{ N}$	(43)
---	------

5.6.2 Hřídel 2



Obrázek 23: Hřídel 2 - silové poměry [vlastní]

Pro hřídel 2 autor volí tyto rozměry

$$c_{H2} = 26 \text{ mm} = 0,026 \text{ m}$$

$$d_{H2} = 24 \text{ mm} = 0,024 \text{ m}$$

$$e_{H2} = 77 \text{ mm} = 0,077 \text{ m}$$

Rovnice rovnováhy

$$x: R_{dx} - F_{a1} = 0$$

$$y: R_{cy} + R_{dy} + F_{r12} = 0$$

$$z: R_{cz} + R_{dz} - F_{t12} + F_{su} = 0$$

$$M_{xA}: F_{t1} * r_2 - F_{su} * r_u = 0$$

$$M_{yD}: F_{t12} * d_{H2} - R_{dz} * (c_{H2} + d_{H2}) + F_{su} * e_{H2} = 0$$

$$M_{zD}: R_{cy} * (c_{H2} + d_{H2}) + F_{r12} * d_{H2} + F_{a12} * r_2 = 0$$

Výsledné reakce v podporách jsou shrnuty do tabulky 17.

Tabulka 17: Výsledné reakce na H2

	x	y	z
R_{ci}	452,96 N	-803,99 N	-936,55 N
R_{di}	0 N	99,63 N	1623,44 N

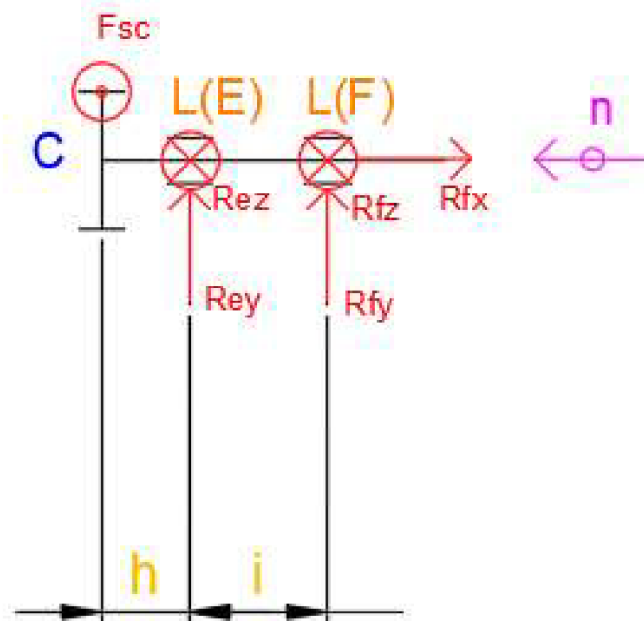
Výsledná reakce v L(C)

$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2 + R_{cz}^2} = 1314,8 \text{ N} \quad (44)$$

Výsledná reakce v L(D)

$$R_d = \sqrt{R_{dx}^2 + R_{dy}^2 + R_{dz}^2} = 1626,49 \text{ N} \quad (45)$$

5.6.3 Hřídel 3



Obrázek 24: Hřídel 3 - silové poměry [vlastní]

Při sestavování rovnic rovnováhy je třeba brát v potaz působení radiální síly od ozubení mezi satelity a centrálním kolem, to v kinematickém obrazci není znázorněno.

Pro hřídel autor volí tyto rozměry

$$h_{H3} = 21,5 \text{ mm} = 0,0215 \text{ m}$$

$$i_{H3} = 21 \text{ mm} = 0,021 \text{ m}$$

Rovnice rovnováhy

$$x: R_{fx} = 0$$

$$y: R_{ey} + R_{fy} = 0$$

$$z: R_{ez} + R_{fz} - F_{sc} = 0$$

$$M_{xA}: F_{sc} * r_c - M_{k3} = 0$$

$$M_{yA}: F_{sc} * (h_{H3} + i_{H3}) - R_{ez} * i_{H3} = 0$$

$$M_{zA}: R_{ey} * i_{H3} - F_{sc \text{ radiální}} * (h_{H3} + i_{H3}) = 0$$

Výsledné reakce v podporách jsou shrnuty do tabulky č. 18.

Tabulka 18: Výsledné reakce na H3

	x	y	z
R_{ei}	0 N	443,49 N	-1218,48 N
R_{fi}	0 N	226,09 N	-621,18 N

Výsledná reakce v L(E)

$$R_e = \sqrt{R_{ex}^2 + R_{ey}^2 + R_{ez}^2} = 1296,69 \text{ N} \quad (27)$$

Výsledná reakce v L(F)

$$R_f = \sqrt{R_{fx}^2 + R_{fy}^2 + R_{fz}^2} = 661,05 \text{ N} \quad (28)$$

5.6.4 Pevnostní kontrola hřídelů

Modul průřezu v ohybu

$$w_0 = \frac{\pi * d^3}{32} \quad (48)$$

Modul průřezu v krutu

$$w_k = \frac{\pi * d^3}{16} \quad (29)$$

Napětí ohybu

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{w_0} \quad (50)$$

Napětí krutu

$$\tau_{kmax} = \frac{M_{kmax}}{W_k} \quad (51)$$

Pro výpočet bezpečnosti platí vztahy:

$$\sigma_a = \sigma_h = \sigma_{0max} \quad (52)$$

$$k_h = k_a \quad (53)$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{co}}{\sigma_{0max}} \quad (54)$$

$$k_\tau = \frac{\tau_{kk}}{\tau_{kmax}} \quad (55)$$

$$k_H = \sqrt{\frac{k_\sigma^2 * k_\tau^2}{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} \quad (56)$$

Pro výpočet bezpečnosti se využijí vzorce v kapitole č. 5.6.4 a po zvolení minimálních průměru a materiálů se analogicky dopočítají zbylé koeficienty bezpečnosti jednotlivých hřídelů.

Zvolené průřezové charakteristiky

Hřídele – materiál 12 050 - Jedná se o konstrukční ocel nelegovanou, která je vhodná pro zušlechťování a povrchovému kalení. Potřebné vlastnosti materiálů jsou dopočteny ze zdroje [2].

Tabulka 19: Průřezové charakteristiky materiálu

Materiál	σ_{ko}	τ_{kk}	σ_{co}
12 050	315 MPa	210 MPa	130 MPa

Tabulka 20: Zvolené průměry hřídelů

d_1 [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]
26	20	14

Dosazením známých parametrů z tabulky 19 do rovnice č. 56 získáme celkové koeficienty bezpečnosti viz. tabulka č. 21. Chceme, aby výsledné koeficienty byly větší než 2,5 pro zajištění dostatečně velké bezpečnosti.

Tabulka 21: Vypočtené koeficienty bezpečnosti

k_{H1}	k_{H2}	k_{H3}
2,88	3,01	2,69

Námi vypočtené koeficienty bezpečnosti jsou vyšší než zvolený předpoklad pro celkovou bezpečnost → materiál vyhovuje pro napětí v ohybu i krutu na hřídeli.

5.7 Provozní schopnost ozubeného soukolí

Pro výpočet provozní schopnosti je třeba uvažovat únosnost boků zubů v dotyku a únosnost zubů v ohybu. Pro výpočet autor využil softwaru Autodesk Inventor, kde po zadání silových účinků během generování ozubení, vypočetl hodnoty bezpečnosti. Výsledky pro čelní soukolí se šikmými zuby K1-K2 jsou v obrázku č. 25.

Kolo 1		Kolo 2	
S_H	2,794 ul	S_H	2,764 ul
S_F	4,894 ul	S_F	7,593 ul
S_{Hst}	5,794 ul	S_{Hst}	5,601 ul
S_{Fst}	9,201 ul	S_{Fst}	14,273 ul

Obrázek 25: Kontrola únosnosti [vlastní – Autodesk Inventor]

S_H – součinitel bezpečnosti v dotyku

S_F – součinitel bezpečnosti v ohybu

S_{Hst} – statická bezpečnost v dotyku

S_{Fst} – statická bezpečnost v ohybu

5.8 Návrh ložisek

Jak je již zmíněno v úvodu, navržený prototyp bude dimenzován na větší životnost ložisek, ta bude uvažována na $L_{h10} = 15000$ hodin. Jelikož axiální síly v pohonu nedosahují vysokých hodnot a není zapotřebí volit ložiska malých rozměrů, je možné kuličková ložiska. Parametry jednotlivých zvolených ložisek jsou dostupné z katalogu MATEZA viz. Příloha 4 a [5].

Tabulka 22: Zvolená ložiska

L (A, B)	L (C, D)	L (E, F)
16006	6005	6205

Výpočet trvanlivosti ložisek

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p * \frac{10^6}{60 * n} \quad (57)$$

Po dosazení parametrů ložisek do rovnice (50), se získají trvanlivosti jednotlivých ložisek, pro přehlednost viz tabulka č. 22.

Tabulka 23: Vypočtené trvanlivosti ložisek

$L_{h10_{H1}}$	$L_{h10_{H2}}$	$L_{h10_{H3}}$
17938 [h]	24303 [h]	17209 [h]

Následně je potřeba přepočítat trvanlivost ložisek vůči využití pohonu v praxi pro získání trvanlivosti v jednotkách roků. Byla tedy provedena analýza vytížení pohonu dopravníku. Dopravník pracuje v případě, kdy buď koš zdvihá nebo vrací do výchozí polohy. Do analýzy je třeba brát v potaz počet licích strojů, které musí pec zásobovat a vzhledem ke zmenšení nosnosti koše dopravníku, je nutné zjistit počet potřebných zdvihů stroje, tak aby pec připravila požadované množství materiálu pro výrobní linky, kterým je přiřazená viz tabulka č. 23.

