

# ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

---

## FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

### Pohony pásových dopravníků

Drives of the Belt Conveyors

#### Diplomová práce

Master's thesis

Studijní program: N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Autor práce: Bc. David Kotek



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kotek** Jméno: **David** Osobní číslo: **384926**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

### II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Pohony pásových dopravníků**

Název diplomové práce anglicky:

**Drives of the Belt Conveyors**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte návrh kuželočelní převodovky pro pohon pásového dopravníku dle zadaných parametrů společnosti Wikov Gear s.r.o. Typová převodovka bude sloužit jako základ pro rozšíření výrobní řady určené pro pásovou dopravu. Zadavatelem práce je společnost Wikov Gear s.r.o. Stručná osnova zadání: 1. Rešerše zaměřená na pohon a konstrukce pásových dopravníků, vč. porovnání konstrukčních řešení od předních světových výrobců kuželočelních převodovek pro pásovou dopravu 2. Konceptní návrh převodovky podle požadovaných parametrů zadavatele WIKOV. 3. Řešení konstrukce včetně nezbytných návrhových a kontrolních výpočtů. 4. Konceptní zpracování 3D modelu navržené konstrukce

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966 Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005 Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004 Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jiří Mrázek Ph.D.**


Jméno a pracoviště konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **11.04.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.06.2016**

Platnost zadání diplomové práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce

  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


  
Podpis děkana(ky)

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

22.4.2016  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta(ky)

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Pohony pásových dopravníků“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka Ph.D. s použitím literatury uvedené na konci práce.

V Praze dne: .....

.....  
podpis studenta

## Poděkování

Děkuji svému vedoucímu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. a odborným konzultantům ze společnosti Wikov Gear s.r.o. za rady, které jsem použil při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině za podporu po dobu celého studia.

## Anotační list

Jméno autora: **David KOTEK**

Název DP: Pohony pásových dopravníků  
Anglický název: Drives of the Belt Conveyors

Rok: 2016

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Ústav: Ústav konstruování a částí strojů

Vedoucí BP: Ing. Jiří Mrázek Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 125  
počet obrázků 112  
počet tabulek 44  
počet příloh 18

Klíčová slova: pásový dopravník, kuželočelní převodovka, ozubená kola  
Keywords: belt conveyor, bevel helical gearbox, cogwheels/gears

### Anotace:

Diplomová práce je zaměřena na návrh kuželočelní převodovky pro pásový dopravník. Cílem je vypracovat rešerši zaměřenou na pohon a konstrukci pásových dopravníků a provést koncepční návrh převodovky dle zadaných parametrů.

### Abstract:

Diploma thesis deals with the design of bevel-helical gearbox suitable for a belt conveyor. The aim of this thesis is to do a research focused on drive and design of belt conveyors and to create a draft proposal of a gear box according to assigned instructions.

## **Obsah**

<b>Zadávací společnost [20]</b> .....	<b>12</b>
<b>1. Úvod</b> .....	<b>13</b>
<b>1.1 Charakteristika pásové dopravy</b> .....	<b>13</b>
<b>1.2 Základní rozdělení pásových dopravníků a jejich pohonů</b> .....	<b>14</b>
<b>1.3 Schéma pásového dopravníku</b> .....	<b>15</b>
<b>2. Základní části pásových dopravníků [1,2,3]</b> .....	<b>16</b>
<b>2.1 Dopravníková trať</b> .....	<b>16</b>
2.1.1 Nosná konstrukce [3].....	16
2.1.2 Válečkové stolice [3].....	16
2.1.3 Dopravní pás [2,3] .....	17
2.1.4 Napínací zařízení .....	18
2.1.5 Příslušenství .....	18
2.1.5.1. Násypka .....	18
2.1.5.2. Stěrače a čističe.....	19
2.1.5.3. Dopravníkové váhy .....	19
2.1.5.4. Obrabeče pásu .....	19
<b>2.2 Pohonná stanice</b> .....	<b>20</b>
2.2.1 Pohonné ústrojí .....	21
2.2.1.1. Rozdělení pohonů [4,17].....	21
2.2.1.1.1. Elektromotory .....	21
2.2.1.1.2. Spalovací motory .....	21
2.2.1.1.3. Hydraulické pohony .....	22
2.2.1.1.4. Pneumatické pohony .....	22
2.2.2 Převodové ústrojí.....	22
2.2.3 Brzdové ústrojí [12].....	23
2.2.4 Spojovací zařízení – hřídelové spojky [12,23] .....	24
2.2.5 Příslušenství .....	24
<b>3. Převodové ústrojí</b> .....	<b>26</b>
<b>3.1 Převodové prvky s přímou vazbou (ozubená kola) [5,7,12,24]</b> .....	<b>26</b>
3.1.1 Rozdělení ozubení.....	26

3.1.2 Soukolí válcová (čelní) .....	27
3.1.2.1. Čelní soukolí s přímými zuby .....	27
3.1.2.2. Čelní soukolí se šikmými zuby .....	27
3.1.2.3. Silové poměry čelního soukolí [24,12] .....	28
3.1.3 Soukolí valivá kuželová .....	29
3.1.3.1. Geometrie kuželových kol .....	30
3.1.3.2. Rozdělení kuželových kol podle zakřivení zubů .....	32
3.1.3.3. Silové poměry kuželového soukolí .....	34
3.1.4 Technologie výroby čelních ozubených kol [13] .....	35
3.1.4.1. Dělicím způsobem .....	35
3.1.4.1.1. Frézování stopkovou frézou .....	35
3.1.4.1.2. Frézování kotoučovou frézou .....	35
3.1.4.2. Odvalovacím způsobem .....	36
3.1.4.2.1. Frézování odvalovacím způsobem .....	36
3.1.4.2.2. Obrázení odvalovacím způsobem .....	36
3.1.4.3. Protahovacím způsobem .....	37
3.1.5 Technologie výroby kuželových ozubených kol [13] .....	38
3.1.5.1. Přímé a šikmé zuby .....	38
3.1.5.1.1. Frézování .....	38
3.1.5.1.2. Obrázení .....	39
3.1.5.1.3. Protahování .....	39
3.1.5.2. Zakřivené zuby .....	40
3.1.5.2.1. Gleason .....	40
3.1.5.2.2. Oerlikon .....	41
3.1.5.2.3. Klingelnberg .....	41
3.1.6 Dokončovací metody výroby ozubených kol [13] .....	42
3.1.6.1. Ševingování .....	42
3.1.6.2. Honování .....	43
3.1.6.3. Broušení .....	43
3.1.6.3.1. Broušení dělicím způsobem (tvarovým kotoučem) .....	43
3.1.6.3.2. Broušení odvalovacím diskontinuálním způsobem .....	43
3.1.6.3.3. Broušení odvalovacím kontinuálním způsobem .....	44

3.1.6.4. Frézování HPG .....	44
3.1.6.5. Lapování .....	45
3.1.6.6. Zaběhávání .....	45
3.1.7 Tepelné zpracování ozubených kol [14,26] .....	45
3.1.7.1. Žihání.....	45
3.1.7.1.1. Normalizační žihání .....	46
3.1.7.1.2. Žihání izotermické .....	46
3.1.7.1.3. Žihání na měkko .....	46
3.1.7.1.4. Žihání k odstranění pnutí.....	46
3.1.7.2. Kalení.....	47
3.1.7.2.1. Termální kalení .....	47
3.1.7.2.2. Povrchové kalení .....	47
3.1.7.3. Napouštění .....	47
3.1.7.4. Popouštění.....	47
3.1.8 Chemicko-tepelné zpracování ozubených kol [14,27] .....	48
3.1.8.1. Cementování .....	48
3.1.8.2. Nitridování.....	48
3.1.8.3. Nitrocementování.....	48
3.1.8.4. Karbonitridování.....	49
3.1.8.5. Sulfidování a sulfonitridování .....	49
3.1.8.6. Boridování.....	49
<b>3.2 Rotační přenosové části (hřídele).....</b>	<b>50</b>
3.2.1 Rozdělení hřídelí [7,11] .....	50
3.2.2 Prvky pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj [16].....	50
3.2.2.1. Spojení pomocí pera.....	51
3.2.2.2. Drážková spojení .....	51
3.2.2.3. Svěrná spojení .....	52
3.2.2.4. Nalisovaná spojení.....	53
<b>3.3 Prvky otočného uložení (ložiska) [9,12,41].....</b>	<b>54</b>
3.3.1 Rozdělení ložisek .....	54
3.3.2 Kluzná ložiska [41].....	54
3.3.3 Valivá ložiska.....	55



3.3.4 Porovnání kluzných a valivých ložisek [12].....	57
<b>3.4 Těsnící prvky [9,32,33,34,35] .....</b>	<b>58</b>
3.4.1 Dynamické třecí těsnění .....	58
3.4.1.1. Břitové [35].....	58
3.4.1.2. Kazetové [34].....	59
3.4.1.3. Plstěné [35].....	59
3.4.2 Dynamické bezdotykové těsnění .....	60
3.4.2.1. Labyrintové [32,35] .....	60
3.4.2.2. Štěrbínové [35].....	61
3.4.2.3. Odstřikovací kroužky [35].....	61
3.4.3 Nejpoužívanější těsnění průmyslových převodovek [32] .....	62
<b>3.5 Rám, převodová skříň [18,40].....</b>	<b>62</b>
3.5.1 Lité skříně [18] .....	63
3.5.2 Svařované skříně [18].....	63
<b>3.6 Mazání převodových ústrojí [38].....</b>	<b>64</b>
3.6.1 Výběr vhodného maziva .....	65
3.6.1.1. Druhy maziv .....	65
3.6.2 Režimy mazání převodovek .....	66
3.6.2.1. Mazání broděním, rozstříkem .....	66
3.6.2.2. Oběhové mazání.....	66
3.6.2.3. Tlakové mazání olejovou mlhou .....	66
3.6.3 Průmyslové převodové oleje .....	67
<b>3.7 Poruchy převodových ústrojí.....</b>	<b>68</b>
3.7.1 Porucha ozubení [24,28,29,30].....	68
3.7.1.1. Wear (Opotřeбенí) .....	69
3.7.1.1.1. Adhezní .....	69
3.7.1.1.2. Abrasivní.....	69
3.7.1.1.3. Korozivní.....	70
3.7.1.2. Scoring, scuffing (Rýhování, zadírání) .....	70
3.7.1.3. Pitting (Jamková degradace) .....	71
3.7.1.4. Plastic flow (Plastická deformace) .....	71
3.7.1.4.1. Rippling.....	71

3.7.1.4.2. Ridging .....	71
3.7.1.5. Tooth fracture (Lom zubu) .....	72
3.7.1.5.1. Lom v důsledku přetížení.....	72
3.7.1.5.2. Únavový lom.....	72
3.7.2 Poškození hřídelí [35].....	73
3.7.3 Porucha ložisek [35] .....	73
3.7.4 Poškození těsnění [37] .....	73
<b>4. Konkurence – největší světoví výrobci.....</b>	<b>74</b>
<b>4.1 Parametry pro srovnání (benchmark).....</b>	<b>75</b>
4.1.1 Závislost hmotnosti převodovky na výstupním krouticím momentu .....	76
4.1.2 Závislost rozměru převodovky „L“ na výstupním krouticím momentu .....	77
4.1.3 Závislost rozměru převodovky „B“ na výstupním krouticím momentu.....	78
4.1.4 Závislost rozměru převodovky „H“ na výstupním krouticím momentu .....	79
<b>4.2 Moderní trendy ve výrobě kuželočelních převodovek .....</b>	<b>80</b>
<b>4.3 Dálkový monitoring převodovek za chodu [20] .....</b>	<b>81</b>
<b>5. Konstrukce kuželočelní převodovky.....</b>	<b>82</b>
<b>5.1 Parametry zadání.....</b>	<b>82</b>
<b>5.2 Koncepční návrh .....</b>	<b>83</b>
5.2.1 Rozdělení převodového poměru.....	83
5.2.2 Koncepční uspořádání - kinematické schéma .....	86
5.2.3 Montážní uspořádání převodovky.....	88
<b>5.3 Návrh ozubení.....</b>	<b>89</b>
5.3.1 Návrh prvního stupně – kuželové soukolí.....	91
5.3.2 Návrh druhého stupně – čelní soukolí .....	92
5.3.3 Návrh třetího stupně – čelní soukolí .....	93
5.3.4 Výkonové parametry – upřesnění.....	94
<b>5.4 Návrh hřídelí a ložisek .....</b>	<b>95</b>
5.4.1 Vstupní hřídel H0.....	95
5.4.2 Předlohová hřídel H1 .....	97
5.4.3 Předlohová hřídel H2.....	98
5.4.4 Výstupní hřídel H3 .....	100

<b>5.5</b>	<b>Kontrola lisovaných spojů.....</b>	<b>102</b>
<b>5.6</b>	<b>Konstrukce skříně převodovky .....</b>	<b>104</b>
5.6.1	Technologie výroby .....	105
<b>5.7</b>	<b>Návrh zpětné brzdy Ringspann .....</b>	<b>106</b>
<b>5.8</b>	<b>Rozpěrné kroužky .....</b>	<b>108</b>
<b>5.9</b>	<b>Těsnění.....</b>	<b>108</b>
<b>5.10</b>	<b>Spojovací prvky .....</b>	<b>109</b>
<b>5.11</b>	<b>Vizualizace navržené převodovky.....</b>	<b>110</b>
<b>6.</b>	<b>Modální analýza .....</b>	<b>111</b>
6.1	Modální analýza skříně .....	111
6.2	Porovnání frekvencí .....	112
<b>7.</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>114</b>
	<b>Seznam použitých symbolů.....</b>	<b>116</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>117</b>
	<b>Seznam příloh .....</b>	<b>121</b>
	Seznam tištěných příloh .....	121
	Technická dokumentace.....	121
	Seznam netištěných příloh .....	121
	<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>122</b>
	<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>124</b>

## Zadávací společnost [20]

Zadávací společnost Wikov Gear s.r.o., patřící do skupiny Wikov Industry a.s., působí ve strojírenství více než 130 let. Přes 95 let je výrobcem ozubených kol a mechanických převodovek. Navazuje na dlouholetou tradici Škodových závodů. Díky získaným zkušenostem v kombinaci s moderními výrobními technologiemi jim umožňuje výrobu produktů s progresivním konstrukčním řešením a nadstandardními technickými parametry.

Mezi obory, ve kterých společnost působí, patří:

- Vodní energetika
- Větrná a přílivová energetika
- Tepelná energetika
- Cementárny a zpracování surovin
- Povrchové a hlubinné doly
- Gumárenský průmysl
- Těžba ropy a plynu
- Lodní průmysl
- Metalurgický průmysl
- Kolejová vozidla
- Rychloběžné aplikace

Struktura společnosti:



# 1. Úvod

Doprava a manipulace s materiálem je nepostradatelnou složkou výrobních procesů. Nejrozšířenějším prostředkem pro přepravu sypkých materiálů či kusového zboží jsou pásové dopravníky.

Cílem této diplomové práce je seznámit se s problematikou pásových dopravníků a jejich pohonů. Ve spolupráci s firmou Wikov Gear s.r.o. zpracovat rešerši a provést návrh třístupňové kuželočelní převodovky dle zadání.

## 1.1 Charakteristika pásové dopravy

Pod pojem pásová doprava je obecně zahrnována veškerá doprava sypkých materiálů prováděná pásovými dopravníky tvořícími funkční část jednotlivých strojů a zařízení. Rozdělení pásové dopravy lze v zásadě provést dle účelu nasazení do dvou základních skupin (viz tab.1) - pásové dopravy dálkové a technologické.

Dálková doprava se od technologické liší vyšší dopravní objemovou výkonností a vyšší rychlostí dopravního pásu. [1]

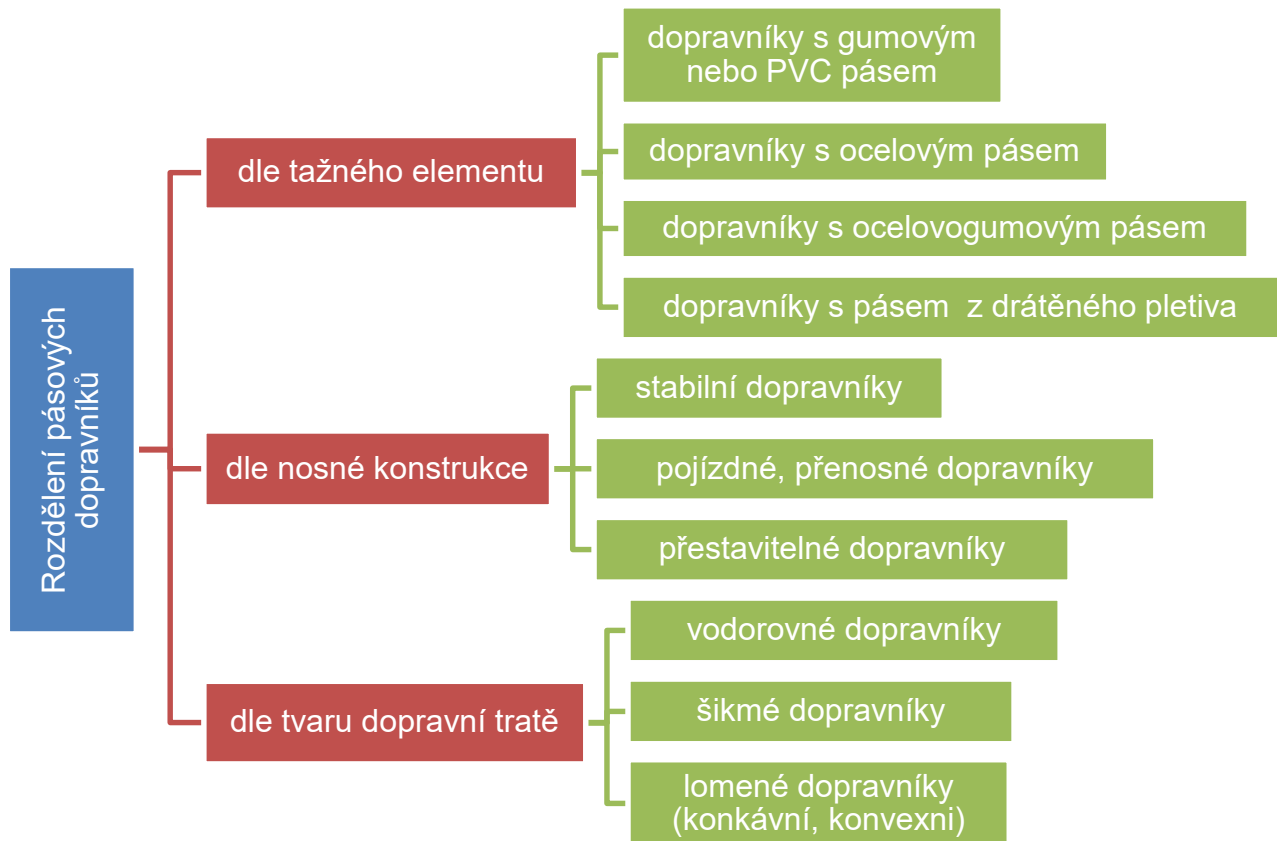
Tab. 1. Rozdělení pásové dopravy [1]

Pásová doprava						
Dálková doprava (DPD) Těžba nerostů povrchovým způsobem, přeprava na velké vzdálenosti.			Pásové dopravníky na strojích	Technologická doprava (TPD) Součást technologického procesu výroby		
Pásové dopravníky		Příslušenství		Pásové dopravníky		příslušenství
Stabilní (odtahové, spojovací)	Přesuvné	Shazovací vozy			Pojízdné	Stabilní
	Skrývkové (potrubní) Výsypkové (zakládací)	Pásové vozy Vynášecí mosty Rozdělovací stanice	Reverzní rozdělovací			

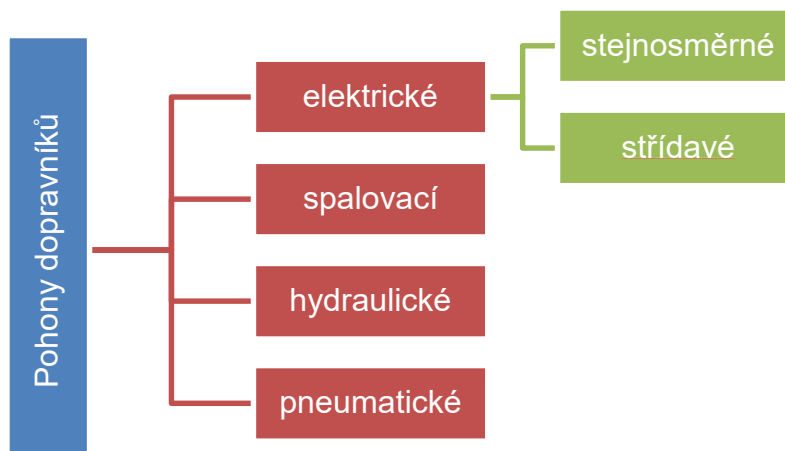
Klasifikace sypkých materiálů a jejich přepravní vlastnosti jsou popsány v příloze.

## 1.2 Základní rozdělení pásových dopravníků a jejich pohonů

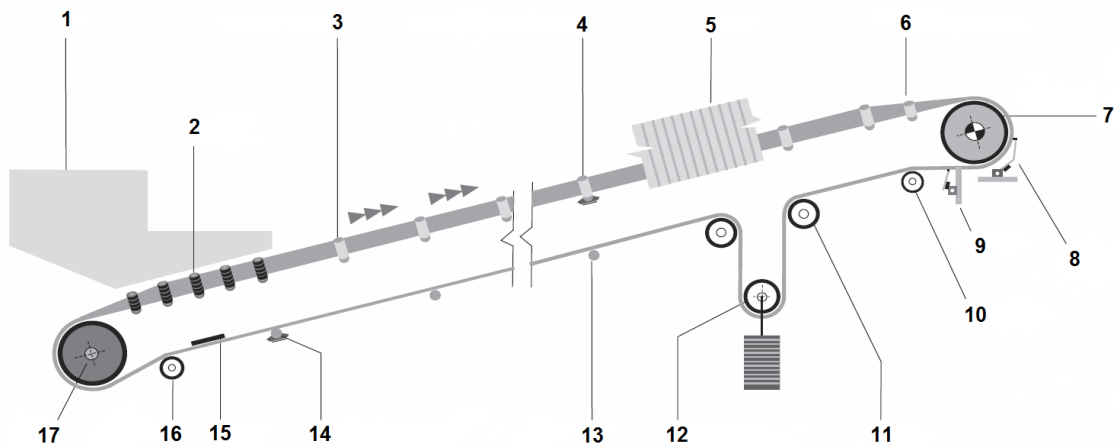
Norma ČSN 26 0001 („Dopravní zařízení, názvosloví a rozdělení“) rozlišuje dopravníky dle těchto kritérií:



Dle literatury [4] jsou pohony dopravních zařízení rozděleny takto:

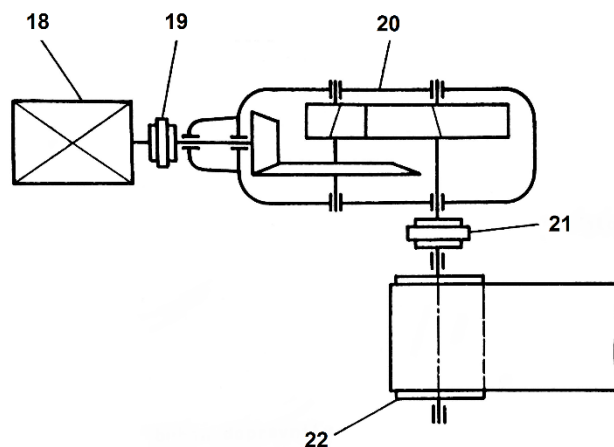


### 1.3 Schéma pásového dopravníku



Obr. 1. Schéma pásového dopravníku

- |                     |                      |                       |
|---------------------|----------------------|-----------------------|
| 1. násypka          | 2. dopadová stolice  | 3. horní válečky      |
| 4. středící válečky | 5. zakrytování       | 6. přechodové válečky |
| 7. hnací buben      | 8. stěrač            | 9. čistič             |
| 10. vodící buben    | 11. napínací buben   | 12. buben protizávaží |
| 13. spodní válečky  | 14. středící válečky | 15. čisticí zařízení  |
| 16. vodící buben    | 17. vratný buben     |                       |



Obr. 2. Schéma pohonu pásového dopravníku [6]

- |                      |                      |                            |
|----------------------|----------------------|----------------------------|
| 18. elektromotor     | 19. hřídelová spojka | 20. kuželocelní převodovka |
| 21. hřídelová spojka | 22. buben dopravníku |                            |

## 2. Základní části pásových dopravníků [1,2,3]

V této kapitole jsou stručně popsány základní části pásových dopravníků a jejich pohonů.

### 2.1 Dopravníková trať

Dopravníková trať je složena z následujících komponentů

#### 2.1.1 Nosná konstrukce [3]

Nosná konstrukce zachycuje jak statické síly od tíhy přepravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, tak i dynamické síly vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás a nevyváženými hmotami bubnů a válečků. Síly vyvolané tahem pásu a napínací síly zachycuje konstrukce poháněcí a vratné stanice, které u větších dopravníků tvoří samostatné části.

Konstrukce jsou zpravidla svařované nebo šroubované z plnostěnných profilů. U segmentů větších délek se jedná o příhradovou konstrukci. V případě přestavitelných dopravníků na dlouhé tratě (několik kilometrů) je potřeba zajistit rychlé přestavení a přizpůsobení konstrukce potřebným podmínkám. Z těchto důvodů se nosná konstrukce skládá ze segmentů (modulů), které jsou navzájem propojeny.

Na nosné konstrukci jsou uloženy všechny součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství.

#### 2.1.2 Válečkové stolice [3]

Válečkové stolice slouží pro uložení válečků a k přenosu síly na konstrukci dopravníku. Stolice mohou být pevné konstrukce s jedním, dvěma nebo třemi válečky, nebo konstrukce girlandové (spojené řetězy).

Počet válečků a jejich uspořádání určuje tvar ložného profilu a tím i množství dopravovaného materiálu (výkon dopravníku). Rozteč jednotlivých stolic je závislá na šířce a typu pásu, ložném profilu a vlastnostech přepravovaného materiálu.

Válečky jsou uloženy ve valivých nebo výjimečně v kluzných ložiscích. Povrch válečku může být pogumován nebo opatřen pryžovými disky pro tlumení rázů.



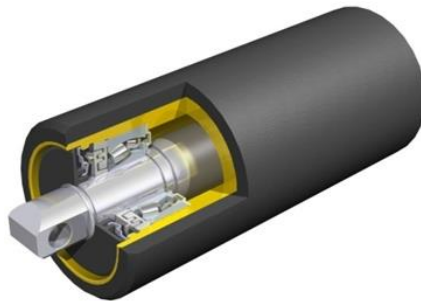
Tyto válečky jsou používány pod násypkou v místech, kde materiál dopadá na dopravní pás.

