

# Pohon pásového dopravníku s regulací rychlosti pásu

Petr Adamec

---

Bakalářská práce  
2016



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2015/2016

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Petr Adamec**  
Osobní číslo: **T13136**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Pohon pásového dopravníku s regulací rychlosti pásu**

Zásady pro vypracování:

- 1. Provedte literární studii.**
- 2. Navrhněte převod pro rychlost dopravníku 0,5-1,5 m/s.**
- 3. Navrhněte sestavu převodového ústrojí.**
- 4. Zhotovte technickou dokumentaci.**

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

**Dle doporučení vedoucího bakalářské práce.**

Vedoucí bakalářské práce:

**Ing. František Volek, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**8. ledna 2016**

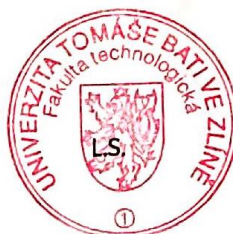
Termín odevzdání bakalářské práce:

**20. května 2016**

Ve Zlíně dne 3. února 2016



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.  
*děkan*



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.  
*ředitel ústavu*

Příjmení a jméno: Adamec Petr

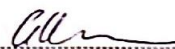
Obor: T2

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby<sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3<sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60<sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60<sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 5.5.2016

  
.....

<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací

(1) Vysoká škola nevydávlečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výtisky, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

<sup>2)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3.

(3) Do práva autorského také nezasahuje škola nebo školské či vzdělávací zařízení, užije-li nikoli za účelem přímého nebo nepřímého hospodářského nebo obchodního prospěchu k výuce nebo k vlastní potřebě dílo vytvořené žákem nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho právního vztahu ke škole nebo školskému či vzdělávacímu zařízení (školní dílo).

<sup>3)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 60 Školní dílo.

(1) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení mají za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 35 odst. 3). Odpirá-li autor takového díla udělit svolení bez vážného důvodu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení chybějícího projevu jeho vůle u soudu. Ustanovení § 35 odst. 3 zůstává nedotčeno.

(2) Není-li sjednáno jinak, může autor školního díla své dílo užít či poskytnout jinému licenci, není-li to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školského či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školské či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělku jim dosaženého v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 přiměřeně přispěl na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložily, a to podle okolností až do jejich skutečné výše; přitom se přihlídně k výši výdělku dosaženého školou nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Práce se v teoretické části zaměřuje na metodiku konstruování, pojmům z mechaniky těles při dimenzování součástí a na jednotlivé strojní součásti, jako jsou jednosměrné spojky, ložiska, kloubové mechanismy až po přehled pásových dopravníků. V praktické části jsou aplikovány znalosti z konstruování a mechaniky. Společně s použitím zmíněných součástí je realizováno konstrukční řešení regulace rychlosti pásového dopravníku.

Klíčová slova: konstruování, pohon, pásový dopravník, regulace rychlosti, mechanismy.

## **ABSTRACT**

Theoretical section is focused on basics of mechanical design, basics of mechanical theory used for part design, mechanisms and on specified mechanical parts such as clutches, free-wheel, bearings up to overview of conveyor belts. Practical section applies knowledge from mechanical design and mechanics. Together with mentioned parts are used for design of drive with variable speed of conveyor belt.

Keywords: mechanical design, drive, conveyor belt, speed regulation, mechanism.

Chtěl bych poděkovat Ing. Františku Volkovi CSc. za jeho cenné rady, připomínky a odborné znalosti při vedení bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>11</b>
<b>1 KONSTRUOVÁNÍ</b> .....	<b>12</b>
1.1 HISTORIE KONSTRUOVÁNÍ.....	13
1.2 POŽADAVKY NA KONSTRUKTÉRA.....	14
1.3 PŘEDPISY A NORMY .....	14
1.4 EKONOMICKÉ HLEDISKO.....	15
<b>2 DIMENZOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ</b> .....	<b>17</b>
2.1 PEVNOST SKUTEČNÝCH STROJNÍCH ČÁSTÍ.....	17
2.1.1 Namáhání při proměnlivém zatížení .....	17
2.1.2 Kmitavé zatížení.....	17
2.1.3 Mez únavy a Wöhlerova křivka .....	18
2.1.4 Faktory ovlivňující mez únavy.....	19
2.2 POSTUP PŘI VÝPOČTU STROJNÍCH SOUČÁSTÍ .....	20
<b>3 MECHANIZMY</b> .....	<b>22</b>
3.1 ROZDĚLENÍ MECHANIZMŮ.....	22
3.2 KINEMATICKÉ MECHANIZMY .....	22
3.2.1 Rozdělení kinematických mechanismů.....	23
3.2.2 Kloubový mechanismus.....	24
3.2.3 Klikový mechanismus.....	24
3.2.4 Šroubový mechanismus .....	25
3.2.5 Kulisový mechanismus .....	25
3.2.6 Vačkový mechanismus.....	26
3.2.7 Mechanizmy s přerušovaným pohybem.....	27
3.2.8 Regulační a brzdící mechanismy .....	27
<b>4 ČÁSTI STROJŮ</b> .....	<b>29</b>
4.1 HŘÍDELOVÉ SPOJKY .....	29
4.1.1 Mechanické neovládané spojky .....	30
4.1.2 Mechanické ovládané spojky .....	30
4.1.3 Elektrické spojky.....	32
4.1.4 Hydraulické spojky .....	32
4.2 LOŽISKA .....	32
4.2.1 Kluzná ložiska.....	33
4.2.2 Valivá ložiska.....	33
<b>5 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY</b> .....	<b>35</b>
5.1 HISTORIE .....	35
5.2 ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍKŮ .....	35
5.3 KONSTRUKČNÍ PRVKY PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU.....	36



5.3.1	Hnací stanice .....	36
5.3.2	Nosná konstrukce .....	36
5.3.3	Napínání .....	36
5.3.4	Dopravní pás .....	36
5.3.5	Doplňkové zařízení .....	37
<b>II</b>	<b>PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>38</b>
<b>6</b>	<b>ZADÁNÍ .....</b>	<b>39</b>
6.1	SCHÉMA .....	39
6.2	VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY .....	39
<b>7</b>	<b>VÝPOČET .....</b>	<b>41</b>
7.1	VÝPOČET VZDÁLENOSTÍ .....	41
7.1.1	Výpočet pro $v_{\min} = 0,5$ m/min .....	41
7.1.2	Výpočet pro $v_{\max} = 1,5$ m/min .....	42
7.2	VÝPOČET SIL A KROUTICÍHO MOMENTU .....	42
7.3	VÝPOČET DÉLEK PER .....	44
7.3.1	Výpočet délky pera na výstupní hřídeli pohonu .....	44
7.3.2	Výpočet délky pera pro volnoběžnou spojku .....	44
7.4	NÁVRH ČEPU EXCENTRU .....	45
7.5	NÁVRH TÁHLA .....	45
7.6	NÁVRH REGULAČNÍHO ŠROUBU A MATICE .....	47
7.6.1	Výpočet šroubu .....	47
7.6.2	Výpočet matice .....	49
7.7	VÝPOČET LOŽISEK .....	49
7.7.1	Ložisko ČSN 9348 15x21x15 .....	50
7.7.2	Ložisko ČSN 9349 10x12x10 .....	50
7.7.3	Ložisko ČSN 9349 38x32x30 .....	51
7.7.4	Ložisko 6207 ČSN 02 4630 .....	52
7.8	VÝPOČET SPOJOVACÍCH SOUČÁSTÍ .....	52
7.8.1	Výpočet čepu matice .....	52
7.8.2	Výpočet kolíků .....	53
7.9	OVĚŘENÍ NÁVRHU ÚCHYTU VOLNOBĚŽNÉ SPOJKY SE ŠROUBEM .....	54
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>56</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>57</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>58</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>62</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>64</b>

## ÚVOD

Úvodní část je zaměřena na teorii, která tvoří základ pro konstrukční návrh pohonu pásového dopravníku. Jsou zmíněny i použité strojní součásti až po pásový dopravník.

Pásový dopravník je strojní zařízení používané pro přepravu materiálu na kratší i dlouhé vzdálenosti. Významnou úlohu mají v těžebním průmyslu a energetice, ale zastoupeny jsou i ve výrobních závodech při hromadné výrobě, kde zajišťují přesun polotovarů mezi jednotlivými pracovišti.

Základní prvky tvořící konstrukci dopravního pásu jsou: pohon, hnací buben, dopravní pás, nosná konstrukce a nosné válečky.

Cíl práce je zaměřen jen na konstrukci pohonu dopravního pásu, který slouží k přesunu polotovarů mezi jednotlivými výrobními operacemi. Z toho důvodu je zde zvolena malá rychlost dopravního pásu. Pás se střídavě pohybuje a zastavuje v pravidelných časových intervalech a rychlost lze regulovat pomocí regulačního šroubu.

Při výpočtu jsou využity znalosti z mechaniky těles a konstruování strojních částí. Návrh a tvorba výkresové dokumentace je tvořena pomocí parametrického CAD systému Autodesk® Inventor® 2016.

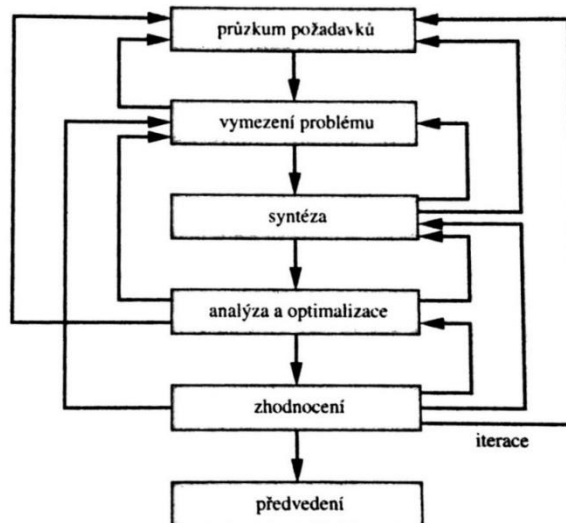
## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

# 1 KONSTRUOVÁNÍ

Konstruování je náročná tvůrčí činnost, která vede k praktické realizaci myšlenek. Výstupem je technická zpráva, která obsahuje výpočty a výkresy. Řečí konstruktéra je tedy výpočet a výkres, který definuje navrhovaný výrobek. [1]

Konstrukční činnost má určité objektivní zákonitosti v postupu tvůrčí práce, tak i v možnosti automatizace jednotlivých činností pomocí výpočetní techniky, což lze považovat za tzv. metody systematické. Společným základem systematických metod jsou tyto postupy:

- Analýza – myšlenkové rozčlenění objektu na jednotlivé prvky a jejich zkoumání.
- Syntéza – myšlenkové spojení prvků v celek, který pak zkoumáme.
- Abstrakce – výběr podstatných znaků zkoumaného problému a jejich hlubší zkoumání. Cílem je dostat se k podstatě problému a vynechat nepodstatné.
- Konkretizace – obecné pojmy se se vztahují do konkrétního charakteru. Přibližujeme se k tomu, co odpovídá zkušenostem a je pro nás známější.
- Metoda dimenzování – podstatou je zvětšování nebo zmenšování velikosti nebo počet prvků.
- Metoda agregace – slučující prvky nebo operace v nový celek nebo vyšší účinek.
- Indukce – úsudek směřující k obecnému závěru ze zvláštních případů.
- Dedukce – na základě obecných poznatků vytváříme konkrétní závěry.[2,3]



Obr. 1 Fáze navrhování [6]

Fáze navrhování je znázorněna na obrázku (Obr. 1), kde je zřejmé zastoupení systematických metod.

Dále se v praxi využívají intuitivní metody. Intuitivní metody jsou ovšem založeny na znalostech a zkušenostech konstruktéra. Zkušenosti jsou získané převážně dlouholetou praxí, ale i studiem. Intuitivní metody lze dělit na:

- Podmíněnou intuici – řešení se objeví náhodně například ve chvíli pohody nebo jako okamžitý nápad.
- Provokovanou intuici – zde jsou nápady úmyslně vyvolané a jako příklad lze uvést například brainstorming, metoda 365, synektická metoda, metoda Delfi atd. [2,4]

V praxi však nelze jednoznačně určit vhodnou metodu pro řešení zadaného úkolu z důvodu návyku konstruktérů, vybavenosti pracoviště nebo složitosti úkolu. Je všeobecně známo, že konstruování vyžaduje kromě rozsáhlé znalosti o fungování celé řady strojních součástek a oborů jako je mechanika, nauka o materiálech a technologie. Další nepostradatelnou věcí je představivost a znalost technického kreslení. Do konstruování zasahují i další obory, kde je vhodné mít základní přehled a to je převážně ekonomie, ergonomie a design. Správné konstruování je věda i umění zároveň. [1]

## 1.1 Historie konstruování

První náčrty v axonometrickém zobrazení vytvářel Marián Jakub ze Sieny v 15. století. V tomto období se objevují také náčrty od nadaného vynálezce Leonarda Da Vinci. Vzhledem k jeho všeobecnému nadání je známo spousta návrhů, ale mezi jeho hlavní díla z oblasti konstruování patří návrh létajícího stroje nebo tanku. Tato doba může být považována za vznik základů konstruování.

Další významnou osobností je Cartesius (17. století), jehož grafické znázornění vykazovalo určitý systém.

Vyobrazení trojrozměrného objektu zvládl Gaspard Monge (1746-1818) metodou kolmého promítání na dvě průmětny. Monge je považován za zakladatele deskriptivní geometrie. [1]

V současnosti žijeme v době vyspělého konstruování, kde se pro kreslení, návrh, výpočty a neposlední řadě také simulace využívá výpočetní techniky a pokročilého softwaru. Počátek CAD systémů se objevuje koncem 60. let. Vývoj v této oblasti byl hlavně závislý na vývoji výpočetní techniky. Významný pokrok CAD systémy zažili v 80. letech (2D navrhování).

V 90. letech jsou dostupné 3D CAD systémy, kde se začalo využívat parametrického modelování. V současné době je na trhu nespočetné množství CAD systémů, které jsou nedílnou součástí každé konstrukční kanceláře nebo vývojového oddělení. [5]

## 1.2 Požadavky na konstruktéra

Od konstruktéra se očekává, že splní požadavky managementu, zákazníka nebo spotřebitele a učiní tak kvalifikovaným a profesionálním způsobem. Jsou očekávány teoretické znalosti z příslušných technických předmětů a neustálé doplňování znalostí a přehledu dané problematiky.

Konstruktér svým návrhem určuje použitou technologii k výrobě výrobku a určuje i jeho kvalitu. Musí ovšem zvažovat ekonomické hledisko, čímž se rozumí udržení nízkých vývojových i výrobních nákladů výrobku.

Mezi hlavní vlastnosti konstruktéra patří:

- Kreativita
- Představivost
- Komunikativnost
- Znalost materiálů
- Znalost technologií
- Znalost výpočetních metod
- Přehled o normalizovaných a dodávaných dílech

Další vliv na práci konstruktéra může mít zaměstnavatel, který dobré vhodné zázemí, vybavení a své zaměstnance vhodným způsobem motivuje. [1,4,6]

## 1.3 Předpisy a normy

Byly doby, kdy neexistovali normy například na šrouby a tak se mohlo stát, že někdo dodával šroub určitého průměru se stoupáním 1 mm a někdo jiný se stoupáním 1,5 mm. Neexistence norem a jednotnosti bylo drahé a nevýhodné z více hledisek.

Norma je soubor údajů pro součásti a materiály nebo postupy, které mají za cíl dosažení jednotnosti, účelnosti a jakosti. [3]

Zabezpečování tvorby a vydávání českých technických norem (ČSN) provádí v České republice Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví (ÚNMZ).

Na světové úrovni zde působí od roku 1947 Mezinárodní normalizační organizace ISO (International Organization for Standardization), která v dnešní době sdružuje 162 členů a Česká republika je zde prostřednictvím ÚNMZ také zastoupena. V současné době je běžné, že se ISO normy přijímají jako národní (ČSN ISO) a to vede k jistému pokroku o sjednocení v globálním měřítku.

Předpisy zpravidla obsahují technické požadavky na výrobky a jiná pravidla pro uvádění výrobků na trh či jejich používání.

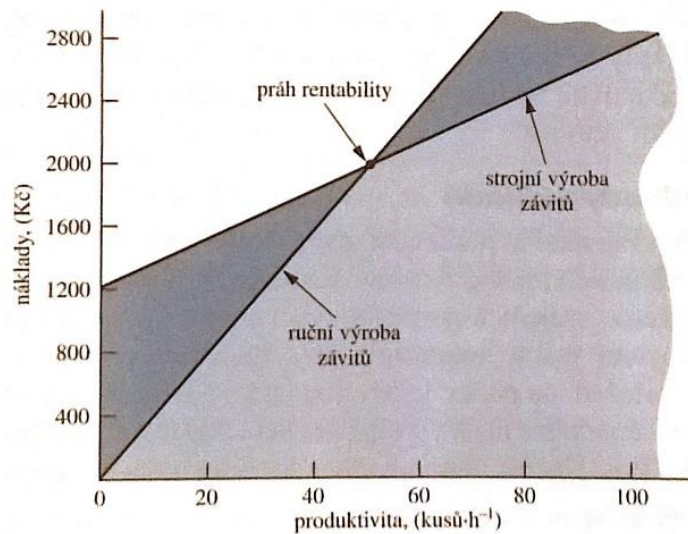
Normy a předpisy jsou důležitým zdrojem informací a konstruktér se musí řídit jejich požadavky při návrhu nových výrobků.

#### **1.4 Ekonomické hledisko**

Nákladové úvahy hrají v návrhovém rozhodovacím procesu významnou roli a mohli bychom jejich nad jejich studiem strávit spoustu času. V problematice nákladů nemá nic absolutní platnost. Náklady zpravidla každoročně rostou a to jak náklady materiálové, tak náklady na mzdy. Výrobní náklady na jeden produkt mohou kolísat v závislosti na lokalitě podniku, rozdílných režijních a mzdových nákladech, daních a nákladů na logistiku.

Důležitý je dobrý odhad nákladů při návrhovém procesu, kdy získáváme potřebný odhad mezi několika konstrukčními řešeními, kde kritériem mohou být různé veličiny. Můžeme hodnotit návrhy na základě počtu použitých součástí, kde návrh s menším počtem součástí bude pravděpodobněji levnější. Hledisek pro porovnání může být celá řada a mohou to být různé požadavky na výkon, rychlost, krouticí moment a jiné.

Práh rentability je hlavním faktorem při rozhodování o vhodném způsobu výroby. Kromě způsobu výroby hraje roli také množství výrobků, rychlost montážní linky nebo jiné okolnosti. Práh rentability je zobrazen na obrázku (Obr. 2), kde je uvedený příklad výroby závitů. Na tomto příkladu je zřejmé, že od 50 kusů závitů je výhodnější strojní výroba.



Obr. 2 Práh rentability [6]

Využití normalizovaných a katalogových dílů také značně snižuje náklady. Konstruktor předepisuje řadu částí, jako jsou motory, ložiska a spojovací materiál, který je třeba nakupovat. Cena normalizovaných dílů bývá většinou levnější než výroba dílů vlastního návrhu. To je dáno především hromadnou výrobou a takové díly nabízí spousta dodavatelů. Ne vždy jsou všechny normalizované a katalogové položky dostupné a tak je dobré vždy dostupnost ověřit.