Tabulka 24: Přepočítané trvanlivosti ložisek

L(A), L(B) - 16006	L(C), L(D) - 6005	L(E), L(F) - 6205
15,96 [let]	27,78 [let]	15,31 [let]

5.9 Návrh pevnostních spojů hřídelů a náboje

Pro pevnostní spoje hřídelů a nábojů využijeme normalizovaná pera. Pokud bychom využili drážkování, popřípadě jiného spoje, značně by se tím zvýšila výrobní cena a technologická náročnost pro výrobu hřídelů. Vypočtené minimální délky per jsou v tabulce č. 25 vypočtené analogicky dle vzorců v rovnici č. 53. Parametry normalizovaných per jsou v Příloze č. 5 a [5]. Při užití dvou per není únosnost 2x větší, ale počítá se pouze 1,5x větší.

Tlak ve stykové ploše

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 * M_k}{t_p * l * d} \leq p_d \quad (58)$$

Tabulka 25: Minimální délky per

Komponenta	K1	K2	U	C
Min. délka pera l_{pmin}	29,5 [mm]	18,4 [mm]	16,1 [mm]	2,39 [mm]

6 Ekonomické zhodnocení

Jak již bylo zmíněno v rešerši současného řešení v praxi, pohon dopravníku pece se skládá z ploché převodovky a třífázového motoru. Samotná převodovka je složena ze tří soukolí tvořených pomocí čelního ozubení se šikmými zuby. Technologická náročnost výroby je tedy značně menší, neboť zde pro výrobu šikmého ozubení lze využít pouze jedné technologie, jako je například frézování za pomoci odvalovací frézy. Toto řešení tedy značně zmenšuje náklady na výrobu všech soukolí. Následně je zde převodová skříň složená z jednoho hlavního dílu skříně a víka. Tvar hlavní části skříně není komplikovaný a proces lití je tedy méně ekonomicky nákladný i časově náročný. Vcelku je zajištěna relativně jednoduchá výroba převodovky, což umožňuje malosériovou výrobu.

Cena celkem bez DPH:

25 563Kč

Ekonomický rozbor nového konstrukčního řešení

Z ekonomického hlediska bude nově navrhnuté řešení v porovnání se současným řešením značně náročnější. Samotná skříň je zde složena ze 4 hlavních dílů. Z důvodu složitějšího tvaru, by se části skříně vyráběly gravitačním litím do pískové formy. Důsledkem toho je výroba časově náročnější, neboť je potřebné i následné obrobení funkčních ploch. To se určitě projeví i na celkové ceně, do které je nutno zahrnout nejen potřebný materiál, ale i cenu pro výrobu většího počtu forem a jader. Kvůli množství komponent v soustavě konstrukčního návrhu by došlo ke komplikovanější montáži sestavy a převodovka by se pravděpodobně vyráběla pouze v kusové výrobě, a to i z důvodu návrhu pro jednoúčelové užití převodovky. Z ekonomického hlediska je tedy tento návrh značně nevýhodný, avšak je třeba brát v úvahu, že životnost navrženého pohonu může být až 4x delší. To se může z dlouhodobého hlediska vyplatit, neboť nebude nutné řešit komplikace s poruchami pohonu z praxe. V tabulce č. 26 je proveden hrubý odhad ceny celé sestavy.

V odhadu není zahrnuta cena práce za montáž a dopravu dílů vyrobených v externích firmách. Je třeba brát v potaz i cenu za následnou montáž do celé sestavy dopravníku.

Tabulka 26: Hrubý odhad výrobní ceny konstrukčního návrhu v Kč

	Výroba skříně	Výroba soukolí	Nenormalizované Komponenty	Normalizované komponenty	Motor	CELKEM
Cena	14 500	7 800	1 800	3 500	3 592	34 692 Kč

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout pohon dopravníku ingotů do tavicí pece. Byla provedena rešerše současného řešení pro určení provozních vlastností pohonu, odhalení nedostatků a neefektivnosti konstrukčního řešení v praxi. Po rozboru převodovky z praxe a ujasnění provozních vlastností, bylo možné provést vlastní návrh konstrukčního řešení.

Po rozvržení nového konstrukčního návrhu následoval výpočet jednotlivých prvků, tak aby bylo dodrženo určených vstupních a výstupních parametrů. Výpočet obnášel určení geometrických rozměrů a velikosti silového působení pro řetězový převod, čelní soukolí se šikmými zuby a planetové soukolí. Aby bylo možné dimenzovat hřídele, bylo nutné sestavit rovnice rovnováhy v kinematických obrazcích jednotlivých hřídelů, vypočítat reakce v ložiskách a poté zkontrolovat životnosti ložisek vůči využití dopravníku v praxi. Při návrhu se autor snažil dosáhnout optimálního řešení mezi efektivností převodů, rozměry celé sestavy, silového namáhání hřídelů, a především delší životnosti zařízení. Tento cíl byl splněn.

Dalším prvkem bakalářské práce bylo vytvoření modelu sestavy pohonu za pomoci programu Autodesk Inventor 2023 Professional a zhotovení výkresové dokumentace nejdůležitějších komponent převodovky. Během modelování bylo zapotřebí brát v potaz prostředí, ve kterém pohon pracuje, a tedy nutnost správně zajistit těsnost celé převodovky. Axiální posuv komponent byl znemožněn konstrukčním řešením skříně.

Výsledkem bakalářské práce je převodovka se specifickými vlastnostmi pro konkrétní užití v praxi.

Do budoucna by bylo možné implementovat nové konstrukční řešení za využití planetového soukolí, kde by nebylo zastaveno korunové kolo, ale byl by k němu přistavěn pastorek pro výstup hřídelů z převodovky. Toto řešení by ale vyžadovalo relativně větší rozměry soukolí a větší počet satelitů pro dosažení menšího namáhání ložisek v převodovce. Zároveň by bylo možné eliminovat užití spojek, které autorovo konstrukční řešení vyžaduje.

8 Seznam obrázků

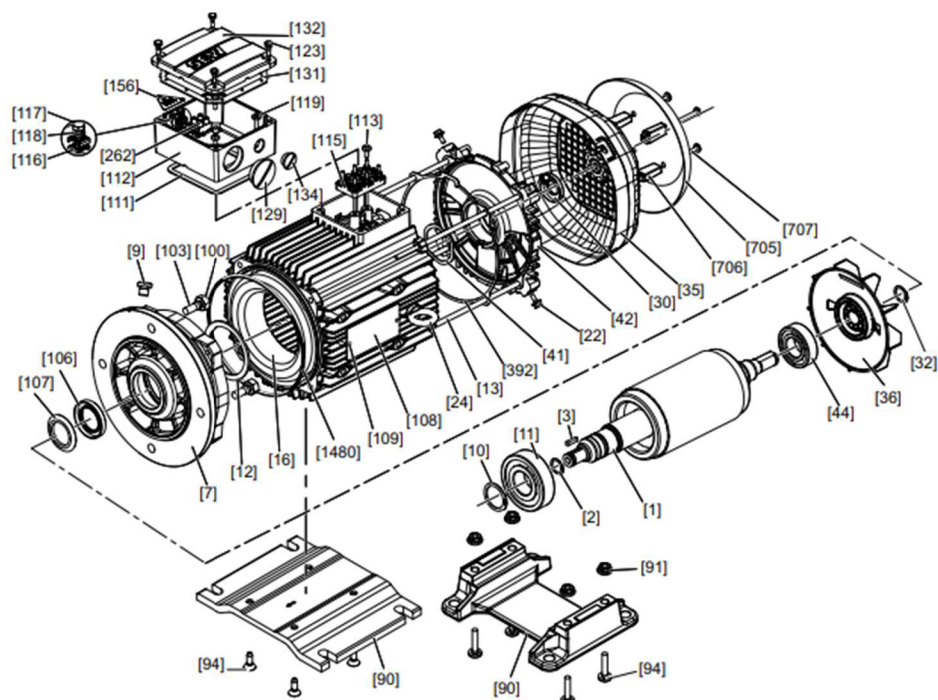
Obrázek 1: Současné konstrukční řešení pohonu dopravníku [interní materiál firmy]	14
Obrázek 2: Sestava dopravníku, boční pohled [interní materiál firmy]	15
Obrázek 3: Konstrukční uspořádání ploché převodovky [10]	17
Obrázek 4: Zvolený patkový elektromotor [11]	29
Obrázek 5: Řetězové soukolí [2]	18
Obrázek 6: Čelní ozubení se šikmými zuby [2]	19
Obrázek 7: Planetové soukolí [2]	20
Obrázek 8: Vstupní strana převodovky [vlastní]	23
Obrázek 9: Výstupní strana převodovky [vlastní]	23
Obrázek 10: Rozložení převodové skříně [vlastní]	24
Obrázek 11: Rozpoložení převodové skříně – pohled shora [vlastní]	24
Obrázek 12: Konstrukční prvek pro upevnění [vlastní]	25
Obrázek 13: Podpůrná noha skříně [vlastní]	25
Obrázek 14: Upevnění skříně [interní materiál firmy]	26
Obrázek 15: Montážní schéma [vlastní]	27
Obrázek 16: Kinematické soukolí [vlastní]	28
Obrázek 17: Geometrie čelního ozubení [2]	34
Obrázek 18: Silové poměry čelního soukolí [2]	35
Obrázek 19: Kinematické poměry planetového soukolí [2]	36
Obrázek 20: Montážní podmínka planetového soukolí [2]	37
Obrázek 21: Silové poměry planetových soukolí [2]	39
Obrázek 22: Hřídel 1 - silové poměry [vlastní]	41
Obrázek 23: Hřídel 2 - silové poměry [vlastní]	43
Obrázek 24: Hřídel 3 - silové poměry [vlastní]	44
Obrázek 25: Kontrola únosnosti [vlastní – Autodesk Inventor]	47