Technické požadavky:

- Malý odpor proti otáčení
- Nízká hmotnost
- Jednoduchost konstrukce
- Statická a dynamická vyváženost
- Nízká náročnost na údržbu

Konstrukční provedení válečků:

- Válečky s průběžnou (pevnou) osou
- Válečky bez hřídele (s čepy ve víku)



Obr. 3. Konstrukční provedení válečku [45]

### 2.1.3 Dopravní pás [2,3]

Pás dopravníku slouží zároveň jako tažný element a nosný orgán, čímž se z něj stává nejdůležitější část dopravníku. Pás je namáhán nejen mechanicky, otěrem a tahem, ale také i chemickým složením přepravovaného materiálu. Proto jsou na pás kladeny vysoké požadavky v oblasti pevnosti a odolnosti.

Dle literatury [2] jsou kladeny tyto požadavky:

- Vysoká odolnost proti otěru
- Vysoká životnost
- Vysoká podélná tuhost (malá prodloužení pásu)
- Minimální navlhavost
- Vysoká pevnost při nízké vlastní hmotnosti
- Schopnost odolávat účinkům střídavého namáhání

Pás je složen z kostry a z horní krycí vrstvy. Kostra přenáší tahové síly a je nejčastěji tvořena textilními vložkami z polyamidu, bavlny, či jejich kombinací. Počet vložek je dán požadovanou pevností pásu.

Krycí pryžové vrstvy chrání kostru před opotřebením od přepravovaného materiálu. U velmi dlouhých dopravníků, nebo u dopravníků s velkým převýšením, se používají pásy s ocelovou vložkou. Do pásu jsou podélně zavulkanizovaná ocelová lana, která zajistí potřebnou pevnost.

#### **2.1.4 Napínací zařízení**

Pro správný přenos síly z hnacího bubnu je důležité, aby byl pás dostatečně napnut. Toho je docíleno pomocí napínacího zařízení, které může být realizováno pomocí závaží, pružin, závitové tyče či jiným mechanismem. Napínací zařízení bývá součástí konstrukce pro vratný buben.

Nejčastější systémy napínání:

- Napínání vratným bubnem pomocí závitové tyče nebo pružiny. Vhodné pro malé dopravníky
- Napínání vratným bubnem pomocí závaží a kladky
- Závažové napínání na vratné větvi pomocí napínacího bubnu

#### **2.1.5 Příslušenství**

Výrobci k dopravníkům dodávají široké množství příslušenství, jako jsou shrnovače a čističe pásu, váhy, násypky, ochranné kryty a různé druhy senzorů pro měření.

##### **2.1.5.1. Násypka**

Násypka slouží k plnění pásu dopravovaným materiálem, usměrňuje materiál na střed pásu a zabraňuje odpadávání materiálu mimo pásový dopravník. Pro správnou funkci se používá násypka, která je na horní straně širší než výsypka předešlého sypacího zařízení. Násypka může, ale nemusí být součástí pásového dopravníku.

### 2.1.5.2. Stěrače a čističe

Čističe pásu jsou důležitou součástí dopravníku. Při dopravě vlhkého a lepkavého materiálu dochází k nalepování na pás a na válečky, čímž se zhoršují vlastnosti dopravníku.

Ideální pozice pro umístění stěračů a čističů pásu:

- Na poháněcí buben
- Do vratné větve, asi 200 mm od bodu, kde pás opouští buben
- Na vnitřní stranu pásu před vodící buben
- Na vnitřní stranu pásu před vratný buben



Obr. 4. a) čistič pásu, b) stěrač pásu [46]

### 2.1.5.3. Dopravníkové váhy

Pro měření či regulaci přepravovaného množství slouží pásové váhy, které jsou umístěny na pozici dopravníkové stolice.



Obr. 5. Dopravníková váha [46]

### 2.1.5.4. Obraceče pásu

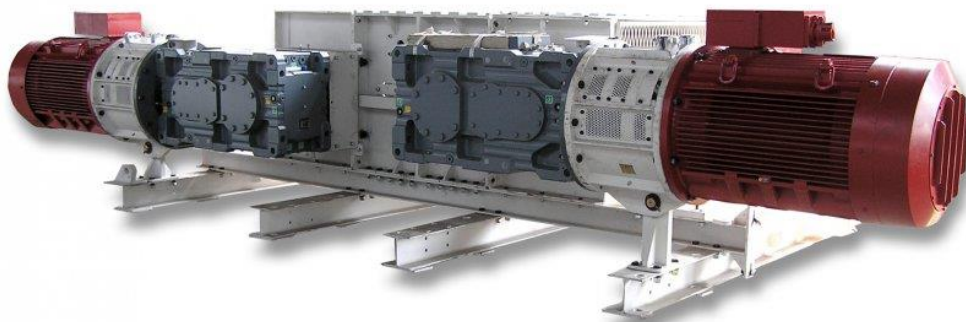
U velkých dopravníků na dlouhé vzdálenosti se používá systém pro obrácení pásu o 180° tak, aby válečky nebyly v kontaktu s pracovní plochou pásu. To vede k menším odporům a vyšší životnosti pásu a válečků.

## 2.2 Pohonná stanice

Pohonný mechanismus se obecně skládá z motoru, převodového ústrojí a spojovacího zařízení, kterým se přivádí výkon ke stroji nebo hnacímu členu stroje. Pohonná stanice může být upevněna na společném rámu stroje (dopravníku), na vlastním rámu, nebo může tvořit samostatný celek. [6]

Při návrhu pohonné stanice dopravního zařízení je nutno brát v úvahu všechny pracovní stavy, tj. rozběh, ustálený chod, doběh (brzdění). Tyto provozní stavy rozhodujícím způsobem ovlivňují provozní spolehlivost celého zařízení. [4]

Nejpoužívanějším pohonem pro pásovou dopravu je elektromotor. Na místech, kde není k dispozici elektrická síť, mohou být použity malé spalovací motory. V dolech a v prostorách s nebezpečím výbuchu jsou využívány hydromotory. Jako alternativu pro pohon elektromotor-převodovka-buben jsou k dispozici tzv. elektrobubny, které jsou vybaveny elektromotorem a převodovkou uvnitř samotného bubnu. Jejich výhodou jsou kompaktní rozměry a jednoduchost montáže na konstrukci dopravníku. Využívají se u malých dopravníků, zejména v potravinářském průmyslu.



Obr. 6. Pohonná stanice dopravníku [39]

## 2.2.1 Pohonné ústrojí

### 2.2.1.1. Rozdělení pohonů [4,17]

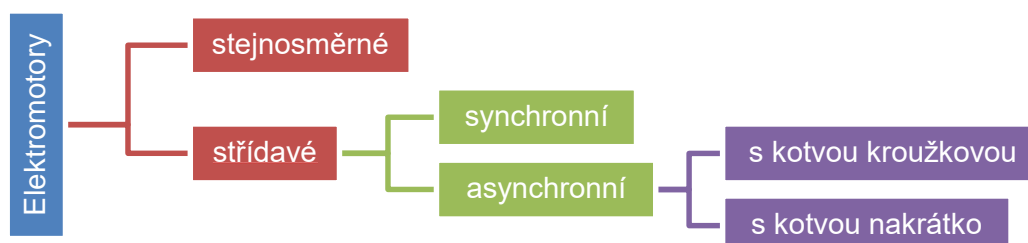
Pohony lze rozdělit do čtyř základních skupin dle typu použitých motorů:

- Elektromotory
- Spalovací motory
- Hydraulické motory
- Pneumatické motory

#### 2.2.1.1.1. Elektromotory

Elektrické motory jsou díky svým vlastnostem nejpoužívanějším pohonem dopravníků a manipulačních prostředků obecně. Je to způsobeno především jejich vysokou účinností a spolehlivostí. Mezi další výhody patří velký rozsah otáček a jejich regulace, krátkodobá přetížitelnost, jednoduchá reverzace, tichý chod a nízká cena. Elektromotory neprodukují žádné zplodiny, avšak jejich nevýhodou je závislost na přívodu elektrické energie.

Elektromotory se dle konstrukce a napájení rozdělují na:



#### 2.2.1.1.2. Spalovací motory

Spalovací motory s vnitřním spalováním se používají převážně jen u přenosných a pojezdových dopravníků a v aplikacích, kde není elektrická síť, nebo nelze použít elektromotor kvůli bezpečnosti.

Výhodou spalovacích motorů je jednoduchá regulace a dobré rozběhové vlastnosti. Nevýhodou je však nutnost rozběhu bez zatížení a nemožnost reverzace. Reverzace je zajištěna v rámci převodovky, která je nutností.

### 2.2.1.1.3. Hydraulické pohony

Hydraulické pohony jsou často využívány u mobilních dopravníků a u strojů, které využívají hydraulický pohon pro ovládání dalších zařízení. Hydraulický systém se skládá z hydrogenerátoru, který mění mechanickou energii na tlakovou. Tlaková energie je pomocí hydraulického vedení s ovládacími prvky vedena až k hydromotoru, který mění tlakovou energii zpět na energii mechanickou. Pro pohon hydrogenerátoru se využívá nejčastěji spalovací motor, který je součástí stroje a může sloužit jako jeho nezávislý pohon.

### 2.2.1.1.4. Pneumatické pohony

Pneumatické pohony jsou principiálně podobné pohonům hydraulickým. Rozdílem je pracovní médium, kterým je stlačený vzduch. Tlaková energie v podobě stlačeného vzduchu je vytvářena kompresorem. Tato energie je zpět přeměněna na mechanickou pneumatickým motorem.

Pro svou bezpečnost se pneumatické pohony používají v dolech a v prostředích, kde hrozí výbuch. Používá se otevřený systém, tím odpadá nutnost zpětné větve jako u hydraulického systému. Další výhodou je jednoduchá reverzace a schopnost trvale přenášet maximální zatížení. Nevýhodou je nízká účinnost a hlučnost systému.

## 2.2.2 Převodové ústrojí

Průmyslové převodovky obecně rozdělujeme dle konstrukčního uspořádání hřídelí na:

- Rovnoběžné – čelní převodovky
- Různoběžné – kuželové převodovky
- Mimoběžné – šnekové převodovky
- Stejnolehlé – planetové převodovky
- Kombinované – kuželočelní, kuželošnekové, větvené

Dle smyslu změny rychlosti otáčení rozeznáváme převodovky „dopomala“ a „dorychla“. Převodovky dopomala jednotlivými stupni snižují otáčky od vstupní hřídele po výstupní. Naopak převodovky dorychla mají otáčky na výstupní hřídeli vyšší než na hřídeli vstupní.

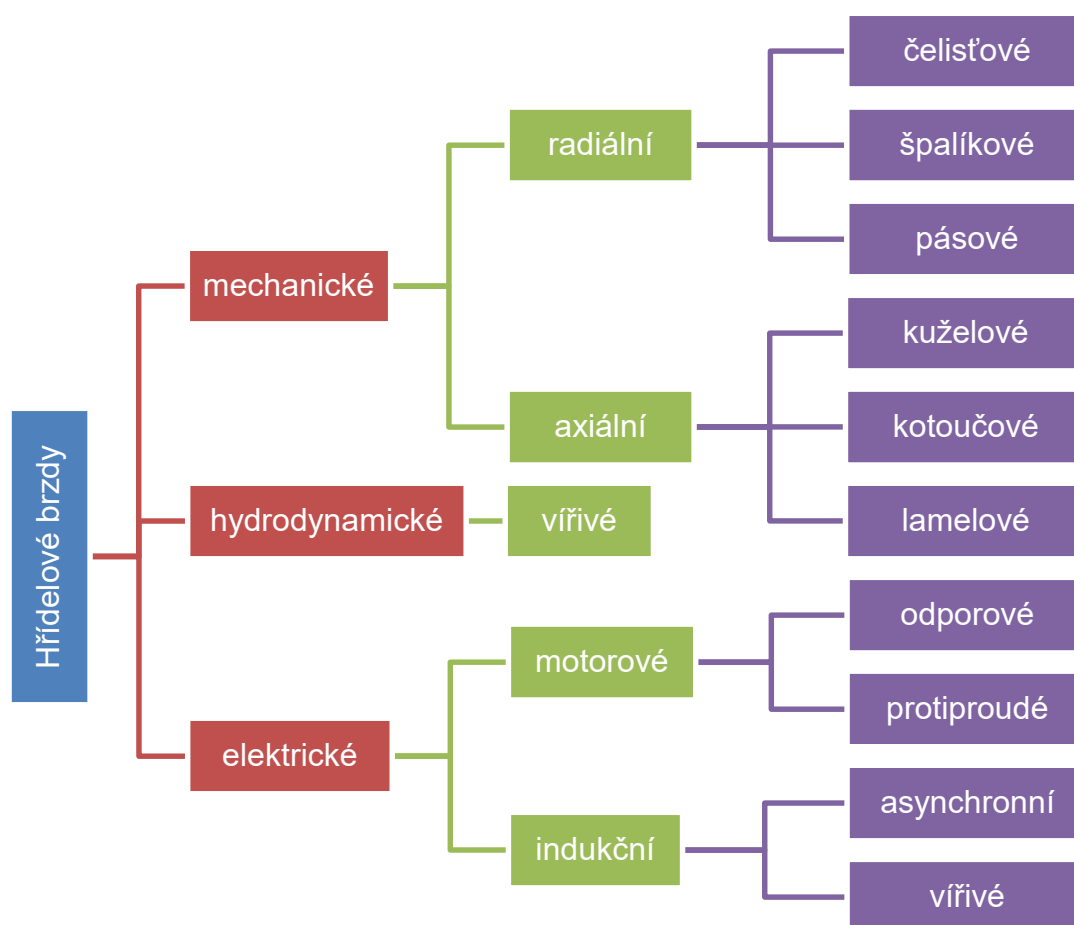
Dalším parametrem je rychlost otáčení hřídelí. Pro obvodové rychlosti do 20 m/s mluvíme o převodovkách pomaloběžných, při rychlostech vyšších se jedná o převodovky rychloběžné.

Pro pohon pásových dopravníků jsou využívány především čelní nebo kuželočelní převodovky. Vždy záleží na zástavbovém prostoru pro umístění pohonu. V kapitole 3 „Převodové ústrojí“ jsou popsány hlavní části průmyslových převodovek.

### 2.2.3 Brzdové ústrojí [12]

Hřídelové brzdy jsou zařízení sloužící k zastavení otáčejícího se hřídele nebo části stroje, k omezení jeho otáček působením brzdného momentu, nebo k udržení hřídele v rovnovážné poloze za působení točivého momentu. Dle těchto funkcí rozlišujeme brzdy spouštěcí, stavící a zatěžovací. Ve strojírenství se používají převážně brzdy mechanické, kde je brzdicí účinek vyvolán třením.

Rozdělení hřídelových brzd dle literatury [12]:



### 2.2.4 Spojovací zařízení – hřídelové spojky [12,23]

Hřídelové spojky slouží pro dočasný nebo trvalý přenos krouticího momentu mezi hnacím a hnaným hřídelem bez změny jejich vzájemného směru otáčení. Chrání zařízení před přetížením, tlumí rázy a torzní kmity. Zajišťuje plynulý rozběh zařízení a umožňuje výskyt montážních nepřesností a tepelné roztažnosti spojovaných součástí. Obecně se spojka skládá z části hnací, hnané a spojovací. Hnací a hnaná část je pevně spojena s příslušnou hřídelí. Spojovací část může být tvořena strojní součástí, nebo látkou dle konstrukce spojky (kapalina, železný prášek, magnetické pole).

Dle funkce je možné spojky dělit na:

- Pevné spojky - pevné spojení sousedních hřídelů
- Pružné spojky – umožňují tlumení vibrací a rázů
- Vyrovnávací spojky – vyrovnávají nesouosost nebo pohyb hřídelů
- Výsuvné spojky – umožňují rozpojení za klidu
- Třecí spojky – umožňují plynulý rozběh a rozpojení za provozu
- Rozběhové spojky – automaticky plynulý rozběh díky pružnému členu
- Pojistné spojky – omezuje přenášený krouticí moment
- Jednosměrné spojky (zpětná brzda - backstop) – zajišťuje otáčení hřídele pouze v jednom směru

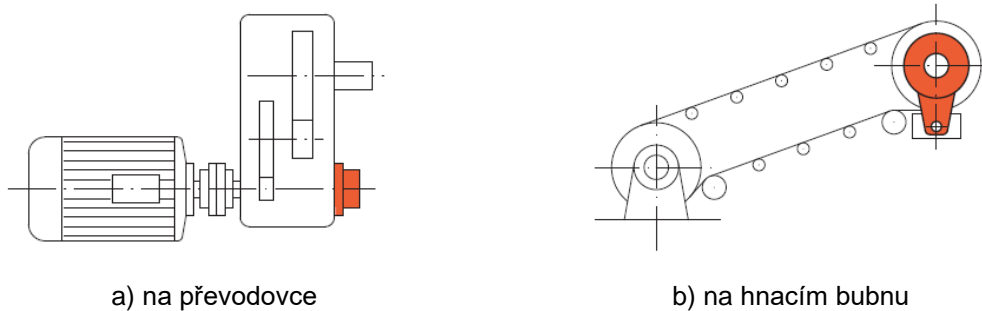
### 2.2.5 Příslušenství

Výrobci nabízejí celou řadu příslušenství pro pohony pásových dopravníků. Zákazník má možnost si dle vlastních specifikací a požadavků na provoz sestavit vyhovující pohonnou jednotku. Podmínkou je modulárnost všech nabízených produktů. Mezi toto příslušenství patří brzdy, volnoběžné spojky pro jednosměrné otáčení hřídele, dále snímače pro hlídání požadovaných parametrů, nebo obvody pro řízení a provoz motoru.

U šikmých dopravníků může složka tíhy dopravovaného materiálu způsobit po zastavení pohonu samovolný zpětný pohyb pásu a havárii dopravníku. Proto je nutné zajistit systém proti samočinnému chodu a proti reverzaci. Blokace reverzace může být jako samostatná jednotka, jako součást převodovky nebo spojky.



Konstrukčně se jedná o jednosměrnou spojku s odpruženými segmenty, které zaručují otáčení hřídele pouze v jednom směru. Při změně smyslu otáčení dochází k blokaci (vzpříčení) těchto tělísek mezi vnitřním a vnějším kroužkem spojky. Tvar a provedení segmentů se liší dle výrobce.



**Obr. 7.** Umístění zpětné brzdy [24]

## 3. Převodové ústrojí

### 3.1 Převodové prvky s přímou vazbou (ozubená kola) [5,7,12,24]

Ozubené převody představují nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodových mechanismů. Pracují na principu přenosu sil tlakem s bezprostředním dotykem spoluzabírajících členů. Zuby zabírajících kol se po sobě odvalují s částečným skluzem. Slouží k přenesení točivého momentu a výkonu, změně otáček, nebo změně směru otáčení. Výroba ozubených kol vyžaduje speciální stroje a nástroje, problematika je popsána v kapitole „Technologie výroby ozubených kol“.

#### 3.1.1 Rozdělení ozubení

Základní rozdělení ozubených soukolí podle polohy os hřídelů a tvaru ozubení dle literatury [7]. Obrázky jednotlivých soukolí jsou uvedeny v Příloze 2. U kuželočelních převodovek jsou využívána pouze soukolí čelní (válcová) a kuželová, následující kapitoly jsou jim proto věnovány.

- Rovnoběžné osy
  - Soukolí válcová s přímými zuby
  - Soukolí válcová se šikmými zuby
  - Soukolí válcová se šípovými zuby
  - Soukolí s vnitřním ozubením
  - Soukolí s ozubeným hřebenem
- Různoběžné osy
  - Soukolí kuželová s přímými zuby
  - Soukolí kuželová se šikmými zuby
  - Soukolí kuželová se zakřivenými zuby
- Mimoběžné osy
  - Soukolí šroubová válcová
  - Soukolí šneková
  - Soukolí šroubová kuželová (hypoidní)

### 3.1.2 Soukolí válcová (čelní)

#### 3.1.2.1. Čelní soukolí s přímými zuby

Kola s přímým ozubením jsou hmotnou realizací teoretického rovinného ozubení. Podélná osa zubu je rovnoběžná s osou kola. Přímé ozubení je jednoduché na výrobu, ale nevýhodou jsou zvýšené vibrace a hluk při vyšších rychlostech. Proto se používá zejména pro velké pomaluběžné převody. Výhody a nevýhody čelního soukolí s přímými zuby jsou shrnuty v následující tabulce.

**Tab. 2.** Výhody / nevýhody čelního soukolí s přímými zuby

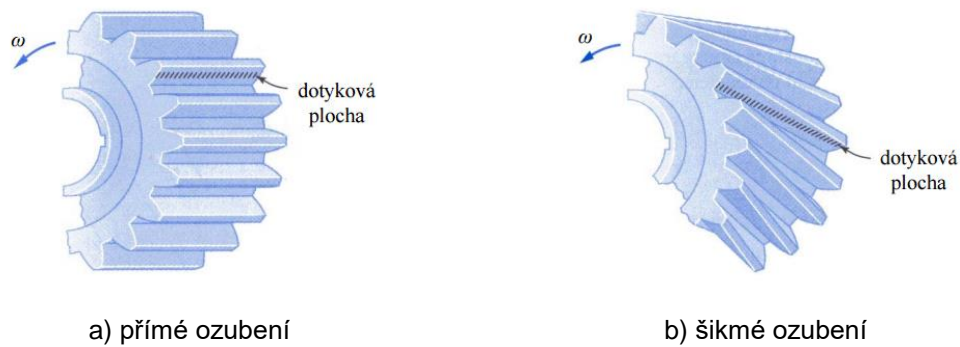
výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jednoduchá výroba, nízká cena</li> <li>• Absence axiální síly v ozubení</li> <li>• Menší citlivost na nepřesnosti</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zvýšená hlučnost a vibrace</li> <li>• Vhodné pro nižší rychlosti do <math>20\text{ms}^{-1}</math></li> </ul>

#### 3.1.2.2. Čelní soukolí se šikmými zuby

Kola se šikmými zuby mají ve skutečnosti zuby šroubové, protože boční křivka je část šroubovice s velkým stoupáním. U menších šířek kol je zakřivení malé a pohledově se boční křivka jeví jako přímka, proto se používá již zaběhnuté označení – šikmé ozubení. Dvě spolu zabírající kola s rovnoběžnými osami musí mít stejný úhel sklonu zubu  $\beta$  (nenulový úhel), ale opačný smysl stoupání. Pro své vlastnosti se kola se šikmými zuby uplatňují stále více místo kol se zuby přímými. Speciálním případem šikmého ozubení jsou kola se šípovitým ozubením. Toto ozubení je složeno ze dvou šikmých ozubení s opačným smyslem vůči sobě. Výhodou je vyrušení axiálních sil působících proti sobě, nevýhodou je šířka ozubení a náročnost na výrobu.

**Tab. 3.** Výhody / nevýhody čelního soukolí se šikmými zuby

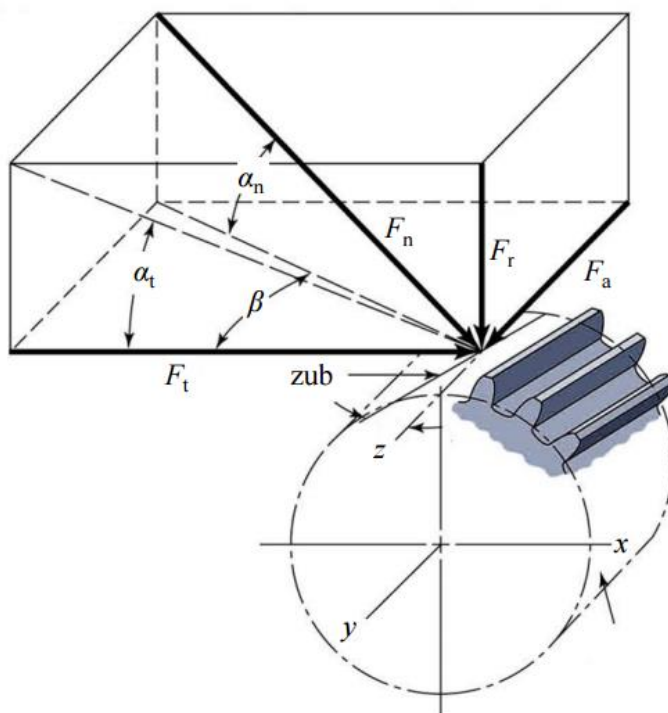
výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Plynulý vstup/výstup zubových dvojic do záběru</li> <li>• Klidnější a tišší chod při vyšších rychlostech</li> <li>• Více párů zubů v záběru</li> <li>• Rovnoměrnější zatížení zubů</li> <li>• Menší vnitřní dynamické síly</li> <li>• Vhodné pro větší výkony a rychlosti</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vznik axiální síly působící na ložiska</li> <li>• Uzpůsobení uložení hřídele pro zachycení vzniklé axiální síly</li> </ul>



Obr. 8. Soukolí válcová (čelní) [24]

### 3.1.2.3. Silové poměry čelního soukolí [24,12]

Na ozubené soukolí působí síly vyvolané přenášeným výkonem. Velikosti sil působící na jednotlivá kola mají stejnou velikost, ale opačný směr. Smysl axiální síly je závislý na smyslu šroubovice a na smyslu působení krouticího momentu.



Krouticí moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

Obvodová síla:

$$F_t = \frac{M_k}{r_1} = \frac{2M_k}{d_1}$$

Radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_t$$

Axiální síla:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

Normálová síla:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}$$

Obr. 9. Prostorové znázornění silových složek působících na čelní ozubení [24]

U čelních kol s přímými zuby je axiální síla nulová, jelikož úhel  $\beta$  je nulový. Třecí síly od skluzu lze u valivých soukolí zanedbat.

### 3.1.3 Soukolí valivá kuželová

Valivá soukolí s kuželovými koly slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi různoběžnými hřídeli, nejčastěji s úhlem os  $90^\circ$ . Vyznačují se množstvím konstrukčních variant a mnohotvárností ozubení. Podle tvaru zubů rozlišujeme kuželová kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby.

V porovnání s válcovými koly jsou kuželová kola náročnější jak na výrobu tak i montáž. Výroba vyžaduje speciální stroje a nástroje. Kromě délkových úchylek je nutné kontrolovat i úchylky úhlové, proto je náročnější dosáhnout daného stupně přesnosti. Při letném uložení jednoho z kol vzrůstá nebezpečí vzniku deformací, které spolu s nepřesnostmi výroby mohou nepříznivě ovlivnit chod ozubení (záběrové poměry) a tím i jeho hlučnost. To platí zejména u kol s přímými zuby, proto se používají pro méně náročné převody s nižšími obvodovými rychlostmi.

Při vyšších rychlostech a zatíženích se používají kola se šikmými a zakřivenými zuby. Jejich předností je menší citlivost na výrobní nepřesnosti a deformace, mají klidnější a tišší chod, vyšší pevnost a trvanlivost. Výroba je však nákladnější a vyžaduje speciální jednoúčelové stroje.