Jeden z nejvýznamnějších faktorů, který ovlivňuje náklady, jsou tolerance. Malé tolerance potřebují více času na výrobu nebo dodatečné výrobní operace, které výrobu prodražují. Díly s velkými tolerancemi lze vyrábět na strojích s vyšší produktivitou, obsluha je méně kvalifikovaná a při kontrole výroby bude vyřazeno méně součástí. U takových dílů se očekávají nižší výrobní náklady. [3]



## 2 DIMENZOVÁNÍ STROJNÍCH SOUČÁSTÍ

### 2.1 Pevnost skutečných strojních částí

#### 2.1.1 Namáhání při proměnlivém zatížení

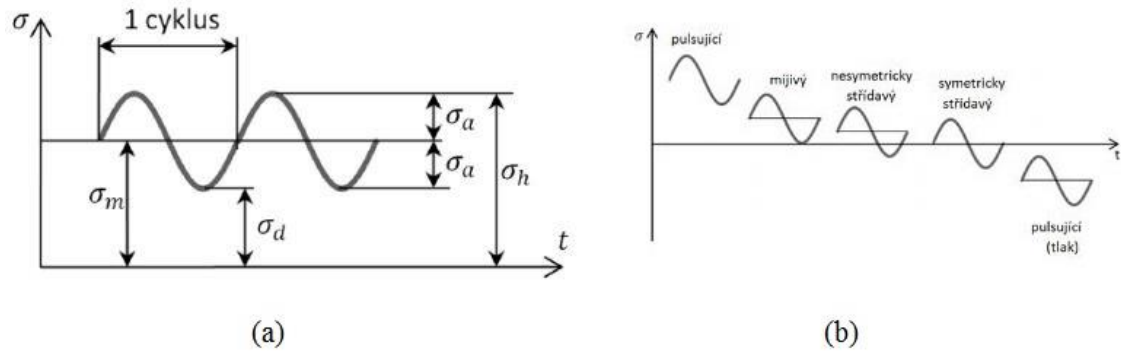
Ve skutečnosti součásti nemají stejný průřez, protože se zde vyskytují zápichy, závit, drážky a jiné elementy, které mění průřez. Změny v průřezu se nazývají vruby. Při zatěžování dochází vlivem vrubů k nerovnoměrnému rozložení zatížení a jeho koncentraci (zpravidla v místě vrubu). Nerovnoměrné rozložení je významné hlavně z hlediska, kdy se vnější zatížení mění s časem. V kořenech vrubů dochází ke vzniku únavových trhlin a jejich růst je závislý především na čase. Takové poškození se nazývá únava materiálu.

Proměnlivé zatížení může vznikat silami, které se periodicky mění během zatěžovacího cyklu nebo silami stálé velikosti při proměnlivé poloze zatěžované části. Napětí má obecný průběh a zpravidla se nahrazuje ekvivalentním sinusovým zatížením. Životnost je při proměnlivém zatížení definována jako počet kmitů napětí do únavového porušení a je především závislá na:

- Velikost časově proměnlivé složky napětí
- Velikost stálé složky napětí
- Počet zátěžných kmitů
- Vliv materiálu
- Vliv vrubů [1,2]

#### 2.1.2 Kmitavé zatížení

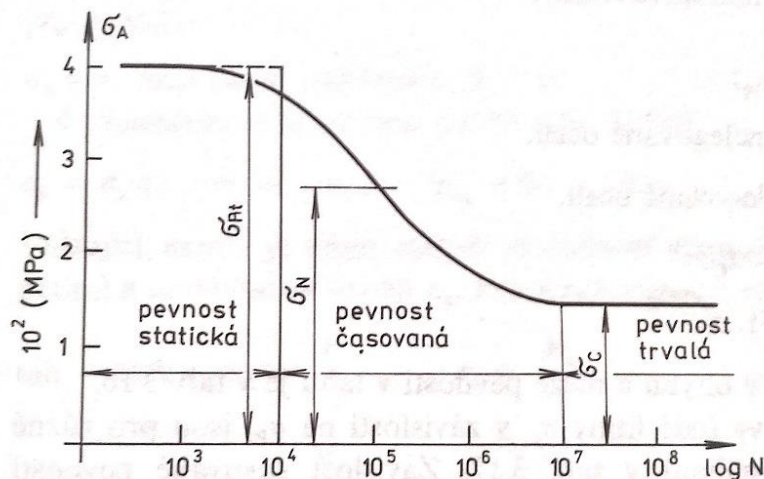
Kmitavé zatížení dělíme na náhodné a deterministické. V druhém případě je známa hodnota zatížení v kterémkoliv okamžiku. V praxi se často setkáváme se zatížením, které se mění v čase sinusově od minimální po maximální hodnotu (Obr. 23a). Dle charakteru definujeme jednotlivé případy dle obrázku (Obr. 23b). [7]



Obr. 3 Kmitavé zatížení (a) a typy cyklů (b) [7]

### 2.1.3 Mez únavy a Wöhlerova křivka

Základy pro zkoumání meze únavy položil August Wöhler při zkoumání kolejnic. Bylo třeba vysvětlit porušování materiálu, který byl zatěžován menším zatížením než mez kluzu a přitom nedocházelo k plastickým deformacím. Při zkouškách byly vzorky zatěžovány symetrickým střídavým napětím o určité amplitudě napětí a zjišťoval se počet cyklů do porušení  $N$ . Závislost mezi amplitudou napětí a počtem cyklů je znázorněn Wöhlerovým diagramem (Obr. 4).



Obr. 4 Wöhlerův diagram [2]

Diagram se dělí na tři oblasti:

- Oblast statické pevnosti  $0 \leq N \leq 10^4$  – napětí je konstantní a nezávislé na počtu cyklů  $N$ . Dochází ke statickým lomům.

- Oblast časové pevnosti  $10^4 \leq N \leq 10^7$  – napětí se vzrůstajícím počtem cyklů  $N$  klesá. Dochází k porušení nízkocyklovou únavou.
- Oblast trvalé pevnosti  $10^4 \leq N$  – napětí je stále a hovoříme zde o mezi únavy.

Mez únavy se dá určit jednak experimentálně, což je velmi nákladné, ale rovněž bylo prokázáno, že mez únavy hladkých těles je funkcí konvenční pevnosti  $R_m$ . [2,7]

#### 2.1.4 Faktory ovlivňující mez únavy

Mez únavy tělesa je závislá na celé řadě faktorů a patří sem vliv velikosti tělesa, gradient napětí, jakost povrchu, nesymetrie cyklu nebo přítomnost vrubů.

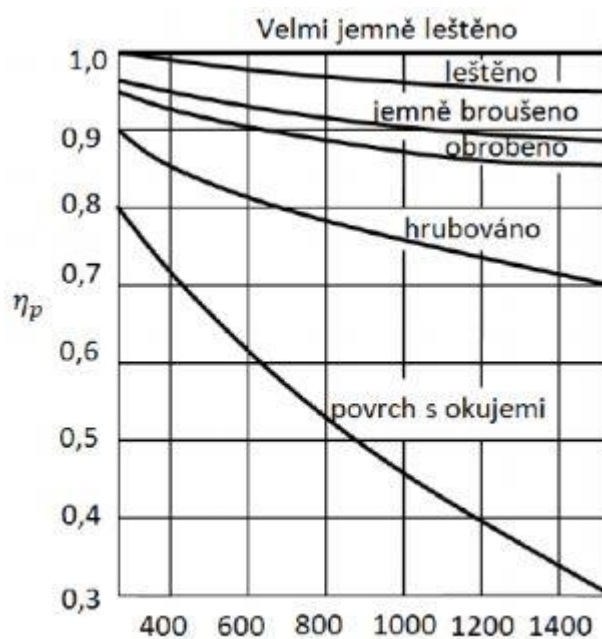
##### 2.1.4.1 Vliv velikosti tělesa a gradientu napětí

Mez únavy s rostoucím rozměrem vzorku poněkud klesá, což je dáno odlišnostmi povrchových vrstev a jádra průřezu, která je zpravidla u větších vzorků horší.

Při ohybu a krutu se rovněž uplatňuje vliv gradientu napětí (napětí roste se vzdáleností od osy). Proto je např. mez únavy v ohybu větší než mez únavy v tahu. Vliv gradientu napětí se projevuje zejména u součástí menších rozměrů. [7]

##### 2.1.4.2 Jakost povrchu

Protože k iniciaci trhlin dochází zpravidla v povrchové vrstvě, je mez únavy výrazně ovlivněna jakostí povrchu. Tyto vlivy vyjadřujeme součinitelem jakosti povrchu  $\eta_p$ , což je poměr



Obr. 5 Součinitel jakosti povrchu [9]

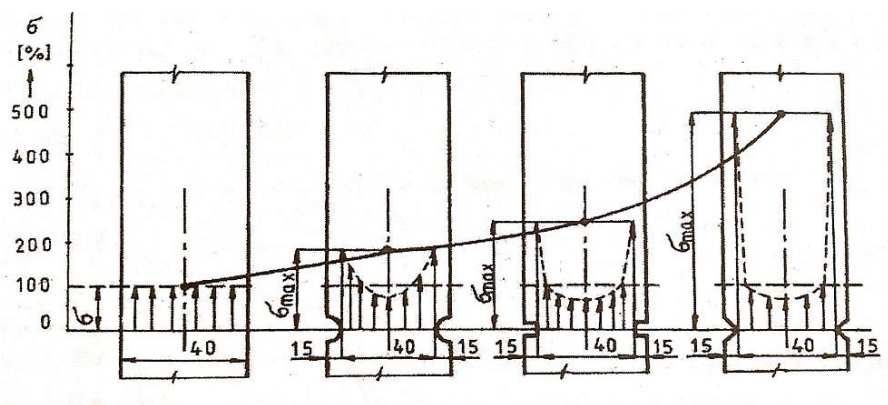
meze únavy součásti dané jakosti povrchu. Hodnoty součinitele  $\eta_p$  pro různé jakosti povrchu jsou uvedeny na obrázku (Obr. 5). [1]

### 2.1.4.3 Vliv nesymetrie cyklu

Skutečné zatěžování součástí je zpravidla nesymetrické, se statickou složkou napětí  $\sigma_m$  různou od nuly. Experimenty bylo prokázáno, že tahové střední napětí snižuje amplitudu napětí na mezi únavy, tlakové ji naopak zvyšuje. [7]

### 2.1.4.4 Vliv vrubů

Na strojních součástech se vyskytují náhlé změny tvaru, které se nazývají vruby a způsobují koncentraci napětí. Ostré a náhlé změny tvaru zvyšují napětí několikanásobně a při konstrukčním návrhu je vhodné volit raději pozvolný přechod nebo jiný tvar vrubu (Obr. 6).



Obr. 6 Vliv velikosti vrubu na průběh napětí [2]

Při statickém zatížení houževnatých materiálů se vliv vrubů nemusí uvažovat. Vliv vrubů je nutné uvažovat u křehkých materiálů. Při kmitavém zatížení se vliv vrubů výrazně projevuje u všech materiálů. Součinitel vrubu  $\beta$  je poměr základní meze únavy hladké tyče  $\sigma_c$  k mezi únavy tyče s vrubem: [2]

$$\beta = \frac{\sigma_c}{\sigma_c^*} \quad (1)$$

## 2.2 Postup při výpočtu strojních součástí

Pro určení předběžného rozměru součásti se používají jednoduché výpočetní metody. To však nevede k maximálnímu využití materiálu. Pro stanovení definitivních tvarů musí ná-

sledovat podrobnější výpočet, který vychází z Bachova rozdělení namáhání strojních součástí na I. statické, II. mívivé a III. střídavé. Dovolené napětí při mívivém a střídavém namáhání se vůči statickému namáhání snižují.

Pro houževnaté materiály se dovolená napětí při statickém namáhání určují jako násobek meze kluzu:

$$\sigma_{Dtl} = \frac{\sigma_{Kt}}{k_{Kt}} [MPa] \quad (2)$$

Kde  $k_{Kt}$  – bezpečnost vzhledem k mezi kluzu.

Pro křehké materiály tento stav platí obdobně.

V současné době se v pevnostních výpočtech uplatňují numerické metody a to především metoda konečných prvků (MKP), která je platná pro rovinné útvary (skořepiny, pruty, rámy), tak pro prostorové útvary (členěné a složité konstrukce). Metoda vyžaduje využití výpočetní techniky a v dnešní době je tato metoda dostupná jako standardní modul pevnostní analýzy ve 3D CAD systémech nebo ve specializovaných programech (např. ANSYS, Adams, Nastran). Postup využití MKP je rozdělen do tří základních kroků:

- Preprocessor (tvorba modelu, definice materiálu, tvorba sítě, okrajové podmínky)
- Solver (řešitel)
- Postprocessor (zpracování výsledků výsledků)

Všechny tyto kroky je možné realizovat ve 3D CAD systémech jako jsou CATIA, Inventor, SolidEdge a další. [1]

### 3 MECHANIZMY

Mechanismus je zařízení sloužící k transformaci pohybu nebo přenosu sil podle daného předpisu. Mechanismus je tvořen soustavou vzájemně pohyblivě spojených těles (členů), z nichž jedno je nepohyblivé (rám). Členy mohou být hnací (vstupní) a hnané. Hnané členy se dělí na přenosové a výstupní (pracovní). [8]

#### 3.1 Rozdělení mechanismů

Základní rozdělení mechanismů je:

- Kinematické (mechanické)
- Elektrické
- Hydraulické
- Pneumatické

Hydraulické a pneumatické mechanismy se nazývají také tekutinové. Dále se využívají kombinace uvedených mechanismů a jsou to například mechanismy:

- Elektropneumatické
- Hydropneumatické
- Elektrohydraulické
- Elektromechanické

Hydraulické mechanismy mají v automatizaci a mechanizaci stále větší zastoupení. Pneumatické mechanismy mají velkou výhodu v hracím mediu – vzduchu, protože ten většinou rozveden na všech pracovištích výrobního závodu. Další výhodou použití je možnost použití ve výbušném prostředí (např. těžba). Nevýhodou je pak stlačitelnost vzduchu a tím souvisí omezení maximální síly, kterou může působit. [9]

#### 3.2 Kinematické mechanismy

Kinematický mechanismus je soustava těles, která jsou k sobě určitým způsobem spojena v celek a konají určený pohyb. Úkolem mechanismu je kromě pohybu také vykonávání určité operace.

Výhodou kinematických mechanismů je především dosažení vysokých rychlostních a silových převodů, kde je konstrukce zajištěna jednoduchými mechanickými prostředky. Není

také potřeba generátorů (čerpadel) a rozvodů jako i tekutinových mechanismů. Mezi nevýhody patří zejména větší hmotnost, nevyvážené hmoty, tření, velké setrvačné síly, hlučný a neklidný chod. [9]

### 3.2.1 Rozdělení kinematických mechanismů

Kinematické mechanismy lze rozdělit z několika hledisek. Teoretický pohled dělí mechanismy na:

- Rovinné
- Prostorové

Podle počtu stupňů volnosti:

- S jedním stupněm volnosti
- Se dvěma stupni volnosti
- S více stupni volnosti

Podle počtu členů:

- Jednočlenné
- Dvojčlenné
- Trojčlenné
- Vícečlenné

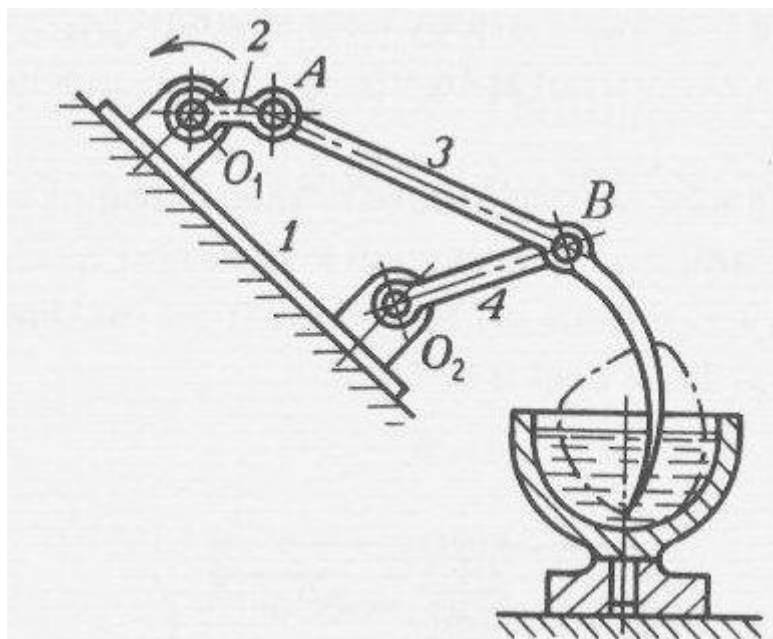
Z praktického hlediska je výhodné rozdělit kinematické mechanismy na:

- Klikové
- Kloubové
- Šroubové
- Kulisové
- Vačkové
- S přerušovaným pohybem
- Regulační a brzdící

### 3.2.2 Kloubový mechanismus

Rovinné kloubové mechanismy jsou charakteristické tím, že mají čtyři tuhé členy, spojené posuvnými nebo otočnými klouby a jednu nepohyblivou spojnicí (tuhý rám). Kloubové mechanismy mění rovnoměrný otáčivý pohyb v periodický a opačně. Jsou značně zastoupeny ve stojích z různého průmyslového odvětví od stavebnictví až po jemnou mechaniku.

Osvědčují se u rychloběžných strojů, členy mohou být přestavitelné a nevyžadují pečlivou údržbu. Nevýhodou je, že možnosti použití jsou úzce vázány na jejich vlastnosti, ze zadání není možné lehce odhadnout jejich velikost a přesnost přenášené funkce je malá. [9]



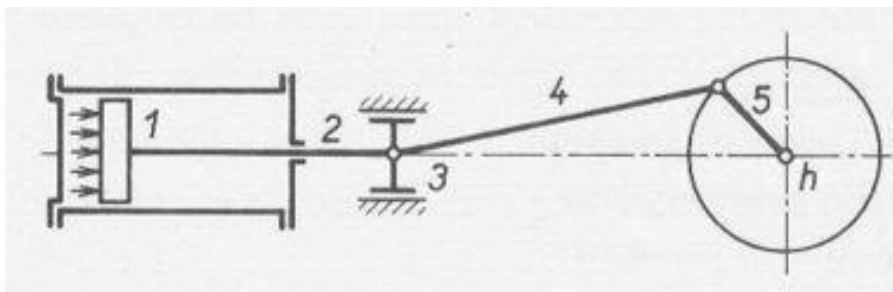
Obr. 7 Kloubový mechanismu – hnětací stoj [9]

### 3.2.3 Klikový mechanismus

Jde o zvláštní případ kloubového mechanismu. Bude-li vahadlo nekonečně dlouhé, změní se kruhová dráha kloubu C na přímočarou. Prakticky stejného pohybu se dosáhne, je-li kloub C veden posuvně. Tento mechanismus převádí posuvný a vratný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele nebo naopak. Posuvný pohyb koná píst 1, na který působí tlak plynu nebo kapaliny. S pístem koná posuvný pohyb pístní tyč 2, křížák 3 s čepem a část ojnice 4. Ojnice spojuje čep křížáku s čepem kliky, který vykonává rotační pohyb kolem osy klikového hřídele 5 (Obr. 8). Při periodických změnách poloh jednotlivých částí klikového mechanismu dochází ke zrychlování, popř. zpoždování hmotnosti těchto částí a tím ke vzniku setrvačných sil. Má-li být zajištěn klidný chod klikového mechanismu, musí být setrvačné síly a momenty vyrovnány vyvážením pomocí protizávaží.[9]



Klikový mechanismus je většinou centrováný, ale může být i excentrický. Úplné klikové ústrojí je ústrojí, kde je křížák. U některých rychloběžných a jednočinných strojů se křížák a pístní tyč vynechává a jedná se o zkrácený klikový mechanismus.

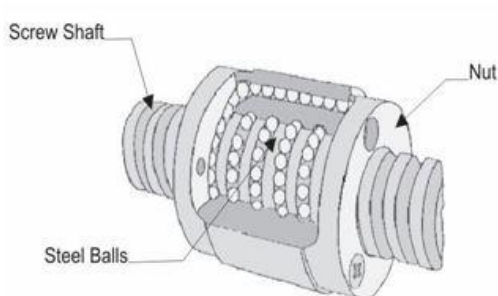


Obr. 8 Vznik klikového mechanismu [9]

U pomaloběžných strojů je kladen důraz hlavně na spolehlivost a životnost. Patří sem hlavně velké čerpadla, naftové motory pro pohon generátorů a další. U rychloběžných strojů (automobilové a letecké motory) hraje velkou roli vliv setrvačných sil a rotujících hmot, které mohou vyvolat dynamické účinky na soustavu. [9]

### 3.2.4 Šroubový mechanismus

Šroubové mechanismy přenášejí točivý moment nebo šroubový pohyb ba pohyb přímočarý. Jsou tvořeny pohybovým šroubem a maticí. Často se využívají kuličkové šrouby (Obr. 9), které se vyznačují velikou tuhostí, přesností a trvanlivostí. [9]



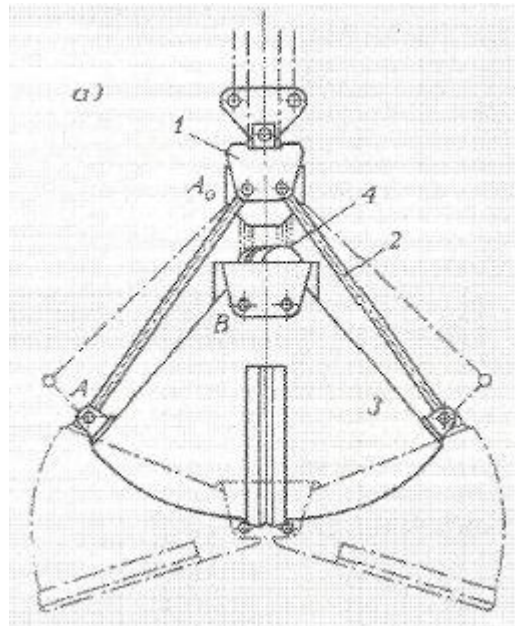
Obr. 9 Kuličkový šroub

### 3.2.5 Kulisový mechanismus

Podstatou kulisového mechanismu je vodící hranolovité těleso – kulisa, v níž se pohybuje čtyřhran – kámen. Tímto mechanismem se mění otáčivý pohyb v pohyb posuvný. K jejich

výhodám patří jednoduchost, rychlost smýkadla při zdvihu na prázdno je větší než rychlost jeho pracovního zdvihu, což znamená úsporu vedlejšího času, délka zdvihu smýkadla je měnitelná posouváním klikového čepu v radiální drážce kliky.