9 Seznam použité literatury

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby –několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola –Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 –Ozubená kola –Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby.
- [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL
- [11] SEW EURODRIVE [online] dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/domu.html>
- [12] VYBO Electric a.s. [online] Elektromotory dostupně z: <https://www.elektromotor.cz/obchod/elektromotor-2-2kw-1440rpm-1-al-100-l-1-4/>
- [13] E-konstruktor [online] Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel dostupné z: https://e-konstruktor.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel#google_vignette

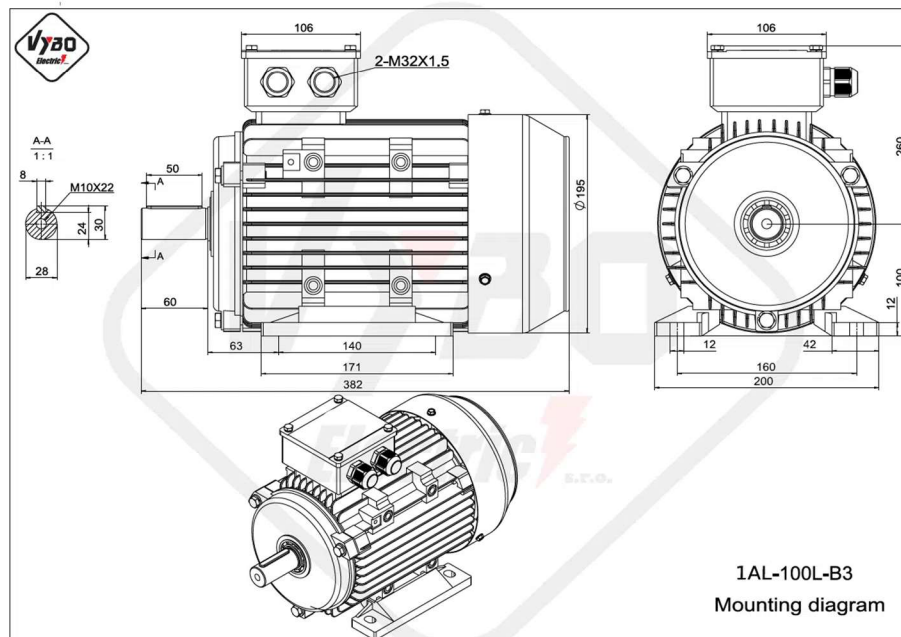
10 Seznam příloh

Příloha 1: Konstrukční uspořádání elektromotoru využívaného v praxi

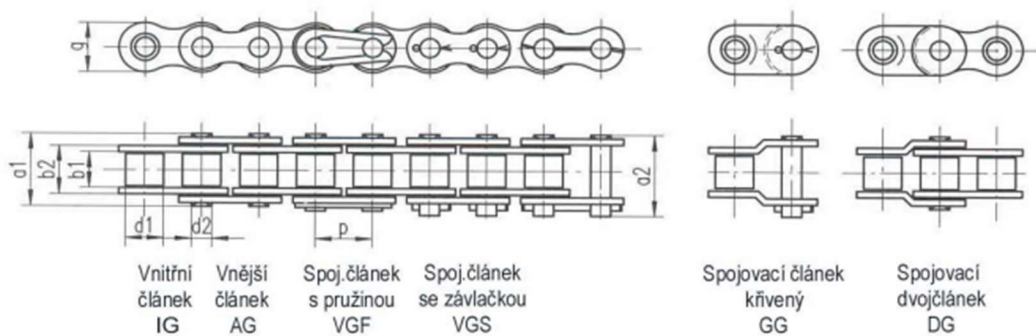


[1]	kotva	[32]	pojistná podložka	[107]	ostřikovací kroužek	[123]	šroub se šestihrannou hlavou
[2]	pojistná podložka	[35]	víko ventilátoru	[108]	typový štítek	[129]	uzavírací šroub s O-kroužkem
[3]	lícované pero	[36]	ventilátor	[109]	rýhovaný hřeb	[131]	těsnění víka
[7]	štít přírubového ložiska	[41]	distanční podložka	[111]	těsnění spodního dílu	[132]	víko svorkové skříňe
[9]	uzavírací šroub	[42]	ložiskový štít B	[112]	dolní část svorkové skříňe	[134]	uzavírací šroub s O-kroužkem
[10]	pojistná podložka	[44]	radiální kuličkové ložisko	[113]	šroub s čočkovou hlavou	[156]	informační štítek
[11]	radiální kuličkové ložisko	[90]	patní deska	[115]	svorková deska	[262]	spojovací svorka
[12]	pojistná podložka	[91]	šestihranná matice	[116]	třmenová svorka	[392]	těsnění
[13]	válcový šroub	[94]	šroub	[117]	šroub se šestihrannou hlavou	[705]	ochranná stříška
[16]	stator	[100]	šestihranná matice	[118]	pružná podložka	[706]	distanční prvek
[22]	šroub se šestihrannou hlavou	[103]	závrtný šroub	[119]	šroub s čočkovou hlavou	[1480]	O-kroužek
[24]	šroub se závěsným okem	[106]	těsnící kroužek hřídele				
[30]	těsnící kroužek hřídele						

18014411878699915



Válečkové řetězy podle DIN 8187 (evropská řada) - jednořadé



ISO	Označení	p mm	b ₁ min. mm	b ₂ max. mm	d ₁ max. mm	d ₂ mm	a ₁ max. mm	a ₂ max. mm	g max. mm	Plocha článku cm ²	Síla k přetržení kN	Hmotnost kg/m
	pxb ₁ v palcích/mm											
04 - 1	-	6,00	2,80	4,10	4,00	1,85	7,40	10,30	5,00	0,07	3	0,12
05 B - 1	8x3x5mm	8,00	3,00	4,77	5,00	2,31	8,60	11,70	7,10	0,01	5	0,18
06 B - 1	● 3/8"x5/16"	9,525	5,72	8,53	6,35	3,28	13,50	16,80	8,20	0,28	9	0,41
08 B - 1	○ 1/2"x5/16"	12,70	7,75	11,30	8,51	4,45	17,00	20,90	11,80	0,50	18	0,70
10 B - 1	○ 5/8"x3/8"	15,875	9,65	13,28	10,16	5,08	19,60	23,70	14,70	0,67	22,4	0,95
12 B - 1	○ 3/4"x29/64"	19,05	11,68	15,62	12,07	5,72	22,70	27,00	16,10	0,89	29	1,25
16 B - 1	○ 1"x17mm	25,40	17,02	25,40	15,88	8,28	36,10	41,50	21,00	2,10	60	2,7
20 B - 1	○ 1 1/4"x3/4"	31,75	19,56	29,00	19,05	10,19	43,20	49,30	26,40	2,95	95	3,6
24 B - 1	○ 1 1/2"x1"	38,10	25,40	37,90	25,40	14,63	53,40	60,00	33,40	5,54	160	6,7
28 B - 1	○ 1 3/4"x1 1/4"	44,45	30,99	46,50	27,94	15,90	65,10	72,50	37,08	7,40	200	8,3
32 B - 1	● 2"x1 1/4"	50,80	30,99	45,50	29,21	17,81	67,40	75,30	42,20	8,11	250	10,5
40 B - 1	○ 2 1/2"x1 1/2"	63,50	38,10	55,70	39,37	22,89	82,60	92,60	52,96	12,76	360	16,0
48 B - 1	○ 3"	76,20	45,72	70,50	48,26	29,24	99,10	109,10	63,80	20,63	560	25,0
56 B - 1	● 3 1/2"	88,90	53,34	81,30	53,98	34,32	114,00	126,30	77,80	27,91	850	35,0
64 B - 1	● 4"	101,60	60,96	92,00	63,50	39,40	130,00	143,90	90,10	36,25	1120	60,0
72 B - 1	● 4 1/2"	114,30	68,58	103,80	72,39	44,50	147,00	161,70	103,60	46,17	1400	80,0

○ lze dodat také s rovnými destičkami ● s rovnými destičkami

Válečkové řetězy se vyrábí také s povrchovou úpravou - pozinkované/poniklované a v nerezovém provedení.



spol. s r. o.