Účinnost je většinou o málo nižší než u čelních soukolí, dosahuje hodnot 96 až 99 % podle druhu ozubení a stupně přesnosti.

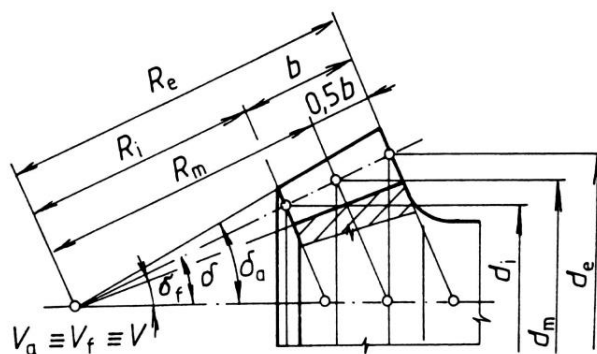
**Tab. 4.** Výhody / nevýhody kuželových soukolí

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Možnost přenosu výkonu mezi různoběžnými hřídeli (nejčastěji <math>90^\circ</math>)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Náročná výroba</li> <li>• Potřeba speciální obráběcích strojů a nástrojů</li> <li>• Vysoká citlivost na nepřesnosti výroby a úchylky v uložení</li> <li>• Specifické požadavky na konstrukci (uložení hřídele)</li> </ul>

### 3.1.3.1. Geometrie kuželových kol

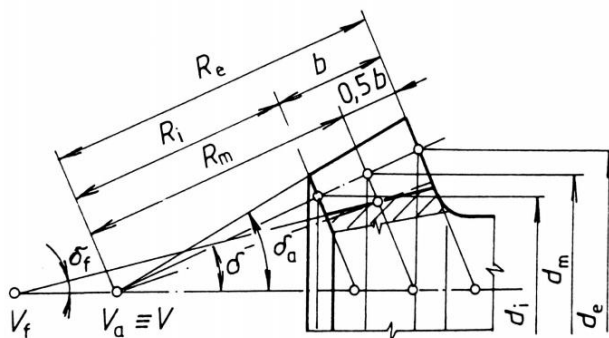
Ozubený věnec kol je radiálně vymezen patním a hlavovým kuželem. Podle polohy patního a hlavového kužele vzhledem k roztečnému, rozlišujeme tři základní tvary věnce:

**Tvar I:** Kuželová plocha roztečná, patní a v klasickém provedení i plocha hlavová mají společný vrchol. Příčné rozměry zubů narůstají lineárně se zvětšující se vzdáleností od vrcholu. Tento tvar se používá u kol s přímými, šikmými i kruhově zakřivenými zuby.  $V = V_a = V_f; h \neq konst.$  [5]



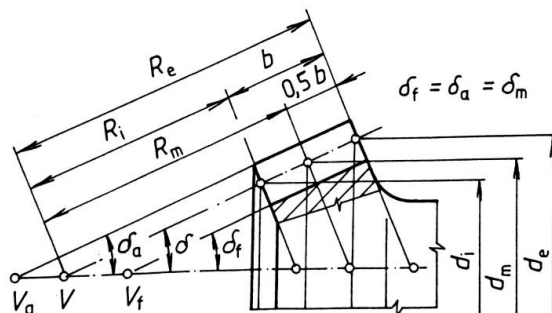
Obr. 10. Věnec kuželových kol tvar I. [7]

**Tvar II:** Vrchol patního kužele je posunut tak, aby šířka dna zubové mezery byla konstantní a tloušťka zubu na roztečném kuželu se zvětšovala úměrně se zvětšující vzdáleností od středu. Vrchol roztečného a hlavového kužele je společný. Tento tvar se používá u kol se zuby kruhově zakřivenými, kde lze jedním nástrojem současně vyrábět dvě strany zubové mezery.  $V_f \neq V = V_a.$  [5]



Obr. 11. Věnec kuželových kol tvar II. [7]

**Tvar III:** Výška zubu je u tohoto typu konstantní. Površky patního, roztečného a hlavového kužele jsou v osovém řezu rovnoběžné. Tento tvar se používá u kol paloidních, eloidních a u kol se zuby kruhově zakřivenými při počtu zubů rovinného kola  $z_c \geq 100$ .  $V \neq V_a \neq V_f$ ;  $h = konst.$  [5]



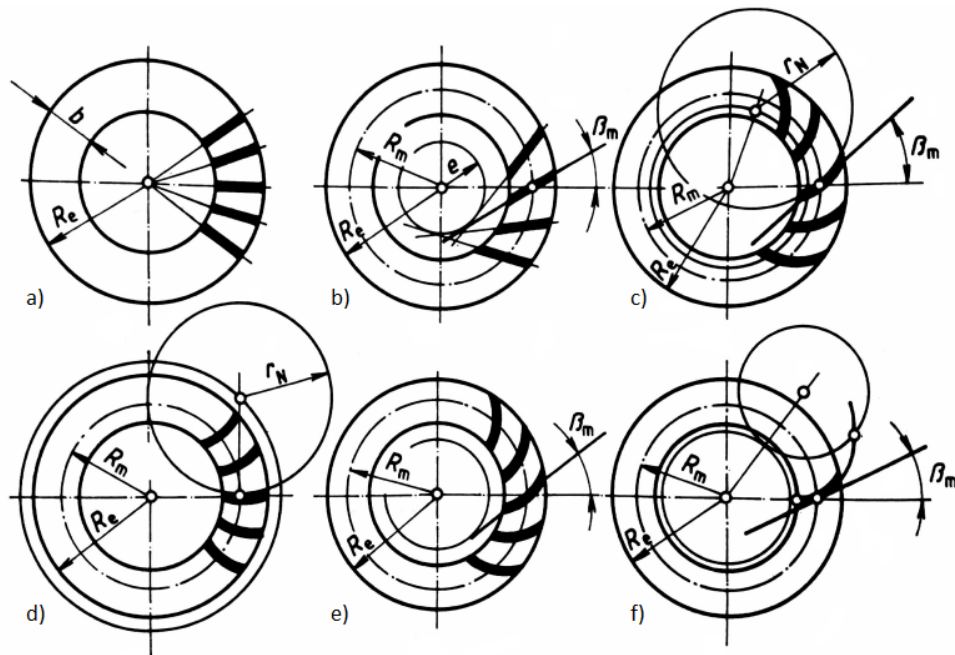
**Obr. 12.** Věvec kuželových kol tvar III. [7]

### 3.1.3.2. Rozdělení kuželových kol podle zakřivení zubů

Rozdělení hlavních druhů ozubení dle řídicí křivky. Ke každému druhu ozubení se váže jméno výrobce obráběcích strojů, který jeho výrobu zavedl. [6]

- a) Přímé ozubení: řídicí křivkou je radiální přímka, která prochází středem. Úhel sklonu je roven nule, výška zubu je proměnlivá.
- b) Šikmé ozubení: řídicí křivkou je šikmá přímka, která neprochází středem, ale dotýká se pomocné kružnice o poloměru  $e$  (excentricita). Věncem kol se provádí podle tvaru I. s nominálními hodnotami ozubení ve vnější čelní ploše. Výška zubu je proměnlivá.
- c) Kruhové ozubení (Gleason): řídicími křivkami zubů jsou kružnice se středem na pomocné kružnici. Úhel sklonu se volí v rozmezí  $\beta_m = 30 \div 45^\circ$ . Kola vyrábějí na speciálních strojích firmy Gleason metodou frézování. Výška zubu je proměnlivá.
- d) Kruhové ozubení (Gleason-Zerol): zvláštní případ ozubení s kruhovými zuby, spojuje některé výhody zubů přímých (např. malé osové síly) s přednostmi zubů zakřivených. Ozubení je charakteristické nulovým úhlem sklonu  $\beta_m = 0$ . Výška zubu je proměnlivá.
- e) Paloidní ozubení (Klingelberg): řídicí křivkou je prodloužená evolventa (paloida). Typický je tvar věnce III. se zuby o stálé výšce. Úhel sklonu se volí v rozmezí  $\beta_m = 30 \div 38^\circ$ . Ozubení se vyrábí na strojích firmy Klingelberg pomocí kuželové odvalovací frézy.
- f) Eloidní ozubení (Oerlikon-Spiromatic): řídicí křivkou je část epicykloidy. Boky zubů rovinného kola jsou tvořeny složitou přímkovou plochou vznikající vzájemným pohybem nástroje a obrobku. Běžně se používá tvar věnce III. s úhlem sklonu  $\beta_m = 30 \div 50^\circ$ . Výška zubu je konstantní. Ozubení se vyrábí na strojích Oerlikon-Spiromatic pomocí kotoučové frézovací hlavy se vsazenými noži.





a) přímé; b) šikmé; c) kruhové Gleason; d) kruhové Gleason-Zerol; e) paloidní; f) eloidní

Obr. 13. Druhy kuželových kol [7]

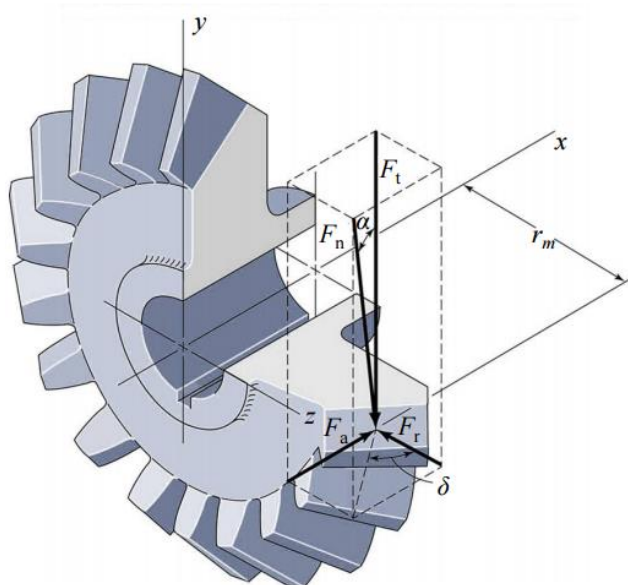
Tab. 5. Druhy kuželových kol [7]

Řídicí křivka	Název	Výška zubu	Jmenovité rozměry
Radiální přímka	Přímé ozubení (a)	proměnlivá	$m_{te}$ (normalizovaný) $\alpha_t = 20^\circ, 15^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta = \beta_m = 0^\circ$
Šikmá přímka	Šikmé ozubení (b)	proměnlivá	jako u přímého ozubení, ale $\beta = \beta_m = 20^\circ$ až $40^\circ$ po $5^\circ$
Kruhový oblouk	Gleason (c)	proměnlivá, ale hlavové, patní a roztečné kužele nemají společný vrchol	$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $40^\circ$ ( $35^\circ$ )
	Gleason-Zerol (d)		$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 0^\circ$
	Modul-Kurvex	konstantní	$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ, 14^\circ 30', 17^\circ 30'$ $\beta_m = 25^\circ$ až $45^\circ$
Evolventa (paloida)	Paloidní ozubení Klingelberg (e)	konstantní	$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ$ nebo $17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $38^\circ$
Epicykloida	Eloidní ozubení Oerlikon-Spiromatic (f)	konstantní	$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $50^\circ$
	Cyklopaloidní ozubení Klingelberg	konstantní	$m_{nm}$ (normalizovaný) $\alpha_{nm} = 20^\circ$ nebo $17^\circ 30'$ $\beta_m = 30^\circ$ až $45^\circ$

### 3.1.3.3. Silové poměry kuželového soukolí

U kuželového soukolí je radiální síla na jedno kolo stejně velká (opačného smyslu) jako axiální síla působící na druhé kolo. Tedy:  $F_{r12} = -F_{a21}$ ;  $F_{r21} = -F_{a12}$ .

Smysl a velikost axiální síly závisí na velikosti a směru zakřivení zubů a na smyslu krouticího momentu. Uvedené vzorce platí pouze pro přímé ozubení. Výpočet radiální a axiální síly pro šikmé a zakřivené zuby je náročnější a je závislý na typu ozubení a úhlu  $\beta$ .



Krouticí moment:

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

Obvodová síla:

$$F_t = \frac{M_k}{r_{m1}} = \frac{2M_k}{d_{m1}}$$

Radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta$$

Axiální síla:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$$

Normálová síla:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n}$$

**Obr. 14.** Prostorové znázornění silových složek působících na kuželové ozubení [24]

### 3.1.4 Technologie výroby čelních ozubených kol [13]

#### 3.1.4.1. Dělicím způsobem

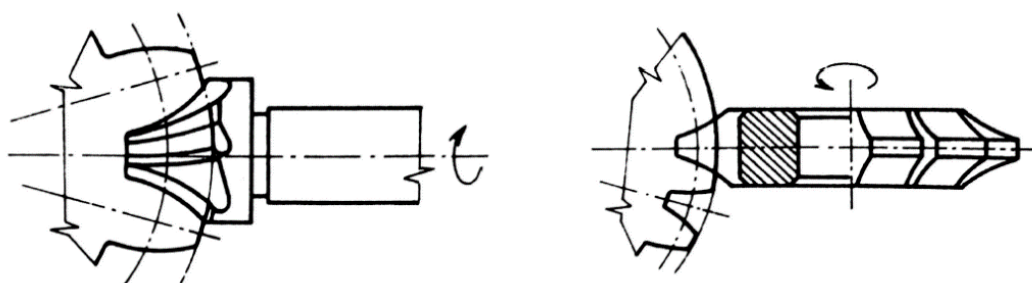
Pomocí tvarové stopkové (čepové) nebo kotoučové modulové frézy se vytváří zubová mezera. Každá mezera se vyrábí zvlášť. Po obrobení jedné zubové mezery se obrobek pootočí o jednu rozteč a vytvoří se další zubová mezera. Tento cyklus se opakuje až do vyfrézování celého ozubení. Profil frézy musí odpovídat profilu zubové mezery. Při frézování šikmého ozubení, je pracovní stůl s obrobkem natočen vzhledem k ose vřetena o úhel sklonu zubů. U menších modulů se frézuje zubní mezera na jeden záběr. U větších modulů obvykle první záběr hrubovací a druhý záběr načisto. Pro jednotlivé velikosti ozubení je potřeba speciálního nástroje, tím rostou náklady na výrobu. Z toho důvodu se tato technologie využívá pro kusovou výrobu ozubených kol s menší přesností.

##### 3.1.4.1.1. Frézování stopkovou frézou

Nástrojem je stopková fréza, jejíž výhodou je prakticky nulový výběh z mezizubové mezery. Toho se využívá při výrobě ozubených kol se šípovým ozubením. Nevýhodou jsou dlouhé výrobní časy a pomalé posuvy.

##### 3.1.4.1.2. Frézování kotoučovou frézou

Kotoučová modulová fréza vykonává hlavní řezný pohyb, stůl s obrobkem se pohybuje proti otáčení frézy. Obrobek je upnut v dělicím přístroji, který zajišťuje potřebný dělicí pohyb. Tvar zubové mezery se i při stejném modulu mění s počtem zubů.



a) stopková fréza

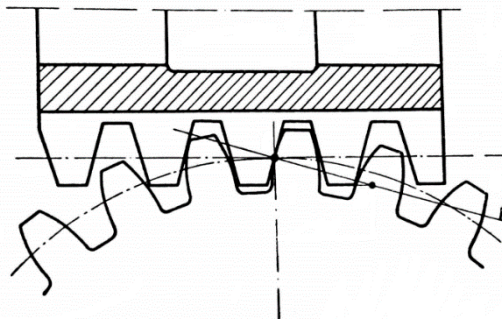
b) kotoučová fréza

**Obr. 15.** Nástroje na frézování ozubení dělicím způsobem [13]

### 3.1.4.2. Odvalovacím způsobem

#### 3.1.4.2.1. Frézování odvalovacím způsobem

Odvalovací frézování je založeno na principu záběru válcového šneku (nástroj) s ozubeným kolem (obrobek). Řezný pohyb vzniká otáčením frézy a obrobku, čímž se plynule frézují všechny zuby. Za jednu otáčku frézy se obrobek pootočí o jednu rozteč. Nejdůležitější výhodou frézování odvalováním je skutečnost, že jedním nástrojem daného modulu lze vyrobit ozubená kola s libovolným počtem zubů a to jak přímá, tak i šikmá, korigovaná, nekorigovaná. Pokud se shoduje průměr nástroje s průměrem obrobku, lze touto metodou vyrobit i šneková ozubená kola.



Obr. 16. Záběr odvalovací frézy s obráběným kolem [13]

#### 3.1.4.2.2. Obrázení odvalovacím způsobem

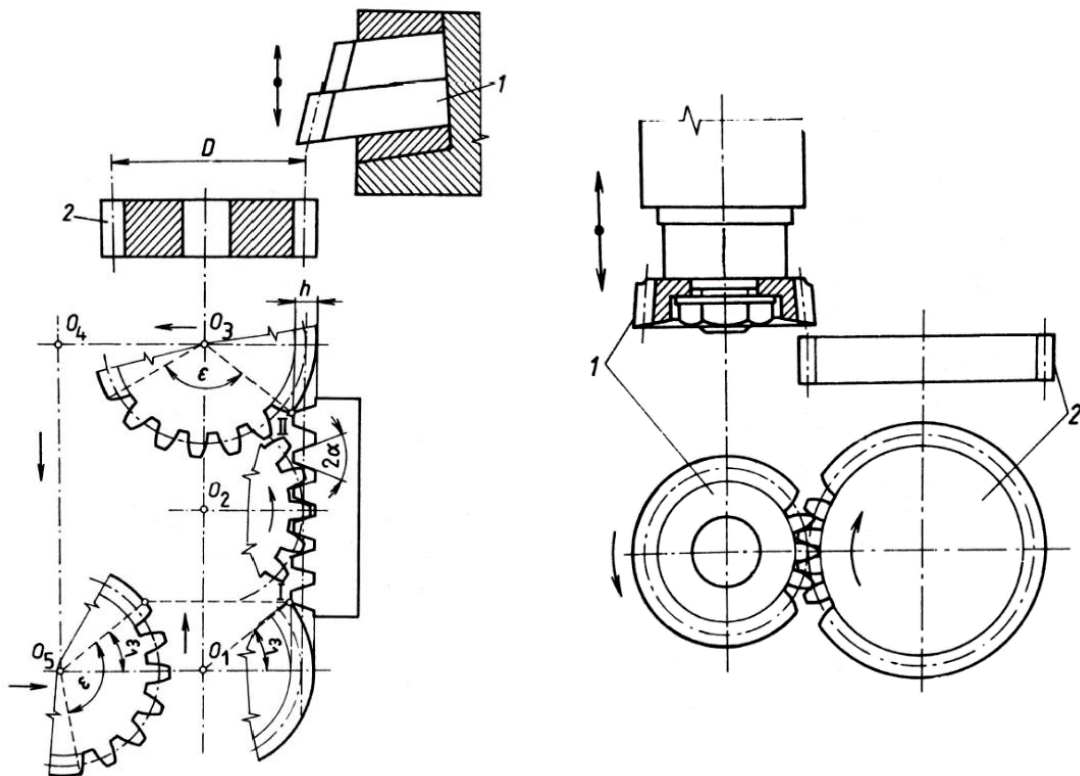
Odvalovací obrázení je jednou z nejuniverzálnějších metod pro obrábění ozubení a profilů. Dle obrážecího nástroje rozeznáváme obrázení hřebenovým nožem a obrázení kotoučovým nožem.

- Obrázení hřebenovým nožem

je založeno na principu záběru nástroje ve tvaru ozubeného hřebene s ozubeným kolem (obrobkem). Nástroj koná přímočarý vratný pohyb, kde obrábění je realizováno pouze při pracovním zdvihu. Zpětný pohyb je uskutečňován bez kontaktu s obrobkem, aby nedocházelo ke tření mezi břitem a obrobenou plochou. Tato metoda je využívána u systému Maag.

- Obrázení kotoučovým nožem

je založeno na principu záběru dvou ozubených kol bez vůle tak, že při obrázení nástroj i obrobek po sobě odvalují. Nástroj upnutý ve smykadle koná vratný pohyb ve směru osy. Výsledný evolventní profil tvoří obálka evolventních boků zubů obrázcího nože, které je dosaženo otáčením nástroje a obrobku proti sobě. Při zpětném pohybu se nůž oddaluje od obrobku, aby nevznikalo tření břitů o obrobenou plochu. Tato metoda je využívána u systému Fellows.



1) obrázcí nůž; 2) obrázené kolo

a) hřebenový nožem

b) kotoučovým nožem

**Obr. 17.** Výroba ozubených kol obrázením odvalovacím způsobem [13]

### 3.1.4.3. Protahovacím způsobem

Nástrojem je protahovací trn, který je zpravidla monolitní, pro větší moduly skládaný. Kalibrovací část protahováku má přesný tvar zubové mezery vyráběného kola. Při uspořádání břitů do kruhu se ozubení vyrábí tzv. kruhovým protahovákem. Po dokončení jedné zubové mezery se pootočí dělicí přístroj o jednu zubovou rozteč.

Pro každý průměr, modul, či tvar zubu je nutný speciální nástroj. Proto je tato technologie výroby velice nákladná a využívá se pouze u velkosériové a hromadné výroby.

### 3.1.5 Technologie výroby kuželových ozubených kol [13]

Výroba kuželových kol je technicky náročnější než výroba valivých kol s čelním ozubením. Ve většině případů jsou vyžadovány speciální stroje a nástroje s většími nároky na výrobní přesnost.

#### 3.1.5.1. Přímé a šikmé zuby

Níže jsou popsány metody výroby kuželových kol s přímými a šikmými zuby.

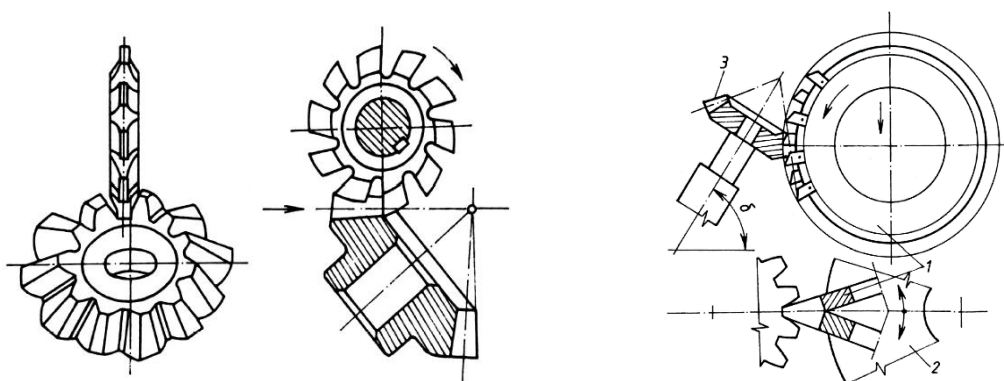
##### 3.1.5.1.1. Frézování

- Tvarovou frézou

Ozubení se frézuje na univerzálních frézkách. Zubová mezera se obrábí postupně, nejprve se hrubuje střed, potom se kolo pootočí a frézuje jeden bok zubu. Po obrobení zubové mezery se obrobek pootočí o jednu rozteč a postup se opakuje.

- Nožovou hlavou

Nástrojem jsou dvě kotoučové nožové hlavy s břity, které se překrývají v zubové mezeře. Obrobek koná radiální posuv na hloubku zubu (zapichování), odvalem se frézuje bok zubu.



1) kotoučové frézy; 2) otočné saně; 3) obrobek

a) tvarovou kotoučovou frézou

b) nožovou hlavou

**Obr. 18.** Výroba kuželových kol frézováním [13]

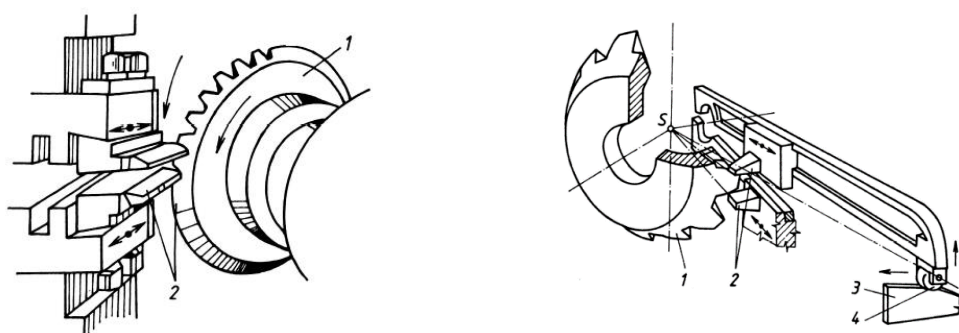
### 3.1.5.1.2. Obrázení

- Dvěma noži

Nože lichoběžníkového profilu upnuté v otočné hlavě konají řezný pohyb ve směru povrchových přímk boků zubů. Břity nožů při současném natáčení nožové hlavy a obráběného kola vytvářejí boky zubů ve tvaru evolventy. Po obrobení jednoho zubu se nůž vrátí do výchozí polohy a obrobek pootočí o jednu rozteč.

- Podle šablony

Po šabloně, jejíž tvar odpovídá tvaru boku zubu, se pohybuje kladka, která určuje polohu obráběcích nožů ve smykadlech. Obrážejí se oba boky současně pomocí dvou nožů. Po vyrobení jednoho zubu se obrobek pootočí o jednu rozteč. Používá se u přesnějších kol s většími moduly.



1) obrobek; 2) obrážecí nože; 3) nožová hlava (šablona); 4) vřeteník obrobku (kladka)

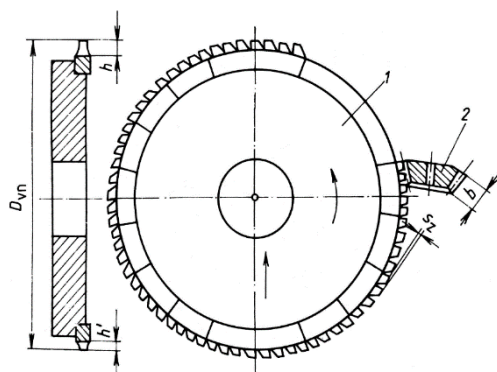
a) dvěma noži

b) podle šablony

**Obr. 19.** Výroba kuželových kol obrážením [13]

### 3.1.5.1.3. Protahování

Nástrojem je kruhový protahovák, který má na svém obvodu odstupňované břity s tvarem zubové mezery. Evolventní profil je nahrazen kruhovými oblouky s poloměrem křivosti evolventy. Nástroj koná rotační pohyb a posouvá se podél zubu od nejmenšího profilu k většímu. Protahování jedné zubové mezery je kontinuální proces trvající zhruba 4 až 6 sekund. Používá se zejména pro hromadnou a sériovou výrobu, například v automobilovém průmyslu.