Nevýhodou kulisových mechanismů je, že jejich použití je omezeno na přenos menších sil, protože ztráty a opotřebení jsou podstatně větší, než u klikových mechanismů. Podle konstrukčního provedení jsou kulisové mechanismy posuvné, kyvné a otáčivé. [9]



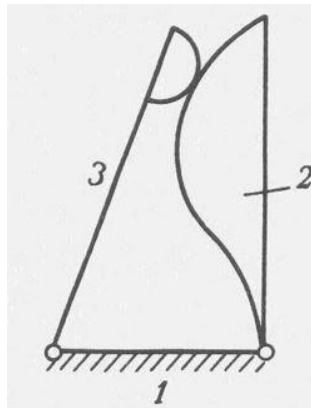
Obr. 10 Kulisový posuvná mechanismus. [9]

### 3.2.6 Vačkový mechanismus

Váčkový mechanismus je rovinný nebo prostorový mechanismus, který je tvořen třemi členy (spojovací, křivkový a hnaný člen). Křivkový člen je proveden jako vačka - kotouč s profilem odpovídajícím předem naprogramovanému průběhu koncového členu mechanismu.

Váčkové mechanismy převádějí rotační pohyb na pohyb vratný posuvný či kývavý, nebo vytvářejí převod mezi dvěma posuvnými pohyby a mají široké uplatnění v mnoha stojích.

Mezi výhody patří snadné dodržení pohybu hnaného členu a snadná zaměnitelnost pohybové závislosti, zdvihů a časů výměnou vačkou. Nevýhody jsou náročnost na výrobu nepravidelných tvarů, hlučnost při chodu a rychlé opotřebení styčných ploch. [9]

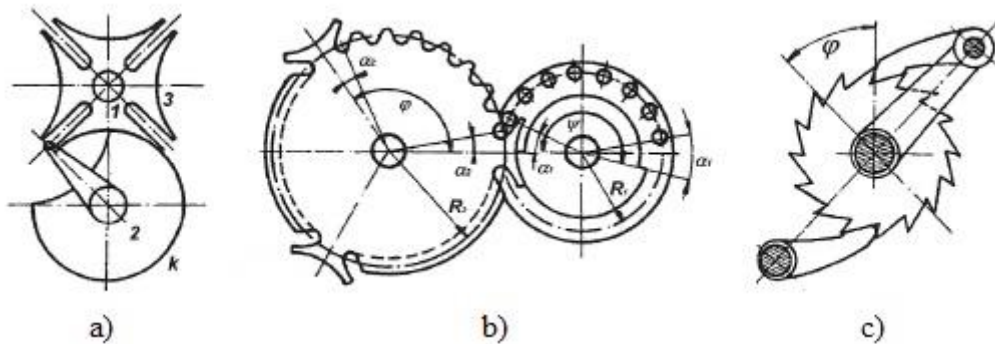


Obr. 11 Schéma základního vačkového mechanismu [9]

### 3.2.7 Mechanizmy s přerušovaným pohybem

Hlavní součást pohybuje hnanou součástí, která střídá pohyb s klidovými polohami. Mechanizmy s přerušovaným pohybem mění kývavý nebo plynulý otáčivý pohyb na pohyb přerušovaný, a to otáčivý nebo posuvný. Tyto mechanismy mají použití vždy, jde-li o přemísťování polotovaru nebo nástroje na místo pracovní operace, v níž je tento po jistou dobu v klidu. Další využití mají v přesné mechanice (hodinářství)

Patří sem maltézský mechanismus (Obr. 12a), hvězdicový mechanismus (Obr. 12b) a západkový mechanismus (Obr. 12c). [9]



Obr. 12 Druhy mechanismů s přerušovaným pohybem [9]

### 3.2.8 Regulační a brzdící mechanismy

Regulační technika je základ automatizace, která zvyšuje produktivitu práce. U strojů se udržuje stálá rychlost pohybu tak, že se přiváděná energie rovná spotřebované energii. Tento

způsob regulace zajišťuje nejvhodnější využití energie. Regulační a brzdící mechanismy mají za úkol řídit průběh rychlosti pohybu, který vykonává součást pod vlivem vnější síly.

Regulační a brzdící mechanismy dělíme na:

- Mechanizmy k udržování stálé rychlosti
- Mechanizmy ke zpomalení rychlosti (brzdící) a mechanismy k uklidnění kmitající součásti (tlumící mechanismy)

Rychlostní regulátory vyrovnávají nerovnoměrnosti způsobené různým zatížením stroje. Brzdící mechanismy stroje zpomalují a odebírají tělesu pohybovou energii a přeměňují ji na teplo, přičemž brzdící moment musí překonat hnací moment při zapnutém pohonu. Tlumící mechanismy slouží k rychlému uklidnění kmitajícího tělesa. Tlumení je vhodné vzduchové, kapalinové nebo pružinové. [9]

## 4 ČÁSTI STROJŮ

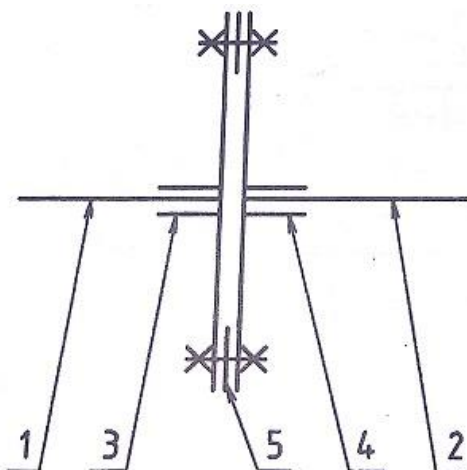
Z dostupné literatury je zřejmé, že téma s názvem části strojů je velmi obsáhlé a nelze zde popsat detailně všechny druhy součástí. Z toho důvodu je popis zaměřený jen dvě hlavní části, které jsou použité při návrhu pohonu.

### 4.1 Hřídelové spojky

Hřídelové spojky (dále jen spojky) slouží ke spojování dvou hřídelů. Přenášejí rotační pohyb a točivý moment z hnacího na hnaný hřídel. Mezi další funkce spojek patří:

- Vyrovnání chyb vzájemné polohy hřídelů
- Zabezpečení proti přetížení
- Tlumení torzních kmitů
- Snadné spojení a rozpojení obou hřídelů i za chodu
- Zajištění přenosu otáčivého momentu jen v jednom směru
- Zajištění plynulé změny rychlosti hnaného hřídele

Spojka se skládá z hnacího (3), hnaného (4) a spojovacího členu (5) dle obrázku 33. Hnací a hnaný člen je uložen na příslušných hnacích (1) a hnaných (2) hřídelích. [6]



Obr. 13 Schéma spojkky [6]

Spojky dělíme dle způsobu přenosu točivého momentu na:

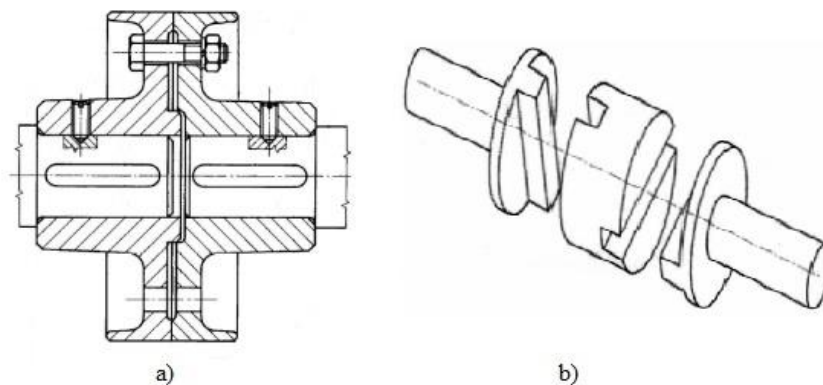
- Mechanicky neovládané
- Mechanicky ovládané
- Hydraulické
- Elektrické

#### 4.1.1 Mechanické neovládané spojky

Mechanicky neovládané spojky se dále dělí na nepružné a pružné.

Mezi nepružné spojky patří spojky pevné (Obr. 14a). Pevné spojky jsou charakterizovány nepružným přenosem krouticího momentu. Přenášejí stálý nebo pomalu proměnlivý moment. Spojením pevnou spojkou je zabráněno jejich relativnímu pohybu a vyžadují sousost spojovaných hřídelů.

Dále sem patří spojky vyrovnávací, které při nepružném přenosu krouticího momentu dovolují osové dilatace, přesazení os a úhlové výchyly. Nejznámější jsou kloubové spojky, Oldhamova spojka (Obr. 14b) a jiné.



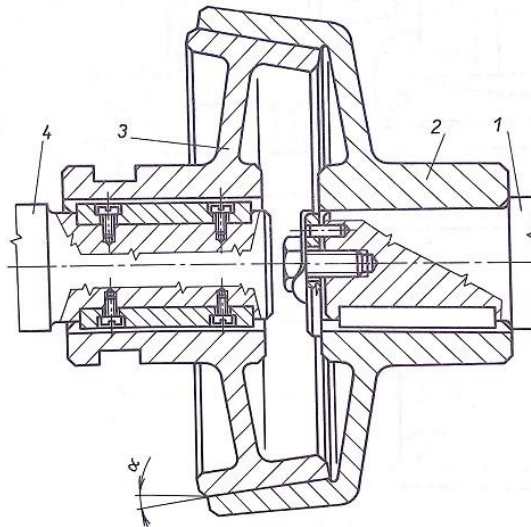
Obr. 14 Mechanicky neovládané spojky [1]

Pružné spojky jsou charakteristické tím, že spojujícím hnací a hnané části spojky je jedna nebo více pružných součástí z kovu, kůže, pryže nebo plastu. Pružné spojky připouštějí určité osové a úhlové výchyly. Jsou vhodné pro pohony s kolísáním krouticího momentu a tam, kde vznikají rázy, energii rázu pohlcují pružnými články a mění ji převážně na energii tepelnou. [3]

#### 4.1.2 Mechanické ovládané spojky

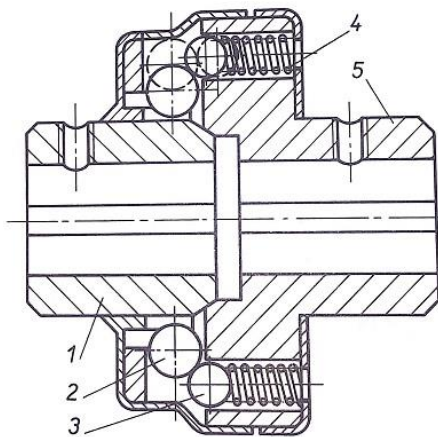
Rozdělují se na výsuvné, pojistné, rozběhové a volnoběžné.

Výsuvné spojky umožňují spojení nebo rozpojení hracího a hraného hřídele za klidu nebo provozu. Dále se dělí na třecí (Obr. 35) a zubové. Sílu potřebnou k zapínání vyvozuje ovládací zařízení. Ovládací zařízení, které je závislé na požadavcích kladených na spojkou, je mechanické, elektrické, hydraulické nebo jejich kombinací. [3]



Obr. 16 Šikmá třecí spojka [1]

Pojistné spojky se používají k zabránění trvalé deformaci nebo porušení součástí strojů při přetížení. Spojky se dále dělí na spojky s rozrušitelnými prvky, vysmekovací a prokluzovací. Nevýhoda spojek s rozrušitelným členem je, že dojde k zastavení soustavy při přestřihnutí střížných kolíků. Tím se spojení přeruší, ale při snížení přenášeného momentu je spojení, na rozdíl od jiných typů, přerušeno a je nutná výměna kolíků.

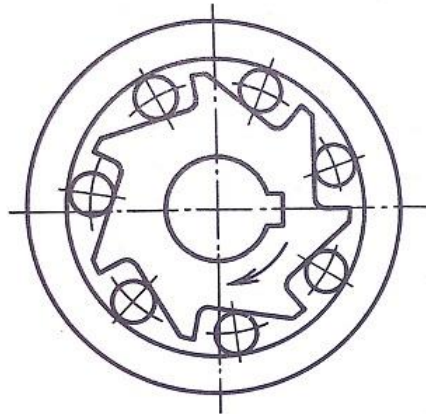


Obr. 15 pojistná kuličková spojka [1]

Rozběhové spojky mají automatické zapínání odstředivou silou a umožňují samočinná plynulý rozběh u hnacích strojů, kde se točivý moment mění v závislosti na otáčkách. Využívají se zejména pro spojení pracovního stroje s elektromotorem, pokud je nutné snížit proudová náraz v elektrické síti. Dělí se na spojky se záběrem neřízeným, řízeným a programovaným.

[1]

Volnoběžné spojky umožňují spojení hnané a hnací části při otáčení v jednom smyslu. Spojení se přeruší, předběhne-li hraná část spojky hnací a spojka se stane volnoběhem. Spojka působí v hnaném smyslu jako závora a proti smyslu otáčení jako volnoběžka. Z hlediska konstrukce je dělíme na axiální, které přenášejí menší točivé momenty a radiální, které přenášejí střední a větší točivé momenty.



Obr. 17 Radiální volnoběžka [1]

#### 4.1.3 Elektrické spojky

Elektrické spojky pracují na principu elektromagnetické indukce a rozdělujeme je na asynchronní a synchronní.

#### 4.1.4 Hydraulické spojky

Hydraulické spojky se rozdělují na hydrodynamické a hydrostatické. Hydrodynamické spojky jsou skluzové spojky, které využívají účinku kapaliny pro přenos točivého momentu v lopatkových kolech. U hydrostatických převodů se přenáší celý výkon hydrostatickými silami. U větveného převodu je část přenášeného výkonu přeměněna na hydraulický, který se v hydromotoru opět transformuje na mechanický. Zbytek výkonu je přenášen mechanicky.

### 4.2 Ložiska

Při pohybu součástí po sobě dochází ke tření, které se dělí na kluzné a valivé. Dle toho lze rozdělit ložiska na kluzná a valivá. Tření se projevuje ztrátou mechanické energie a dochází k opotřebením součástí. Procesy tření, opotřebením a mazáním se zabývá tribologie.



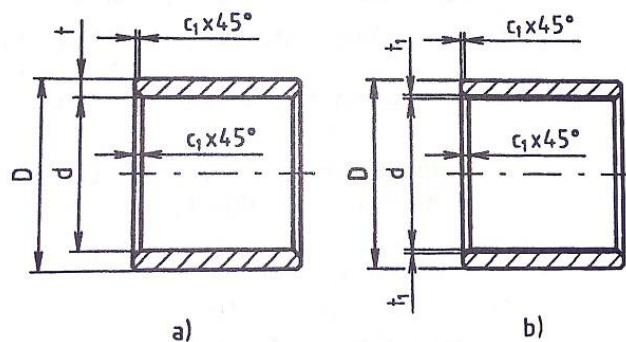
#### 4.2.1 Kluzná ložiska

Je to strojní součást, která vymezuje vzájemnou polohu stýkajících se mechanismů při jejich relativním pohybu. Kluzné ložisko obepíná čep hřídele přímo nebo prostřednictvím pánve. Dle druhu pohybu rozeznáváme kluzná ložiska pro pohyb otáčivý a pro pohyb posuvný.

Základní částí ložiska je ložiskové pouzdro (Obr. 18a), což je vložka kluzného ložiska ve tvaru dutého válce, ve kterém se pohybuje čep. Pouzdro je nedělené nebo dělené na více pánví. Ložiskové pouzdro s výstelkou (Obr. 18b) se skládá z opěrného pouzdra a vrstvy kluzného materiálu, který se nazývá výstelka.

Používají se převážně měkčí materiály, které jsou vhodné pro obrábění na přesné rozměry a mají nízký koeficient tření. Klasickými materiály jsou bronz, litina slinuté kovy a v poslední době také plasty, kde mají velké využití pouzdra teflonová.

Výhodou kluzných ložisek je snadná výroba, prostorová nenáročnost, montáž a demontáž, malá citlivost na otřesy a prach. Mají ovšem větší spotřebu maziva, mazivo ovlivňuje vlastnosti ložiska a má významnou roli na spolehlivý chod. Vyskytuje se zde větší tření a je nutné je zaběhávat. [2,3]



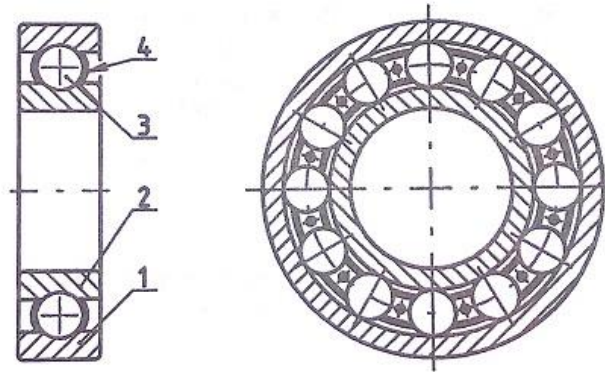
Obr. 18 Ložiskové pouzdro a) bez výstelky b) s výstelkou [3]

#### 4.2.2 Valivá ložiska

U valivých ložisek se čep odvaluje na tělískách (kuličky, válečky, jehly). Valivá ložiska (obrázek 39) se skládají z vnitřního (2) a vnějšího (1) kroužku, valivých těles (3) a klece (4), které rozdělují valivá tělesa rovnoměrně po obvodu.

Kroužky a valivá tělesa se zpravidla zhotovují z legované oceli (velmi často 14 109 – chromová ocel pro valivá ložiska), která je kalena a broušena na přesný rozměr. Klece se vyrábějí měkkých kovů (ocel, mosaz) nebo z plastů, kde ovšem není možné použití za vyšších teplot.

Polymery jsou dále využívány k výrobě těsnících částí ložisek nebo ložiskového prostoru, který brání úniku maziva.



Obr. 19 Valivé ložisko [3]

Valivá ložiska se rozdělují na kuličková a válečková ložiska.

Kuličková se dále dělí na:

- Jednořadá kuličková – patří mezi nejpoužívanější.
- Jednořadá kuličková s kosoúhlým stykem – mají velkou únosnost a hodí se pro přesná uložení.
- Dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem – mají velkou axiální únosnost.
- Dvouřadá kuličková naklápěcí – používají se za předpokladu větších úchylka souososti hřídelů nebo kmitání hřídele při větším zatížení
- Jednosměrná axiální kuličková – přenáší osovou sílu jen v jednom směru. Nejsou vhodná pro vysoké otáčky.
- Obousměrná axiální kuličková – obdoba jednosměrných, ale přenášejí osovou sílu v obou směrech.

Válečková se rozdělují na:

- Jednořadá válečková – vyrábějí se v několika provedeních. V radiálním směru mají vyšší únosnost než kuličková ložiska stejného rozměru a mají mnohem větší tuhost. Dle konstrukce mohou přenášet i axiální sílu.
- Jehlová – mají dlouhé válečky malých průměrů nazývané jehly. Mají menší vnější obvody a jsou vhodné pro přenos velkých i rázových axiálních zatížení.
- Kuželíková ložiska – dobrá únosnost v radiálním i axiálním směru. Mají rozsáhlé použití, např. u kol automobilů, v převodovkách atd. .