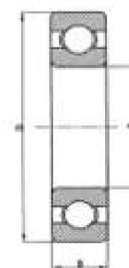
580 01 Havlíčkův Brod, Pod Kyjovskou 4166, tel.: 569 427 754, 774 732 027

619 00 Bno - Horní Heršpice, Klárova 263, tel.: 543 250 994, 774 732 029

586 01 Jihlava, Romana Havelky 306/19, tel.: 567 216 103, 774 732 028

Kuličková ložiska

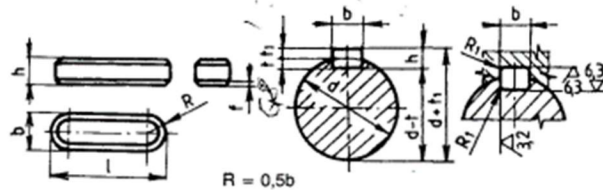
Jednořadá kuličková ložiska



d 22 - 35 mm									
Označení	d (mm)	Rozměry D (mm)	B (mm)	Dynamická únosnost C (kN)	Statická únosnost C ₀ (kN)	Mezi únavo- vové zatížení P ₁ (kN)	Referenční otáčky (1/min)	Mezi otáčky (1/min)	Hmotnost (kg)
62/22	22	50	14	14	7,65	0,325	30000	19000	0,12
63/22	22	56	16	18,6	9,3	0,39	28000	18000	0,18
61805	25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022
61905	25	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045
16005	25	47	8	8,06	4,75	0,212	32000	20000	0,06
6005	25	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,08
98205	25	52	9	10,6	6,55	0,28	28000	18000	0,078
6205	25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13
6205 ETN9	25	52	15	17,8	9,8	0,4	28000	18000	0,12
6305	25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23
6305 ETN9	25	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,21
6405	25	80	21	35,8	19,3	0,815	20000	13000	0,53
62/28	28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,18
63/28	28	68	18	25,1	13,7	0,585	22000	14000	0,29
61806	30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,027
61906	30	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,051
16006	30	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,085
6006	30	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12
6206	30	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,2
6206 ETN9	30	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,19
6306	30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35
6306 ETN9	30	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33
6406	30	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,74
61807	35	47	7	4,75	3,2	0,166	28000	18000	0,03
61907	35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,08
16007	35	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11
6007	35	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16
6207	35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29
6207 ETN9	35	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27
6307	35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46
6407	35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95

PERA TĚSNÁ

Výběr z ČSN 02 2562
Účinnost od 1. 8. 1964



Označení těsného pera o šířce $b = 12$ mm., výšce $h = 10$ mm a délce $l = 80$ mm, s mezními úchytkami šířky $e7$:
PERO 12e7 \times 10 \times 80 ČSN 02 2562

Rozměry v mm

Průměr hřídele d	Rozměry				Hloubka drážky				Poloměr drážky R_1
	b	h	f	l	t	mezní úchytky	t_1	mezní úchytky	
6 až 8	2	2	0,25	8 až 20	1,1	+0,1 0,0	0,9		0,2
8 až 10	3	3		8 až 36	1,7		1,3		
10 až 12	4	4		10 až 45	2,4		1,6		
12 až 17	5	5	0,5	12 až 56	2,9		2,1	+0,2 +0,1	0,4
17 až 22	6	6		16 až 70	3,5		2,5		
22 až 30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30 až 38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		0,6
38 až 44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44 až 50	14	9		40 až 140	5,5		3,5		
50 až 58	16	10	0,7	45 až 180	6,2	+0,2 0,0	3,8	+0,4 +0,2	1,0
58 až 65	18	11		50 až 200	6,8		4,2		
65 až 75	20	12		56 až 220	7,4		4,6		
75 až 85	22	14	1,2	63 až 250	8,5		5,3		
85 až 95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95 až 110	28	16		80 až 315	9,9		6,1		

t – hloubka drážky v hřídeli, t_1 – hloubka drážky v náboji.

Materiál: 11 600.

Mezní úchytky délek per jsou jako u vsazených klínů.

Tolerance: šířka $e7$ nebo $h9$, výška $h9$ – pera čtvercového průřezu, $h11$ – pera obdélníkového průřezu, šířka drážky v hřídeli i v náboji P9.

Délky: 8 ... po 2 ... 22, 25, 28 ... po 4 ... 40, 45, 50, 63, 70 ... po 10 ... 110, 125, 140 ... po 20 ... 220, 250, 280, 315, 355, 400 mm

Přiložené výkresy

Příloha 6 – Výkres – Sestava – BP_S20000189_Sestava

Příloha 7 – Výkres – Hřídel 1 – BP_S20000189_Hřídel_1

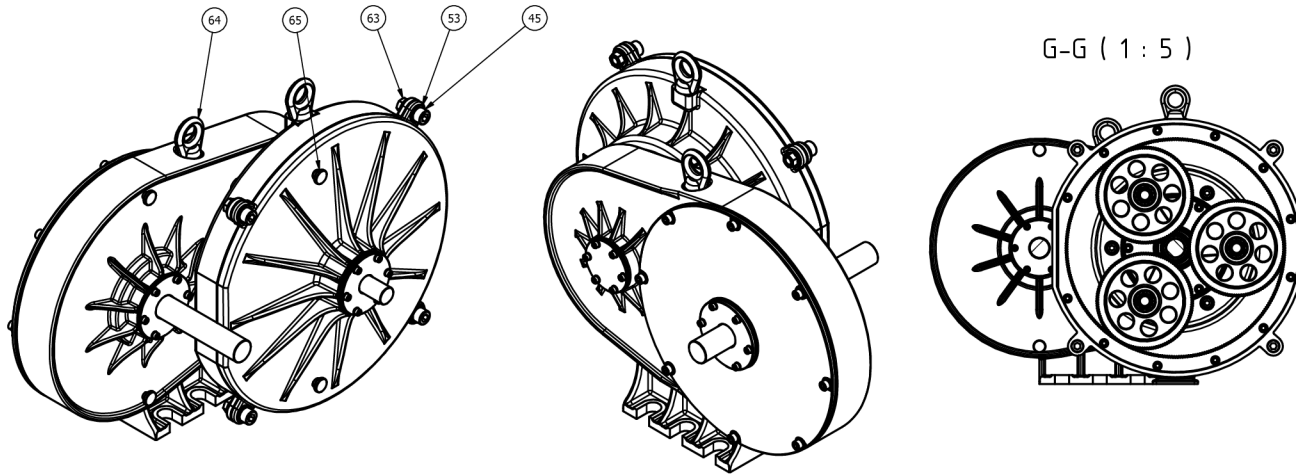
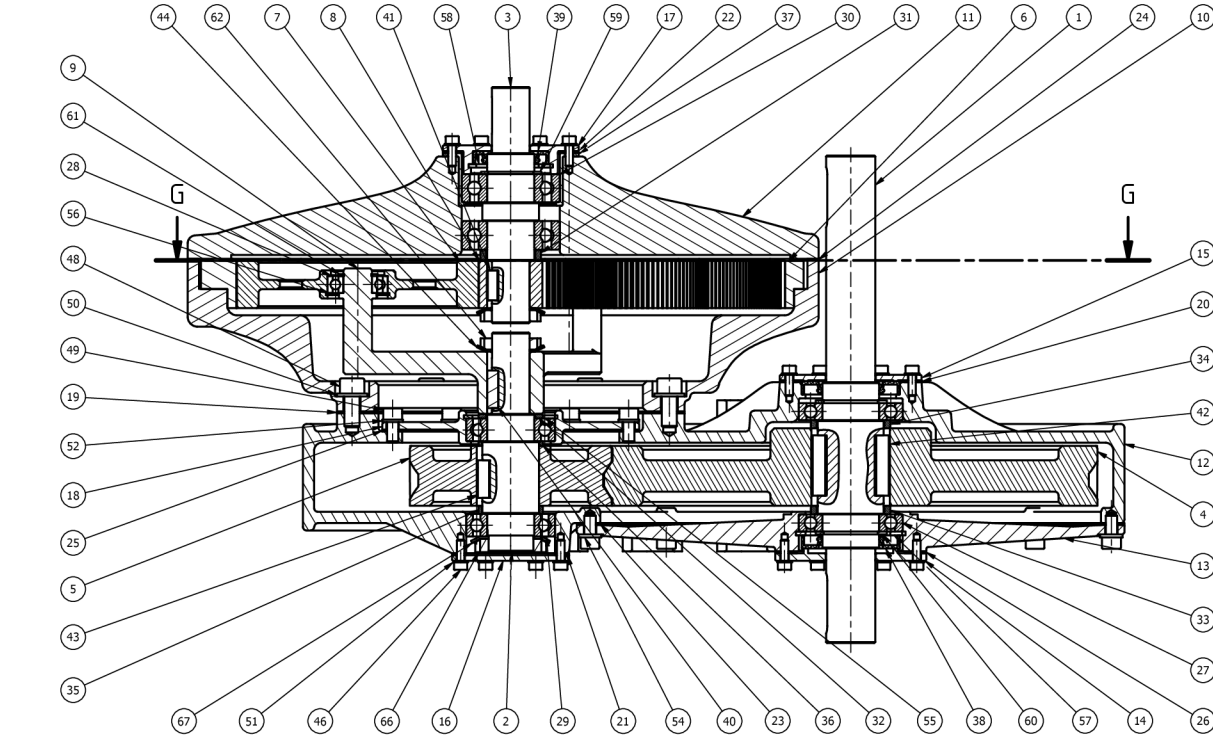
Příloha 8 – Výkres – Hřídel 2 – BP_S20000189_Hřídel_2