1) kruhový protahovák; 2) protahované kuželové kolo

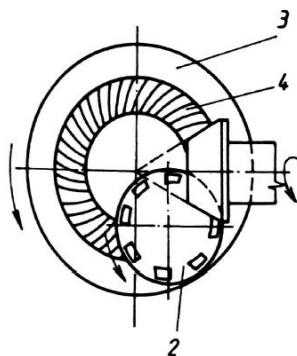
**Obr. 20.** Výroba kuželových kol kruhovým protahovákem [13]

### 3.1.5.2. Zakřivené zuby

Pro výrobu kuželových kol se zakřivenými zuby je potřeba speciálních strojů a nástrojů. Základní metody a principy jsou shrnuty v této kapitole.

#### 3.1.5.2.1. Gleason

Principem této metody je odvalovací frézování dělicím způsobem pomocí čelní nožové hlavy. Odvalovací pohyb vzniká kombinací otáčivého pohybu obrobku a natáčením unášecí desky s nožovou hlavou. Obrobek se nejprve přisune na hloubku zubové mezery a odvalovacím pohybem se frézuje celá zubová mezera. Následně se obrobek odsune a nastane odval do výchozí polohy, kterým se uskuteční dělení na další zub. Tento cyklus se opakuje do vytvoření celého ozubení.



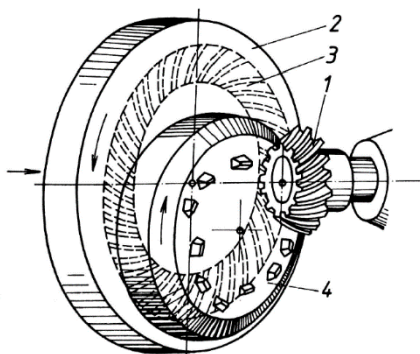
1) obrobek; 2) nožová hlava; 3) unášecí deska; 4) pomyslné základní kolo

**Obr. 21.** Frézování kuželových kol metodou Gleason [13]



### 3.1.5.2.2. Oerlikon

Způsob Oerlikon využívá frézování čelní nožovou hlavou pomocí plynulého odvalu. Ozubení vzniká kombinací tří na sobě závislých pohybů: rotačním pohybem nožové hlavy, natáčením kolébky s upnutou nožovou hlavou a otáčením obrobku. Čelní nožová hlava má břity s přímkovým ostřím uspořádaný po skupinách tak, že tvoří části samostatných spirál. Podle druhu nožové hlavy lze vyrábět ozubení N, G, Spiroflex nebo Spirag.



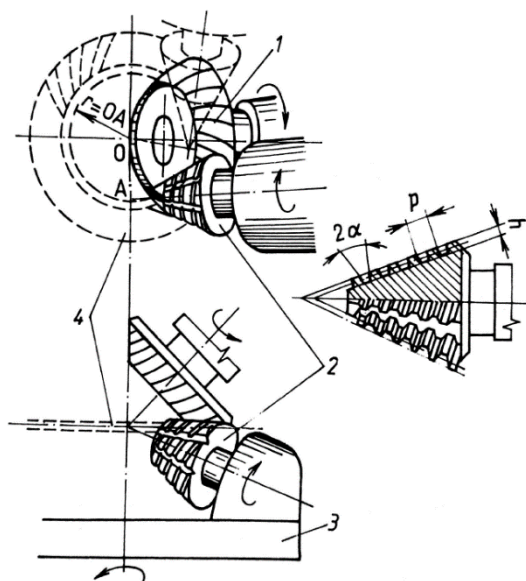
1) obrobek; 2) unášecí deska; 3) pomyslné základní kolo; 4) nožová hlava

Obr. 22. Frézování kuželových kol metodou Oerlikon [13]

### 3.1.5.2.3. Klingelnberg

Klingelnberg je metoda odvalovacího frézování plynulým odvalem kuželovou odvalovací frézou. Stejně jako u metody Oerlikon se i u metody Klingelnberg ozubení vytváří kombinací tří pohybů: rotačního pohybu frézy, obrobku a odvalovacího pohybu frézy na unášecí desce. Tato metoda je vhodná pro kusovou a malosériovou výrobu ozubených kol s evolventním zkrivením zubů.

Schematický obrázek výroby kuželových kol Klingelnberg je uveden na další straně.



1) obrobek; 2) kuželová odvalovací fréza; 3) unášecí deska; 4) pomyslné základní kolo

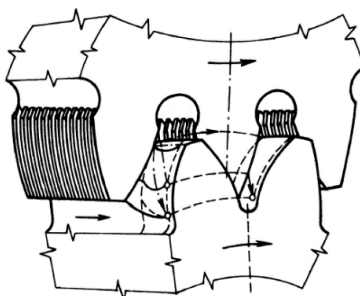
**Obr. 23.** Frézování kuželových kol metodou Klingelnberg [13]

### 3.1.6 Dokončovací metody výroby ozubených kol [13]

Pro zvýšení přesnosti profilu zubu a zmenšení drsnosti povrchu boků zubů se využívají dokončovací operace. Tím se zvyšuje účinnost a zároveň snižuje hlučnost ozubení.

#### 3.1.6.1. Ševingování

Nástrojem je ševingovací kolo (hřeben), které zabírá s obráběným kolem. Břity ševingovacího kola jsou tvořeny drážkami na bocích zubů. Odebíráním jemné třísky se zlepšuje jakost povrchu a snižují se úchytky v roztečích. Zlepšení přesnosti dle ISO o jeden stupeň. Použití pouze pro měkká ozubení.



**Obr. 24.** Záběr ševingovacího a obráběného kola [13]

### 3.1.6.2. Honování

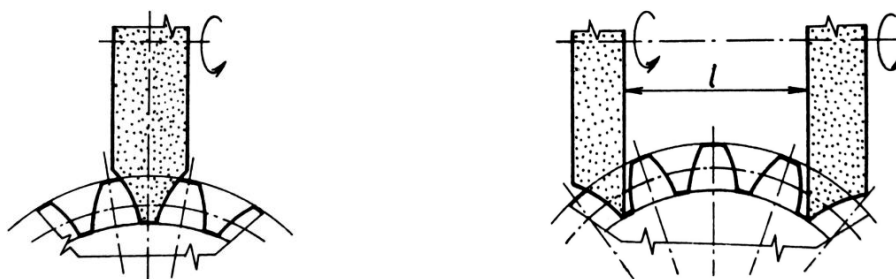
Honování využívá stejný princip jako ševingování. Nástrojem je honovací kolo vyrobené ze směsi plastu a brusiva nebo ocelové kolo, jehož zuby jsou pokryty tenkou vrstvou diamantového brusiva. Používá se pro zlepšení geometrického tvaru a drsnosti povrchu kalených ozubených kol. Z hlediska drsnosti povrchu honování často předčí broušení.

### 3.1.6.3. Broušení

Pro odstranění nepřesností po přechozím obrábění a deformací po tepelném zpracování se používá broušení. Ozubená kola se brousí dělicím nebo odvalovacím způsobem.

#### 3.1.6.3.1. Broušení dělicím způsobem (tvarovým kotoučem)

Provádí se brusnými kotouči s tvarem jednoho boku zubu, nebo kotoučem s tvarem zubní mezery, který brousí oba boky současně. Po vybroušení daného boku zubu, nebo zubní mezery se obrobek pootočí o jednu rozteč.

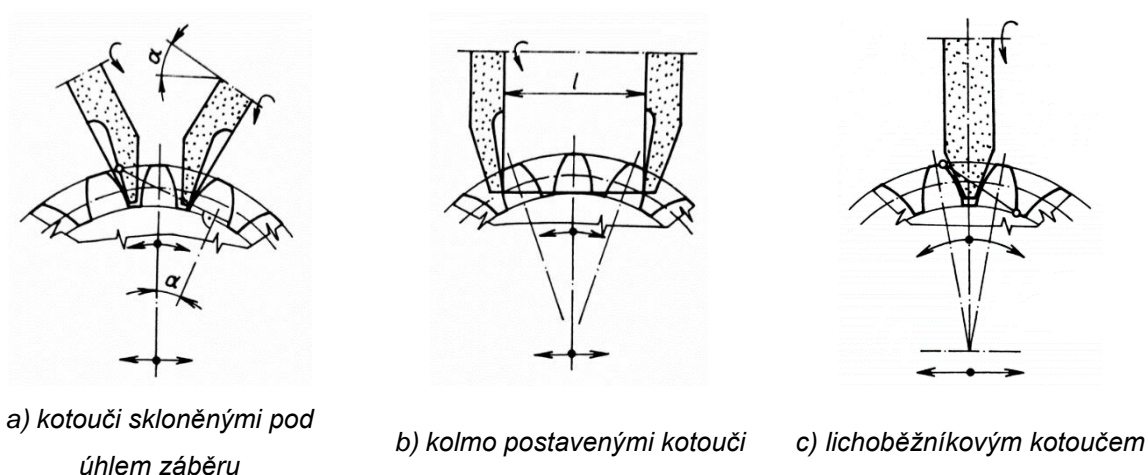


a) jedním oboustranně tvarovaným kotoučem      b) dvěma jednostranně tvarovanými kotouči

**Obr. 25.** Broušení ozubených kol tvarovými kotouči [13]

#### 3.1.6.3.2. Broušení odvalovacím diskontinuálním způsobem

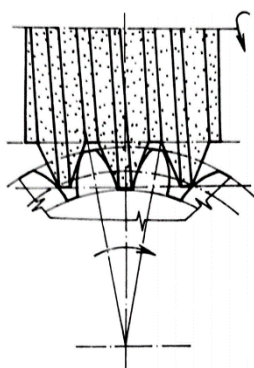
Odvalovací pohyb je vytvářen superpozicí příčného a otáčivého ohybu obrobku. K odvalu dochází vždy jen v určité zubové mezeře. Po dokončení jedné zubové mezery se obrobek pootočí o jednu rozteč a cyklus se opakuje.



**Obr. 26.** Odvalovací broušení ozubených kol [13]

### 3.1.6.3.3. Broušení odvalovacím kontinuálním způsobem

Jedná se o nejproduktivnější metodu broušení ozubených kol. Princip je stejný, jako u frézování odvalovacím způsobem. Nástrojem je brousící kotouč ve tvaru šneku. Odvalovací pohyb se skládá z otáčivého a výkyvného pohybu kolem vrcholu kužele. Obecně broušením odvalovacím způsobem se dosahuje 4. až 7. třídy přesnosti dle ISO.



**Obr. 27.** Broušení ozubených kol odvalovacím kontinuálním způsobem [11]

### 3.1.6.4. Frézování HPG

Frézování metodou HPG se využívá jako dokončovací operace cementovaných a kalených ozubených kol se zakřiveným ozubením. K obrábění se používá speciální nožová hlava s nástrojem z tvrdokovu. Tím se zcela odstraní deformace po tepelném zpracování.

### 3.1.6.5. Lapování

Zlepšuje drsnost povrchu ozubení zejména tepelně zpracovaných kol. Nástroj je zpravidla hnané litinové kolo se stejným modulem jako lapované kolo. Tato kola jsou v záběru, lapované kolo je brzděno a vykonává kmitavý pohyb ve směru osy. Do záběru kol je přiváděna lapovací pasta nebo směs oleje s brusivem.

### 3.1.6.6. Zaběhávání

Zaběhávání probíhá stejně jako lapování (jedno kolo je hnané a druhé brzděné), do záběru se přivádí proud oleje s brusivem, popř. lapovací pasta. Přídavky na zaběhávání jsou poloviční než u lapování. Zaběhávání se používá zejména u kol, které není možno dokončovat jiným způsobem

## 3.1.7 Tepelné zpracování ozubených kol [14,26]

Vlastnosti oceli jsou závislé nejen na chemickém složení, ale především na struktuře - tj. na fázovém složení a na tvaru a uspořádání jednotlivých fází. Požadované struktury se dosahuje u ocelí vhodného chemického složení tepelným zpracováním. Tepelné zpracování zahrnuje všechny postupy, při nichž se vnitřní stavba kovu záměrně mění pomocí změn teploty.

Při tepelném zpracování mohou probíhat změny struktury ve dvou směrech: Je-li struktura v nerovnovážném stavu, lze použít postupů směřujících k dosažení termodynamické rovnováhy, kterou představuje diagram Fe-Fe<sub>3</sub>C. Tyto postupy se souhrnně označují jako žíhání. Druhou skupinou procesů je vytváření nerovnovážných struktur, které vznikají rychlým ochlazením. Tyto procesy se označují jako kalení.

### 3.1.7.1. Žíhání

Procesy žíhání se vyznačují velmi malou rychlostí změn teploty, čímž vznikají struktury blízké rovnovážným. Podle výše teploty ohřevu můžeme žíhání rozdělit do dvou skupin:

1. překryštalizační, kam patří normalizační a izotermické žíhání
2. bez kryštalizace, kam se řadí žíhání na měkko a žíhání k odstranění pnutí

Uvedené procesy žíhání se využívají především jako mezioperační žíhání, obvykle se těmito postupy nedosahuje výsledných užitečných vlastností materiálu.

#### **3.1.7.1.1. Normalizační žíhání**

Normalizační žíhání se provádí při teplotách asi o 30 až 50 °C nad teplotou  $A_{C3}$  s následným ochlazením na vzduchu. Normalizuje se pro odstranění nestejněměrné struktury po předešlé operaci, pro lepší mechanické vlastnosti, jako příprava pro další tepelné operace nebo pro zlepšení obrobiteľnosti. Výhodou je poměrně krátká doba pochodu. Nevýhodou je rychlé ochlazení a tím i výskyt vnitřního pnutí.

#### **3.1.7.1.2. Žíhání izotermické**

Výkovky nebo polotovary vyrobené ze slitinových ocelí se středním obsahem uhlíku vykazují ve stavu normalizačně žíhaném vyšší pevnost, která je příčinou zhoršené obrobiteľnosti. Ke snížení pevnosti a zlepšení obrobiteľnosti je nutno normalizační žíhání doplnit žíháním na pevnost danou výslednou strukturou. Izotermické žíhání probíhá v komorových pecích nebo v solných lázních. Po ohřevu na normalizační teplotu se výrobky vyjmou na vzduch a po ochlazení na teplotu asi 600 až 650 °C se vloží do druhé pece na předepsanou teplotu, odkud se po skončení přeměny vyjmou a nechají volně vychladnout na vzduchu. Nevýhodou tohoto pochodu je časová a energetická náročnost

#### **3.1.7.1.3. Žíhání na měkko**

Žíhání při teplotě těsně nad, nebo střídavě pod a nad bodem přeměny  $A_{C1}$  s následujícím pomalým ochlazením v peci. Použití především u slitinových a eutektoidních ocelí ke snížení pevnosti a zlepšení obrobiteľnosti. Výhodou je lepší odstranění vnitřního pnutí než při normalizačním žíhání. Nevýhodou je dlouhá doba pochodu a nízká výsledná pevnost.

#### **3.1.7.1.4. Žíhání k odstranění pnutí**

Pnutí vzniklé v součástech tvářením za studena, nerovnoměrným odběrem třísek, místním ohřátím nebo rychlým chladnutím se může projevit deformacemi po opracování nebo při následujícím tepelném zpracování. Žíhání k odstranění pnutí se provádí při teplotách kolem 550 °C s určitou prodlevou, jejíž délka je závislá na

maximální tloušťce zpracovávaného průřezu, s následujícím volným a stejnosměrným ochlazením v peci.

### **3.1.7.2. Kalení**

Ohřev nad překrystalizační teplotu a následné rychlé ochlazení. Jako kalící prostředí k dosažení vhodné rychlosti se používá vody, oleje, teplých solných lázní nebo proudu vzduchu. Materiál po zakalení je velmi křehký, proto po kalení následuje zpravidla napouštění nebo popouštění.

#### **3.1.7.2.1. Termální kalení**

Způsob, kde součást ohřátá na kalící teplotu je ochlazená v teplé solné lázni nad teplotu vzniku martenzitu. Teplota na povrchu a v jádře se vyrovná a následuje další ochlazení na vzduchu.

#### **3.1.7.2.2. Povrchové kalení**

Základním znakem je ohřev povrchu součásti do určité hloubky nad překrystalizační teplotu. Poté rychlé ochlazení sprchou nebo v lázni aby výsledná struktura byla martenzitická. Maximální dosažená tvrdost je závislá na obsahu uhlíku v materiálu kalené součásti.

#### **3.1.7.3. Napouštění**

Ohřev na teplotu 150 až 300 °C a následné ochlazení na volném vzduchu. Používá se ke zmírnění křehkosti bez podstatného snížení tvrdosti získané z předešlé tepelné operace.

#### **3.1.7.4. Popouštění**

Tepelná úprava následující po kalení. Popouštěcí teplota se pohybuje v rozmezí 300 až 650 °C. Tvrdost zakalené oceli během operace podstatně klesá, avšak získává vyšší pevnost a houževnatost. Doba popouštění a výška teploty se volí podle požadované pevnosti.

### 3.1.8 Chemicko-tepelné zpracování ozubených kol [14,27]

Při chemicko-tepelném zpracování dochází k úmyslné a řízené změně chemického složení oceli v povrchových vrstvách. Tato změna se projevuje zvýšenou tvrdostí povrchu, odolností proti opotřebení a únavě. Jádro součásti však zůstává houževnaté s nízkou tvrdostí. Změny chemického složení povrchové vrstvy se dosahuje ohřevem, při němž se povrch obohacuje uhlíkem (C), dusíkem (N), sírou (S), nebo kombinací těchto prvků dle použité metody.

#### 3.1.8.1. Cementování

Je difuzní sycení povrchu nízkouhlíkové ocelové součásti uhlíkem (C) obsaženém v cementačním prostředí, které může být tuhé (v prášku), kapalné (v solné lázni) nebo plynné (v plynné atmosféře). Cementují se oceli s obsahem uhlíku do 0,35 % při teplotě nad hodnotou  $A_{C3}$ . Uhlík se slučuje s železem na povrchu součásti a vytváří karbid železa, který se rozpouští a difuzí proniká do podpovrchové vrstvy. Tím na povrchu vzniká neoddělitelná a po zakalení tvrdá vrstva, která pozvolně přechází v základní kov. Hloubka dané vrstvy je nejčastěji do 1,5 mm. Po cementování vždy následuje kalení. Dosahuje se povrchové tvrdosti 58-63 HRC.

#### 3.1.8.2. Nitridování

Je obohacování povrchu ocelových součástí dusíkem. Při sycení vznikají v tenké vrstvě tvrdé nitridy, díky nimž získává povrch vysokou tvrdost bez nutnosti dalšího zpracování (kalení). Nitridace se provádí dvojím způsobem, v plynné atmosféře pomocí dusíku získaného rozložením čpavku, nebo v solné lázni, ve které kyanidy a kyanatany odštěpují dusík. V závislosti na použité metodě se dosahuje tvrdosti povrchové vrstvy 1000, až 1200 HV což odpovídá 60-65 HRC.

#### 3.1.8.3. Nitrocementování

Je obohacování povrchových vrstev oceli uhlíkem (C) a dusíkem (N). Sycená vrstva získává vysokou tvrdost a odolnost vůči otěru při zachování houževnatého jádra součásti. Používá se pro oceli s obsahem uhlíku 0,3 až 0,4 %. Po nitrocementaci je nutné součást kalit do oleje.



#### **3.1.8.4. Karbonitridování**

Obohacování povrchové vrstvy dusíkem (N) a v malých množstvích uhlíkem (C) při teplotě 650 až 700 °C. Povrch získává větší odolnost proti opotřebení. Po karbonitridaci není nutné dále kalit.

#### **3.1.8.5. Sulfidování a sulfonitridování**

Sulfidování je difuzní sycení povrchů kovových materiálů sírou (S) v solné lázni při teplotě 550 až 660 °C. Sulfinitridování je difuzní sycení povrchu sírou (S), dusíkem (N) a uhlíkem (C) v plynném prostředí. Takto obohacené vrstvy získávají vysokou tvrdost a velmi dobré kluzné vlastnosti.

#### **3.1.8.6. Boridování**

Povrch součásti je sycen borem (B). Provádí se při teplotách 900 až 1050 °C. Výsledná železoboridová vrstva má vysokou tvrdost. Není třeba dále kalit.

## 3.2 Rotační přenosové části (hřídele)

Hřídele zajišťují přenos točivého pohybu a momentu a přenos příčných i podélných sil. Tyto síly souvisí nejen s přenášeným momentem vznikajícím od ozubení nebo od řemenových převodů, ale také od vlastních hmotností hřídelí a jejich uložení.

### 3.2.1 Rozdělení hřídelí [7,11]

Dle literatury [7,11] se pohybové rotační hřídele používané u průmyslových převodovek dělí dle tvaru na:

- Hladké hřídele

Hřídele bez osazení s konstantním průměrem. Používané u jednoduchých a málo namáhaných strojů. Přenos krouticího momentu především pomocí svěrného spojení.

- Osazené hřídele

Hřídele s konstrukčním osazením pro uložení a vymezení ozubených kol a ložisek. Každé osazení a technologický zápch vyvolává v daném místě vrubový účinek, a tudíž je nutné tuto skutečnost zohlednit při výpočtu a kontrole hřídele.

- Duté hřídele

Použití dutých hřídelí je většinou podmíněno funkcí. Využívají se například jako vřetena soustruhů nebo jako výstupní hřídel u nástrčných převodovek. Jejich použitím se dosahuje úspory materiálu. Při stejné hmotnosti je hřídel schopna přenášet větší zatížení, než klasická plná hřídel.

### 3.2.2 Prvky pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj [16]

Přenos zatížení z hřídele na náboj (ozubené kolo) nebo naopak lze realizovat pomocí:

- Podélného klínu
- Pera
- Drážkového spojení
- Hranolového nebo polygonového spojení
- Svěrného spojení
- Nalisovaného spojení
- Svarového spojení

Vhodný druh spojení je nutno volit s ohledem na charakteristiku zatížení, pracovní podmínky a technologičnost.

U průmyslových převodovek se využívá především spojení pomocí pera, spojení drážkové, svěrné a spojení nalisované. Vlastnosti těchto spojení jsou dále stručně popsány.

### 3.2.2.1. Spojení pomocí pera

Spojení hřídele s nábojem pomocí pera dává značně únosné spojení v případě málo proměnlivého zatížení (krouticího momentu). Ve spoji nevzniká žádné předpětí ani tření mezi hřídelem, nábojem a perem. Celý krouticí moment se přenáší pouze boky pera. Pro větší přenášené momenty se volí 2-3 pera pootočená vůči sobě o 120°.

Tab. 6. Charakteristika spojení pomocí pera [16]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dobrá přesnost vzájemné polohy hřídele a náboje</li> <li>• Nezpůsobuje žádné další namáhání (přenos pomocí boků pera)</li> <li>• Téměř vylučuje obvodovou i čelní házivost a nevyváženost kol</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nutnost axiálního pojištění</li> <li>• Nevhodnost pro přenos proměnlivého zatížení</li> <li>• Drážky v hřídeli představují místa s koncentrací napětí, což má za následek snížení únavové pevnosti</li> </ul>

### 3.2.2.2. Drážková spojení

Drážkové spojení je charakteristické tím, že na hřídeli i v náboji jsou drážky a ozuby, které do sebe navzájem zapadají. Tento druh spojení je hojně využíván při hromadné výrobě, převážně v automobilovém průmyslu. Dle tvaru drážek rozeznáváme drážkování jemné, rovnoboké a evolventní, které je nejpoužívanější.

**Tab. 7.** Charakteristika drážkového spojení [16]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Přenos velkého momentu při vysokých otáčkách a střídavém nebo rázovém zatížení</li> <li>• Možnost axiálního posuvu při zatížení</li> <li>• Možnost uložení posuvného (volného) i nalisovaného</li> <li>• Vhodné pro sériovou a hromadnou výrobu</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nutnost axiálního pojištění</li> <li>• Snížení únavové pevnosti vlivem koncentrace napětí v rozích drážek zejména při střídavém zatížení</li> <li>• Výroba pomocí protahovacích trnů → dražší výroba</li> </ul>

### 3.2.2.3. Svěrná spojení

Svěrná spojení jsou rozebíratelná spojení přenášející krouticí moment a osovou sílu na principu tření sevřením či vzepřením tvarových elementů a šroubů. Sevření jedné součásti druhou je nejčastěji vyvozováno šrouby stejně jako u svěrných spojek. Vzepření je realizováno především jako axiální stažení náboje a hřídele s kuželovou plochou pomocí matice. Tím se vytvoří silový styk mezi kuželovým čepem a nábojem.

Pro spojení s dutou hřídelí, která se často vyskytuje jako výstupní hřídel posledního stupně průmyslové převodovky, se využívá klínových nebo upínacích kroužků. Upínací systém je tvořen vnitřním a vnějším kroužkem, které jsou pomocí šroubů stahovány a vytvářejí tak silový spoj.

**Tab. 8.** Charakteristika svěrného spojení [16]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hřídel není zeslabena konstrukčním vrubem, není potřeba speciální úpravy</li> <li>• Možnost nastavení polohy v axiálním směru</li> <li>• Pasivní ochrana systému prokluzem při nárůstu zatížení</li> <li>• Absence axiálního pojištění</li> <li>• Snadná montáž</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nebezpečí prokluzu při přetížení</li> <li>• Možnost otláčení stykových ploch nebo prodloužení šroubů, čímž dochází k uvolnění spoje</li> <li>• Vyšší pořizovací cena klínových a upínacích kroužků</li> </ul>

### 3.2.2.4. Nalisovaná spojení

Nalisovaná spojení představují nejjednodušší, nejlevnější a také nejspolehlivější spojení pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj. Tohoto spojení se dosahuje nalisováním hřídele do náboje pomocí síly, nasazením ohřátého náboje na hřídel nebo vložení ochlazené hřídele do náboje. Spojení je dosaženo pružnými (někdy i plastickými) deformacemi v hřídeli a náboji, díky nimž jsou k sobě plochy přitlačovány. Principem je zalisování spoje s přesahem.

Na hřídel se takto lisují nejen ozubená kola, ale i valivá ložiska. Spojení je pevné a obtížně rozebíratelné. Pro demontáž se využívá lisu a přípravku tak, aby se nepoškodily jednotlivé součásti.