## 5 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

### 5.1 Historie

Lidé potřebovali materiál a produkty odjakživa přepravovat a to z důvodu výroby, obchodu nebo výstavby. První dopravní pásy používaly tehdy dostupné materiály a to dřevěný rám a kožený nebo plátěný pás. Pohon mohl být ruční nebo primitivní třeba proudem vody.

V roce 1804 byla k pohonu využita pára.

V roce 1901 byl sestaven první ocelový pásový dopravník určený k přepravě sypkých materiálů.

V roce 1908 byl patentován první válečkový dopravník. Až ve 20. letech došlo k rozmachu pásových dopravníků průmyslu, kde se stále více rozvíjela produkce ve velkých sériích. Při využití pro přepravu sypkých materiálů se prodlužuje vzdálenost na několik kilometrů.

V dnešní době hrají pásové dopravníky nezastupitelnou roli a různá průmyslová odvětví si bez nich nedovedeme představit.

### 5.2 Rozdělení dopravníků

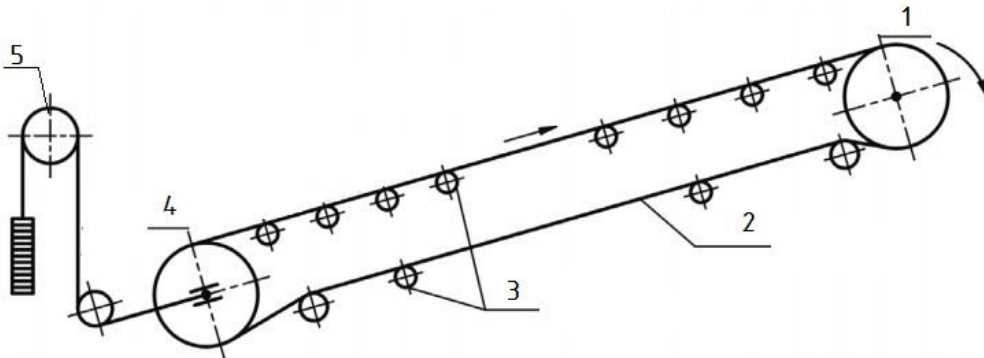
Rozdělení dopravníků dle literatury [10]:

- a) Tažného elementu
  - s gumovým pásem
  - s ocelovým pásem
  - s ocelogumovým pásem
  - s pásem z drátěného pletiva
- b) Nosné konstrukce
  - stabilní
  - pojízdné
  - přestavitelné
- c) Sklonu
  - vodorovné
  - šikmé
  - lomené
- d) Počtu hnacích bubnů
  - jednobubnové

- vícebubnové

### 5.3 Konstrukční prvky pásového dopravníku

Konstrukční schéma je uvedeno na obrázku 20. Základními prvky jsou hrací stanice (1), dopravní pás (2), vodící válečky, které jsou součástí nosné konstrukce (3), vratná stanice (4), která někdy plní úlohu napínací stanice (5).



Obr. 20 Konstrukční schéma pásového dopravníku [10]

#### 5.3.1 Hnací stanice

Hnací stanice zajišťuje přenos výkonu z hnacího stoje (elektromotoru) na hnací buben. Hnací stanice se skládá z pohonu, hnacího bubnu a z konstrukce, kde jsou obě části zajištěny. Hnací bubny bývají umístěny na přepadové hlavě pásového dopravníku a hracích bubů může být více než jeden, ale nejčastěji se vyskytují jednobubnové pohony.

#### 5.3.2 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce (rám) nese všechny strojní části dopravníku, které jsou potřebné k chodu. Konstrukce může být stabilní nebo přemístitelná a je tvořena stojany, podélnými nosníky, válečkovými stolicemi a vodícími válečky.

#### 5.3.3 Napínání

Pro přenos síly z hnacího bubnu na pás je nutné napínání. Napínání může být řešeno dalším ústrojím jako například napínání šroubem, závažím nebo kladkostrojem. Pro napínání může sloužit i vratný buben.

#### 5.3.4 Dopravní pás

Dopravní pás je nejdůležitější součástí dopravníku. Je to uzavřený prvek, který se pohybuje mezi koncovými bubny a tím přesouvá materiál. Dále plní funkci tažného prvku a přenáší

všechny odpory, které vznikají při jeho pohybu. Podle druhu přepravovaného materiálu a prostředí, ve kterém pracují, se používají pásy:

- Gumové
- Polyvinylchloridové (PVC)
- Ocelové,
- Ocelovogumové
- Drátěné

Gumové pásy bývají často vyztuženy textilními vložkami nebo ocelovými kordy.

### **5.3.5 Doplnkové zařízení**

Mezi doplňková zařízení patří násypky, přesypy a stěrače, které mají hlavní uplatnění při přepravě sypkého materiálu. [10]

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 6 ZADÁNÍ

Cílem je návrh pohonu pásového dopravníku s regulací rychlosti pásu pomocí kinematického mechanismu, který je tvořen regulačním šroubem a jednosměrnou spojkou.

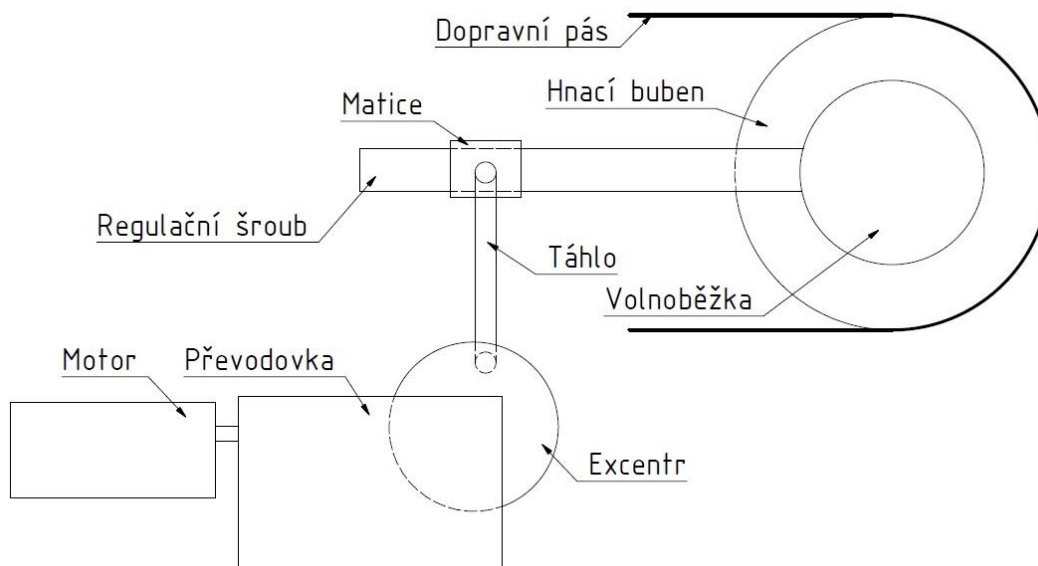
Zadané hodnoty:

- Rychlost pásu  $v = 0,5-1,5$  m/min.
- Motor tří fázový, asynchronní, dvoupólový.
- Výkon motoru 2,5 kW.

Dále jsem zvolil průměr hnacího bubnu dopravníku  $d = 150$  mm.

### 6.1 Schéma

Táhlo, které je upevněné na excentru, pohybuje se šroubem směrem nahoru a dolů. Tímto pohybem je způsoben pohyb na hřídeli, která pohání buben dopravníku. Volnoběžná spojka je umístěna tak, aby zabírala jen u pohybu vpřed. Rychlost lze regulovat otáčením šroubu, který je zajištěn proti axiálnímu pohybu.



Obr. 21 Schéma pohonu

### 6.2 Volba motoru a převodovky

Volím elektromotor Siemens 1LE1001-1CC0 s parametry:

- zvýšená účinnost IE2 ( $\eta=0,846$  při dvoupólovém zapojení)

- výkon 3 kW
- otáčky  $n = 970 \text{ min}^{-1}$

Převodovku volím šnekovou MR90 s parametry:

- převodový poměr  $i=20$



*Obr. 22 Elektromotor Siemens 1LE1001-1CC0*



*Obr. 23 Šneková převodovka MR90*



## 7 VÝPOČET

Skutečný výkon motoru je vypočítán z rovnice:

$$P' = P \cdot \eta = 3 \cdot 0,846 = 2,54 \text{ kW} \quad (3)$$

Hodnota 2,54 kW vyhovuje zadání.

Otáčky na výstupní hřídeli převodovky:

$$n_{\text{výstup}} = \frac{n}{i} = \frac{970}{20} = 48,5 \text{ ot/min} \quad (4)$$

Výstupní moment pohonu:

$$M_k = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{výstup}}} = \frac{60 \cdot 2540}{2 \cdot \pi \cdot 48,5} = 500,4 \text{ Nm} \quad (5)$$

### 7.1 Výpočet vzdáleností

#### 7.1.1 Výpočet pro $v_{\min} = 0,5 \text{ m/min}$

Obvod hnacího bubnu dopravníku:

$$o = \pi \cdot d = \pi \cdot 150 = 471 \text{ mm} \quad (6)$$

Počet otáček na požadované otočení:

$$n_1 = \frac{v_{\min}}{o} = \frac{500}{471} = 1,06 \text{ ot/min} \quad (7)$$

Převod otáček na stupně pootočení:

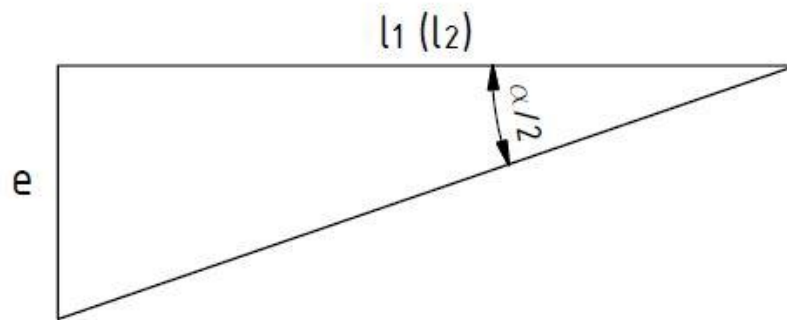
$$\varphi_1 = n_1 \cdot 360 = 1,06 \cdot 360 = 381,6^\circ/\text{min} \quad (8)$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_1 = \frac{\varphi_1}{n_{\text{výstup}}} = \frac{381,6}{48,5} = 7^\circ 53' \quad (9)$$

Výpočet vzdálenosti  $l_1$  mezi kloubem a osou hnacího bubnu (Obr. 24). Zvolím velikost excentru  $e = 60 \text{ mm}$ :

$$\tan \frac{\alpha_1}{2} = \frac{e}{l_1} \rightarrow l_1 = \frac{e}{\tan \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{60}{\tan 3^\circ 56'} = 872,5 \text{ mm} \quad (10)$$



Obr. 24 Výpočet vzdálenosti mezi kloubem a osou bubnu

### 7.1.2 Výpočet pro $v_{max} = 1,5 \text{ m/min}$

Počet otáček na požadované otočení:

$$n_2 = \frac{v_{max}}{o} = \frac{1500}{471} = 3,18 \text{ ot/min} \quad (11)$$

Počet otáček na požadované otočení:

$$\varphi_2 = n_2 \cdot 360 = 3,18 \cdot 360 = 1144,8 \text{ }^\circ/\text{min} \quad (12)$$

Úhel na jeden kmit:

$$\alpha_2 = \frac{\varphi_2}{n_{výstup}} = \frac{1144,8}{48,5} = 23^\circ 36' \quad (13)$$

Výpočet vzdálenosti  $l_2$  mezi kloubem a osou hnacího bubnu (Obr. 24). Velikost excentru  $e = 60 \text{ mm}$ :

$$\tan \frac{\alpha_2}{2} = \frac{e}{l_2} \rightarrow l_2 = \frac{e}{\tan \frac{\alpha_2}{2}} = \frac{60}{\tan 11^\circ 48'} = 287,2 \text{ mm} \quad (14)$$

## 7.2 Výpočet sil a krouticího momentu

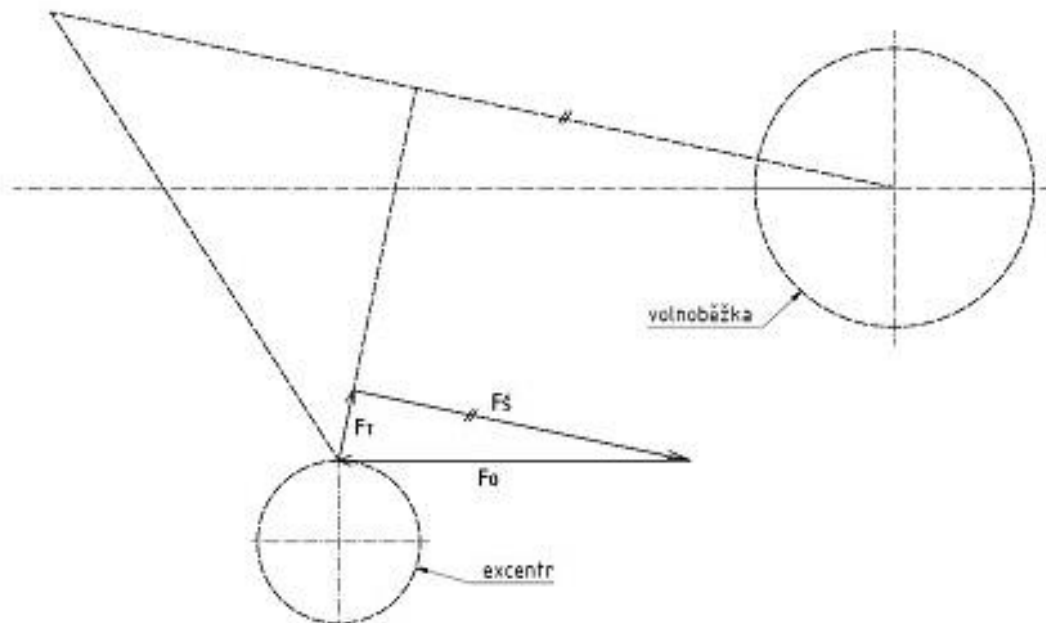
Obvodovou sílu na excentru vypočítáme ze vztahu:

$$M_k = F_o \cdot e \rightarrow F_o = \frac{M_k}{e} = \frac{500,4}{0,06} = 8340 \text{ N} \quad (15)$$

Při výpočtu sil  $F_T$  a  $F_S$  vycházíme z podobnosti trojúhelníku (Obr. 25):

$$F_T = F_O \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 8340 \cdot \sin 3^\circ 56' = 572,2 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_\xi = F_O \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 8340 \cdot \cos 3^\circ 56' = 8320,3 \text{ N} \quad (17)$$



Obr. 25 Grafické řešení silového obrazce

Krouticí moment působící na volnoběžnou spojku:

$$\begin{aligned} M_{kv} &= F_T \cdot l_1 = 572,2 \cdot 872,5 = 499\,244,5 \text{ Nmm} \\ &= 499,2 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (18)$$

Volím volnoběžnou spojku GVG30 od společnosti TEA Technik s.r.o., která má díru na hřídel o průměru 30mm a je určena pro krouticí moment  $M_{kv} = 606 \text{ Nm}$ .



Obr. 26 Volnoběžná spojka GVG 30

### 7.3 Výpočet délek per

#### 7.3.1 Výpočet délky pera na výstupní hřídeli pohonu

Průměr výstupní hřídele je  $d_{h1} = 30\text{mm}$ . Materiál pera ocel 11600, které má  $\tau_{DS} = 80\text{ MPa}$  a  $p_D = 150\text{ MPa}$ . Nejprve spočítáme sílu a následně dosadíme do rovnice (20):

$$F_{h1} = \frac{M_k}{d_{h1}/2} = \frac{500,4}{0,015} = 33360\text{ N} \quad (19)$$

$$\tau_S \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{h1}}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{h1}}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l = \frac{F_{h1}}{b \cdot \tau_{DS}} = \frac{33360}{8 \cdot 80} \quad (20)$$

$$= 52,1\text{ mm}$$

Kontrola pera na otlačení:

$$p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{h1}}{S} \leq p_D \rightarrow \frac{F_{h1}}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq p_D \rightarrow l = \frac{F_{h1}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{33360}{3,5 \cdot 150} \quad (21)$$

$$= 62,5\text{ mm}$$

Dle tabulek volím pero ČSN 02 2562 8e7x7x63.

#### 7.3.2 Výpočet délky pera pro volnoběžnou spojku

Průměr výstupní hřídele je  $d_{h2} = 30\text{mm}$ . Materiál pera ocel 11600, které má  $\tau_{DS} = 100\text{ MPa}$  a  $p_D = 160\text{ MPa}$ .

Kontrola na stříh:

$$\begin{aligned} \tau_S \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{\check{s}}}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_{\check{s}}}{b \cdot l} \leq \tau_{DS} \rightarrow l = \frac{F_{\check{s}}}{b \cdot \tau_{DS}} = \frac{8320,3}{8 \cdot 80} \\ = 13,0 \text{ mm} \end{aligned} \quad (22)$$

Kontrola na otláčení:

$$\begin{aligned} p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\check{s}}}{S} \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\check{s}}}{\frac{h}{2} \cdot l} \leq p_D \rightarrow l = \frac{F_{\check{s}}}{\frac{h}{2} \cdot p_D} = \frac{8320,3}{3,5 \cdot 150} \\ = 15,8 \text{ mm} \end{aligned} \quad (23)$$

Dle tabulek volím pero ČSN 02 2562 8e7x7x20.

#### 7.4 Návrh čepu excentru

Volím rozměr čepu  $d_c = \text{Ø}15 \text{ mm}$  a  $l_c = 20 \text{ mm}$  a materiál 11 600.

Kontrola čepu na otláčení:

$$\begin{aligned} p \leq p_D \rightarrow \frac{F_{\check{s}}}{d_c \cdot l_c} \leq p_D \rightarrow \frac{8320,3}{15 \cdot 20} \leq 160 \rightarrow 27,7 \text{ MPa} \\ \leq 150 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (24)$$

Kontrola čepu na stříh:

$$\begin{aligned} \tau_S \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_o}{S} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \leq \tau_{DS} \rightarrow \frac{8340}{176,7} \leq \tau_{DS} \\ \rightarrow 47,2 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (25)$$

Navržený čep vyhovuje.

#### 7.5 Návrh táhla

Volím rozměry  $b_t = 30 \text{ mm}$ ,  $h_t = 10 \text{ mm}$  a  $l_t = 600 \text{ mm}$ . Materiál 11 600 s  $\sigma_D = 150 \text{ MPa}$ . U zvoleného obdélníkového průřezu není nutné svařování úchyty k čepu excentru a k matici, protože kluzná ložiska jsou umístěna do zhotovených otvorů táhla.

Výpočet na tlak:

$$\sigma \leq \sigma_{DT} \rightarrow \frac{F_T}{S} \leq \sigma_{DT} \quad (26)$$

$$\sigma = \frac{F_T}{b_t \cdot h_t} = \frac{572,2}{30 \cdot 10} = 1,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma \leq \sigma_{TD} \rightarrow 1,91 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}$$

Zvolené rozměry průřezu vyhovují.

Kontrola na vzpěr je provedena dle Eulera. Oba konce jsou kloubově uložené a  $l_{red} = l$  a  $\lambda_m = 90$  dle tabulek.