Příloha 9 – Výkres – Hřídel 3 – BP_S20000189_Hřídel_3

Příloha 10 – Výkres – Kolo 1 – BP_S20000189_Kolo_1

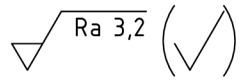
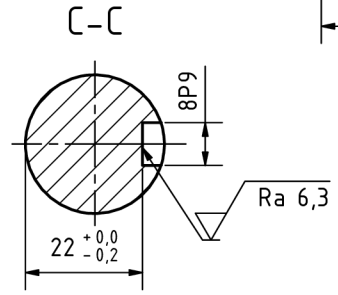
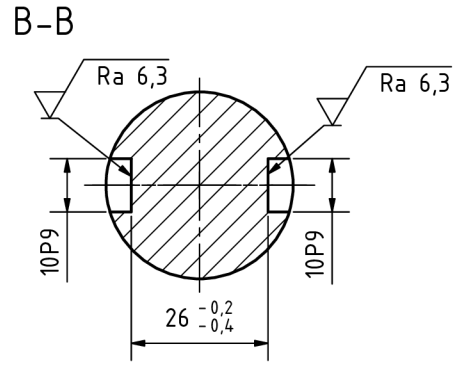
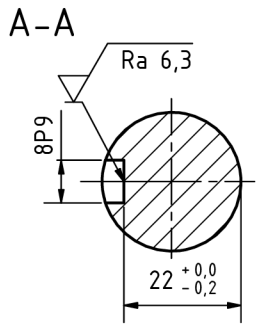
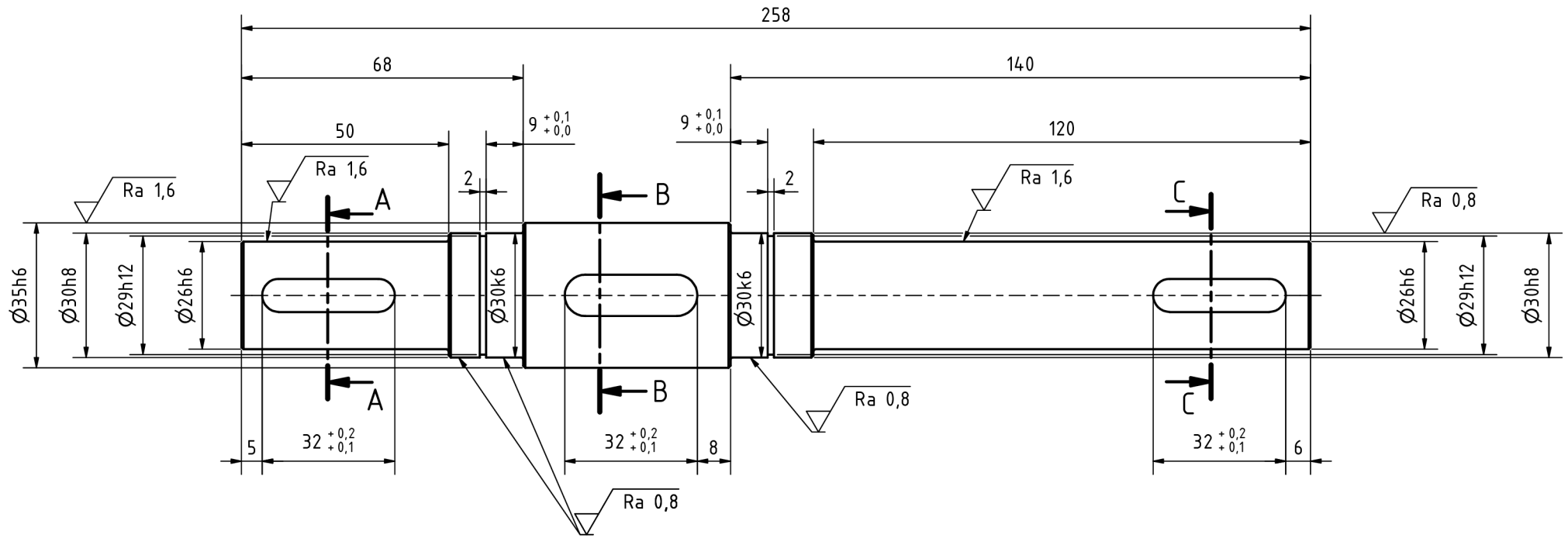
Příloha 11 – Výkres – Kolo 2 – BP_S20000189_Kolo_2

Příloha 12 – Výkres – Unašeč – BP_S20000189_Unašeč



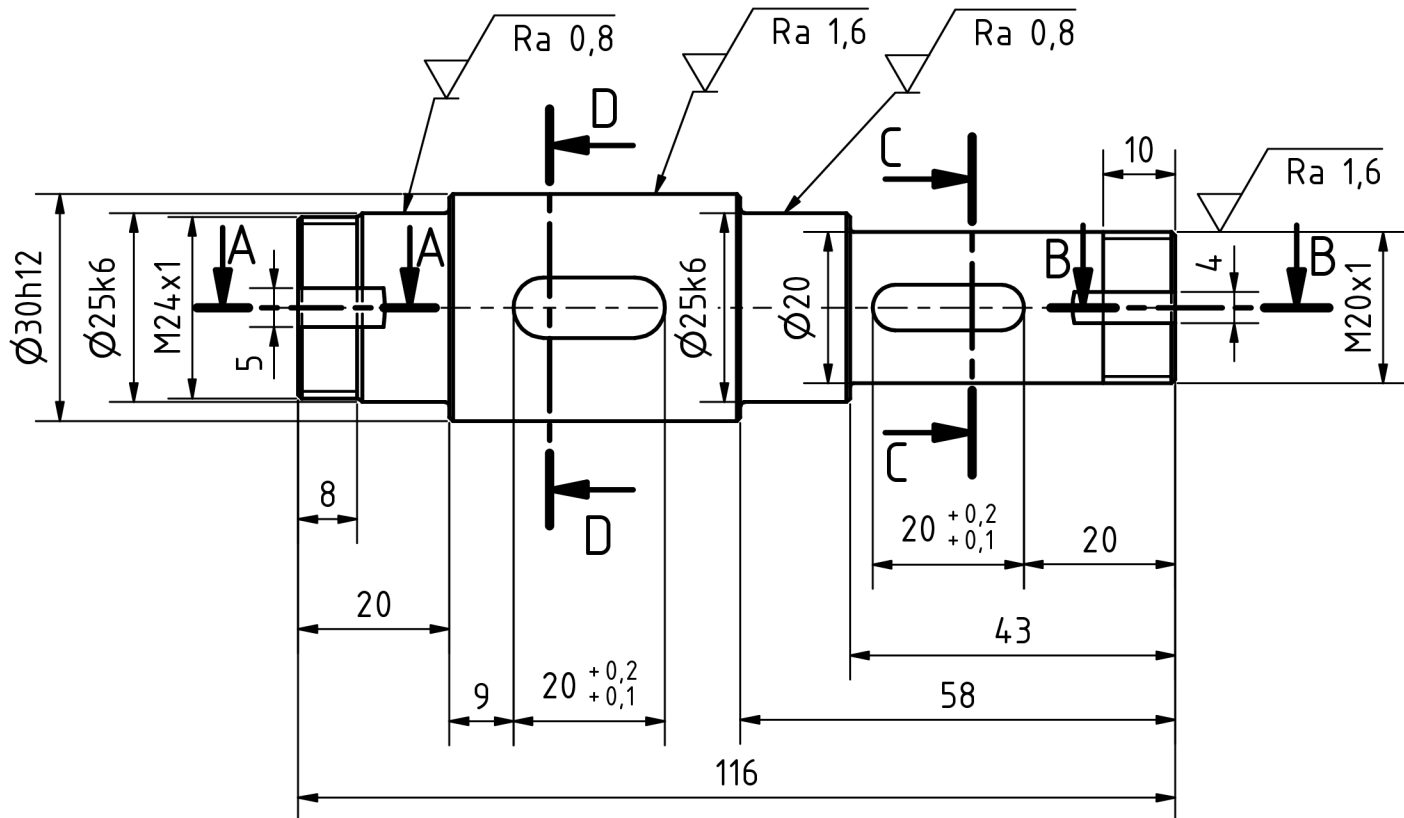
67	1	Podložka pro pojistnou matici - M5		CSN 02 3640 - M5
66	1	Pojistná matice M24		CSN 02 1449 - M 24 x 1,5
65	4	Šroub s rýhovanou hlavou M4x6		CSN 02 1161 - B M4x6
64	2	Šroub s okem s nákrúžkem M8x11		CSN 02 1369 - M8 x 11
63	4	Matice M10		CSN 02 1402 - M10
62	2	Pojistná matice - KM 4		CSN 023630 - KM 4
61	3	Pojistné hřídelové kroužky - 15		CSN 02 2930 - 15
60	2	Pojistné hřídelové kroužky - 30		CSN 02 2930 - 30
59	1	Pojistné hřídelové kroužky - 25		CSN 02 2930 - 25
58	1	Pojistný kroužek - 42		CSN 02 2931 - 42
57	1	Pojistný kroužek - 55		CSN 02 2931 - 55
56	3	Pojistný kroužek - 32		CSN 02 2931 - 32
55	1	Pojistný kroužek -47		CSN 02 2931 - 47
54	8	Podložka - B 6,4		CSN 02 1702 - B 6,4
53	8	Podložka - B 10,5		CSN 02 1702 - B 10,5
52	18	Podložka - 6,4		CSN 02 1703 - 6,4
51	24	Podložka - 4,3		CSN 02 1703 - 4,3
50	6	Podložka - B 8,4		CSN 02 1702 - B 8,4
45	4	Šroub M10x25		CSN 02 1143 - M10 x 25
48	6	Šroub M8x18		CSN 02 1143 - M8 x 18
49	14	Šroub M6x12		CSN 02 1143 - M6 x 12
47	12	Šroub M6x22		CSN 02 1143 - M6 x 22
46	24	Šroub M4x12		CSN 02 1143 - M4 x 12
44	2	Pojistné matice a podložky pro matice upínacích pouzder		CSN 02 3640 - MB4
43	1	Těsná pera zaoblená		CSN 02 2562 - 8x7x20
42	2	Těsná pera zaoblená		CSN 02 2562 - 10x8x32
41	1	Těsná pera zaoblená		CSN 02 2562 - 6x6x16
40	1	Těsná pera zaoblená		CSN 02 2562 - 6x6x20
39	1	Hřídelová pryžová těsnění	NBR	CSN 02 9401 - G 25x40x7 - NBR
38	2	Hřídelová pryžová těsnění	NBR	CSN 02 9401 - G 30x52x7 - NBR
37	1	Pojistný člen	ČSN 11 320	
36	1	Distanční kroužek 6	ČSN 11 320	TR 35x2,6 ČSN 42 5715
35	1	Distanční kroužek 5	ČSN 11 320	TR 35x2,6 ČSN 42 5715
34	1	Distanční kroužek 4	ČSN 11 320	TR 42,4x3,2 ČSN 42 5715
33	1	Distanční kroužek 3	ČSN 11 320	TR 42,4x3,2 ČSN 42 5715
32	1	Distanční kroužek 2	ČSN 11 320	TR 35x4 ČSN 42 5715
31	1	Distanční kroužek 1	ČSN 11 320	TR 33,7x3,2 ČSN 42 5715
30	2	Kuličková ložiska jednořadá		CSN 02 4630 - 6205
29	2	Kuličkové ložisko jednořadá		DIN 625 T1 - 6005 - 25 x 47 x 12
28	3	Kuličkové ložisko jednořadá		DIN 625 T1 - 6002 - 15 x 32 x 9
27	2	Kuličková ložiska jednořadá		CSN 02 4630 - 16006
26	1	Těsnění 8	NBR	
25	1	Těsnění 7	NBR	
24	1	Těsnění 6	NBR	
23	1	Těsnění 5	NBR	
22	1	Těsnění 4	NBR	
21	1	Těsnění 3	NBR	
20	1	Těsnění 2	NBR	
19	1	Těsnění 1	NBR	
18	1	Víčko 5	ČSN 11 373	
17	1	Víčko 4	ČSN 11 373	
16	1	Víčko 3	ČSN 11 373	
15	1	Víčko 2	ČSN 11 373	
14	1	Víčko 1	ČSN 11 373	
13	1	Skrň 4	ČSN 42 2415	ODLITEK
12	1	Skrň 1	ČSN 42 2415	ODLITEK
11	1	Skrň 3	ČSN 42 2415	ODLITEK
10	1	Skrň 2	ČSN 42 2415	ODLITEK
9	1	Unašec	ČSN 42 4357	ODLITEK
8	1	Centrální kolo	ČSN 12 500	Tyč kruhová D38-25
7	3	Satelit	ČSN 12 500	Tyč kruhová D130-25
6	1	Korunové kolo	ČSN 14 220	PLO 330-25
5	1	Kolo 2	ČSN 14 220	D110-32 ČSN 42 5510
4	1	Kolo 1	ČSN 14 220	Široká ocel 280x35 ČSN 42 5524
3	1	Hřídel 3	ČSN 12 500	Tyč kruhová D30-125
2	1	Hřídel 2	ČSN 12 500	Tyč kruhová D30-120
1	1	Hřídel 1	ČSN 12 500	Tyč kruhová D35-260
POZICE	KS	NÁZEV	MATERIÁL	POLOTOVAR