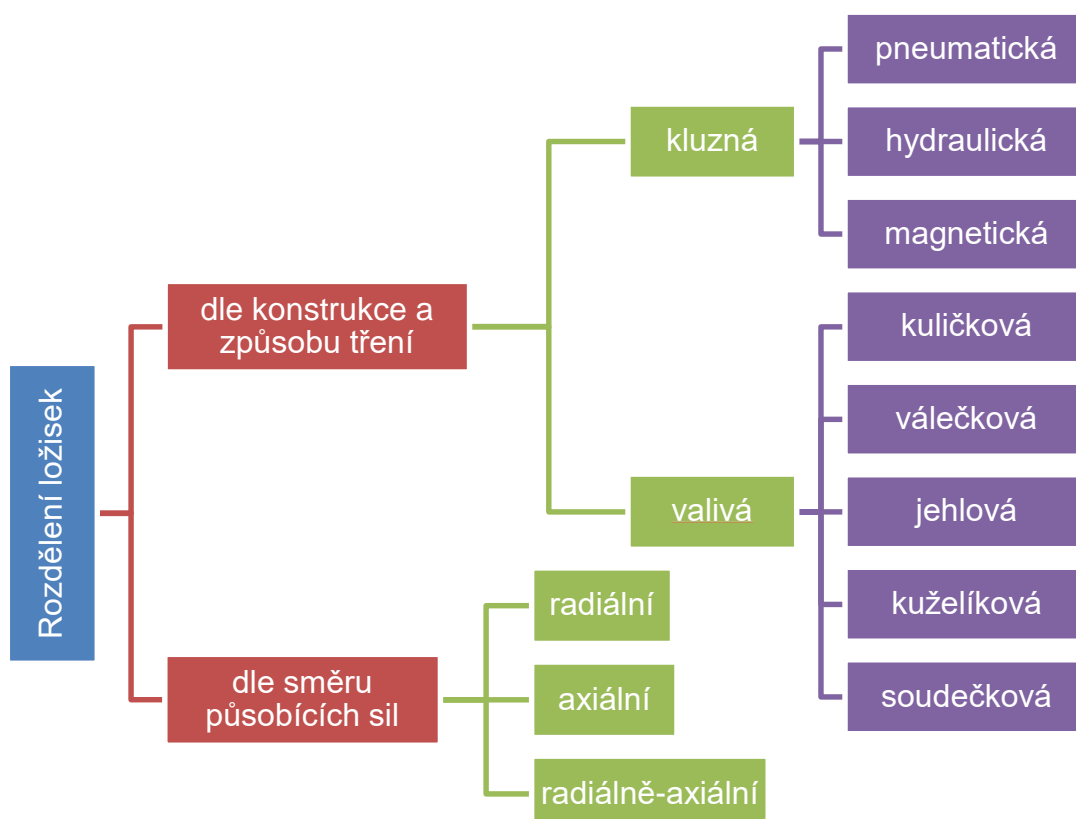
**Tab. 9.** Charakteristika lisovaného spojení [16]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jednoduchost a spolehlivost</li> <li>• Zajišťuje přesné souosé spojení</li> <li>• Absence axiálního pojištění</li> <li>• Vhodné pro přenos velkých zatížení</li> <li>• Nedochozí k zeslabení hřídele vrubem</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Obtížně rozebíratelné</li> <li>• Nutnost výroby přesných dílců dle předepsaných tolerancí</li> <li>• Spoj se chová jako celek, možnost vzniku koncentrace napětí.</li> </ul>

### 3.3 Prvky otočného uložení (ložiska) [9,12,41]

Prvky otočného uložení jsou strojní součásti, jejichž hlavní funkcí je vymezit vzájemnou polohu dvou částí stroje s důrazem na umožnění vzájemného rotačního pohybu. Dále přenášejí zatížení působící na hřídele do rámu stroje. Základní rozdělení ložisek je shrnuto v následující kapitole.

#### 3.3.1 Rozdělení ložisek



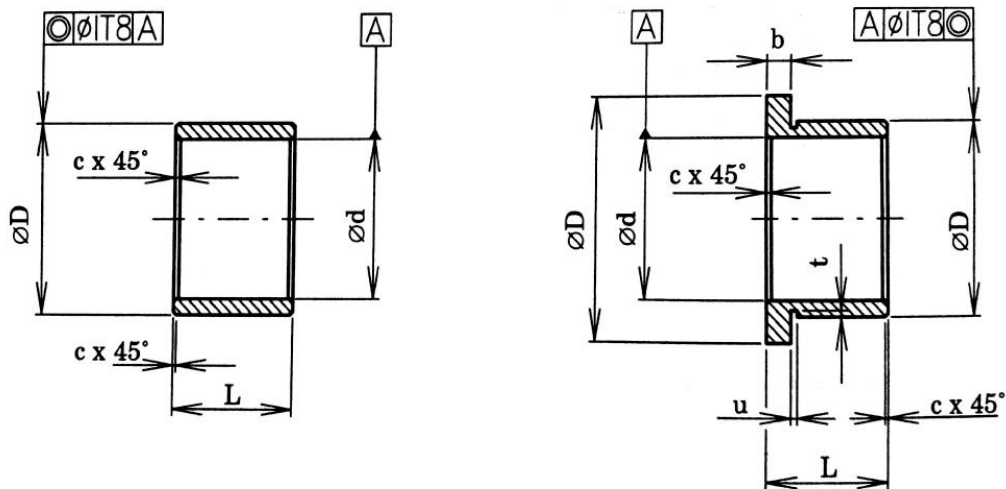
#### 3.3.2 Kluzná ložiska [41]

Kluzná ložiska pracují na principu smykového tření. To je snižováno pomocí maziva a pomocí použitého materiálu ložiska s dobrými kluznými vlastnostmi. Ložisko nejčastěji bronzové, mosazné nebo plastové je vloženo mezi ložiskový čep a náboj. Vzhledem k vlastnostem použitého materiálu (měkčí než čep a náboj) se ložisko opotřebovává na jejich úkor. Po dosažení předepsané životnosti je následně ložisko vyměněno.

Dle způsobu tření rozlišujeme kluzná ložiska se suchým třením (bez použití přídavných maziv), polosuchým třením (mazaná ložiska s nedostatečně kvalitním povrchem) a kapalným třením (jednotlivé součásti se vzájemně nedotýkají, jsou odděleny souvislou vrstvou maziva).

**Tab. 10.** Charakteristika kluzných ložisek [12,41]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Jednoduchá a levná konstrukce</li> <li>• Snadná montáž</li> <li>• Schopnost snášet a tlumit rázy a vibrace – bezhlučný chod</li> <li>• Použití při vysokých otáčkách</li> <li>• Malý vnější průměr</li> <li>• Možnost použití materiálů bez nutnosti mazání</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tření → teplota, ztráty, účinnost</li> <li>• Konstrukčně delší než valivá</li> <li>• Zvýšené riziko zadření ložiska</li> <li>• Nutnost záběhu při výměně pouzdra</li> <li>• Nutnost přesné výroby předepsaných tolerancí</li> </ul>



a) typ A – válcové pouzdro

b) typ B – přírubové pouzdro

**Obr. 28.** Kovová kluzná pouzdra [9]

### 3.3.3 Valivá ložiska

Principem valivých ložisek je převod smykového tření na valivé prostřednictvím valivých elementů (kuliček, válečků, soudečků, kuželíků atd.)

Valivé ložisko se skládá z vnějšího a vnitřního kroužku. Mezi kroužky jsou umístěna valivá tělíska. Mezery a přesnou polohu tělísek vymezuje klec. Dle typu a provedení může být ložisko opatřeno krytem.

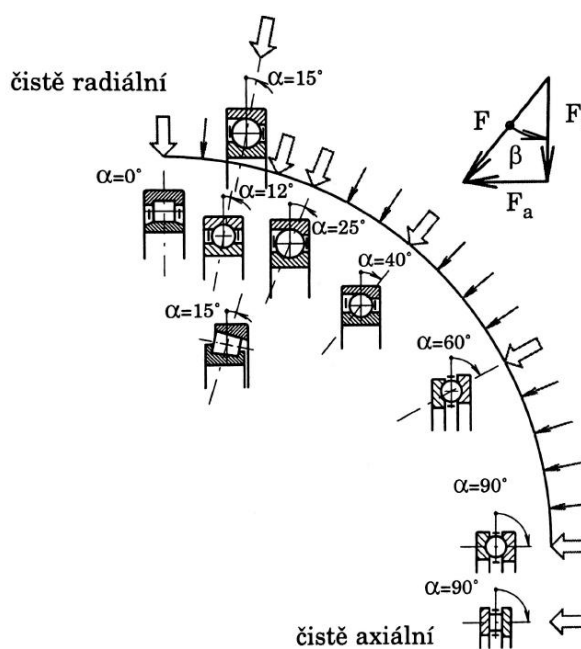
Základní rozdělení valivých ložisek podle tvaru valivých těles a směru působících sil je uvedeno v kapitole 3.3.1 „Rozdělení ložisek“. Typy a hlavní rozměry jsou mezinárodně normalizovány.

**Tab. 11.** Charakteristika valivých ložisek [9,12]

výhody	nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nízké tření a ztráty</li> <li>• Možnost velkého zatížení za klidu</li> <li>• Normalizace – snadná vyměnitelnost</li> <li>• Vysoká spolehlivost</li> <li>• Radiálně-axiální zatížení</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nevhodnost pro vysoké otáčky</li> <li>• Zvýšená hlučnost pohybujících se částí</li> <li>• Neschopnost tlumit vibrace a rázy</li> <li>• Složitá konstrukce</li> </ul>



a) valivá ložiska [42]



b) typy valivých ložisek dle zatížení [9]

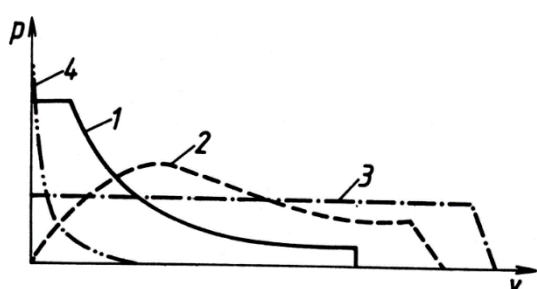
**Obr. 29.** Valivá ložiska [42,9]



### 3.3.4 Porovnání kluzných a valivých ložisek [12]

Kluzná ložiska se používají hlavně pro uložení s vysokými otáčkami a zatíženími při vysoké trvanlivosti, například pro vodní a parní turbíny, generátory, čerpadla, těžké lodní hřídele a podobně.

Valivá ložiska mají přednost pro provozně bezpečná zařízení s minimální obsluhou při normálních požadavcích, například obráběcí stroje, převodovky, vozidla, ventilátory, dopravníky a podobně.



- 1) valivá ložiska
- 2) hydrodynamicky mazaná kluzná ložiska
- 3) hydrostaticky mazaná kluzná ložiska
- 4) kluzná ložiska nemazaná

Obr. 30. Porovnání zatížitelnosti v závislosti na rychlosti ložisek s přibližně stejnou velikostí [12]

Tab. 12. Porovnání kluzných a valivých ložisek [12]

Kritérium	valivá ložiska	kluzná ložiska		
		bez maziva	hydrodynamicky mazaná	hydrostaticky mazaná
Únosnost radiálního ložiska	střední	nízká	vysoká	vysoká
Zachycení rázu a tlumení kmitů	špatné	dobré	velmi dobré	velmi dobré
Hlučnost při větším počtu otáček	velká	malá	bezhluché	bezhluché
Zatížitelnost	kombinovaně zatížitelné	všeobecně zatížitelné pouze v jednom směru		
Trvanlivost	střední u kuličkových, velká u válečkových	střední	velmi dlouhá	bez omezení
Tření	velmi nízké a konstantní	značné	velmi nízké, závislé na parametrech	velmi nízké, závislé na rychlosti
Součinitel tření při rozběhu	$\mu_0 \approx 0,02$	$\mu_0 \approx 0,02$ až $0,24$		
Větší axiální možnost posuvu	nemožná	možná	možná	podmíněně možná
Zástavbový prostor	malá šířka, velký průměr	malá	malá	velká
Vyměnitelnost	snadno bez úpravy vyměnitelná	výměna vyžaduje úpravu		
Náročnost na obsluhu a mazání	nízká	bez obsluhy	dle typu mazací soustavy	vysoká
Normalizace	úplně normalizováno	normalizace neúplná		
Výroba	speciální výroba bezpodmínečně nutná	místní výroba možná		

### 3.4 Těsnicí prvky [9,32,33,34,35]

Účelem těsnění je zabránit úniku maziva, chránit ložisko a kontrolovaný prostor proti vniku nečistot a vlhkosti. Účinné těsnění by mělo být schopno částečné deformace a přizpůsobení se případným nerovnostem povrchu. Současně však musí být dostatečně pevné, aby odolalo provozním tlakům a teplotám. Důležitým faktorem je i chemická odolnost použitého materiálu. [32]

Tato kapitola stručně popisuje dynamické těsnicí prvky pro rotační pohyb používané u průmyslových převodovek.

Dynamická těsnění se rozdělují na dvě základní skupiny. První skupinou jsou těsnění třecí, kde jsou funkční plochy těsnění a hřídele v kontaktu. Druhou skupinou jsou bezdotyková těsnění, která se vyznačují téměř nulovým třením a tím i minimálními ztrátami. Jednotlivé druhy a jejich vlastnosti jsou popsány níže.

#### 3.4.1 Dynamické třecí těsnění

##### 3.4.1.1. Břitové [35]

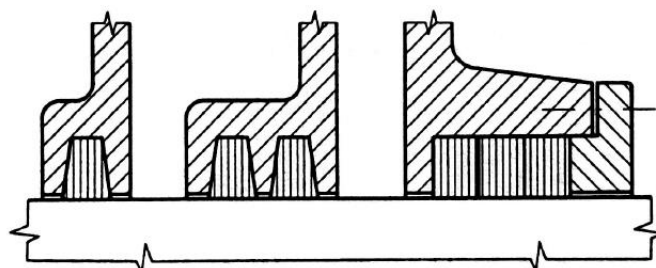
Hřídelové těsnicí kroužky představují kontaktní těsnění, které je vhodné především pro utěsnění ložisek mazaných olejem. Zpravidla mají kovovou výztuž. Těsnicí břit je obvykle vyroben ze syntetické pryže. Předepnutou pružinou je břit přitlačován k těsnicí ploše. V závislosti na materiálu těsnění a těsněném mediu mohou být hřídelové těsnicí kroužky používány při teplotách od -60 do +190 °C.

Styková plocha mezi těsnicím břitem a těsnicí plochou má zásadní význam pro účinnost těsnění. Těsnicí plocha by měla mít tvrdost alespoň 55 HRC a měla by být kalená do hloubky min. 0,3 mm. Doporučená drsnost povrchu podle ISO 4288:1996 by měla činit  $R_a = 0,2$  až  $0,8 \mu\text{m}$ .

Pokud má hřídelový těsnicí kroužek zabránit úniku maziva z ložiskového tělesa, těsnění by mělo být namontováno tak, aby těsnicí břit byl obrácen dovnitř (*obrázek b*). Jestliže je hlavním účelem těsnění zabránit pronikání nečistot do ložiska, břit by měl být obrácen směrem ven.



pomocné těsnění. Plstěné kroužky nebo pásy je třeba před vložením do drážek napustit olejem ohřátým na teplotu cca 80 °C. Tento druh těsnění není vhodný pro prašné prostředí.



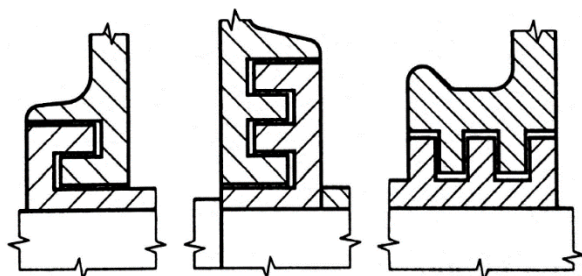
Obr. 33. Plstěné kroužky [9]

### 3.4.2 Dynamické bezdotykové těsnění

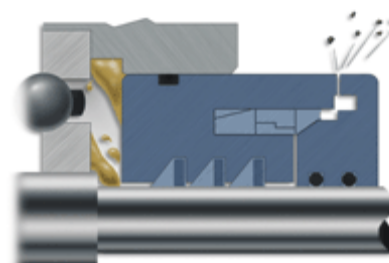
#### 3.4.2.1. Labyrintové [32,35]

Labyrintové těsnění se skládá ze dvou částí. Ze statorové (stacionární) části, která je připevněna ke stroji (převodové skříni), a z rotorové části, která je připevněna na hřídel, se kterou společně rotuje. Tyto dva dílce do sebe zapadají a zajišťují tak efektivní utěsnění a ochranu daného pracovního prostoru. Pronikající nečistoty jsou vystaveny odstředivé síle, která je vytlačuje do labyrintového bludiště, kde ulpívají. [32]

Těsnění je velmi účinné při vyšších rychlostech i v prašném prostředí. Labyrinty jsou vyplněny plastickým mazivem, s jejich počtem stoupá i účinnost těsnění, tu lze zvýšit i prodloužením těsnicích mezer. [35]



a) schéma

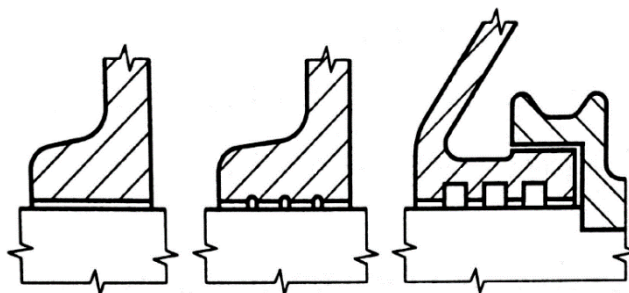


b) princip

Obr. 34. Labyrintové těsnění [9,32]

### 3.4.2.2. Štěrbínové [35]

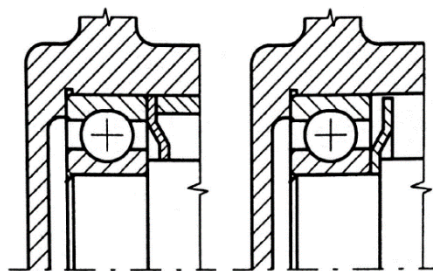
Štěrbínové těsnění vymezuje úzkou štěrbinu mezi rotující hřídelí a těsnicím víčkem. Štěrbina je opatřena drážkami, které zabraňují pronikání nečistot a úniku maziva. Těsnění má malou odolnost proti jemnému prachu a vlhkosti. Prodloužením štěrbiny a vyplněním radiálních drážek plastickým mazivem lze jeho účinnost zlepšit.



Obr. 35. Štěrbínové těsnění [9]

### 3.4.2.3. Odstříkací kroužky [35]

Ke zvýšení těsnicího účinku krytů jsou na hřídel často namontovány odstříkací kroužky. Olej, který doteče k odstříkacímu kroužku, je odstředivou silou odstříknut. Pokud je součástí ložiskového tělesa vratný kanálek a jímka, odstříknutý olej se v ní shromažďuje. Vyrábějí se i speciální těsnící kroužky, které se připevní přímo na ložisko a zabraňují tak unikání plastického maziva.



Obr. 36. Plechové odstříkací kroužky [9]

### 3.4.3 Nejpoužívanější těsnění průmyslových převodovek [32]

Mezi nejpoužívanější těsnění patří hřídelové břitové těsnicí kroužky (Gufera) a labyrintová těsnění. Je důležité vybrat vhodné těsnění a následně se věnovat jeho údržbě.

Břitová těsnění mají velice dobrou schopnost zadržovat olej, ale zvláště u břitu směřujícím dovnitř není zajištěna dostatečná ochrana proti vniknutí nečistot. U těchto těsnění navíc dochází časem k opotřebení v důsledku tření. Může dojít i k vydření povrchové vrstvy hřídele a jejímu poškození.

Oproti tomu labyrintová těsnění jsou bezkontaktní a nedochází u nich tak k opotřebení otěrem. Díky labyrintové konstrukci se vyznačují vysokou ochranou proti vniknutí drobných nečistot a vlhkosti, a to i v případě, kdy se v jejich blízkosti nachází zdroj stříkající vody. Životnost těchto těsnění je vyšší než u těsnění břitového, nevýhodou je však vyšší pořizovací cena a větší rozměry.

### 3.5 Rám, převodová skříň [18,40]

Tvar a konstrukci převodové skříně ovlivňuje mnoho faktorů, na které je nutné brát při návrhu zřetel. Hlavní faktory jsou:

- Pevnost skříně vůči deformacím a kmitání
- Těsnost skříně proti úniku oleje a proti vniku nečistot u okolí
- Tvar a rozměry dle počtu převodových stupňů
- Technologický postup výroby
- Montážní požadavky
- Varianty skříně (použití jedné skříně pro několik variant ozubení)
- Připojovací rozměry
- Odvod tepla

Z hlediska technologie výroby se používají skříně lité, svařované, nebo skříně vyrobené kombinací těchto technologií. Lité skříně se využívají hlavně u hromadné výroby při větších sériích. Naopak u malosériové a kusové výroby se využívají především svařované skříně. Obě varianty skříní mohou být jednodílné (konstrukčně provedené tak, aby skříň umožňovala montáž a demontáž všech prvků), nebo používanější dvoudílné (u složitých převodovek vícedílné) s dělicí rovinou. [18]

### 3.5.1 Lité skříně [18]

Dle použité technologie lití rozlišujeme dva základní typy litých skříní. Prvním a současně nejrozšířenějším typem je gravitačně litá skříň nejčastěji ze šedé litiny. Výhodou těchto skříní je vysoká tuhost a relativně nenáročná výroba vůči tlakovému lití. Druhým typem je již zmíněná tenkostěnná tlakově litá skříň z hliníkových a hořčíkových slitin. Výhodou těchto skříní je dobrý odvod tepla, nízká hmotnost a dobrá obrobitelnost. Nevýhodou je však nižší tuhost skříně a vysoké náklady na výrobu.

### 3.5.2 Svařované skříně [18]

Tloušťky stěn svařovaných skříní jsou o 30 až 40 % menší oproti skříním litým ze šedé litiny, čímž se výrazně snižuje hmotnost. Tento hmotnostní rozdíl je patrný hlavně u větších převodovek, kde diference může činit desítky až stovky kilogramů. U malých skříní, kde hlavním faktorem je hmotnost, se již využívá tlakového lití z hliníkových slitin.

Nejčastějším způsobem svařování je metoda MAG – obloukové svařování tavící se elektrodou v ochranné atmosféře (aktivním plynu). Používá se zpravidla konstrukční ocel. Polotovary jsou plechy, normalizované profily a výpalky složitějších tvarů.

### 3.6 Mazání převodových ústrojí [38]

Při styku ozubených kol dochází k odvalování boků zubů ale také ke skluzu, který se vysokou měrou podílí na zahřívání zubů. Vysoké teploty vznikající tímto třením mohou přispět k deformaci ozubených kol. Vhodným mazáním se snižuje tření styčných ploch a tím se výrazně zvyšuje účinnost a trvanlivost převodu a snižuje pracovní teplota. Další důležitou funkcí maziva je vyplachování nečistot z funkčních ploch, konzervace, mazání a chlazení periferních zařízení umístěných uvnitř převodové skříně (ložiska, spojky, čepy).

Pro zlepšení vlastností maziva se přidávají aditiva. Přísady ovlivňují pouze některé parametry maziv.

Vlastnosti neovlivnitelné přísadami:

- Teplotní stabilita
- Závislost viskozity na tlaku
- Odvod tepla

Vlastnosti zlepšitelné přísadami:

- Odolnost proti stárnutí
- Nízkoteplotní stárnutí
- Ochrana proti korozi
- Závislost viskozity na teplotě

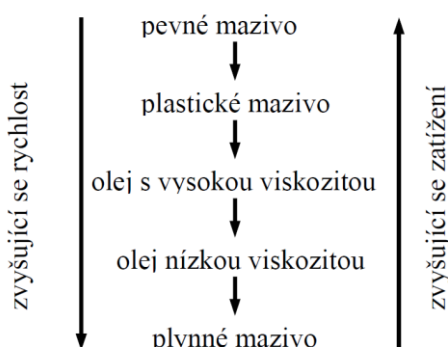
Vlastnosti dosažitelné pouze přísadami:

- Potlačení vločkování (dispergování)
- Čisticí schopnosti (detergence)
- Vysokotlaké vlastnosti
- Odpěnění



### 3.6.1 Výběr vhodného maziva

Výběr vhodného maziva a metody mazání je náročná procedura, nad kterou je důležité se zamýšlet již při návrhu daného zařízení. Výběr by měla provádět kvalifikovaná osoba. Při výběru maziva se musí brát na zřetel mnoho ovlivňujících činitelů jako zatížení, rychlost, teplota, životnost, pracovní poloha a další. Pro prvotní výběr typu maziva slouží následující schéma.



Obr. 37. Prvotní výběr maziva [37]

#### 3.6.1.1. Druhy maziv

Maziva běžně používaná v převodovkách se mohou dělit dle fáze na následující skupiny:

- Pevná (tuhá) maziva

Pevná maziva jsou materiály s velice dobrými kluznými vlastnostmi. Jejich použití je možné společně s kapalným mazivem nebo nasucho. Mezi pevná maziva se mohou řadit i povlaky ozubení pro snížení tření a opotřebení.

- Plastická maziva

Plastické mazivo je disperzí zahušťovadla v oleji. Jako zahušťovadla jsou přidávána mýdla (nejčastěji), anorganické látky, organické polymery, vosky a další látky. Tento druh maziva se používá v prašném, vlhkém a chemicky agresivním prostředí, kde plastické mazivo zaručí jak mazání, tak i těsnost systému. Dále se používají u těžko přístupných systémů nebo v místech, kde není možné využití kapalného maziva kvůli znehodnocení výrobku či narušení funkce zařízení.

- Kapalná maziva

Kapalná maziva jsou nejrozšířenějším druhem maziv. Základní složku převodového oleje tvoří minerální, naftenické nebo syntetické oleje. Dále se dle požadovaných vlastností přidávají aditiva například pro zvýšení odolnosti proti stárnutí, ochranu proti korozi, potlačení dispergence (vločkování), zlepšení detergence (čisticí schopnosti) a další.

### 3.6.2 Režimy mazání převodovek

Nejběžnějším mazivem používaným pro mazání převodovek je olej. Dle konstrukce a použití rozeznáváme převodovky se stálou olejovou náplní a převodovky s externím mazacím oběhem.

#### 3.6.2.1. Mazání broděním, rozstříkem

Mazání broděním je nejpoužívanější metoda mazání. Ozubená kola se brodí v olejové náplni a svým otáčením ji rozstříkují. Tím dochází k promazávání ostatních komponent převodové skříně. Využívá se především u zcela zapouzdřených rychloběžných převodovek. Nevýhoda mazání broděním je absence maziva mezi pracovními plochami při rozběhu a zvýšené ztráty v převodech (snížení účinnosti).

#### 3.6.2.2. Oběhové mazání

Oběhové mazání je tvořeno uzavřeným systémem. Pomocí čerpadla se vedením přivádí olej přímo ke kontaktním plochám. Součástí systému jsou zpravidla komponenty zajišťující chlazení či ohřev oleje, filtry a senzory pro kontrolu parametrů oleje. Tento systém vytváří vysoký stupeň kontroly nad kvalitou a množstvím oleje přiváděného do oběhu. Nevýhodou je složitost, z toho plynoucí vysoká cena a nutnost údržby celého systému.

#### 3.6.2.3. Tlakové mazání olejovou mlhou

Jde o nejdokonalejší způsob mazání vyznačující se nízkými hydraulickými ztrátami a dobrým chlazením převodů a ložisek. Stlačený vzduch s příměsí oleje vytváří olejovou mlhu. Výhodou je kvalitní mazání celého systému bez větších ztrát

jako v případě mazání broděním. Systém je technicky a finančně náročný, proto se používá pouze u velkých rychloběžných stacionárních převodovek.