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_{red}^2} \quad (27)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 2500}{1200^2} = 3598,3 \text{ N}$$

Kvadratický moment:

$$I = \frac{b_t \cdot h_t^3}{12} = \frac{30 \cdot 10^3}{12} = 2500 \text{ mm}^4 \quad (28)$$

Kritická síla  $F_{kr1}$  musí být větší než síla  $F_N$ :

$$F_T \leq F_{kr} \quad (29)$$

$$572,2 \text{ N} \leq 3598,3 \text{ N}$$

Štíhlostní poměr:

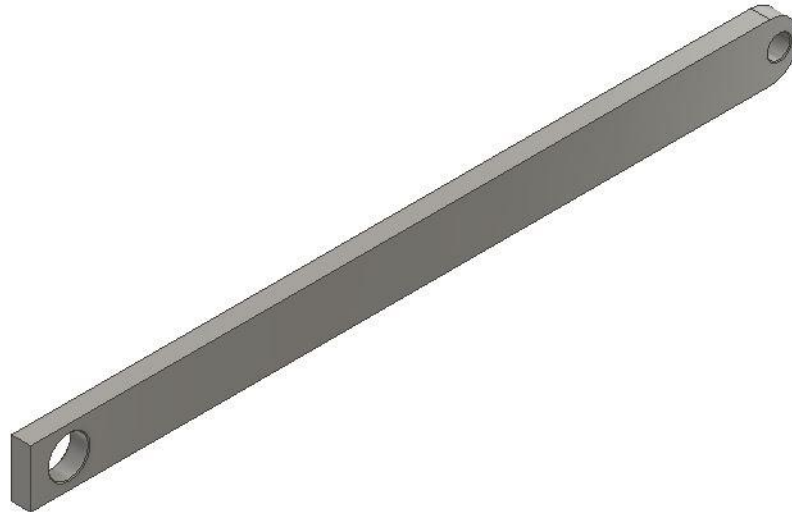
$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{1200}{2,89} = 415,2 \quad (30)$$

$$\lambda \geq \lambda_m \rightarrow 415,2 \geq 90$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{S}} = \sqrt{\frac{2500}{300}} = 2,89 \text{ mm} \quad (31)$$

Táhlo kontrole na vzpěr dle Eulera vyhovuje.



Obr. 27 Návrh táhla

## 7.6 Návrh regulačního šroubu a matice

### 7.6.1 Výpočet šroubu

Volím materiál 11 500, kde  $\sigma_{DO} = 150$  MPa. Průměr šroubu určíme ze vztahu pro namáhání na ohyb:

$$\sigma \leq \sigma_{DO} \rightarrow \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{DO} \rightarrow \frac{F_T \cdot \Delta l}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad (32)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_N \cdot \Delta l}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 572,2 \cdot (872,5 - 287,2)}{\pi \cdot 150}} \\ = 28,3 \text{ mm}$$

Z tabulek volím lichoběžníkový závit Tr 32x3, kde  $d_3 = 28,5$  mm,  $d_2 = 30,5$  mm a  $d = 32$  mm.

Šroub je na jednom konci upnutý a na druhém konci volný. V tomto případě je  $l_{red} = 2l$  a  $\lambda_m = 90$ .

Kvadratický moment pro kruhový průřez:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 28,5^4}{64} = 32\,385,4 \text{ mm}^4 \quad (33)$$

Kritická síla  $F_{kr2}$  musí být větší než  $F_{\xi}$ :

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot l_1^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 32\,385,4}{4 \cdot 872,5^2} = 22\,043,3 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{\xi} \leq F_{kr}$$

$$8\,320,3 \text{ N} \leq 22\,043,3 \text{ N}$$

Štíhlostní poměr:

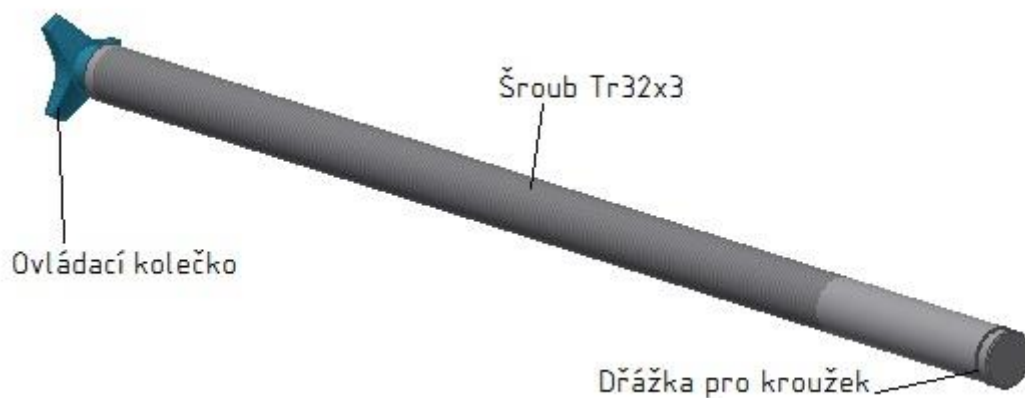
$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_{min}} = \frac{1745}{7,13} = 244,74 \quad (35)$$

$$\lambda \geq \lambda_m \rightarrow 244,74 \geq 90$$

Poloměr setrvačnosti:

$$i_{min} = \frac{d_3}{4} = \frac{28,5}{4} = 7,13 \text{ mm} \quad (36)$$

Šroub kontrole na vzpěr dle Eulera vyhovuje. Otáčení šroubem (Obr. 28) se mění poloha matice a tím je regulována rychlost pásu. Šroub je uložen v kluzném ložisku a zajištěn proti axiálnímu pohybu pojistným kroužkem a minimální vůlí mezi šroubem a držákem volnoběžné spojky (Obr. 32).



Obr. 28 Regulační šroub



### 7.6.2 Výpočet matice

Materiál ocel 11 500 s měrným tlakem v závitech  $p_{DO} = 20$  MPa. Hodnoty  $D_1 = 29$  mm,  $D_2 = 30,5$  mm a  $D_4 = 32,5$  mm.

Počet činných závitů:

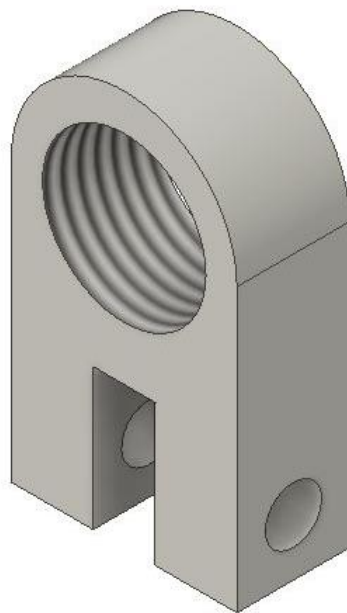
$$i = \frac{F_{\xi}}{\pi \cdot D_2 \cdot H \cdot p_{DOV}} = \frac{8320,4}{\pi \cdot 30,5 \cdot 1,75 \cdot 20} = 2,48 \rightarrow 3 \text{ závitů} \quad (37)$$

$$H = \frac{D_4 - D_1}{2} = \frac{32,5 - 29}{2} = 1,75$$

Výška matice:

$$m = i \cdot s = 3 \cdot 3 = 9 \text{ mm} \quad (38)$$

Minimální výška matice je 9 mm, ale z důvodu nutnosti uchycení táhla volím výšku matice  $m = 20$  mm. Matice má ve spodní části vybrání pro táhlo a na boku otvory pro kolík dle ČSN 2341 B.



Obr. 29 Návrh matice

### 7.7 Výpočet ložisek

Hlavní rozměry ložisek lze spočítat ze zátěžné síly, rozměrů ložiska a hřídele. U všech kluzných ložisek volím materiál litý bronz s maximálním dovoleným měrným zatížením  $p_D = 30$

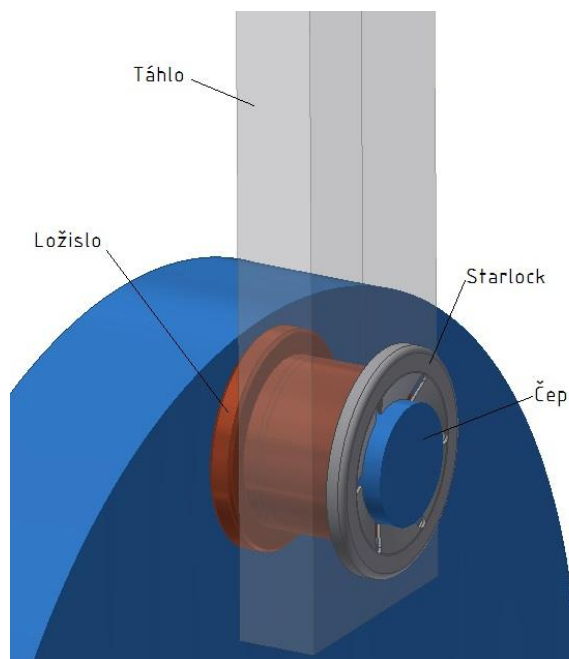
MPa. Hřídel hnacího bubnu je uložena na kuličkových ložiscích 6207 ČSN 02 4630, kde ověřím jejich životnost.

### 7.7.1 Ložisko ČSN 9348 15x21x15

Ložisko ČSN 9348 15x21x15 tvoří spojení mezi čepem excentru a táhlem.

$$p_m = \frac{F_T}{d_c \cdot l_l} = \frac{572,2}{15 \cdot 15} = 2,54 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (39)$$

Ložisko vyhovuje. Spojení je zajištěno zajišťovacím kroužkem typu Starlock® (Obr. 30).



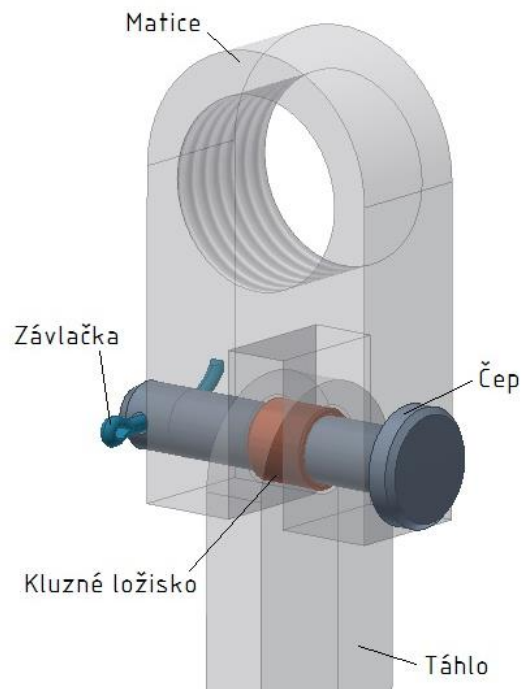
Obr 30 Zajištění táhla na čepu excentru

### 7.7.2 Ložisko ČSN 9349 10x12x10

Ložisko ČSN 9349 10x12x10 spojuje táhlo s maticí přes čep.

$$p_m = \frac{F_T}{d_{\text{čep}} \cdot l} = \frac{572,2}{10 \cdot 10} = 5,72 \text{ MPa} \leq 30 \text{ MPa} \quad (40)$$

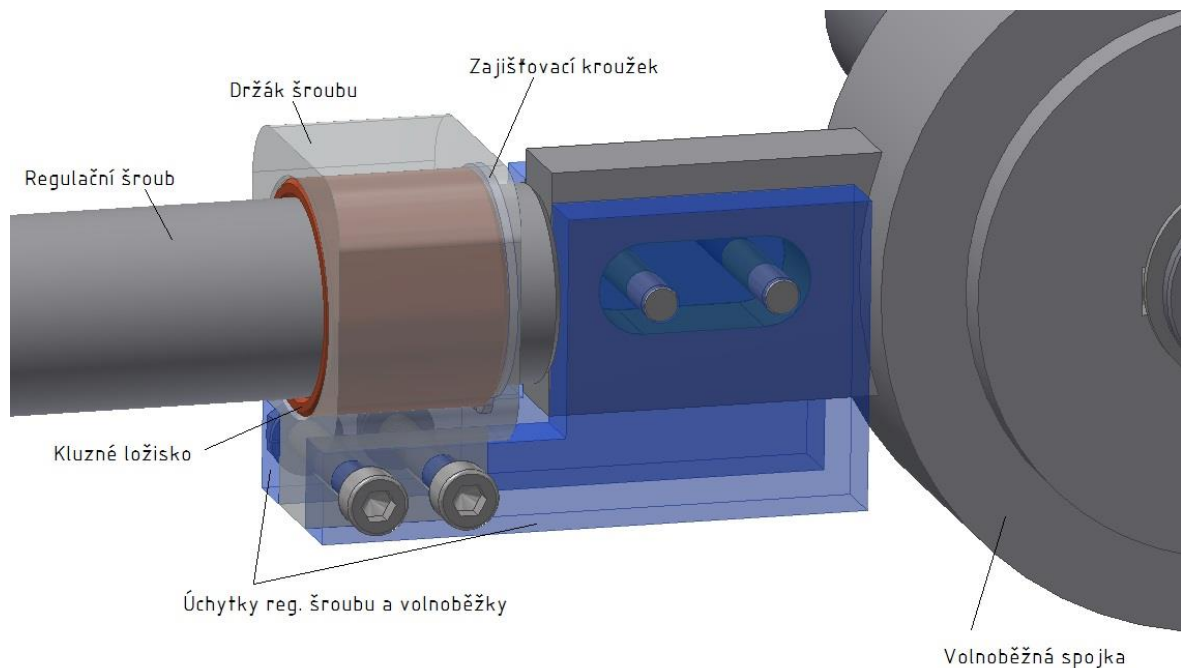
Ložisko vyhovuje a uložení je vidět na obrázku 31.



Obr. 31 Řešení uchycení matice a táhla

### 7.7.3 Ložisko ČSN 9349 38x32x30

Ložisko o rozměru 98x32x30 nepřenáší velké axiální síly a je určeno ke snadnému otáčení regulačním šroubem. Sestava uložení šroubu v ložisku je zobrazena na obrázku (Obr. 32).



Obr. 32 Uložení a zajištění regulačního šroubu.

### 7.7.4 Ložisko 6207 ČSN 02 4630

Volím ložisko 6207 ČSN 02 4630, které je vhodné pro hřídel o průměru 35 mm. Z tabulek zjistím základní dynamickou únosnost  $C = 19\,600\text{ N}$ .

$$L_n = \left(\frac{C}{F_{\xi}}\right)^m = \left(\frac{19\,600}{8320,3}\right)^3 = 13,07 \text{ mil. ot} \quad (41)$$

$$L_h = \frac{L_n \cdot 10^6}{60 \cdot 3,18} = 68\,501 \text{ hodin} \quad (42)$$

Výsledná hodnota životnosti je vyhovující.

## 7.8 Výpočet spojovacích součástí

### 7.8.1 Výpočet čepu matice

K výpočtu čepu jsem použil modul Design Accelerator, který je součástí softwaru Autodesk Inventor. Získané hodnoty (Obr. 33) jsem ověřil výpočtem, kterým jsem došel k podobným hodnotám, ale delší dobu. Volím průměr čepu  $d_{\text{čep}} = 10\text{ mm}$ . Materiál ocel 11 600 s  $p_d = 150\text{ MPa}$  a  $\tau_{DS} = 80\text{ MPa}$ , který je shodný i pro vidlici. U táhla volím  $p_d = 30\text{ MPa}$ , což je hodnota pro litý bronz použitý u kluzného ložiska.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_s = \frac{F_T}{\frac{2\pi d_{\text{čep}}^2}{4}} = \frac{572,2}{\frac{\pi \cdot 10^2}{2}} = 3,64 \text{ MPa} \quad (43)$$

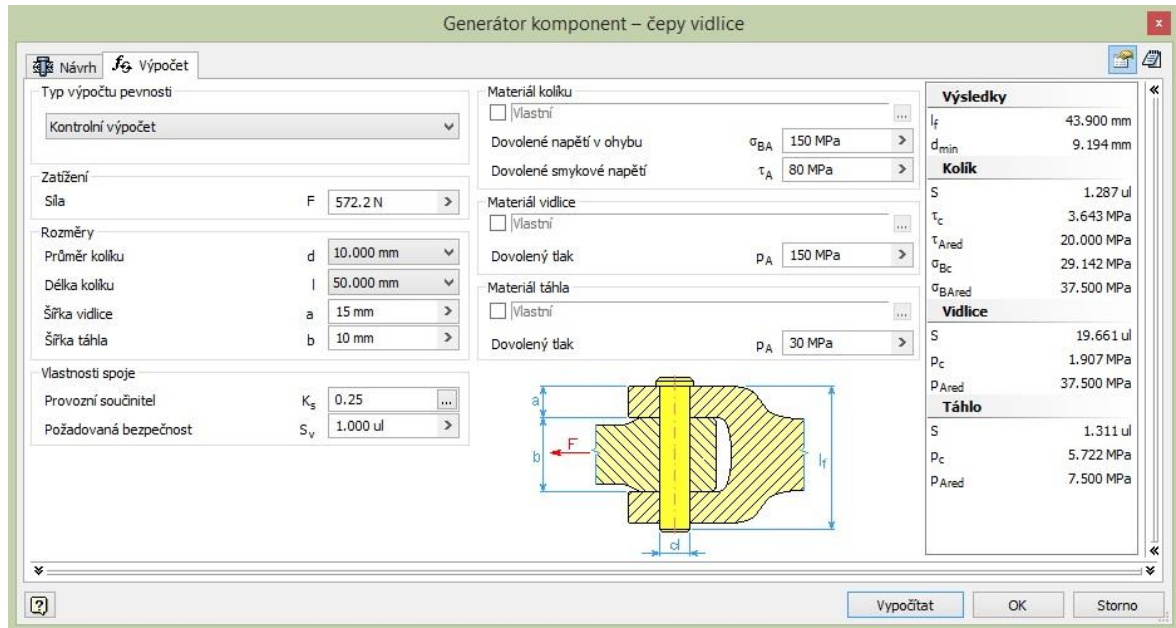
Tlak v táhlu:

$$p = \frac{F_T}{d_t \cdot d_{\text{čep}}} = \frac{572,2}{10 \cdot 10} = 5,72 \text{ MPa} \quad (44)$$

Tlak ve vidlici (matici):

$$p = \frac{F_T}{d_v \cdot d_{\text{čep}}} = \frac{572,2}{40 \cdot 10} = 1,91 \text{ MPa} \quad (45)$$

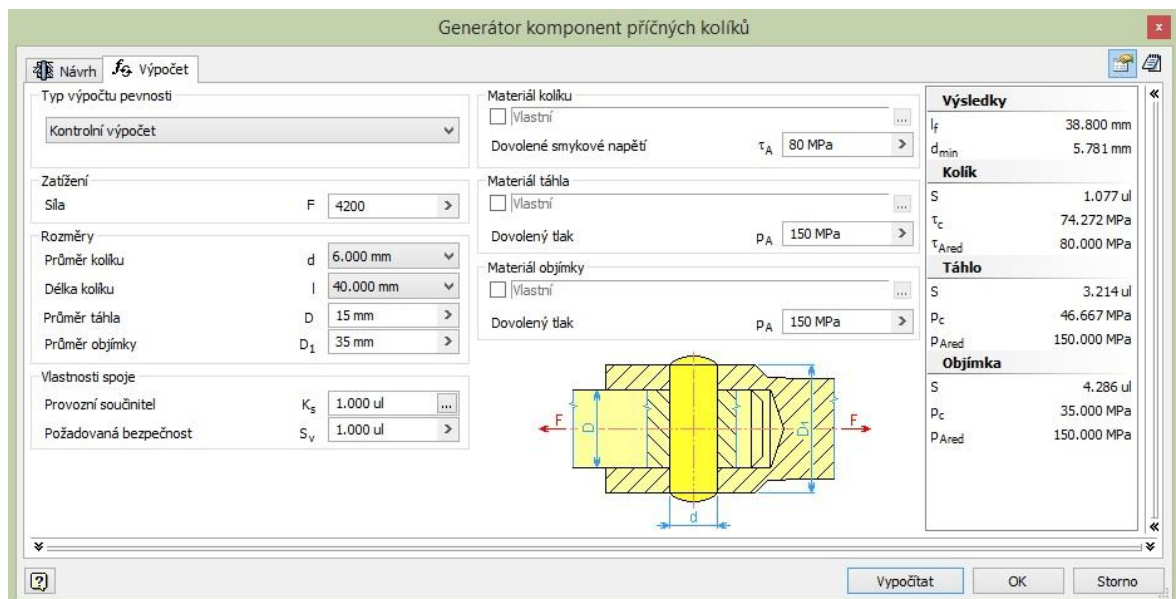
Průměr zvoleného kolíku vyhovuje, protože vypočítané hodnoty tlaků jsou menší, než maximální dovolené. Modul *Design Accelerator* umožňuje zadat provozní součinitel, který ovlivní vypočítaný průměr čepu.