Kusovník		Převzat ISO 2768-mK	Tolerance ISO 8015	Proměření ISO E
Polotovár : -		 TU v Liberci		
Materiál : -				
Měřítko	1:2	Datum	Jméno	
Třída odpadu		23.03.2023	Plánička	
Stav	Změny	Datum	Jméno	
Sestava				1
				A2

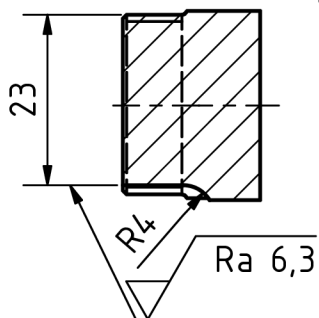


NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°
NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY R1

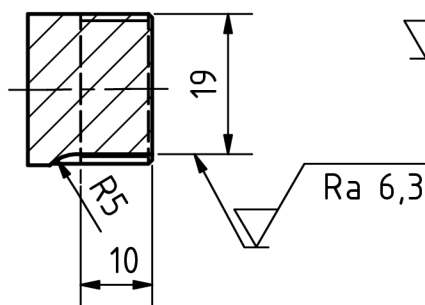
Polotovár : TYČ KRUHOVÁ D35-260		Datum		Jméno		Přesnost ISO 2768-mK	Tolerování ISO 8015	Promitání ISO E
Materiál : 12 050		23.05.2023		Plánička				
Třída odpadu : 002		Norma						
Hmotnost : 1,24 kg		Zkontrolován				BP_S20000189_Hřídel_1		
		Stav						
		Změny				Hřídel 1		
		Datum						
		Jméno				1 A3		



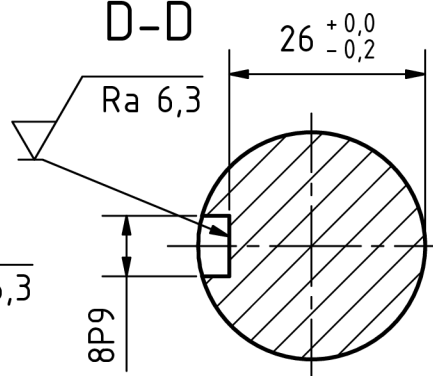
A-A



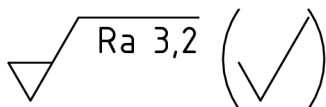
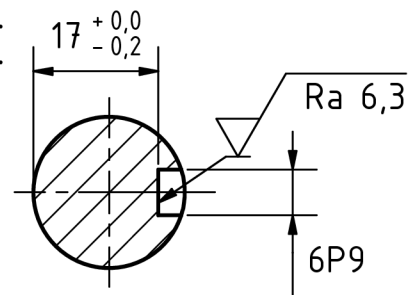
B-B



D-D

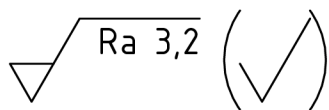
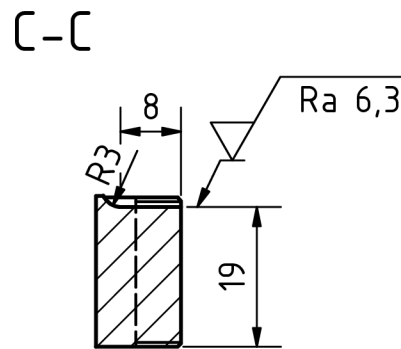
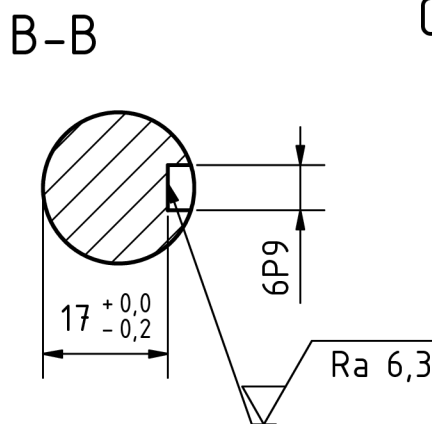
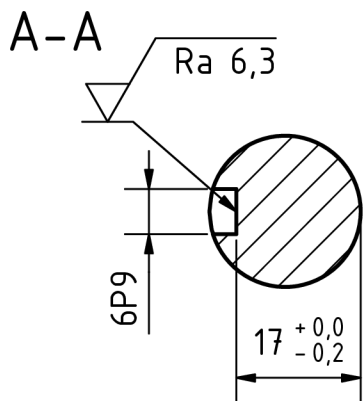
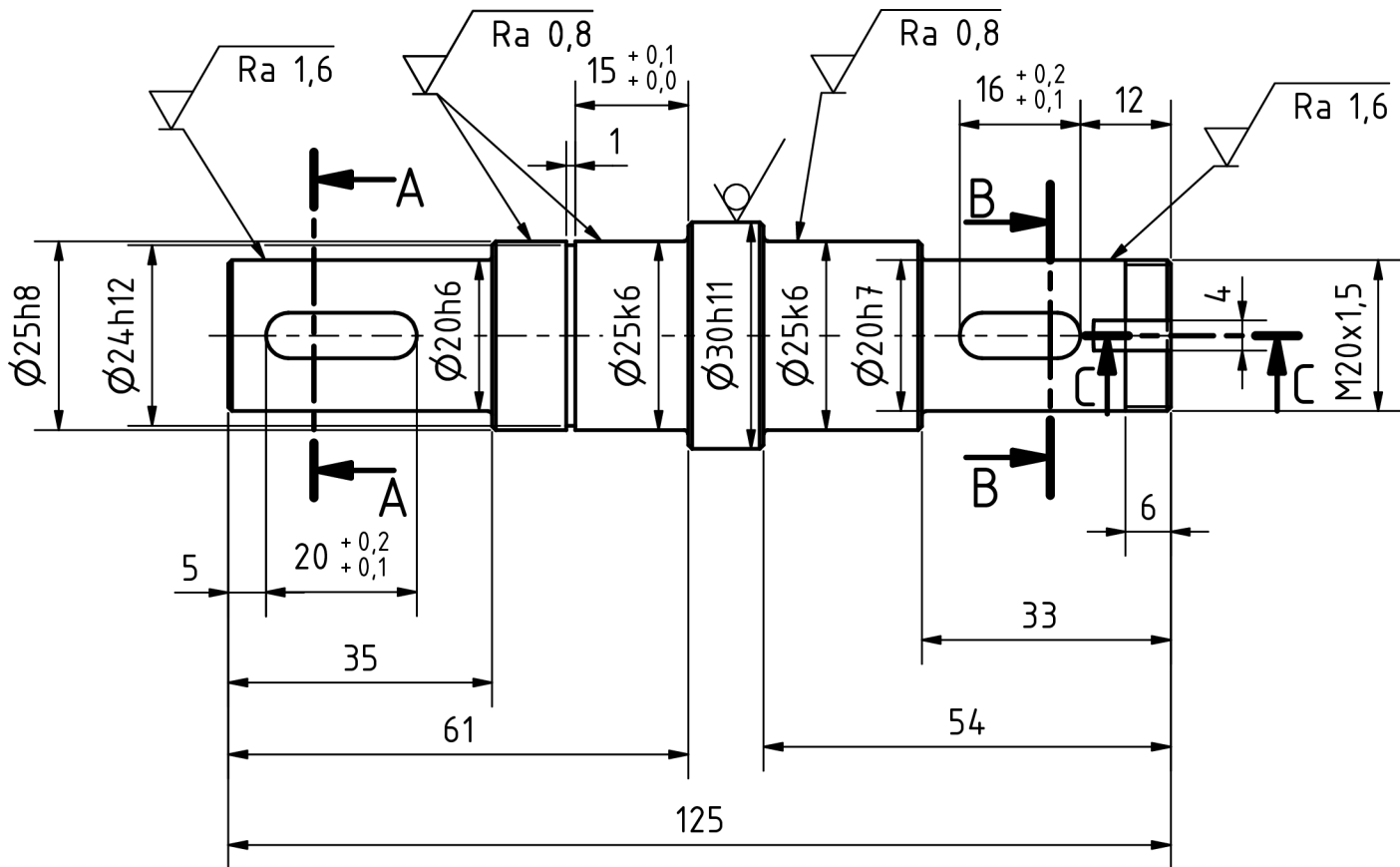