### 3.6.3 Průmyslové převodové oleje

Pro průmyslové převodovky se používá několik typů minerálních olejů s různou viskozitou dle zatížení, provozní teploty a pracovního režimu. Zpravidla jde o trvalý provoz, kdy se lhůta pro výměnu náplně udává v hodinách (tisíce hodin).

V následující tabulce jsou uvedeny průmyslové oleje dle ISO.<sup>1</sup>

**Tab. 13.** Viskozitní klasifikace průmyslových olejů dle ISO [37]

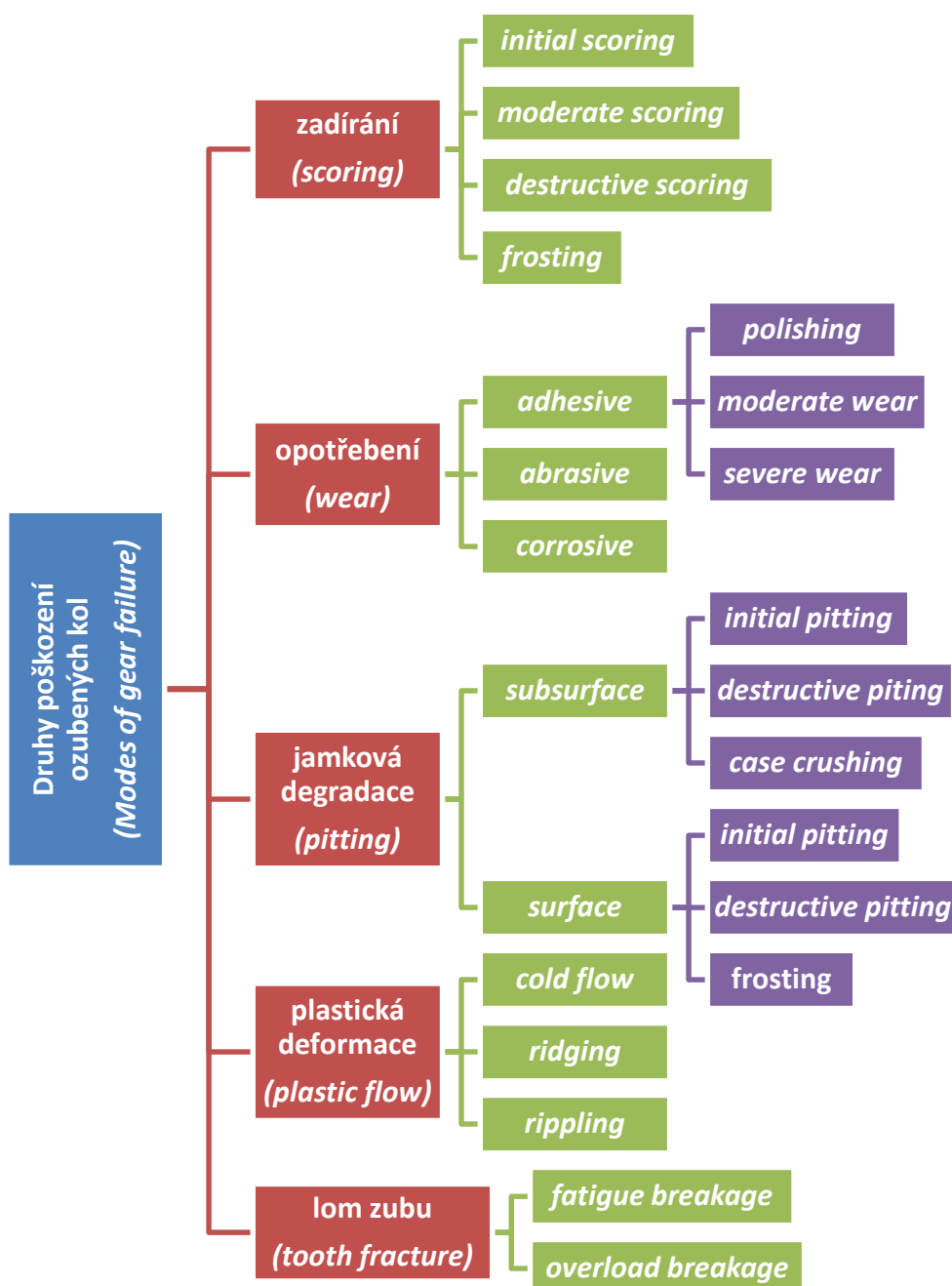
Viskozitní stupeň ISO	Střední kinematická viskozita při 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	Mezní kinematické viskozity při 40°C	
		min [mm <sup>2</sup> /s]	max [mm <sup>2</sup> /s]
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,00
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

<sup>1</sup> Jedním z parametrů zadání je použití průmyslového oleje ISO VG 220.

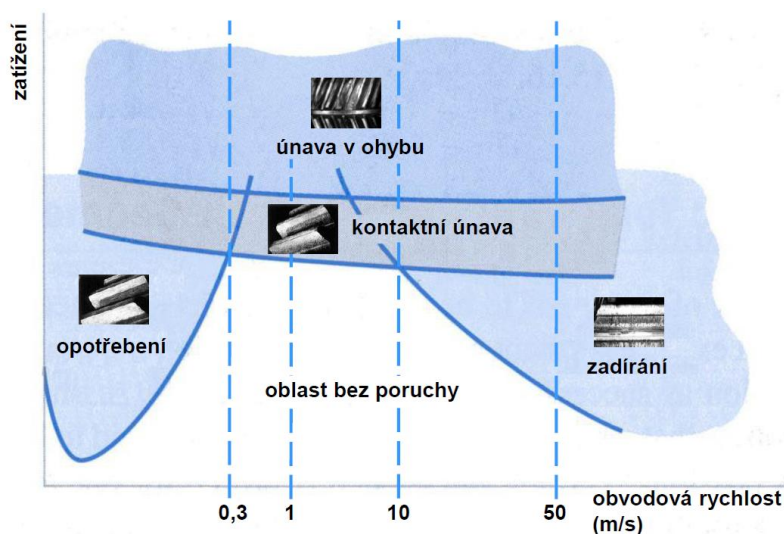
## 3.7 Poruchy převodových ústrojí

### 3.7.1 Porucha ozubení [24,28,29,30]

Příčin vzniku poruch na ozubení je celá řada, od špatného návrhu ozubení či mazacího režimu, přes nevhodné či nepředvídatelné zatížení, až po výrobní nepřesnost. Vznikající poruchu je nutné včas odhalit a zastavit její šíření. Je-li ozubení již poškozeno natolik, že ohrožuje správnou funkci systému, je nutné jej vyměnit. Rozdělení poruch dle typu a jejich šíření [29].



Výskyt poruch v závislosti zatížení na obvodové rychlosti je zobrazen na obr. 38.



Obr. 38. Závislost mezi zatížením, rychlostí a typem poruchy [24]

### 3.7.1.1. Wear (Opotřebení)

Je druh poškození, při kterém dochází k odstraňování povrchové vrstvy materiálu z boků zabírajících zubů. Opotřebení probíhá nerovnoměrně po celé dráze záběru. Důsledkem je změna tvaru profilu, zúžení a oslabení zubu. Opotřebení je děleno na tři základní druhy: adhezní, abrazivní a korozivní.

#### 3.7.1.1.1. Adhezní

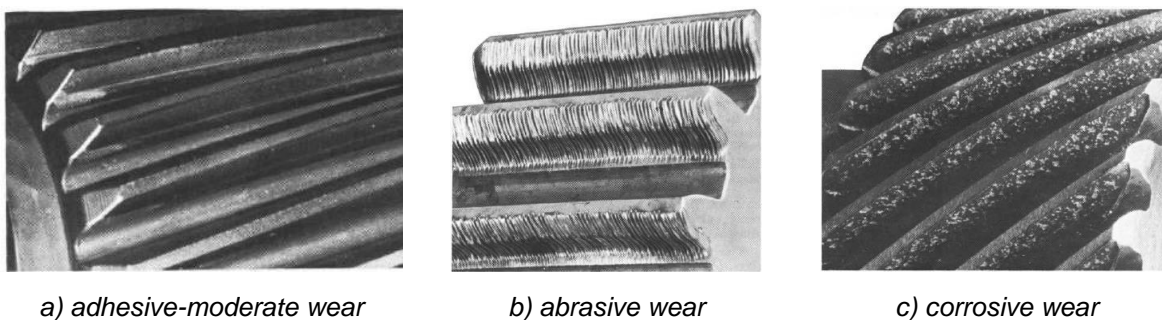
K adheznímu opotřebení dochází při bezprostředním styku dvou kovů, respektive boků zubů. Mezi vrcholky nerovností dochází třením k tvorbě mikrosvarů a jejich následnému porušování. Tím se mezi styčné plochy uvolní drobné úlomky, které jsou příčinou abrazivního opotřebení.

#### 3.7.1.1.2. Abrazivní

Abrazivní opotřebení je zapříčiněno částicemi obsaženými v mazacím systému. Tyto částice se dostávají mezi pracovní plochy ozubení a při odvalování způsobují rýhy. Zabránit mu lze důsledným čištěním převodové skříně, filtrací a pravidelnou výměnou olejové náplně.

### 3.7.1.1.3. Korozivní

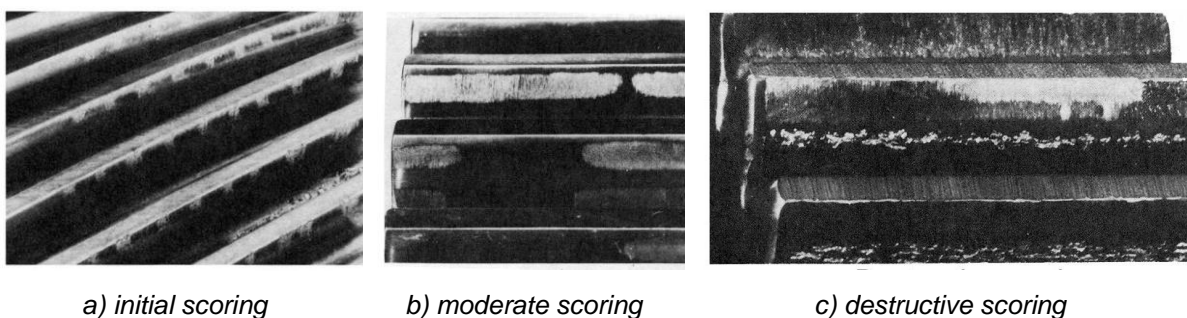
Vzniklá koroze je důsledkem chemického působení prostředí, kterému je ozubení vystaveno. Předcházet korozi lze zvolením vhodného typu maziva a mazacího režimu.



**Obr. 39.** Poruchy ozubených kol – wear [28]

### 3.7.1.2. Scoring, scuffing (Rýhování, zadírání)

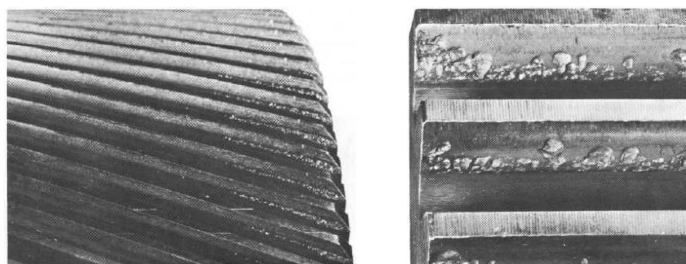
Rýhování a zadírání jsou následné stupně adhezivního poškození, při kterém dochází k hrubému poškození povrchu zubů. Je způsobeno velkým dotykovým zatížením a vysokými pracovními teplotami. Dochází k protržení mazacího filmu a vzniku mikrosvarů mezi vrcholky nerovností. Třením těchto porušených ploch vznikají rýhy. Při velkém počtu mikrosvarů dochází k zadírání. Projevuje se především během záběhu v počátcích provozu, s dobou provozu se pravděpodobnost výskytu snižuje.



**Obr. 40.** Poruchy ozubených kol – scoring [29]

### 3.7.1.3. Pitting (Jamková degradace)

Jedná se o únavové poškození vznikající při silovém styku dvou těles. Vzniká jamková degradace (pitting), tedy vylamování materiálu z boků zubů a vytváření charakteristických důlků. Vlivem vysokých kontaktních tlaků při záběru zubů se vytvářejí trhliny, které mohou být povrchové nebo podpovrchové. Příčinou vzniku pittingu je špatné dimenzování na dotyk, špatná volba materiálu, povrchové vrstvy, maziva nebo nepřesná výroba či montáž.



a) *initial pitting*

b) *destructive pitting*

Obr. 41. Poruchy ozubených kol – pitting [28]

### 3.7.1.4. Plastic flow (Plastická deformace)

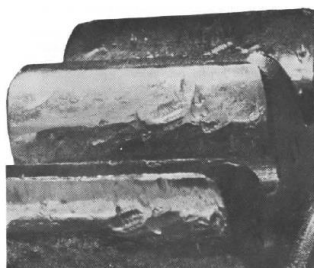
Plastická deformace povrchu zubů za studena známá také jako Cold flow je způsobena vysokým kontaktním tlakem. Vyskytuje se zejména u měkkých materiálů.

#### 3.7.1.4.1. Rippling

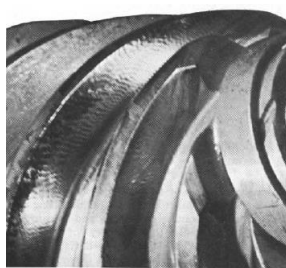
Poškození boku zubů, při kterém se ve směru kolmém na skluz vytvářejí vlnky zapříčiněné vysokým kontaktním tlakem. Tvoří se nejčastěji na tvrzených ozubených kolech. Zpravidla se vyskytuje při malých kluzných rychlostech s nedostatečným mazáním. Ripplingu lze předcházet cementováním a zvýšením viskozity maziva. Toto poškození nemá zásadní vliv na funkčnost systému.

#### 3.7.1.4.2. Ridging

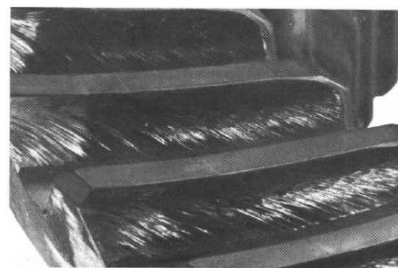
Ridging se projevuje jako série vrcholů a údolí objevujících se napříč bokem zubu ve směru kluzné rychlosti. Nastává při velkém zatížení a nízkých rychlostech. Je způsoben plastickou deformací boků zubů. Zabránit mu lze snížením kontaktního tlaku, vhodnou volbou oleje s vyšší viskozitou a zvýšením tvrdosti materiálu.



a) cold flow



b) rippling



c) ridging

Obr. 42. Poruchy ozubených kol – plastic flow [28]

### 3.7.1.5. Tooth fracture (Lom zubu)

Lom zubu je nebezpečným druhem poškození, který může vést k poškození dalších dílčích prvků převodovky respektive pohonu. Dle příčiny vzniku rozlišujeme na lom v důsledku přetížení a na únavový lom.

#### 3.7.1.5.1. Lom v důsledku přetížení

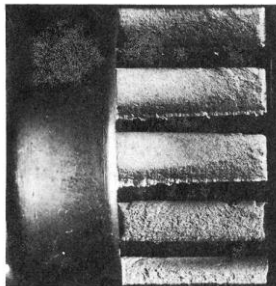
Příčinou tohoto poškození je náhlé přetížení nad mez pevnosti v tahu daného ozubeného kola vlivem poruchy jiných součástí, například porucha pohonu nebo zadření ložiska.

#### 3.7.1.5.2. Únavový lom

Je zapříčiněn vlivem cyklického přetížení nad mez únavové nebo časové pevnosti materiálu. Lom je iniciován zpravidla koncentrací napětí v patě zubu. Únavovému lomu v patě zubu lze předcházet zpevněním povrchu, například kuličkováním.



a) high cycle fatigue



b) low cycle fatigue



c) bending fatigue

Obr. 43. Poruchy ozubených kol – tooth fracture [29(a,b), 30(c)]



### 3.7.2 Poškození hřídelí [35]

Hřídele převodovek musí splňovat podmínky pro přenos požadovaného zatížení tak, aby nedošlo k překročení dovoleného namáhání, musí zachycovat radiální a axiální síly v ložiskách a musí odpovídat zástavbovým požadavkům. Pro zabezpečení proti poruchám je nutné provést jejich správné dimenzování dle provozních parametrů.

#### Základní požadavky na hřídele:

- Rovnoběžnost a dostatečná ohybová tuhost
- Minimalizace množství vrubů: osazení, zápichů a otvorů
- Dostatečná únavová pevnost, tvrdost

### 3.7.3 Porucha ložisek [35]

Porucha ložisek může být zapříčiněna působením dlouhodobého přetížení, na které není ložisko dimenzováno. Další příčinou bývá rázové přetížení ložiska nebo nepřesnost výroby či špatná montáž.

#### Nejčastější poruchy ložisek:

- Zadření ložiska
- Prasknutí točivého elementu, kroužku nebo klece
- Ztráta přesnosti chodu
- Výskyt pittingu na oběžných drahách a valivých tělesech

### 3.7.4 Poškození těsnění [37]

Nadměrné opotřebení či poškození těsnění souvisí s drsností povrchu hřídele a nedostatečným mazáním těsnicích ploch. K opotřebení hřídele dochází tehdy, obsahuje-li těsněné médium tvrdé nečistoty, které po vniknutí pod těsnicí plochu obrábí hřídel jako brusný nástroj. Tím vznikne netěsnost, kterou může unikat mazivo a vnikat další nečistoty. Při takovéto poruše je nutné těsnění vyměnit za nové a opravit funkční plochu hřídele dle pokynů výrobce těsnění.

## 4. Konkurence – největší světoví výrobci

Trh s pásovou dopravou celosvětově roste zhruba o 3 % ročně, nejvýrazněji v Asii, Austrálii a Jižní Americe. Největším spotřebitelem těžkých pásových dopravníků je těžební průmysl, který pokrývá téměř 42 % poptávky. Následovaný je cementářským průmyslem (30 %) a uhelno-elektřárněním průmyslem (28 %). Nadále se předpokládá vzrůstající tendence a tedy i snaha výrobců získat co největší podíl na trhu pásové dopravy.

Výrobců zabývajících se pásovou dopravou, respektive pohonem pásových dopravníků je mnoho. Firma WIKOV se specializuje především na pohon velkých „Heavy duty“ dopravníků, proto bylo v rámci tohoto segmentu vytvořeno porovnání výkonových a rozměrových parametrů kuželočelních převodovek u největších celosvětových konkurentů.

Po konzultaci se společností WIKOV byli pro srovnání vybráni tito výrobci:

- **Wikov Gear s.r.o.**  
(zadavatel práce)



- **Flender - Siemens**



- **SEW Eurodrive**



- **Benzlers**



- **David Brown**



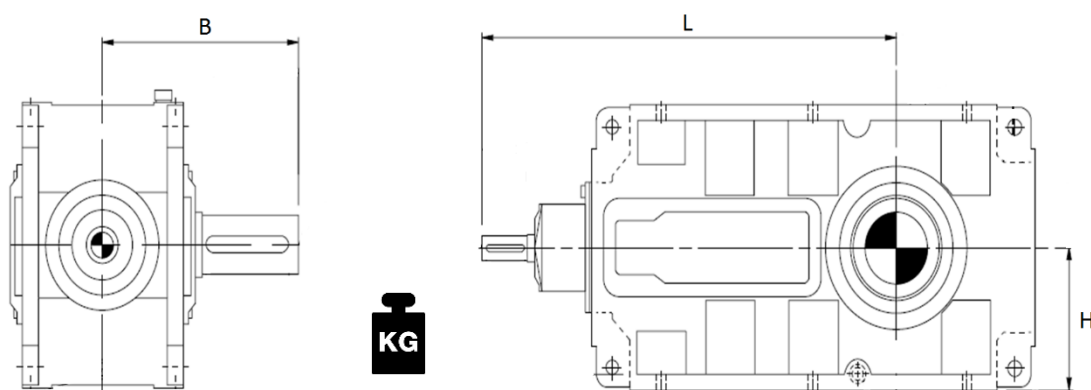
- **Bonfiglioli**



## 4.1 Parametry pro srovnání (benchmark)

Z webových stránek jednotlivých výrobců byly získány katalogové listy nabízených průmyslových převodovek využívané pro pásovou dopravu.

Po výběru dostupných katalogů [50,51,52,53,54,55] zvolených výrobců se přešlo k vytipování vhodných parametrů pro vytvoření porovnání. Byly vybrány takové parametry, které udávají všichni výrobci zahrnutí do srovnání. Prvním parametrem je hmotnost převodové skříně pro variantu s plnou výstupní hřídelí. Dalšími parametry jsou rozměry skříně: rozměr L (vzdálenost osy posledního stupně od počátku vstupní hřídele), rozměr B (vzdálenost konce výstupní hřídele od osy převodové skříně) a rozměr H (výška dělicí roviny skříně). Jednotlivé parametry jsou znázorněny na následujícím schématu.



Obr. 44. Vstupní parametry pro srovnání <sup>2</sup>

Hodnoty zvolených parametrů byly zaznamenány do Excelové tabulky pro všechny velikosti skříní. Aby srovnání bylo vypovídající, bylo potřeba zvolit vhodný převodový poměr, pro který se parametry budou vyhodnocovat. Pro dvoustupňové převodovky byl zvolen celkový převodový poměr  $i=10$ , pro třístupňové převodovky převodový poměr  $i=28$  a pro čtyřstupňové převodovky převodový poměr  $i=125$ . Převodové poměry byly vybrány tak, aby odpovídaly katalogovým hodnotám všech výrobců.

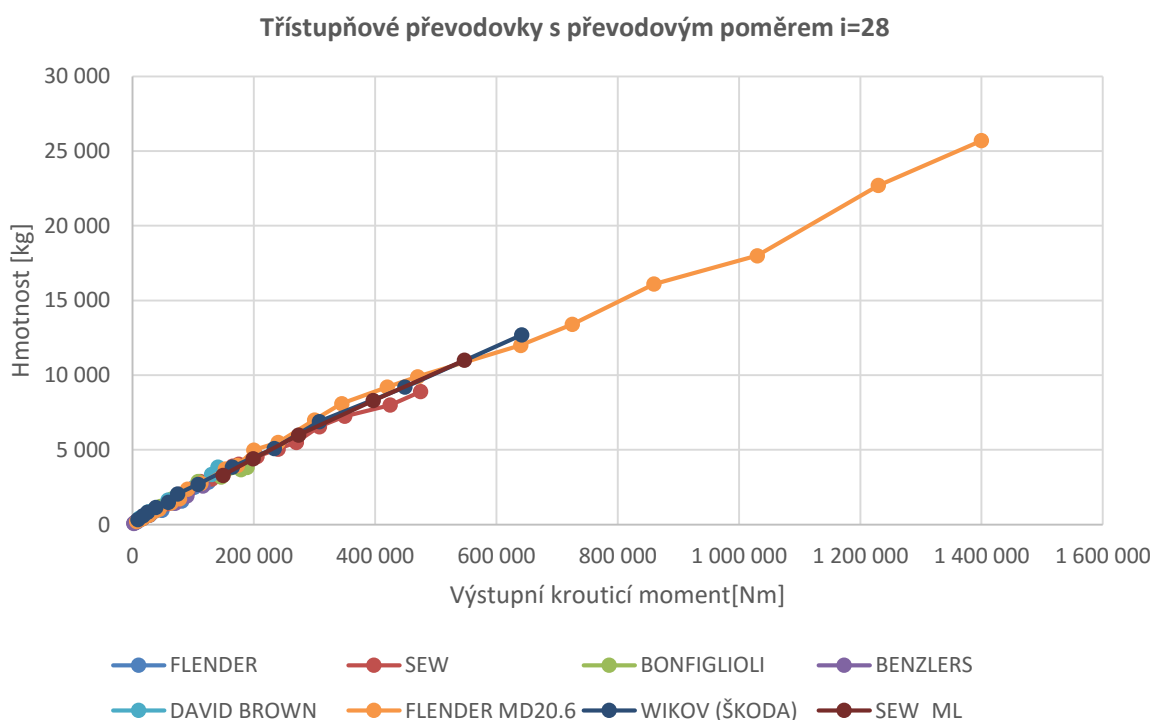
<sup>2</sup> Pro vytvoření schématu byl použit obrázek převodovky z katalogu David Brown [54]

Z těchto tabulkových hodnot byly sestaveny grafy pro lepší vizuální vyhodnocení. Grafy znázorňují jednotlivé parametry v závislosti na výstupním krouticím momentu.

Pro ukázkou jsou uvedeny grafy pro třístupňovou převodovku. Ostatní porovnávací grafy pro dvoustupňovou a čtyřstupňovou převodovku jsou včetně vstupních tabulkových hodnot uvedeny v příloze na konci práce.

#### 4.1.1 Závislost hmotnosti převodovky na výstupním krouticím momentu

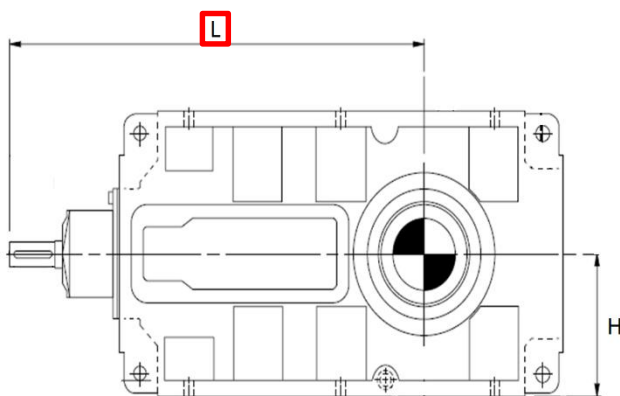
Při porovnání hmotností převodovek jednotlivých výrobců v závislosti na výstupním momentu získáme následující graf. Z tohoto grafu je patrné, že hmotnosti převodovek všech výrobců rostou lineárně s velikostí skříně, respektive se vzrůstajícím výstupním krouticím momentem. Hodnoty hmotností pro jednotlivé výrobce se téměř neliší.