Obr. 33 Výpočet čepu matice

### 7.8.2 Výpočet kolíků

Výpočet kolíků, které zajišťují volnoběžnou spojku, je téměř shodný. Do otvoru ramene volnoběžné spojky je vložena vložka, která umožňuje použít normalizované kolíky, protože původní šířka otvoru drážky je 15 mm. Průměr kolíků byl zvolen  $d_{ko} = 6$  mm. Materiál ocel 11 600 s  $p_d = 150$  MPa a  $\tau_{DS} = 80$  MPa. K výpočtu byl opět použitý modul *Design Accelerator*. Výsledky jsou na obrázku (Obr. 33) a zvolený průměr je vyhovující-



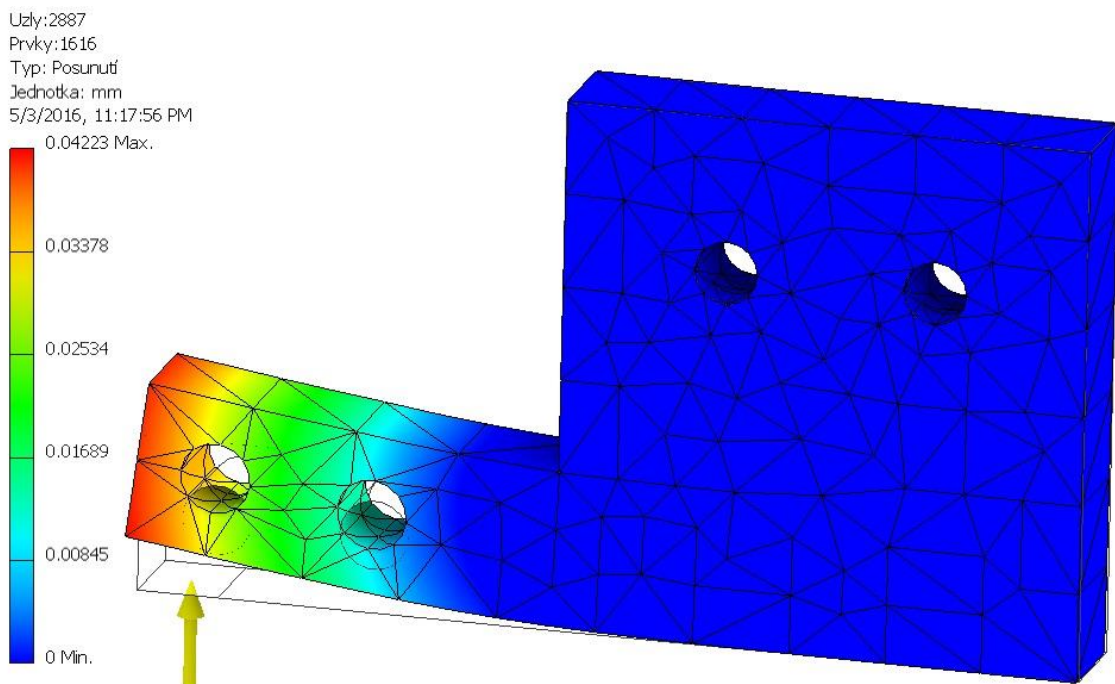
Obr. 34 Výpočet kolíku (Design Accelerator)

## 7.9 Ověření návrhu úchyty volnoběžné spojky se šroubem

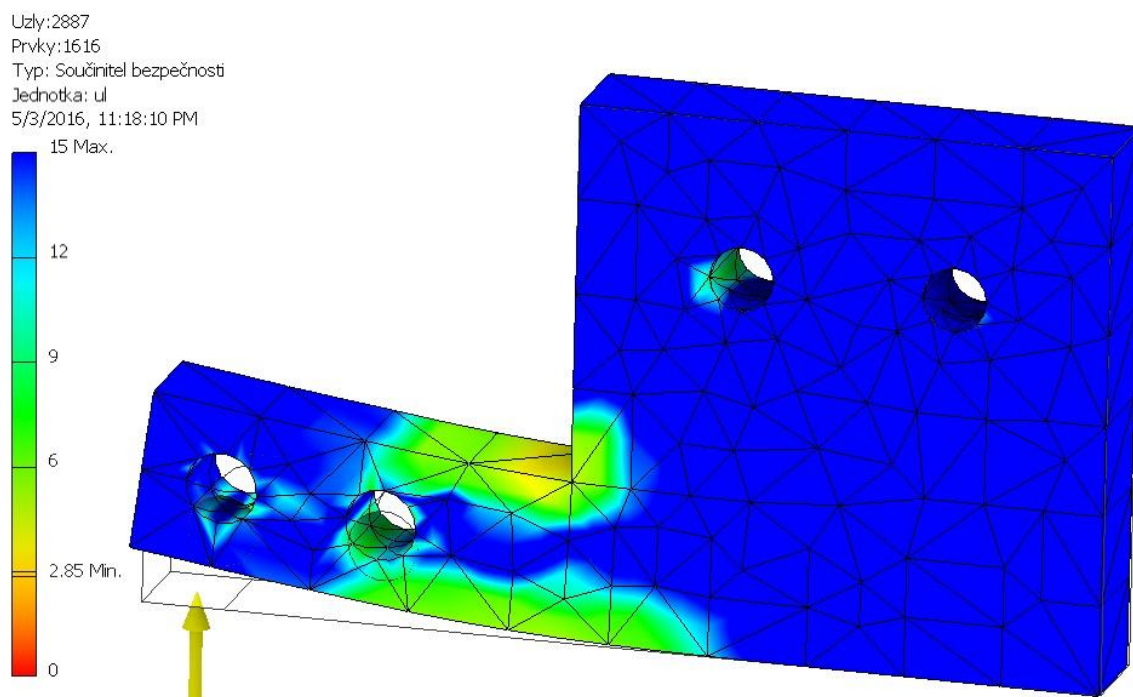
Návrh dílu pro uchycení volnoběžné spojky k regulačnímu šroubu ověřím pomocí modulu *pevnostní analýza*, který je založený řešení pomocí metody konečných prvků. Řešení probíhá v následujících krocích:

- *Definice materiálu:* Volím ocel 11 600 a je nutné zadat konkrétní mechanické vlastnosti materiálu.
- *Vazby:* Pevné vazby jsou umístěné do otvorů pro kolíky.
- *Zatížení:* Díl je zatížený silou  $F_T = 572,5$  N v příslušném směru (žlutá šipka).
- *Vyhodnocení:* Výsledkem analýzy je maximální posunutí  $x = 0,042$  mm (Obr. 35) a součinitel bezpečnosti  $k = 2,85$  (Obr. 36).

Na základě výsledků pevnostní analýzy lze vyhodnotit návrh dílu jako vyhovující.



Obr. 35 Pevnostní analýza - posunutí



*Obr. 36 Pevnostní analýza – součinitel bezpečnosti*

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout pohon pásového dopravníku s možností regulace rychlosti pásu. Zadaný výkon motoru je 2,5 kW a rozsah rychlostí dopravního pásu od 0,5-1,5 m/min. Práce je rozdělena na část teoretickou a praktickou.

Teoretická část se zabývá literární studií zadaného tématu. Jsou zde probrány základní témata od metodiky konstruování, mechaniky těles, mechanismů, částí strojů až po samotné dopravní pásy. Probrané okruhy byly využity při samotném návrhu pohonu.

V praktické části byl proveden návrh pohonu pomocí kinematického mechanismu. Návrh je doložený výpočtem, který je v některých případech nahrazen výstupy z použitého softwaru, kde bylo možné rychle a efektivně navrhnout potřebný rozměr normalizovaných dílů nebo ověřit tvarově složitější díly pomocí metody konečných prvků. Snaha byla věnována používání normalizovaných dílů, jako jsou šrouby, kolíky, zajišťovací kroužky nebo kluzná ložiska nebo používání katalogových dílů, které v praxi snižují náklady na výrobu zařízení. Ostatní součásti je nutné vyrobit, a proto byla zhotovena technická dokumentace, která je přílohou bakalářské práce.



**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL, 1989. Česká matice techn. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-654-8.
- [3] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Základy konstruování*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-535-8.
- [4] KRENŽELOK, A. *Porovnání současných a moderních metod konstruování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Dosedla.
- [5] Kučera, Jan. *Stručná historie CAD/CAM až po současnost [online]*. Dostupné z: [http://www.fi.muni.cz/usr/jkucera/pv109/2002/xkubin2\\_CAD-CAM.htm](http://www.fi.muni.cz/usr/jkucera/pv109/2002/xkubin2_CAD-CAM.htm).
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] HALAMA, Radim. *Pružnost a pevnost - interaktivní studijní materiál [online]*. 2012 [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: [http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost\\_pevnost\\_obraz.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/pruznost_pevnost_obraz.pdf).
- [8] *Konstruování strojů: mechanismy [online]*. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: [http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KM/Prednasky\\_6KM\\_2012.pdf](http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KM/Prednasky_6KM_2012.pdf).
- [9] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003. ISBN 80-7318-111-8.
- [10] ŠTROFFEK, Eduard. *Dopravné pásy v priemysle*. Košice: Štroffek, 1995. ISBN 80-967325-0-1.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

CAD	Computer Aided Design	
ČSN	Česká technická norma	
ÚNMZ	Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví	
ISO	International Organization for Standardization	
Kč	Koruna česká	
N	Počet cyklů	
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$\eta_p$	Součinitel jakosti povrchu	
$\beta$	Součinitel vrubu	
$\sigma_c$	Základní mez únavy	[MPa]
$\sigma_c^*$	Mez únavy s vrubem	[MPa]
$\sigma_{DI}$	Dovolené napětí při statickém namáhání	[MPa]
$\sigma_{kt}$	Mez kluzu	[MPa]
$k_{kt}$	Bezpečnost k mezi kluzu	
MKP	Metoda konečných prvků	
PVC	Polyvinylchlorid	
$v$	Rychlost pásu	[m·min <sup>-1</sup> ]
P	Výkon	[kW]
d	Průměr hnacího bubnu dopravníku	[mm]
$\eta$	Účinnost	
n	Otáčky motoru	[ot·min <sup>-1</sup> ]
i	Převodový poměr	
P'	Skutečný výkon	[kW]
$n_{výstup}$	Výstupní otáčky	[ot·min <sup>-1</sup> ]

$M_k$	Krouticí moment	[Nm]
$v_{\min}$	Minimální rychlost pásu	[m·min <sup>-1</sup> ]
$v_{\max}$	Maximální rychlost pásu	[m·min <sup>-1</sup> ]
$o$	Obvod hnacího bubnu dopravníku	[mm]
$n_{1,2}$	Otáčky na požadované otočení bubnu	[ot·min <sup>-1</sup> ]
$\varphi_{1,2}$	Stupně otočení za minutu	[°·min <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{1,2}$	Úhel na kmit	[°]
$l_{1,2}$	Vzdálenost matice od osy volnoběžné spojky	[mm]
$e$	Délka excentru	[mm]
$F_O$	Obvodová síla	[N]
$F_T$	Síla v táhlu	[N]
$F_{\text{š}}$	Síla ve šroubu	[N]
$M_{kv}$	Krouticí moment na volnoběžné spojce	[Nm]
$F_{h1}$	Síla působící na pero hřídele z převodovky	[N]
$d_{h1}$	Průměr hřídele z převodovky	[mm]
$\tau_S$	Napětí ve smyku	[MPa]
$\tau_{DS}$	Dovolené napětí ve smyku	[MPa]
$S$	Plocha	[mm <sup>2</sup> ]
$b$	Šířka pera	[mm]
$h$	Výška pera	[mm]
$l$	Délka pera	[mm]
$p$	Tlak	[MPa]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$d_{h2}$	Průměr hřídele volnoběžné spojky	[mm]
$d_c$	Průměr čepu excentru	[mm]
$l_c$	Délka čepu excentru	[mm]

$b_t$	Šířka táhla	[mm]
$h_t$	Tloušťka táhla	[mm]
$l_t$	Délka táhla	[mm]
$\sigma$	Napětí	[MPa]
$\sigma_{DT}$	Dovolené napětí v tlaku	[MPa]
$l_{red}$	Redukovaná délka prutu	[mm]
$E$	Youngův modul pružnosti	[MPa]
$I$	Moment setrvačnosti	[mm <sup>4</sup> ]
$F_{kr}$	Kritická síla (vzpěr)	[N]
$i_{min}$	Poloměr setrvačnosti	[mm]
$\lambda$	Štíhlostní poměr	
$\lambda_m$	Mezní štíhlostní poměr	
$\sigma_{DO}$	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
$\Delta l$	Délka závitu regulačního šroubu	[mm]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
$d_3$	Malý průměr závitu (šroub)	[mm]
$d_2$	Střední průměr závitu (šroub)	[mm]
$d$	Velký průměr závitu (šroub)	[mm]
$Tr$	Lichoběžníkový závit	
$p_{DOV}$	Dovolený tlak v závitech	[MPa]
$D_1$	Malý průměr závitu (matice)	[mm]
$D_2$	Střední průměr závitu (matice)	[mm]
$D_4$	Velký průměr závitu (matice)	[mm]
$H$	Výška závitu	[mm]
$i$	Počet činných závitů	

---

$m$	Výška matice	[mm]
$p_m$	Měrný tlak v ložisku	[MPa]
$l_l$	Délka ložiska	[mm]
$d_{\text{čep}}$	Průměr čepu	[mm]
$d_v$	Průměr vidlice	[mm]
$x$	Posunutí	[mm]
$k$	Součinitel bezpečnosti	
$L_n$	Základní trvanlivost v otáčkách	[ot·10 <sup>6</sup> ]
$C$	Základní dynamická únosnost	[N]
$m$	Koeficient pro bodový styk	
$L_h$	Základní trvanlivost v hodinách	[hod.]

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1 Fáze navrhování [6]</i> .....	12
<i>Obr. 2 Práh rentability [6]</i> .....	16
<i>Obr. 3 Kmitavé zatížení (a) a typy cyklů (b) [7]</i> .....	18
<i>Obr. 4 Wöhlerův diagram [2]</i> .....	18
<i>Obr. 5 Součinitel jakosti povrchu [9]</i> .....	19
<i>Obr. 6 Vliv velikosti vrubu na průběh napětí [2]</i> .....	20
<i>Obr. 7 Kloubový mechanismu – hnětací stoj [9]</i> .....	24
<i>Obr. 8 Vznik klikového mechanismu [9]</i> .....	25
<i>Obr. 9 Kuličkový šroub</i> .....	25
<i>Obr. 10 Kulisový posuvná mechanismus. [9]</i> .....	26
<i>Obr. 11 Schéma základního vačkového mechanismu [9]</i> .....	27
<i>Obr. 12 Druhy mechanismů s přerušovaným pohybem [9]</i> .....	27
<i>Obr. 13 Schéma spojky [6]</i> .....	29
<i>Obr. 14 Mechanicky neovládané spojky [1]</i> .....	30
<i>Obr. 15 pojistná kuličková spojka [1]</i> .....	31
<i>Obr. 16 Šikmá třecí spojka [1]</i> .....	31
<i>Obr. 17 Radiální volnoběžka [1]</i> .....	32
<i>Obr. 18 Ložiskové pouzdro a) bez výstelky b) s výstelkou [3]</i> .....	33
<i>Obr. 19 Valivé ložisko [3]</i> .....	34
<i>Obr. 20 Konstrukční schéma pásového dopravníku [10]</i> .....	36
<i>Obr. 21 Schéma pohonu</i> .....	39
<i>Obr. 22 Elektromotor Siemens 1LE1001-1CC0</i> .....	40
<i>Obr. 23 Šneková převodovka MR90</i> .....	40
<i>Obr. 24 Výpočet vzdálenosti mezi kloubem a osou bubnu</i> .....	42
<i>Obr. 25 Grafické řešení silového obrazce</i> .....	43
<i>Obr. 26 Volnoběžná spojka GVG 30</i> .....	44
<i>Obr. 27 Návrh táhla</i> .....	47
<i>Obr. 28 Regulační šroub</i> .....	48
<i>Obr. 29 Návrh matice</i> .....	49
<i>Obr. 30 Zajištění táhla na čepu excentru</i> .....	50
<i>Obr. 31 Řešení uchycení matice a táhla</i> .....	51
<i>Obr. 32 Uložení a zajištění regulačního šroubu</i> .....	51

---

<i>Obr. 33 Výpočet čepu matice</i> .....	53
<i>Obr. 34 Výpočet kolíku (Design Accelerator)</i> .....	53
<i>Obr. 35 Pevnostní analýza - posunutí</i> .....	54
<i>Obr. 36 Pevnostní analýza – součinitel bezpečnosti</i> .....	55