C-C



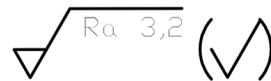
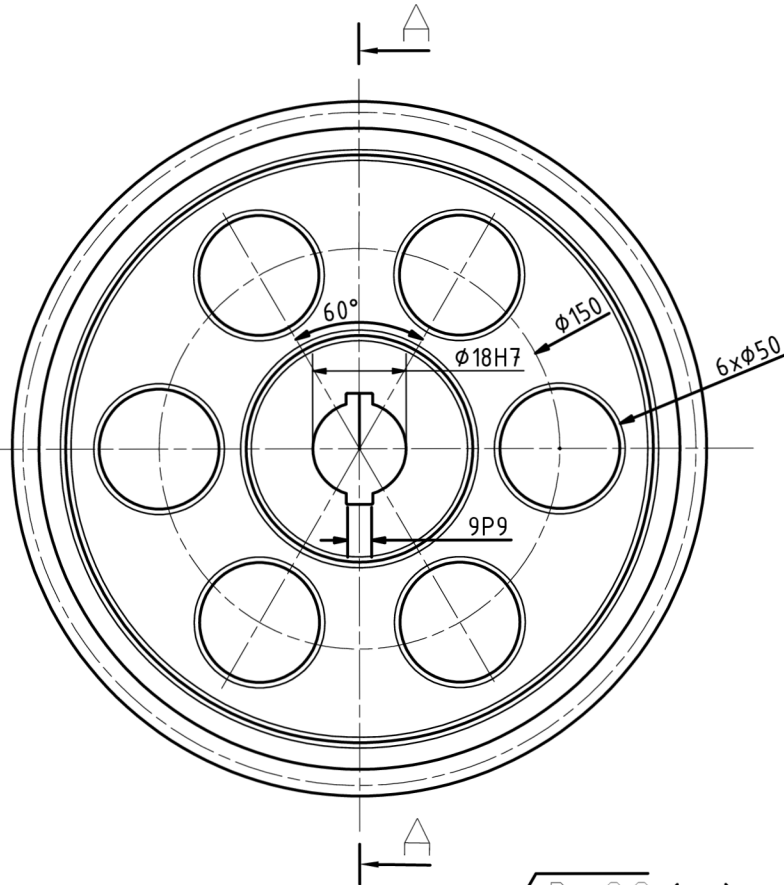
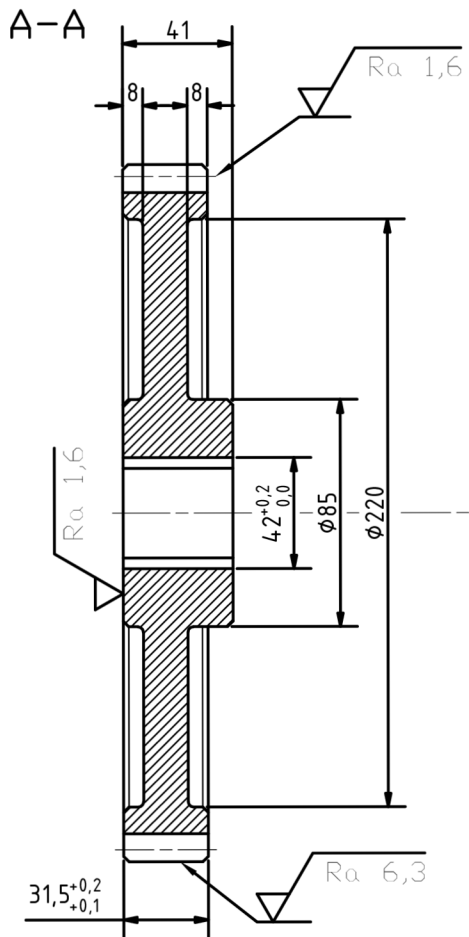
VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°
VŠECHNY NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY R0,5

Polotovar : TYČ KRUHOVÁ D30-120		Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E	
Materiál : 12 050							
Měřítko	1 : 1	Datum	Jméno				
Třída odpadu	002	Nakreslen	23.05.2023	Plánička			
Hmotnost	0,434 kg	Zkontrolován					
		Norma					
		BP_S20000189_Hřídel_2					
		Hřídel 2					1
							A4
Stav	Změny	Datum	Jméno				



VŠECHNA NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°
VŠECHNY NEKÓTOVANÉ RÁDIUSY R0,5

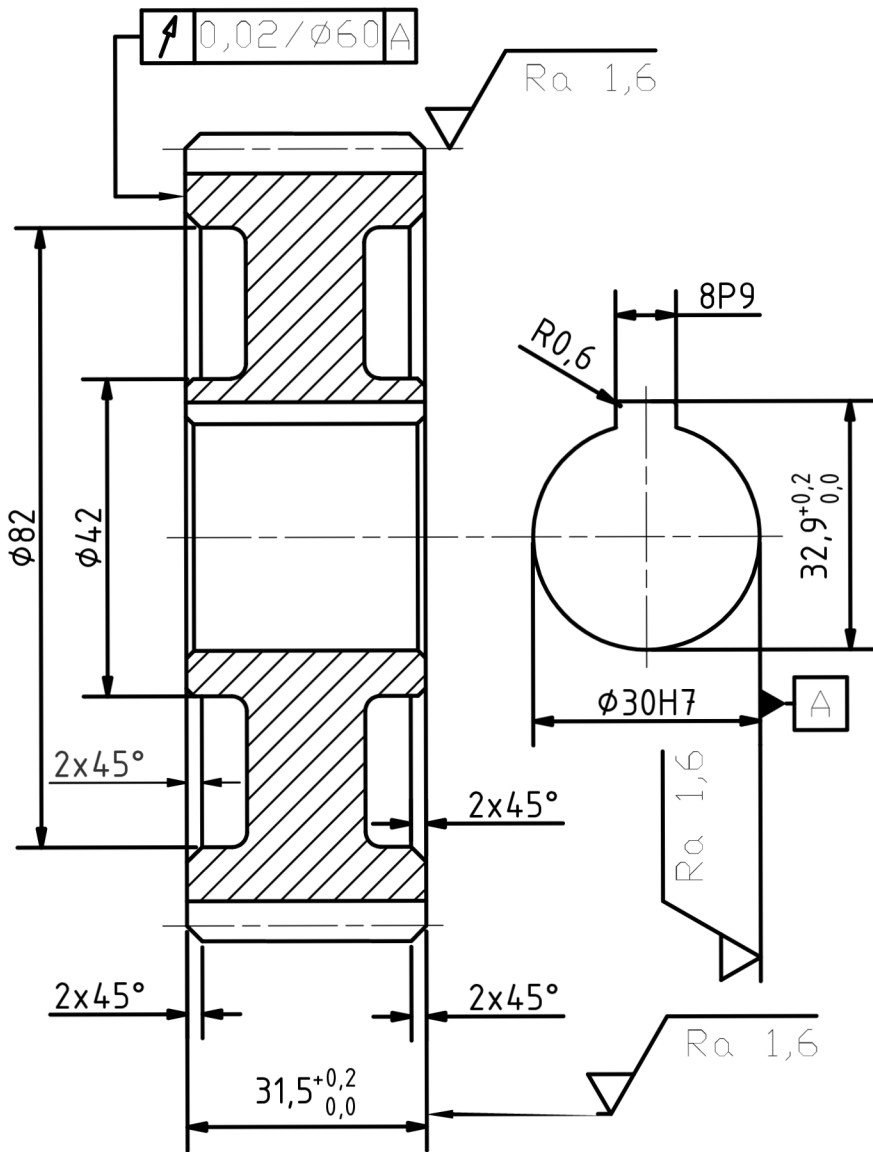
Polotovár : TYČ KRUHOVÁ D30-125		Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E	
Materiál : 12 050							
Měřítko	1 : 1						
Třída odpadu	002	Nakreslen	23.05.2023	Plánička			
Hmotnost	0,398 kg	Zkontrolován					
		Norma					
Stav		Změny	Datum	Jméno	Hřídel 3		1 A4