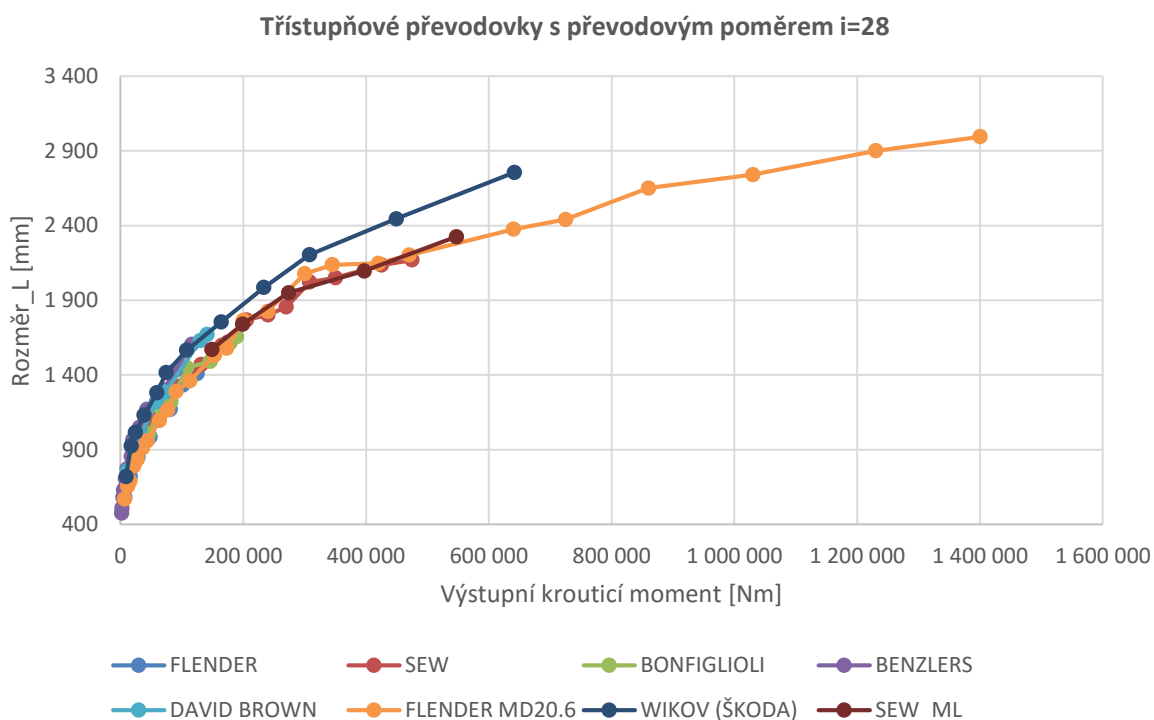
**Obr. 45.** Závislost hmotnosti převodovky na výstupním krouticím momentu

#### 4.1.2 Závislost rozměru převodovky „L“ na výstupním krouticím momentu

Rozměrem „L“ se rozumí vzdálenost čela vstupní hřídele k ose hřídele výstupní. Tento rozměr je závislý na počtu stupňů převodovky a jejich osových vzdálenostech. Jedná se o jeden z nejdůležitějších rozměrových parametrů průmyslových převodovek, jehož velikost se výrobci snaží co nejvíce snížit.



Obr. 46. Rozměrový náčrt „L“

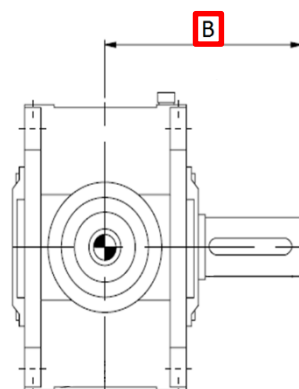


Obr. 47. Závislost rozměru převodovky „L“ na výstupním krouticím momentu

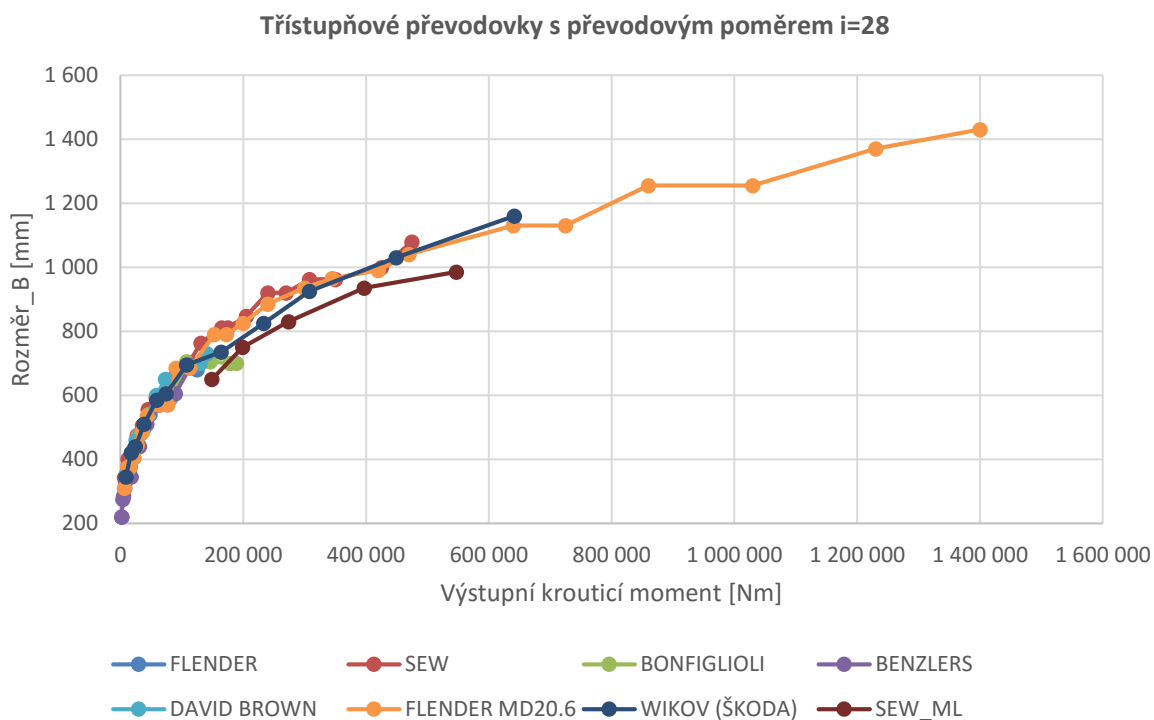


#### 4.1.3 Závislost rozměru převodovky „B“ na výstupním krouticím momentu

Na následujícím grafu je znázorněna závislost rozměru „B“, tedy vzdálenosti čela výstupní hřídele k ose převodovky, vůči výstupnímu krouticímu momentu. Srovnání bylo provedeno pro převodovky s plnou výstupní hřídelí. Ze závislosti je patrné, že u většiny výrobců je tento rozměr zachován pro dvě po sobě jdoucí velikosti skříně. Výjimkou jsou menší série převodovek pro speciální účely, tam lze mluvit téměř o lineárním průběhu.



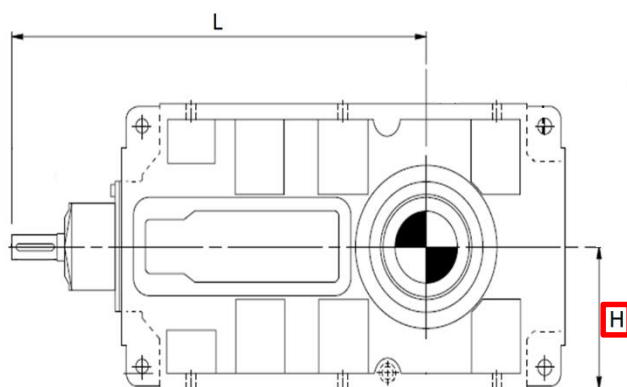
Obr. 48. Rozměrový náčrt „B“



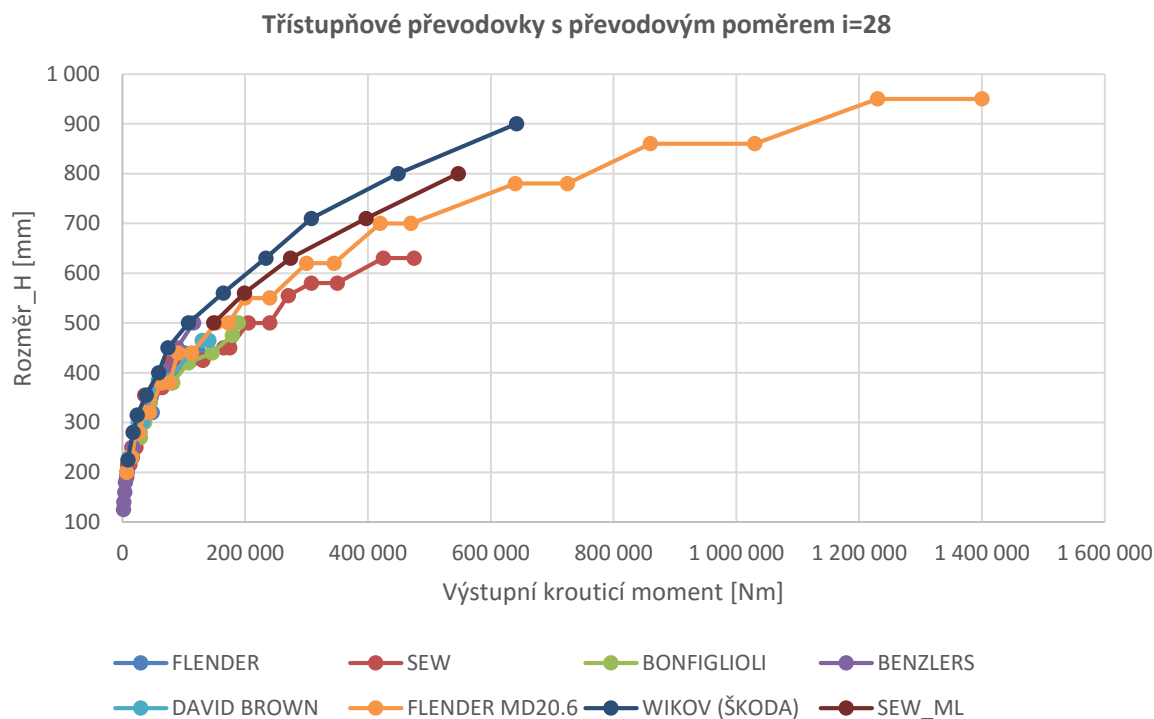
Obr. 49. Závislost rozměru převodovky „B“ na výstupním krouticím momentu

#### 4.1.4 Závislost rozměru převodovky „H“ na výstupním krouticím momentu

Rozměr „H“, tedy výška dělicí roviny od upevňovacích patek v závislosti na výstupním krouticím momentu, rovněž skokově roste. Výjimkou jsou taktéž menší série, u kterých není kladen takový důraz na modulárnost celé koncepce. Postupný nárůst rozměrů „H“ a „B“ bez skokových změn je patrný i u převodovek Škoda (Wikov). Ty vůči moderním sériím ztrácejí svoji konkurenceschopnost.



Obr. 50. Rozměrový náčrt „H“



Obr. 51. Závislost rozměru převodovky „H“ na výstupním krouticím momentu

## 4.2 Moderní trendy ve výrobě kuželočelních převodovek

Dnes je cílem výrobců vytvoření stavebnicového systému zahrnujícího celý pohon. Zákazník si tak může navolit jednotlivé prvky včetně převodovky dle potřeby. Výrobci nabízejí celou řadu příslušenství a variant uspořádání.

Mezi modulární nadstavby kuželočelních převodovek patří například:

- Základní rámy pro uchycení
- Momentová ramena
- Hřídelové brzdy
- Hřídelové spojky
- Ventilátory
- Zpětné brzdy – volnoběžné spojky
- Přírubová čerpadla
- Olejový ohřev/chlazení
- Různé provedení výstupního hřídele (oboustranné, duté, drážkované)
- Příruby s mezistupněm pro uchycení motoru
- Obvody pro provoz a řízení elektromotorů

Dalším trendem je vývoj blokových skříní bez dělicí roviny, které mají řadu výhod oproti klasické konstrukci:

- Vyšší životnost
- Nižší hmotnost
- Vyšší tuhost a tím i přesnost - obrobení skříně na jedno upnutí
- Modulárnost celé koncepce - skladová zásoba konstrukčních dílů a příslušenství pro krátké dodací lhůty
- Symetrická konstrukce - možnost zrcadlového uspořádání
- Zachování skříně pro celou výrobní řadu (výkon, moment, převodový poměr)
- Stejná skřín pro dvoustupňové a třístupňové převodovky – stejné osové vzdálenosti
- Nenáročná údržba
- Absence dělicí roviny – těsnicí plochy nejsou namáhány krouticím momentem



### 4.3 Dálkový monitoring převodovek za chodu [20]

Kompletní servis spojený s uvedením do provozu, školením personálu, diagnostikou, opravou poruch atd. je již samozřejmostí.

Nyní výrobci nabízejí a osazují své výrobky (převodovky, respektive celé pohony) aktivními snímači pro měření celé řady veličin. Systém zaznamenává hodnoty jednotlivých čidel a posílá je ke zpracování do ústředny. Ze zpracovaných hodnot je vytvořena diagnostika provozu, chování a případných poruch převodovky. Díky tomu mají výrobci pod kontrolou provoz svých výrobků, čímž mohou plánovat prohlídky, výměnu náhradních dílů a sledovat tak chování systému v daném prostředí. Získávají tak navíc cenné údaje, které mohou využít při modernizaci svých zařízení a získat tak náskok před konkurencí.

Sledované hodnoty:

- Otáčky
- Krouticí moment
- Provozní teplota
- Provozní tlak
- Průtok oleje
- Kvalita a znečištění oleje



Výhody monitoringu a dálkové diagnostiky:

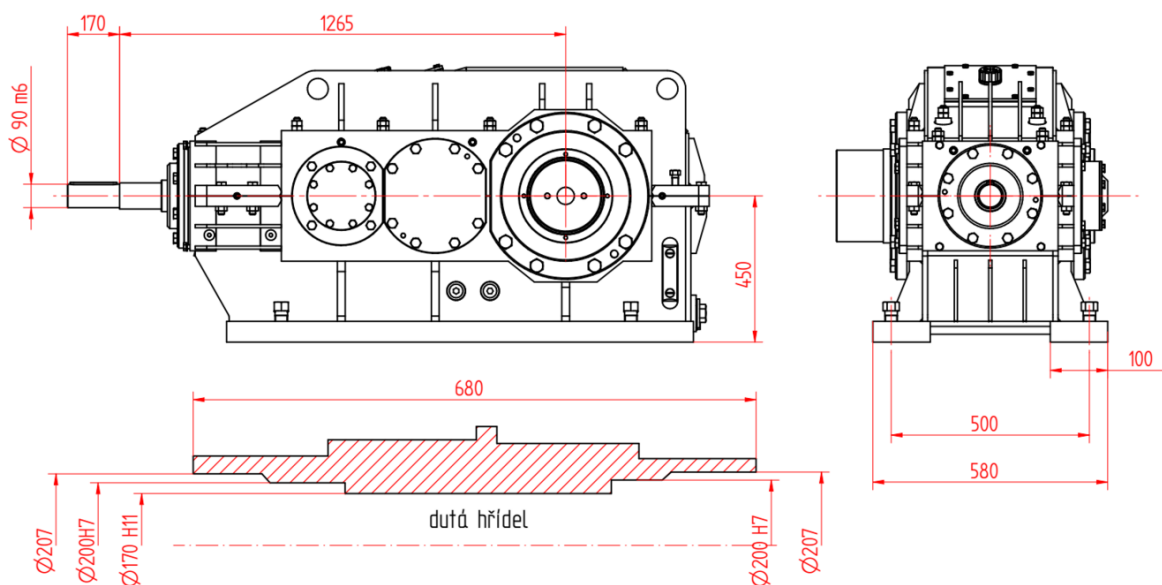
- Efektivní plánování údržby
- Ochrana systému proti kritickým provozním podmínkám
- Prodloužení životnosti a spolehlivosti převodovky
- Snížení nákladů na provoz a údržbu

## 5. Konstrukce kuželočelní převodovky

Následující kapitola je věnována konstrukci kuželočelní převodovky dle zadání od společnosti Wikov. Jsou zde uvedeny základní výpočty jednotlivých komponent. Pro výpočet ozubení, hřídelí a ložisek byl použit program KissSoft ve verzi 03/2013G, pro modelové zpracování a vytvoření výkresové dokumentace program Solid Edge ST7.

### 5.1 Parametry zadání

Typ převodovky.....	kuželočelní
Počet stupňů.....	3
Celkový převod.....	$i_c = 14$
Výkon.....	$P_M = 268 \text{ kW}$
Vstupní otáčky.....	$n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$
Aplikační součinitel.....	$K_a = 1,8$
Viskozita oleje.....	ISO VG 220
Typ skříně.....	svařovaná, osově souměrná
Příslušenství.....	zpětná brzda Ringspann
Výstupní hřídel.....	dutá



Obr. 52. Náčrt přípojovacích rozměrů [Wikov]<sup>3</sup>

<sup>3</sup> Poznámka: Výkonové parametry zadání byly během návrhu pozměněny, rozměry uvedené v náčrtu tedy představují maximální hodnoty, do kterých je nutné se při návrhu vejít.

## 5.2 Koncepční návrh

Vzhledem k požadavkům a možnostem zadávající společnosti byly navrženy tyto vstupní parametry pro další konstrukční zpracování. Jelikož Wikov Gear vlastní výrobní stroje a nástroje na výrobu ozubení Klingelberg, kuželové ozubení prvního stupně bude právě tohoto typu. Pro druhý a třetí stupeň bude využito čelního ozubení se šikmými zuby. Jednotlivá soukolí budou uložena do svařené, osově souměrné skříně za pomoci valivých ložisek. Pro utěsnění hřídelí s ložisky budou použita břitová nebo labyrintová těsnění. Mazání převodovky bude zajištěno rozstříkem oleje, respektive broděním v olejové náplni. Hřídel posledního stupně bude dutá, spojení přípojné hřídele bude zajištěno pomocí rozpěrných kroužků. Součástí převodovky bude zpětná brzda zajišťující chod pouze jedním směrem.

**Tab. 14.** Návrhové parametry převodovky

Prvek	Výsledná varianta	
Typ kuželového ozubení	Klingelberg	Gleason
Typ čelního ozubení	přímé	šikmé
Typ skříně	osově souměrná	
	odlitek	svařenec
Ložiska	valivá	kluzná
Těsnění	břitové	labyrintové
Mazání	tlakové	rozstříkem (broděním)
Druh maziva	ISO VG 220	
Výstupní hřídel	dutá	plná
Zpětná brzda	součástí převodovky	součástí hřídele

### 5.2.1 Rozdělení převodového poměru

Při návrhu převodovky je důležité správně a efektivně rozdělit celkový převod na jednotlivé stupně. Je nutné respektovat jak zadání, tak i tabulkové hodnoty, které předepisuje norma. Převodové číslo pro jedno čelní soukolí bývá maximálně 5, výjimečně i více. Pro kuželové soukolí by převodové číslo nemělo přesáhnout hodnotu 4. [6]

U čelních převodovek bývá první převod zpravidla větší, aby se rychleji snížily otáčky, ale i hmotnost celého převodu. U kuželočelních převodovek se volí převodové číslo kuželového soukolí většinou menší než u následujícího čelního.

Podle požadavku minimální hodnoty některého z parametrů, se může rozdělení provést podle tabulky směrných hodnot pro optimální rozdělení převodového čísla vícestupňové převodovky s tvrzeným ozubením dle Niemanna-Wintera. Pro vícestupňové kuželočelní převodovky je maximální dovolená úchylka celkového převodového poměru 5 %. [7]

**Tab. 15.** Rozdělení převodových čísel složených převodů dle Niemanna-Wintera [7]

Požadavek minimální hodnoty	Optimální rozdělení převodového čísla		
	Dvoustupňový převod	Třístupňový převod	
	$i_I$	$i_{II}$	$i_{III}$
Délky převodovky	$0,80 \sqrt{i}$	$1,10 \sqrt[3]{i}$	$0,8 \sqrt[3]{i}$
Výšky převodovky	$0,75 \sqrt{i}$	$\sqrt[3]{i}$	$0,7 \sqrt[3]{i}$
Hmotnosti soukolí	$\sqrt{i}$	$\sqrt[3]{i}$	$\sqrt[3]{i}$
Objemu převodovky	$0,80 \sqrt{i}$	$1,25 \sqrt[3]{i}$	$0,8 \sqrt[3]{i}$

Vyjde-li celkové převodové číslo větší, než lze přenést jedním soukolím, rozdělí se mezi dva až tři jednoduché převody:  $u = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}$ ;  $z$  – počet zubů.

**Tab. 16.** Dovolené úchytky převodových čísel [7]

Převodovka					
čelní			kuželová	kuželočelní	
$1 \leq i \leq 4,5$	$4,5 \leq i \leq 250$	$i > 250$	$\Sigma = 90^\circ$	dvoustupňová	vícestupňová
$\pm 2,5 \%$	$\pm 4 \%$	$\pm 5 \%$	$\pm 3 \%$	$\pm 4 \%$	$\pm 5 \%$

Rozdělení převodového čísla vychází z výpočtu ozubení. Vstupním parametrem je zadaná osová vzdálenost  $a_{23} = 355 \text{ mm}$ . U vícestupňových převodovek se volí osové vzdálenosti dle vzorce  $a_{23} = a_{21} \cdot \sqrt{2}$ , které se zaokrouhlují na rozumné číslo, nejlépe dle normy. Norma ČSN 03 1014:1976 udává osové vzdálenosti ve dvou řadách.

**Tab. 17.** Vzdálenosti os převodovek dle ČSN 03 1014:1976

1. řada [mm]	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2. řada [mm]	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355
1. řada [mm]	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	-
2. řada [mm]	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	-	-

Osově vzdálenosti tedy jsou:

- $a_{23} = 355 \text{ mm} \rightarrow$  odpovídá hodnotě druhé řady normy
- $a_{12} = \frac{a_{23}}{\sqrt{2}} = 251,02 \text{ mm} \rightarrow$  volím 250 mm dle první řady normy

Dle těchto zvolených osových vzdáleností bude rozdělen převodový poměr a vypočítána jednotlivá ozubení. Výsledný celkový převodový poměr se od požadovaného může lišit maximálně o 5 %. Pro zadaný převodový poměr  $i_c = 14$  se tedy musí výsledný poměr vejít mezi hodnoty  $i_c^* = 13,3 \sim 14,7$ .

U vícestupňových převodovek bývá pravidlem, že velikost jednotlivých převodových stupňů má klesající tendenci. Se zvětšujícím se krouticím momentem narůstá i modul ozubených kol. Vzhledem k daným osovým vzdálenostem, požadavkům na konstrukci a bezpečnost ozubení bylo nemožné tento předpoklad dodržet. První stupeň byl navržen s menším převodovým poměrem kvůli dodržení osových vzdáleností. Druhý stupeň má nejvyšší hodnotu převodového poměru. Následující a zároveň poslední stupeň již splňuje předpoklady klesajícího poměru a rostoucího modulu.

- Převodový poměr prvního (kuželového) stupně  $i_{01} \sim 1,5 \pm 0,3$
- Převodový poměr druhého (čelního) stupně  $i_{12} \sim 3,5 \pm 0,3$
- Převodový poměr třetího (čelního) stupně  $i_{23} \sim 2,8 \pm 0,3$

Z takto definovaných převodových poměrů vzniklo několik variant. Tyto varianty byly následně upravovány a konzultovány se zadavatelem. Vzhledem k zástavbovému prostoru a bezpečnostem ozubení byla vybrána varianta V\_6.

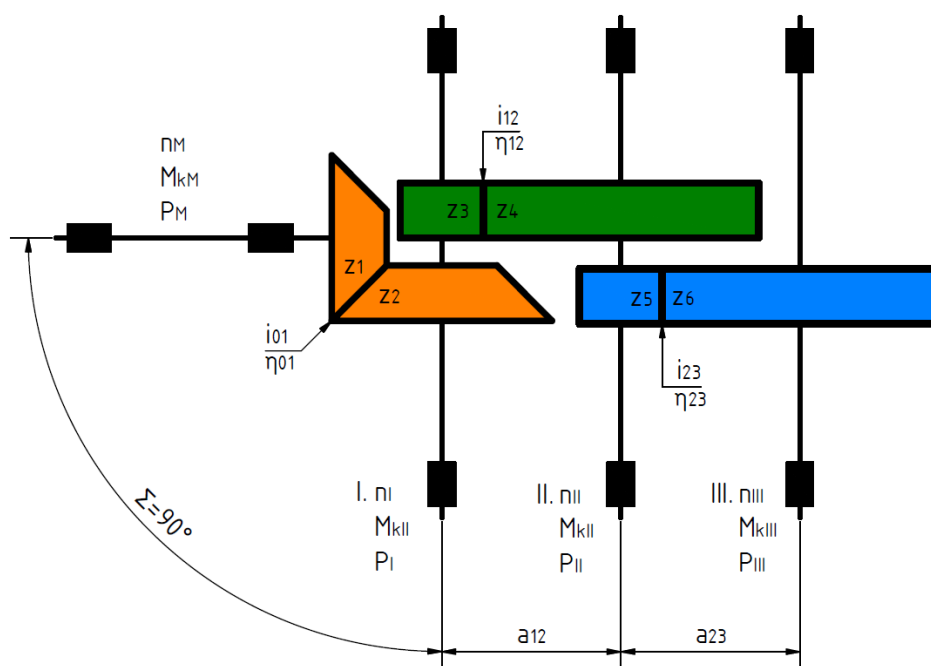
Tab. 18. Varianty rozdělení převodového poměru<sup>4</sup>

Varianta	<del>V_1</del>	<del>V_2</del>	<del>V_3</del>	<del>V_4</del>	<del>V_5</del>	V_6
První stupeň $i_{01}$ [-]	1,455	1,455	1,455	1,455	1,455	1,409
Druhý stupeň $i_{12}$ [-]	3,368	3,409	3,304	3,409	3,409	3,5
Třetí stupeň $i_{23}$ [-]	2,864	2,806	2,864	2,826	2,864	2,864
Celkový požadovaný $i_c$ [-]	14	14	14	14	14	14
Celkový spočítaný $i_c^*$ [-]	14,035	13,918	13,768	14,017	14,206	14,124
Úchylka [%]	0,25	0,58	1,66	0,12	1,47	0,88

<sup>4</sup> Barevné označení převodových stupňů odpovídá grafu koncepčního uspořádání v kapitole 5.2.2

## 5.2.2 Koncepční uspořádání - kinematické schéma

V této kapitole je uvedeno koncepční uspořádání převodovky a základní výkonové parametry. Vypočtené hodnoty vycházejí ze vstupních parametrů zadání a z hodnot běžně používaných pro koncepční výpočet. Jednotlivé parametry budou upřesněny v dalších kapitolách dle výpočtu v programu KissSoft.



**Otáčky:**

$$n_M, n_I, n_{II}, n_{III}$$

**Krouticí moment:**

$$M_{kM}, M_{kI}, M_{kII}, M_{kIII}$$

**Výkon:**

$$P_M, P_I, P_{II}, P_{III}$$

**Účinnost:**

$$\eta_{01}, \eta_{12}, \eta_{23}$$

**Převodový poměr:**

$$i_{01}, i_{12}, i_{23}$$

**Osově vzdálenosti:**

$$a_{12}, a_{23}$$

**Počet zubů:**

$$z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$$

Obr. 53. Koncepční uspořádání

Vstupní otáčky:.....  $n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$  (dle zadání)

Vstupní výkon:.....  $P_M = 268 \text{ kW}$  (dle zadání)

Účinnost soukolí dle literatury [6]:

- Kuželové soukolí:.....  $\eta_{01} = 0,96$
- Čelní soukolí:.....  $\eta_{12} = \eta_{23} = 0,98$

Jednotlivé účinnosti jsou informativní a slouží pouze pro koncepční výpočet.