## SEZNAM PŘÍLOH

P I Výkres sestavy pohonu

P II Výkres regulačního šroubu

P III Výkres matice

P IV Výkres táhla

P V Výkres úchytky

P VI Výkres pouzdra šroubu

P VII Výkres vložky ramene

P VIII Výkres čepu excentru

P IX Výkres excentru

P X Katalogový list volnoběžné spojky

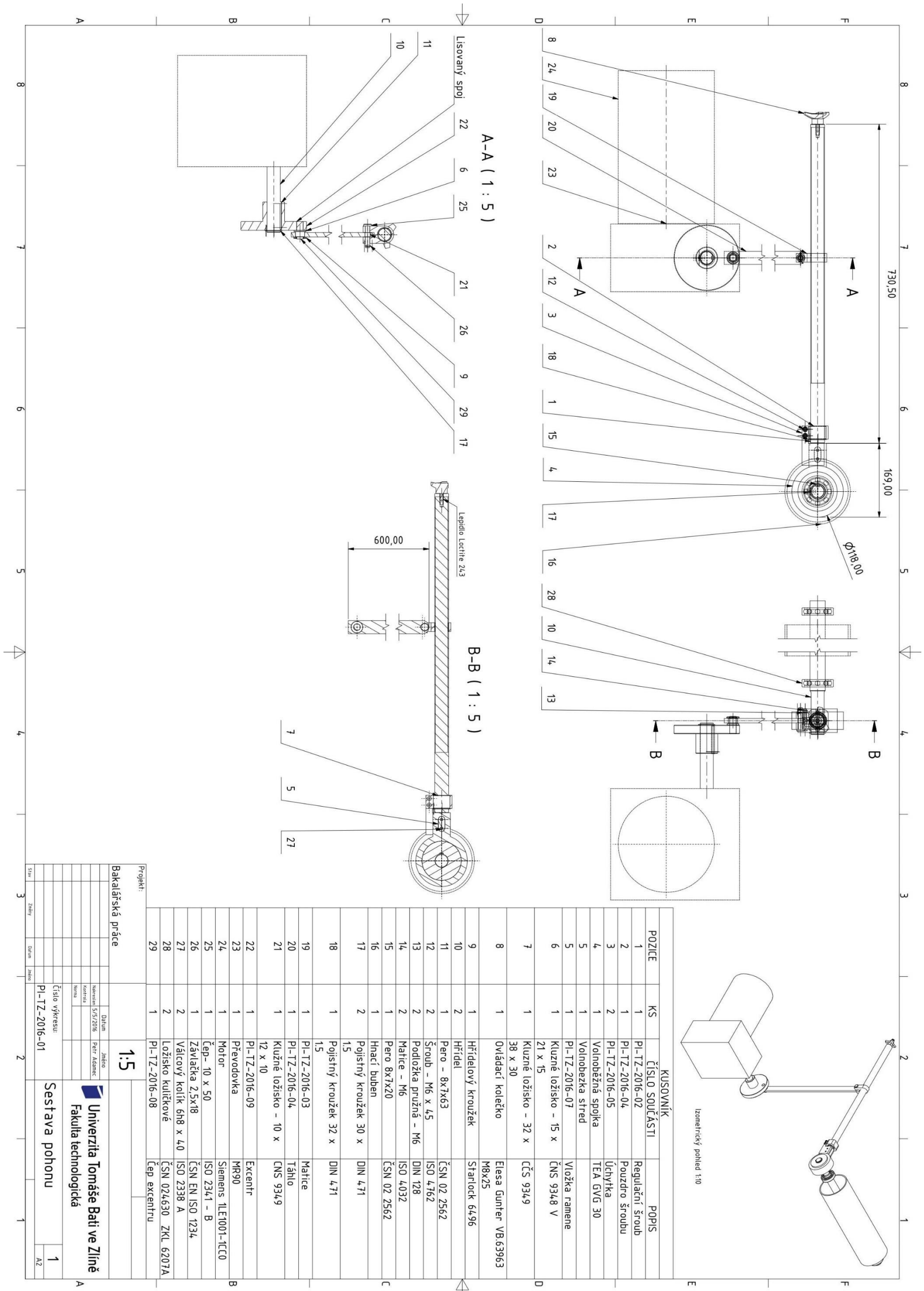
P XI Katalogový list kroužku Starlock®

P XII Katalogový list ovládacího kolečka

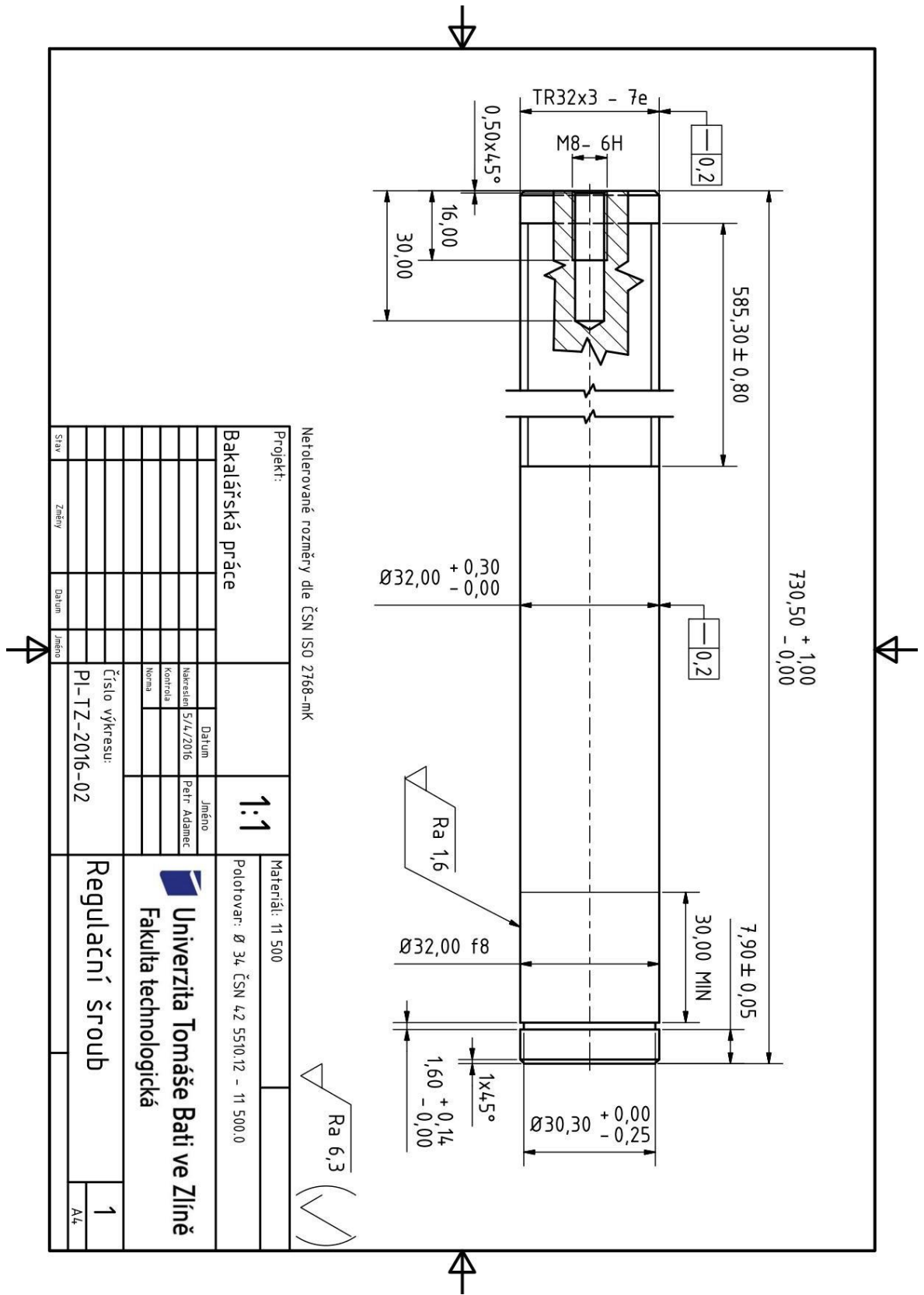
P XIII Elektronická dokumentace (CD), která obsahuje bakalářskou práci, výkresy, katalogové listy a 3D model pohonu.



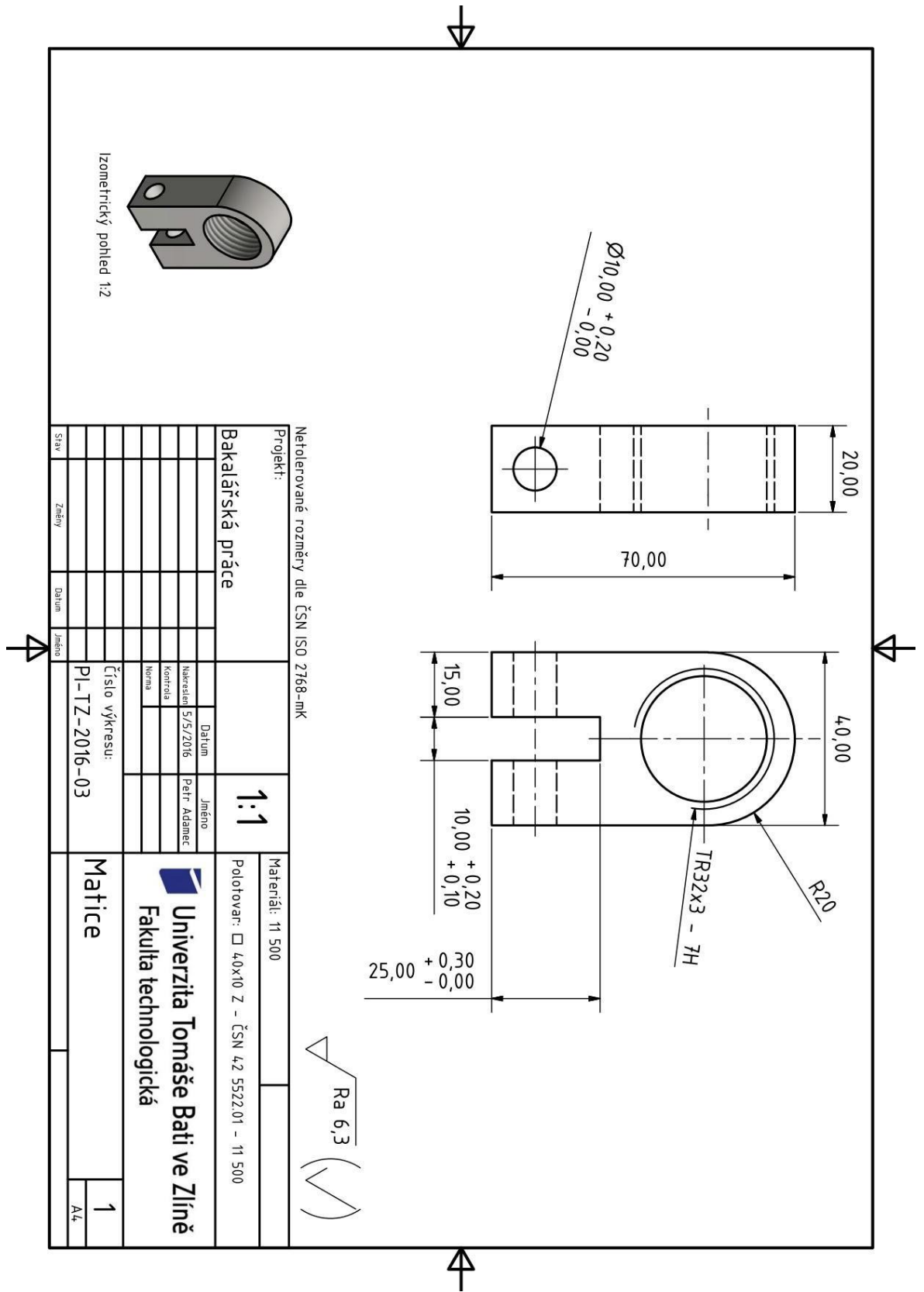
# PŘÍLOHA P I: VÝKRES SESTAVY POHOHU



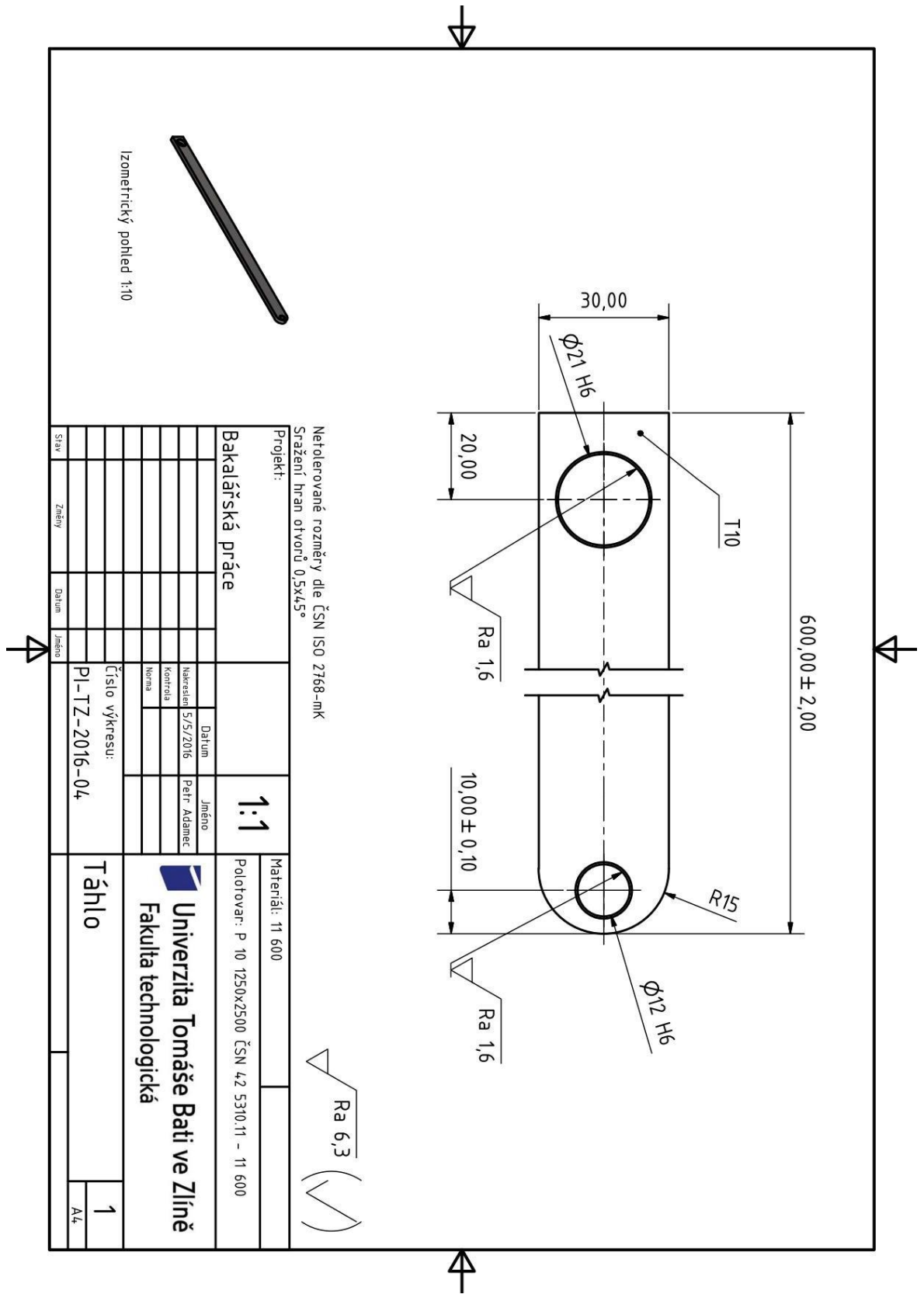
# PŘÍLOHA P II: VÝKRES REGULAČNÍHO ŠROUBU



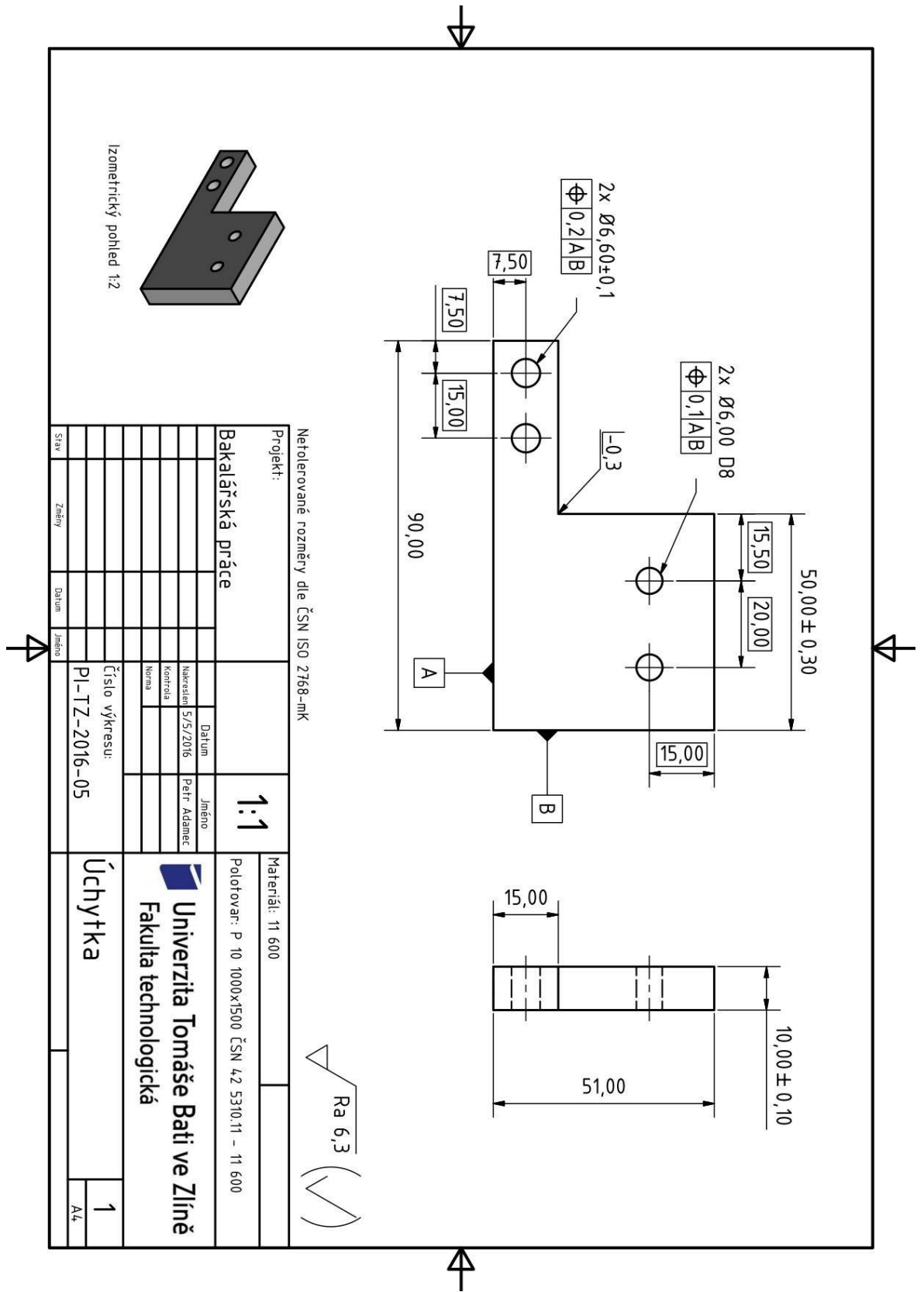
# PŘÍLOHA P III: VÝKRES MATICE



# PŘÍLOHA P IV: VÝKRES TÁHLA



# PŘÍLOHA P V: VÝKRES ÚCHYTKY



Netolerované rozměry dle ČSN ISO 2768-mK

Projekt:

Bakalářská práce

1:1

Materiál: 11 600

Polotovár: P 10 1000x1500 ČSN 42 5310.11 - 11 600


**Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně**  
 Fakulta technologická

Úchytka

1

A4

Stav

Zařeny

Datum

Jméno

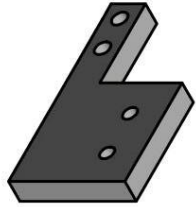
Číslo výkresu:  
PI-TZ-2016-05

Úchytka

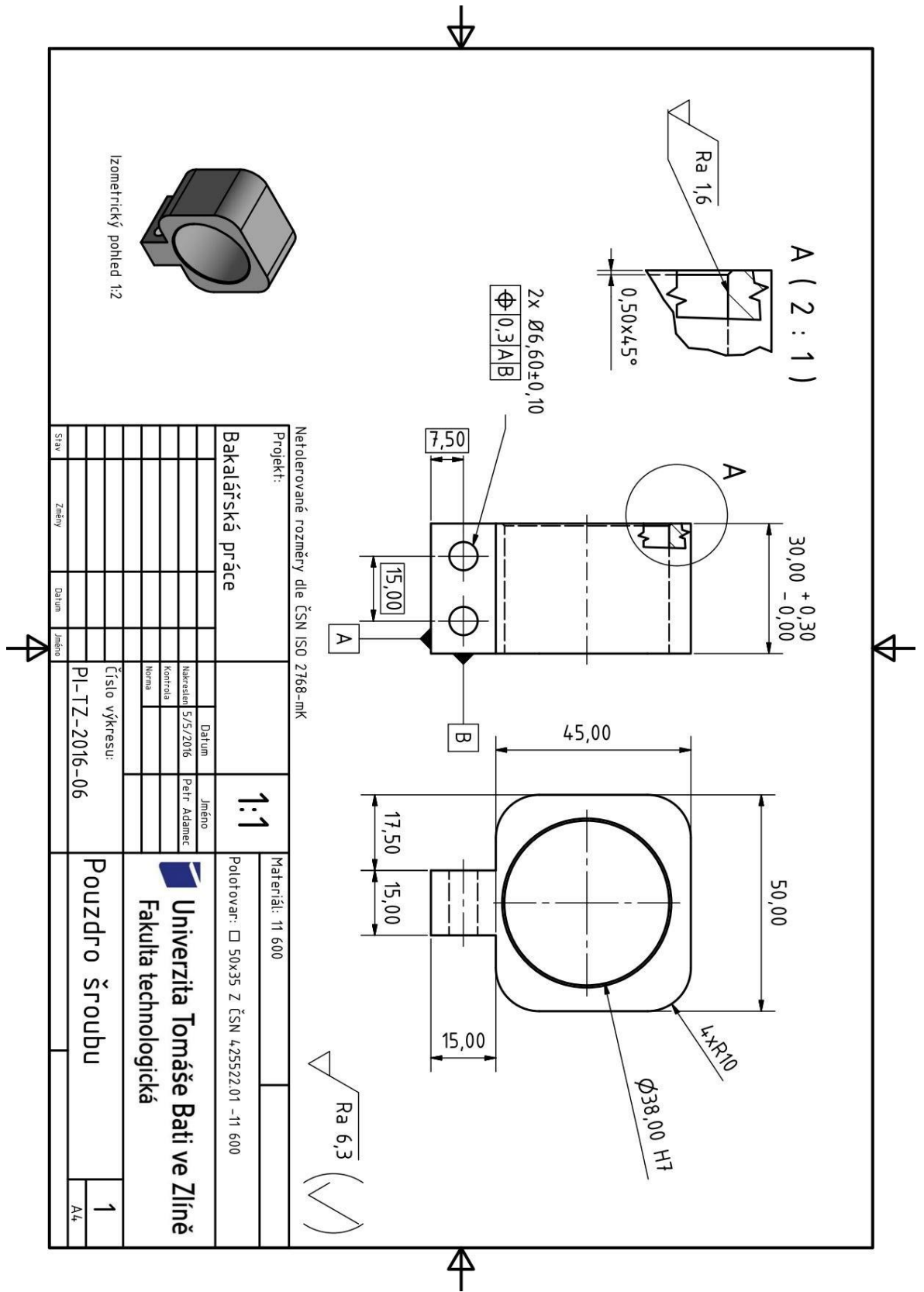
1

A4

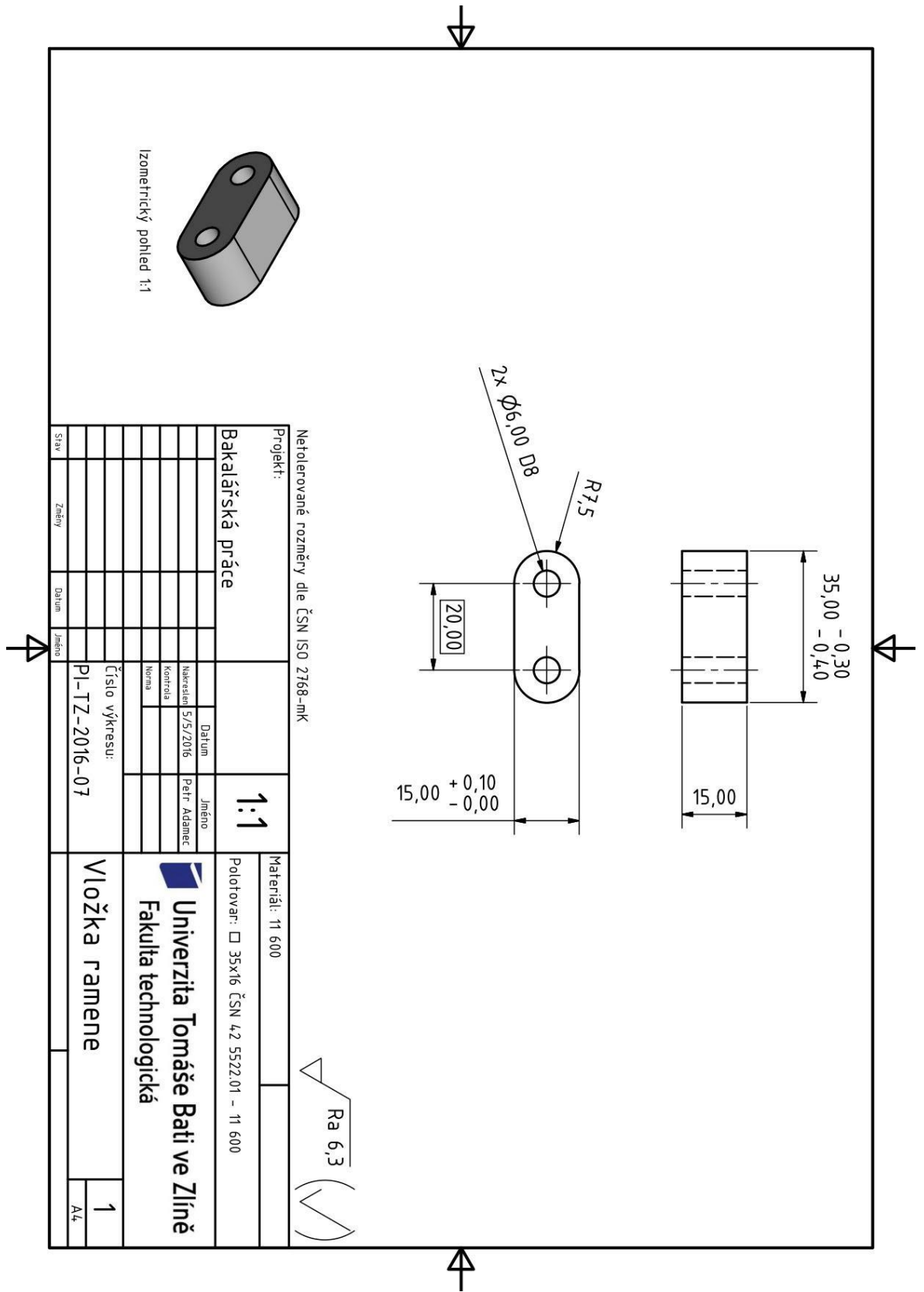
Izometrický pohled 1:2



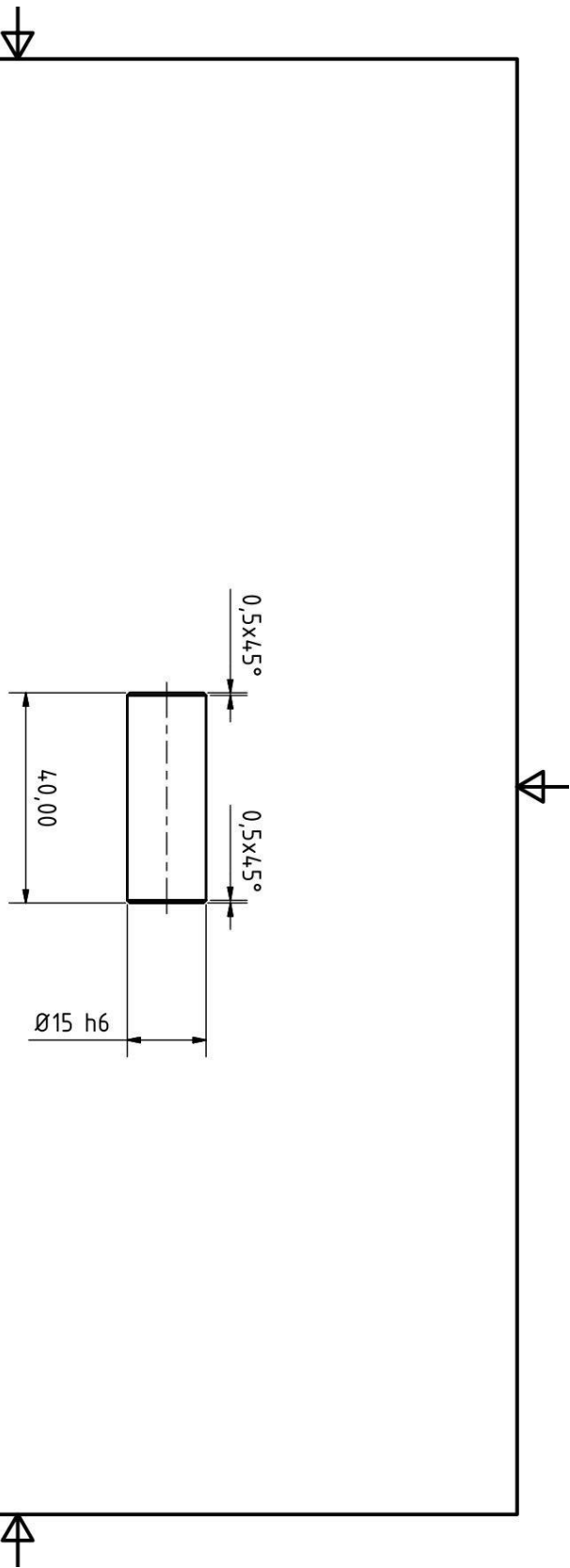
# PŘÍLOHA P VI: VÝKRES POUZDRA ŠROUBU



# PŘÍLOHA P VII: VÝKRES VLOŽKY RAMENE



# PŘÍLOHA P VIII: VÝKRES ČEPU EXCENTRU



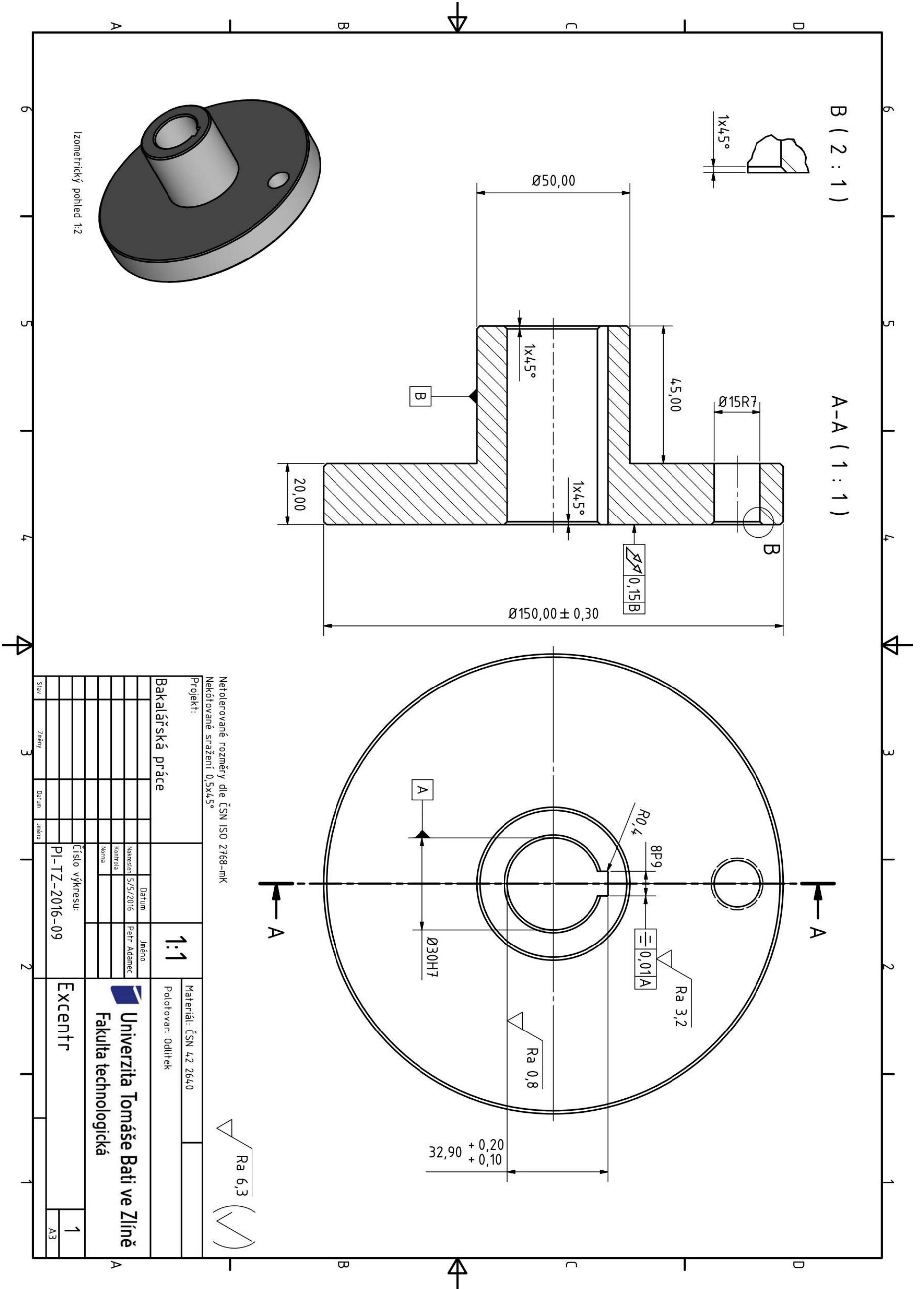
Izometrický pohled 1:1

Netolerované rozměry dle ČSN ISO 2768-mK

Projekt:		Bakalářská práce		Materiál: 11 600	
Datum		Datum		Ra 3,2 (✓)	
Nakreslil		Jméno		Polotovár: Ø16 ČSN 42 5510.12 - 11 600	
5/5/2016		Petr Adamec			
Kontrola		Číslo výkresu:		VIII Čep excentru	
Norma		PI-TZ-2016-08		1	
Stav		Zařeny		A4	
Datum		Jméno			



PŘÍLOHA P IX: VÝKRES EXCENTRU



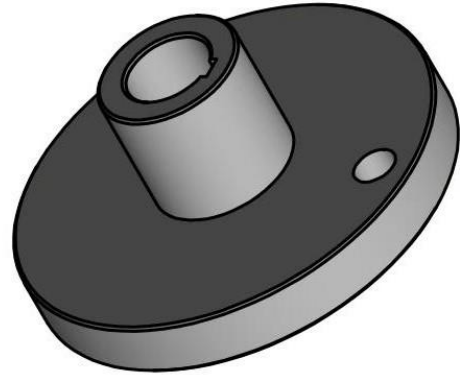
Netolerované rozměry dle ČSN ISO 2768-mK  
Nekótované sražení 0,5x45°

Projekt:

Bakalářská práce

Materiál: ČSN 42 2640		Jméno: Petr Adamec		Datum: 5/5/2016		Kontrola: Norma	
Položkovar: Odřítek		Jméno: Petr Adamec		Datum: 5/5/2016		Kontrola: Norma	
Excentr		Číslo výkresu: PL-TZ-2016-09		Jméno: Petr Adamec		Datum: 5/5/2016	
1		1		1		1	
A3		A3		A3		A3	

Izometrický pohled 1:2

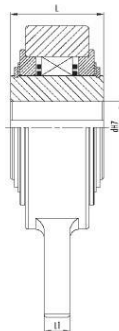
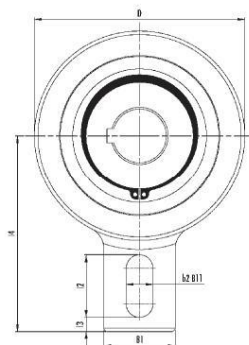


√ Ra 6,3 (✓)

# PŘÍLOHA P X: KATALOGOVÝ LIST VOLNOBĚŽNÉ SPOJKY



## Volnoběžné spojky Typ GVG



Typ GVG

U volnoběžky typu GVG jsou tělíska uložena v kleci. Centrování mezi vnitřním a vnějším kroužkem je provedeno pomocí pouzder.

Krouticí moment je přenášen z hřídele na vnitřní kroužek pomocí pera.

Tolerance hřídele h6.

Pokud je volnoběžka použita jako jednosměrné zařízení, páka upevněná na vnějším kroužku musí být sevřena mezi dvěma držáky nebo je nutné vložit kolík do oválné díry.

Při použití volnoběžky jako přerušovaného pohonu musí být páka připojena podélně za použití otvoru pro tlačnou tyč nebo obdobně. V každém případě musí mít páka jistou vůli dovolující axiální pohyb, aby se předešlo přetížení pouzder.

Volnoběžka je dodávána s mazivem.

Objednáací číslo	d <sup>H7</sup> mm	D mm	L mm	B <sub>1</sub> mm	L <sub>1</sub> mm	b <sub>2</sub> mm	l <sub>2</sub> mm	l <sub>3</sub> mm	l <sub>4</sub> mm	Hmotnost kg	Vnitřní kroužek n <sub>max</sub> (min <sup>-1</sup> ) <sup>1)</sup>	T <sub>N</sub> Nm
GVG 20	20	106	48	40	15	18	35	10,5	113	2,5	400	606
GVG 25	25	106	48	40	15	18	35	10,5	113	2,4	400	606
GVG 30	30	106	48	40	15	18	35	10,5	113	2,3	400	606
GVG 35	35	106	48	40	15	18	35	10,5	113	2,2	400	606
GVG 40	40	132	52	60	15	18	35	10,0	125	4,0	300	1295
GVG 45	45	132	52	60	15	18	35	10,0	125	3,8	300	1295
GVG 50	50	132	52	60	15	18	35	10,0	125	3,7	300	1295
GVG 55	55	132	52	60	15	18	35	10,0	125	3,5	300	1295
GVG 60	60	161	54	70	15	18	35	10,0	140	6,1	250	2550
GVG 70	70	161	54	70	15	18	35	10,0	140	5,7	250	2550

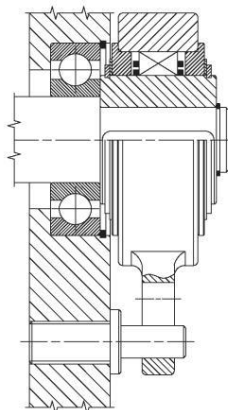
### Poznámka

$$T_{MAX} = 2 \times T_N$$

Drážka pro pero DIN 6885 strana 1

1) Maximální povolená rychlost

### Příklad montáže



# PŘÍLOHA P XI: KATALOGOVÝ LIST KROUŽKU STARLOCK

## Starlock® Push-On Fasteners

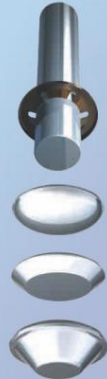
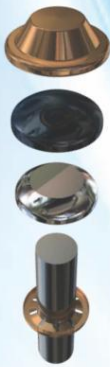
### For a Metric Round Shaft

Standard Range / Non standards available on request



#### Starlock® Push On Fasteners for Metric Round Shafts

Shaft Size Metric	Starlock® Uncap. Part	Number of Legs	Starlock® Cap. Part	Cap Size	Outside Diameter mm	Material Thickness mm	approx. push on force kg	approx. pull off force kg
1.5mm	8004	4	7204	1	9.702	0.203	4kg	20kg
2mm	6489	4	6662	1	9.702	0.203	7kg	20kg
3mm	6490	4	6663	1	9.702	0.203	11kg	20kg
4mm	6492	5	6665	2	11.481	0.203	7kg	40kg
5mm	6491	6	6664	2	11.481	0.203	12kg	40kg
6mm	6493	6	6666	3	15.291	0.254	15kg	80kg
7mm	6703	6	6670	3	15.291	0.254	19kg	80kg
8mm	6704	6	6671	3	15.291	0.254	22kg	80kg
9mm	6708	6	6674	4	18.440	0.305	21kg	100kg
10mm	6496	6	6668	4	18.440	0.305	29kg	100kg
11mm	6706	6	6673	4	18.440	0.305	42kg	100kg
12mm	6713	6	6675	5	25.020	0.406	45kg	250kg
13mm	6829	6	6885	5	25.020	0.406	35kg	250kg
14mm	6825	6	6881	6	28.245	0.406	25kg	250kg
15mm	6714	6	6676	6	28.245	0.406	34kg	250kg
16mm	6826	6	6882	6	28.150	0.406	56kg	250kg
17mm	6715	6	6677	6	28.245	0.406	49kg	250kg
18mm	6827	6	6883	7	36.576	0.406	23kg	350kg
19mm	6828	9	6884	7	36.576	0.406	16kg	385kg
20mm	6716	9	6678	7	36.576	0.406	27kg	350kg
21mm	6830	9	6886	7	36.576	0.406	21kg	385kg
22mm	6719	9	6889	7	36.576	0.406	55kg	350kg
23mm	6831	9	6887	8	38.176	0.457	71kg	350kg
24mm	6832	9	6888	9	41.376	0.508	46kg	385kg
25mm	6717	9	6679	9	41.350	0.508	57kg	385kg



All dimensions shown are subject to engineering tolerances. Starlocks® are generally available in spring steel and many are also supplied in stainless steel. Non-standard parts may be subject to a minimum order quantity.

Uncapped Starlocks® are available in spring steel with the following finishes:

- Blue and varnish finish for inch BV sizes
- Bronze and varnish finish for metric BV sizes
- Mechanical zinc plated for DT finish



Starlock®

Baker & Finemore Ltd, 199 Newhall Street, Birmingham, B3 1SN, United Kingdom  
 UK Tel: +44 (0) 121 236 2347 Fax: +44 (0) 121 7224 e-mail: sales@bakfin.com  
 www.bakfin.com www.starpress.co.uk

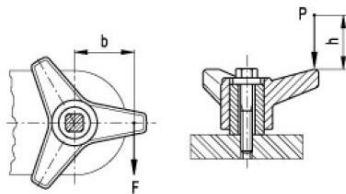
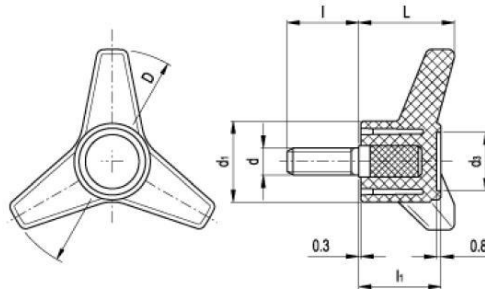
# PŘÍLOHA P XII: KATALOGOVÝ LIST OVLÁDACÍHO KOLEČKA

## VB.639 p

Three-arm knobs



ELESA Original design



$$C [\text{Nm}] = F [\text{N}] \cdot b [\text{m}] \quad L [\text{J}] = P [\text{N}] \cdot h [\text{m}]$$

Standard Elements		Main dimensions					Threaded stud		C #	L #	Weight
Code	Description	D	L	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>6g</sub>	l	[Nm]	[J]	g
65652	VB.639/63 p-M8x25	63	28	26	18	25	M8	25	30	7	44
65692	VB.639/80 p-M10x30	80	35	32	21	30	M10	30	80	7	78
65722	VB.639/100 p-M12x40	100	42	36	25	36	M12	40	110	8	126

# See [Technical Data](#) for maximum applicable torque (C) and impact strength (L).

This knob has been designed for heavy duty work where the use of a hammer for a firmer clamping action is required.