Nekótované sražení 2x45°
Nekótované rádiusy R2

Modul	m	2	
Počet zubů	z	125	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	13,54°	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	LEVÝ	
Jednotkové posunutí	x	-	
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 6482	
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 úchylka horní jm. vzdál. os	E _a ' _s	
	mezní úchylka dolní jm. vzdál. os	E _a ' _i	
	přes v lečky	-	
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	
	počet zubů	z	50
	vzdálenost os	a _w	180
Modul	m _t	2,057	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	257,143	
Průměr roztečné kružnice	d _t	261,143	
Průměr patní kružnice	d _f	252,82	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t		
úhel os	Σ	-	

Polotovár : ŠIROKÁ OCEL 280X35 ČSN 42 5524		Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E	
Materiál : 14 220		TU v Liberci					
Měřítka	1:2	Datum	21.05.2023	Jméno	BP_S20000189_Kolo_1		
Třída odpadu	021	Název	Plánička	Kolo 1			
Hmotnost	7,737 kg	Zkontrolován		1			
				A3			
Stav	Změny	Datum	Jméno				



0,02/Ø60A

Ra 1,6

8P9

R0,6

32,9^{+0,2}_{0,0}

Ø30H7

A

Ra 1,6

Ra 1,6

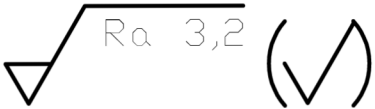
2x45°

2x45°

2x45°

2x45°

31,5^{+0,2}_{0,0}



Nekótované sražení 2x45°
Nekótované rádiusy R2

Modul	m	2
Počet zubů	z	50
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zuby	beta	13,54°
Smysl stoup. boční křivky zuby	-	PRAVÝ
Jednotkové posunutí	x	-
Stupeň přesnosti podle	-	ČSN 01 6482
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F ^{''} _i
	dvoubokého odvalu za rozteč	f ^{''} _i
	sklonu zuby	F _b
	vzdálenosti os	f _a
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní jm. vzdál. os	Ea ^{''} _s
	mezní úchytky dolní jm. vzdál. os	Ea ^{''} _i
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-
	počet zubů	z
	vzdálenost os	a _w
Modul	mt	2,057
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	d _b	102,86
Průměr roztečné kružnice	d _t	106,86
Průměr patní kružnice	d _f	97,86
úhel sklonu boční křivky zuby na základním válci	beta _z	
úhel os	Σ	-

Polotovár : D110 ČSN 42 5510

Materiál : 14 220

Přesnost ISO 2768-mK

Tolerování ISO 8015

Promítání ISO E



TU v Liberci

Měřítko

1 : 1

Datum

Jméno

Třída odpadu

021

Nakreslen

25.03.2023

Plánička

Hmotnost

1,358 kg

Zkontrolován

Norma

BP_S20000189_Kolo_2

Kolo 2

1

A4

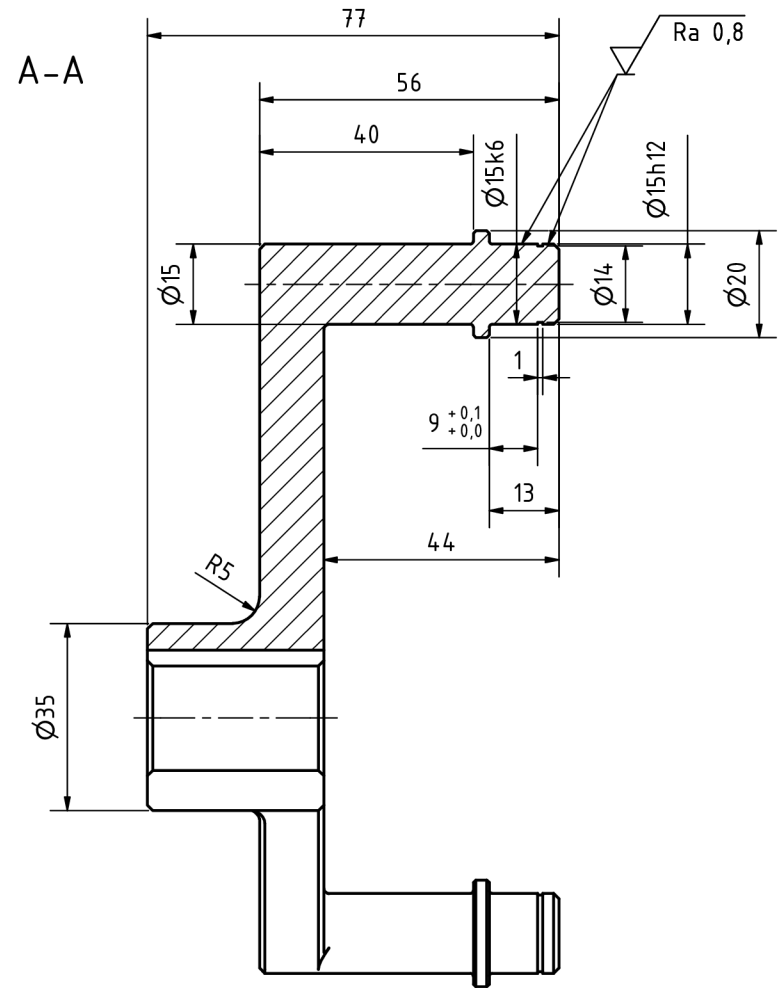
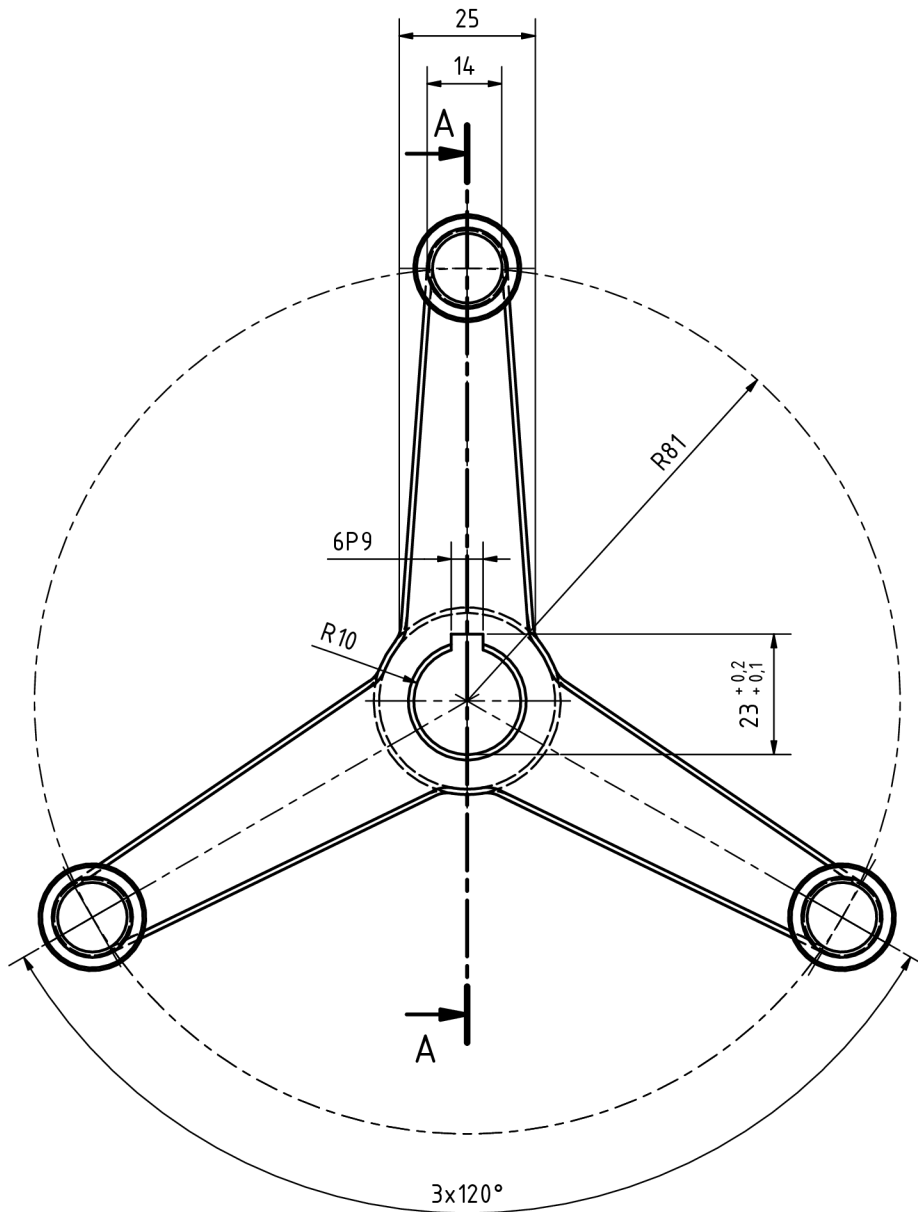
Stav

Změny

Datum

Jméno





✓ Ra 3,2 (✓)

NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ 1X45°

Polotovár : Odlitek		Přesnost ISO 2768-mK		Tolerování ISO 8015		Promítání ISO E		
Materiál : 42 4357		TU v Liberci						
Měřítko	1 : 1	Datum	Jméno	BP_S20000189_Unašeč				
Třída odpadu	001	Nakreslen	23.03.2023					Plánička
Hmotnost	0,743 kg	Zkontrolován						
				BP_20000189_Unašeč				
								1
Stav	Změny	Datum	Jméno	A3				