Přesnější hodnoty budou výsledkem výpočtu ozubení v programu KissSoft.

Pro předběžný návrh byly spočítány výkonové parametry (otáčky, výkon a krouticí moment) pro jednotlivé hřídele. Tyto hodnoty byly použity jako vstupní parametry pro návrh ozubení.

#### Výkonové parametry na vstupní hřídeli H0:

$$n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$P_M = 268 \text{ kW}$$

$$M_{kM} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{P_M}{n_M} = \frac{30000}{\pi} \cdot \frac{268}{1500} = \underline{1706,14 \text{ Nm}} \quad (1)$$

#### Výkonové parametry na první předlokové hřídeli H1:

$$n_I = \frac{n_M}{i_{01}} = \frac{1500}{1,409} = \underline{1064,58 \text{ min}^{-1}} \quad (2)$$

$$P_I = P_M \cdot \eta_{01} = 268 \cdot 0,96 = \underline{257,28 \text{ kW}} \quad (3)$$

$$M_{kI} = M_{kM} \cdot i_{01} \cdot \eta_{01} = 1706,14 \cdot 1,409 \cdot 0,96 = \underline{2307,79 \text{ Nm}} \quad (4)$$

#### Výkonové parametry na druhé předlokové hřídeli H2:

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{1064,58}{3,5} = \underline{304,16 \text{ min}^{-1}} \quad (5)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = 257,28 \cdot 0,98 = \underline{252,13 \text{ kW}} \quad (6)$$

$$M_{kII} = M_{kI} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 2307,79 \cdot 3,5 \cdot 0,98 = \underline{7915,72 \text{ Nm}} \quad (7)$$

#### Výkonové parametry na výstupní hřídeli H3:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{23}} = \frac{304,16}{2,864} = \underline{106,2 \text{ min}^{-1}} \quad (8)$$

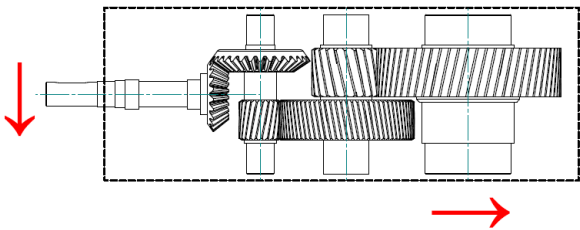
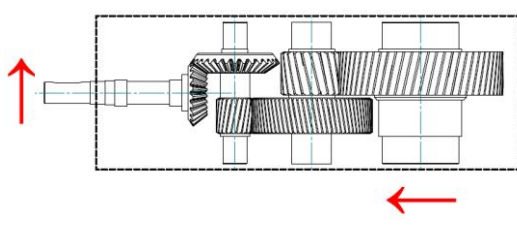
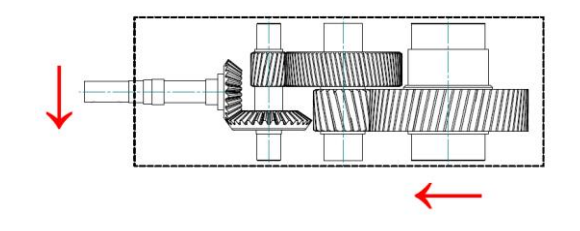
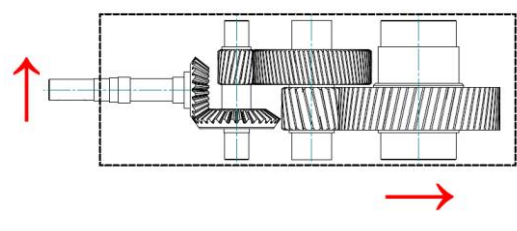
$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{23} = 252,13 \cdot 0,98 = \underline{247,08 \text{ kW}} \quad (9)$$

$$M_{kIII} = M_{kII} \cdot i_{23} \cdot \eta_{23} = 7915,72 \cdot 2,864 \cdot 0,98 = \underline{22217,21 \text{ Nm}} \quad (10)$$

### 5.2.3 Montážní uspořádání převodovky

Koncepční návrh převodovky počítá se souměrnou skříní podle dvou rovin tak, aby bylo možné otočení převodovky kolem osy vstupního pastorku o 180°. Tím bude docíleno možnosti volby směru vstupních a výstupních otáček. V následující tabulce je schematicky uvedeno montážní uspořádání převodovky.

**Tab. 19.** Montážní uspořádání převodovky<sup>5</sup>

A1 (vstup CW, výstup CW)	A2 (vstup CCW, výstup CCW)
	
B1 (vstup CW, výstup CCW)	B2 (vstup CCW, výstup CW)
	

Varianty A1 a B1 (respektive A2 a B2) předpokládají na vstupu otáčení po směru hodinových ručiček (respektive proti směru hodinových ručiček) z pohledu na čelo vstupní hřídele. Otočením převodovky o 180° změníme zástavbu z A1 na B1 (respektive z A2 na B2), čímž dosáhneme změny směru otáčení výstupní hřídele při zachování směru otáčení vstupního pastorku.

Výhodou takto symetrické skříně je možnost konfigurace směru otáčení vstupní a výstupní hřídele dle montážních požadavků bez nutnosti rozebrání a upravení převodového ústrojí.

<sup>5</sup> **CW** = *clockwise* – otáčení ve směru hodinových ručiček  
**CCW** = *counterclockwise* – otáčení proti směru hodinových ručiček



### 5.3 Návrh ozubení

Výpočet ozubení byl proveden v programu KissSoft ve verzi 03/2013G.

V následující tabulce jsou shrnuty parametry pro obecné nastavení a kontrolu výpočtu. Tyto údaje byly poskytnuty společností Wikov Gear v rámci konzultací.

**Tab. 20.** Výpočtové parametry v programu KissSoft <sup>6</sup>

Parametr	Poznámka
<i>Calculation method</i>	- Pro výpočet čelního soukolí se používá norma DIN 3990:1987 Method B nebo ISO 6336:2006 Method B; Norma ISO lépe zohledňuje únavové poškození ozubení  - Pro výpočet kuželového soukolí typu Klingelberg se používá přímo norma od výrobce KN3028 / KN3030 V1.2.
<i>Application factor</i>	Aplikační faktor pro střední přetížitelnost pásové dopravy KA=1,8
<i>Required service life</i>	Hodnota standardně používané životnosti pro výpočty společností Wikov je H=50 000h
<i>Center distance</i>	Osová vzdálenosti se zaokrouhlují na celé číslo nejlépe podle normované řady, pokud to konstrukce dovoluje.
<i>Center distance tolerance</i>	Standardní tolerance osová vzdálenosti dle ISO 286:2010 je H7
<i>Pressure angle at normal section</i>	Normálový úhel $\alpha_n$ se volí 20 nebo 25°
<i>Helix angle at reference circle</i>	Úhel beta se volí menší než 14° kvůli vzrůstajícím axiálním silám na ložiska; Zároveň se volí tak, aby doba trvání záběru byla alespoň $\geq 1$
<i>Facewidth</i>	Šířka pastorku by neměla přesáhnout násobek 1,2* průměru; Standardně se používá 0,4* osová vzdálenost
<i>Accuracy grade</i>	Pro pomaluběžné převodovky se používá stupeň přesnosti 6 dle Q-DIN 3961:1978, což odpovídá broušení (pro kuželové soukolí s modulem $\geq 10$ stupeň přesnosti 7)
<i>Number of teeth</i>	Počet zubů spoluzabírajících kol by měl být lichý a sudý, aby se při záběru nepotkávaly stále stejné zuby. Minimální počet zubů je dán modulem a průměrem kola tak, aby nedocházelo k podřezání.

<sup>6</sup> Jednotlivé parametry jsou uvedeny v anglické jazyce tak, jako v programu KissSoft

<i>Gear material</i>	Standardní materiál pro nové převodovky je 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened ISO 6336-5, core strength $\geq 30\text{HRC}$ ; Cementační ocel poskytuje nejvyšší možnou únosnost
<i>Reference profile</i>	Standardně používaný profil nástroje 1.25/0.25/1.0 dle ISO 53.2:1997 Profile C; Podřezaná pata nástroje, aby při broušení nedocházelo ke vzniku vrubu
<i>Type of oil</i>	Standardně se využívají minerální oleje viskozity od 150 do 460; Nejběžněji používaný je ISO VG 220 pro snížení zadírání a pittingu
<i>Oil temperature</i>	Při mazání broděním se uvažuje teplota $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , při oběhovém mazání s chladičem teplota $45\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Circumferential speed reference circle</i>	Pro hodnoty obvodových rychlostí $\geq 10$ nutno použít tlakové mazání
<i>Transverse contact ratio</i>	Ovlivněno především počtem zubů; Minimální hodnota $\geq 1$ (doporučeno 1,25)
<i>Overlap ratio</i>	Ovlivněno sklonem a šířkou ozubení, Minimálně $\geq 1$ (doporučeno 1,15)
<i>Total contact ratio</i>	Optimální hodnoty $\geq 2,5$
<i>Required safety for tooth root</i>	Bezpečnost vůči únavovému lomu v patě zubu musí být dle normy $\geq 1,4$ (pro kuželové soukolí $\geq 1,6$ )
<i>Required safety for tooth flank</i>	Bezpečnost vůči vzniku únavového poškození boků zubů musí být dle normy $\geq 1$ (pro kuželové soukolí $\geq 1,1$ )
<i>Safety for stress at single tooth contact</i>	Bezpečnost vůči pittingu $\geq 1$
<i>Safety factor for scuffing (flash temperature)</i>	Bezpečnost vůči zadírání (flash temperature) $\geq 1$
<i>Safety factor for scuffing (intg. temperature)</i>	Bezpečnost vůči zadírání $\geq 1,8$
<i>Tooth thickness deviation</i>	Tolerance boku zubů pro pomaluběžné převodovky (vůle v záběru ozubení) DIN 3967 cd25

Další specifické parametry pro jednotlivá soukolí budou dle potřeby popsány v daných kapitolách.

### 5.3.1 Návrh prvního stupně – kuželové soukolí

Pro první stupeň bylo zvoleno kuželové cyklopaloidní ozubení typu Klingenberg s konstantní tloušťkou zubu, převodovým poměrem  $i_{01} = 1,409$  a sklonem zubů  $\beta_m = 35^\circ$ . Materiál pastorku i kola je zvolen 18CrNiMo7-6 (cementované ozubení, kalené a dokončené metodou HPG).

V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry ozubení. Celkový výpis ozubení z programu KissSoft je uveden v příloze.

**Tab. 21.** Parametry soukolí prvního stupně

parametr	První stupeň – kuželové soukolí	
	Gear_1 (pastorek)	Gear_2 (kolo)
Druh ozubení	Klingenberg	
Úhel os $\Sigma$ [°]	90	
Materiál	18CrNiMo7-6	
Počet zubů $z_{1,2}$ [-]	22	31
Převodový poměr $i_{01}$ [-]	1,409	
Modul $m$ [mm]	6,2546	
Úhel záběru $\alpha_n$ [°]	20	
Úhel sklonu zubů $\beta_m$ [°]	35	
Šířka ozubení $b$ [mm]	58	58
Průměry jednotlivých kružnic		
Roztečná kružnice $d_e$ [mm]	201.548	284.000
Hlavová kružnice $d_{ae}$ [mm]	214.059	289.601
Patní kružnice $d_{fe}$ [mm]	191.106	273.311
Jednotlivé bezpečnosti		
Součinitel $\varepsilon_\alpha$ [-]	1.262	
Součinitel $\varepsilon_\beta$ [-]	1.693	
Součinitel $\varepsilon_\gamma$ [-]	2.112	
Součinitel bezpečnosti SF [-]	1.7032	1.7305
Součinitel bezpečnosti SH [-]	1.3125	1.3263
Součinitel bezpečnosti SB [-]	2.1018	
Součinitel bezpečnosti SSint [-]	3.3623	
Silové poměry		
Radiální síla $F_r$ [N]	-871.3	16823.2
Axiální síla $F_a$ [N]	16823.2	-871.3
Normálová síla $F_n$ [N]	26389.7	26389.7

### 5.3.2 Návrh druhého stupně – čelní soukolí

Soukolí druhého stupně bylo navrženo jako šikmé ozubení s převodovým poměrem  $i_{12} = 3,5$  a osovou vzdáleností  $a_{12} = 250 \text{ mm}$ . Nejdůležitější údaje jsou shrnuty v následující tabulce. Celkový výpis ozubení z programu KissSoft je uveden v příloze.

**Tab. 22.** Parametry soukolí druhého stupně

parametr	Druhý stupeň – čelní soukolí	
	Gear_3 (pastorek)	Gear_4 (kolo)
Druh ozubení	šikmé	
Stoupání	Pravé	levé
Materiál	18CrNiMo7-6	
Osová vzdálenost $a_{12}$ [mm]	250	
Počet zubů $z_{1,2}$ [-]	22	77
Převodový poměr $i_{12}$ [-]	3,5	
Modul $m$ [mm]	5	
Úhel záběru $\alpha_n$ [°]	20	
Úhel sklonu zubů $\beta$ [°]	10	
Šířka ozubení $b$ [mm]	115	115
Průměry jednotlivých kružnic		
Roztečná kružnice $d$ [mm]	111.697	390.939
Základní kružnice $d_b$ [mm]	104.770	366.696
Hlavová kružnice $d_a$ [mm]	122.757	397.191
Valivá kružnice $d_w$ [mm]	111.111	388.889
Patní kružnice $d_f$ [mm]	100.309	374.743
Jednotlivé bezpečnosti		
Součinitel $\varepsilon_\alpha$ [-]	1.6738	
Součinitel $\varepsilon_\beta$ [-]	1.2713	
Součinitel $\varepsilon_\gamma$ [-]	2.9451	
Součinitel bezpečnosti SF [-]	1.8768	1.9106
Součinitel bezpečnosti SH [-]	1.1074	1.1508
Součinitel bezpečnosti SB [-]	2.3418	
Součinitel bezpečnosti SSint [-]	2.8660	
Silové poměry		
Radiální síla $F_r$ [N]	(±) 15908.6	
Axiální síla $F_a$ [N]	(±) 7589.9	
Normálová síla $F_n$ [N]	(±) 46513.5	

### 5.3.3 Návrh třetího stupně – čelní soukolí

Soukolí posledního stupně převodovky je navrženo jako čelní soukolí s převodem  $i_{23} = 2,864$  a osovou vzdáleností  $a_{23} = 355 \text{ mm}$ . Z důvodu alespoň částečného vyrovnání axiálních sil má pastorek třetího stupně (Gear\_5) stejný smysl stoupání jako ozubené kolo druhého stupně (Gear\_4). Důležité parametry jsou shrnuty níže v tabulce. Kompletní výpis z programu KissSoft je rovněž uveden v příloze.

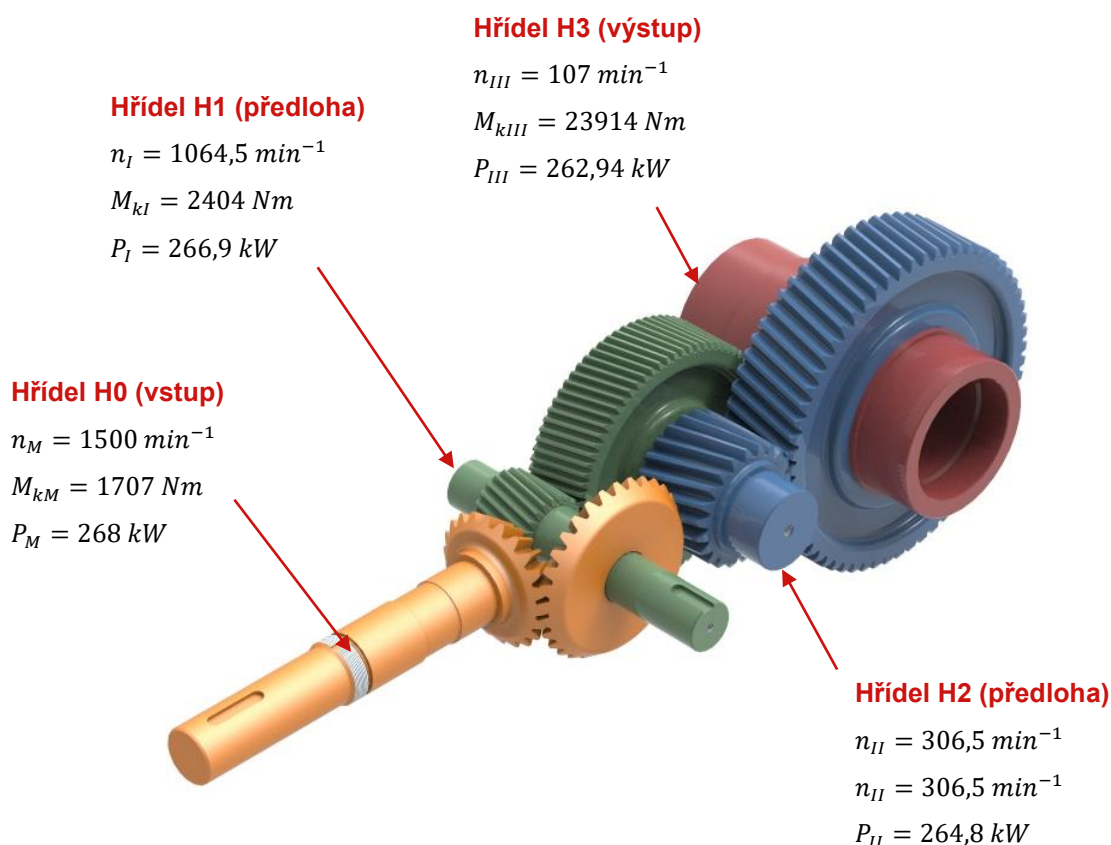
Tab. 23. Parametry soukolí třetího stupně

parametr	Třetí stupeň – čelní soukolí	
	Gear_5 (pastorek)	Gear_6 (kolo)
Druh ozubení	šikmé	
Stoupání	levé	pravé
Materiál	18CrNiMo7-6	
Osová vzdálenost $a_{12} [mm]$	355	
Počet zubů $z_{1,2} [-]$	22	63
Převodový poměr $i_{23} [-]$	2,864	
Modul $m [mm]$	8	
Úhel záběru $\alpha_n [^\circ]$	20	
Úhel sklonu zubů $\beta [^\circ]$	12	
Šířka ozubení $b [mm]$	140	140
Průměry jednotlivých kružnic		
Roztečná kružnice $d [mm]$	179.932	515.260
Základní kružnice $d_b [mm]$	168.636	482.911
Hlavová kružnice $d_a [mm]$	200.605	540.329
Valivá kružnice $d_w [mm]$	183.765	526.235
Patní kružnice $d_f [mm]$	165.671	505.395
Jednotlivé bezpečnosti		
Součinitel $\varepsilon_\alpha [-]$	1.431	
Součinitel $\varepsilon_\beta [-]$	1.158	
Součinitel $\varepsilon_\gamma [-]$	2.589	
Součinitel bezpečnosti SF [-]	1.8716	1.8505
Součinitel bezpečnosti SH [-]	1.1198	1.1566
Součinitel bezpečnosti SB [-]	2.5993	
Součinitel bezpečnosti SSint [-]	3.1216	
Silové poměry		
Radiální síla $F_r [N]$	(±) 34796.1	
Axiální síla $F_a [N]$	(±) 19876.7	
Normálová síla $F_n [N]$	(±) 101736.9	

### 5.3.4 Výkonové parametry – upřesnění

Po dokončení výpočtu ozubení bylo provedeno upřesnění výkonových parametrů podle hodnot výpisu z programu KissSoft. Ten přímo udává účinnosti pro dané soukolí a přepočítává otáčky a krouticí moment pro jednotlivé převodové stupně. Tyto hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Převodový poměr	Otáčky	Krouticí moment	Účinnost soukolí	Výkon
$i_{01} = 1,409$ $i_{12} = 3,5$ $i_{23} = 2,864$	$n_M = 1500 \text{ min}^{-1}$ $n_I = 1064,5 \text{ min}^{-1}$ $n_{II} = 306,5 \text{ min}^{-1}$ $n_{III} = 107 \text{ min}^{-1}$	$M_{kM} = 1707 \text{ Nm}$ $M_{kI} = 2404 \text{ Nm}$ $M_{kII} = 8351 \text{ Nm}$ $M_{kIII} = 23914 \text{ Nm}$	$\eta_{01} = 0,996$ $\eta_{12} = 0,992$ $\eta_{23} = 0,993$	$P_M = 268 \text{ kW}$ $P_I = 266,9 \text{ kW}$ $P_{II} = 264,8 \text{ kW}$ $P_{III} = 262,94 \text{ kW}$



Obr. 54. Vizualizace ozubení

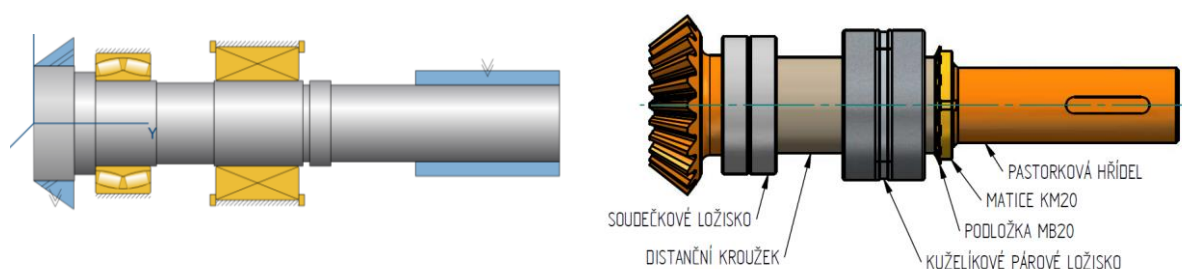
Program KissSoft neumožňuje export modelu kuželového kola se zakřivenými zuby, z tohoto důvodu je pro vizualizaci použito kuželové soukolí se zuby přímými.

## 5.4 Návrh hřídelí a ložisek

Návrh a výpočet hřídelí s ložisky byl proveden společně v programu KissSoft. Na základě výkonových a silových parametrů byly zvoleny minimální průměry hřídelí a předběžné velikosti a typ ložisek. Dále dle požadované životnosti, uložení a rozměrových požadavků byl výpočtový model optimalizován. Zkoumané hodnoty jsou průhyb, napětí a vlastní frekvence hřídele. Dále pak axiální a radiální zatížení ložisek a jejich životnost. Pro jednotlivé hřídele jsou uvedeny základní parametry, kompletní výpis z programu KissSoft je uveden v příloze.

### 5.4.1 Vstupní hřídel H0

Vstupní pastorková hřídel je uložena letmo ve dvou valivých ložiskách. Krouticí moment z motoru (spojky) je přenášen pomocí pera přes hřídel až na kuželové kolo.



Obr. 55. Výpočtový model vstupní hřídele\_H0

Ložisko na levé straně blíže k ozubení je soudečkové ložisko 24120 CC/W33, které slouží k přenesení radiální síly. Výhodou tohoto ložiska je vysoká únosnost a možnost naklonění vlivem průhybu hřídele. Vnitřní kroužek ložiska na levé straně se opírá o hřídel. Z pravé strany je axiálně pojištěn rozpěrným kroužkem. Vnější kroužek není axiálně uložen.

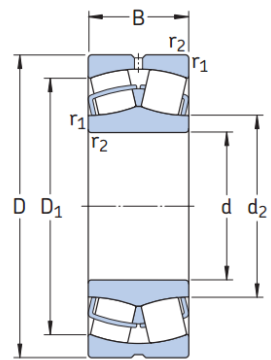
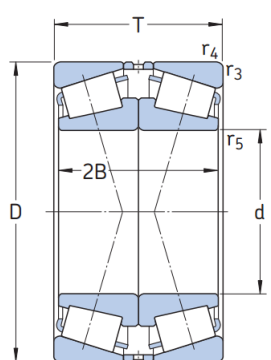
O přenos axiální síly do rámu se stará jednořadé párové kuželíkové ložisko 32220 J2/DF s uložením do „X“, tedy čely k sobě. Výhodou je přesné axiální vedení hřídele, vysoká únosnost a jednoduchá údržba a montáž. Axiální zatížení v daném směru je přenášeno vždy pouze jedním z dvojice ložisek. Při změně směru otáčení vstupního pastorku se obrátí směr působení axiální síly a tím i směr zatížení ložiska. Vnitřní kroužek tohoto ložiska je z levé strany opřen o distanční kroužek, z pravé strany je poté ložisko předepruto pomocí pojistné MB podložky a stahovací KM matice.

Vnější kroužek je zalisován do tělesa pastorku, kde je poté pomocí rozpěrného kroužku axiálně pojištěn víčkem s hřídelovým těsněním.

Materiál pastorkové hřídele je zvolen 18CrNiMo7-6 dle EN. Výpočet je proveden při vstupních otáčkách 1500 ot/min. Ložiska jsou dimenzována minimálně na polovinu životnosti ozubení, tedy alespoň 25 000 hodin pro oba směry otáčení.

Parametry použitých ložisek a vypočtené hodnoty pro oba směry otáčení hřídele jsou shrnuty v následujících tabulkách.

Tab. 24. Parametry použitých ložisek pro vstupní hřídel\_H0 [44]

<b>Soudečkové ložisko</b>		
Označení	<b>24120 CC/W33</b>	
Vnitřní průměr $d$ [mm]	100	
Vnější průměr $D$ [mm]	165	
Šířka $B$ [mm]	65	
Dynamická únosnost $C$ [kN]	455	
Statická únosnost $C_0$ [kN]	640	
Mezní únavové zatížení $P_u$ [kN]	68	
Referenční otáčky $n_{ref}$ [ $min^{-1}$ ]	2400	
Mezní otáčky $n_{mez}$ [ $min^{-1}$ ]	3200	
Hmotnost $m$ [kg]	5,65	
<b>Kuželíkové ložisko (párové)</b>		
Označení	<b>32220 J2/DF</b>	
Vnitřní průměr $d$ [mm]	100	
Vnější průměr $D$ [mm]	180	
Šířka $T$ [mm]	98	
Dynamická únosnost $C$ [kN]	539	
Statická únosnost $C_0$ [kN]	880	
Mezní únavové zatížení $P_u$ [kN]	96,5	
Referenční otáčky $n_{ref}$ [ $min^{-1}$ ]	2200	
Mezní otáčky $n_{mez}$ [ $min^{-1}$ ]	3600	
Hmotnost $m$ [kg]	10,0	



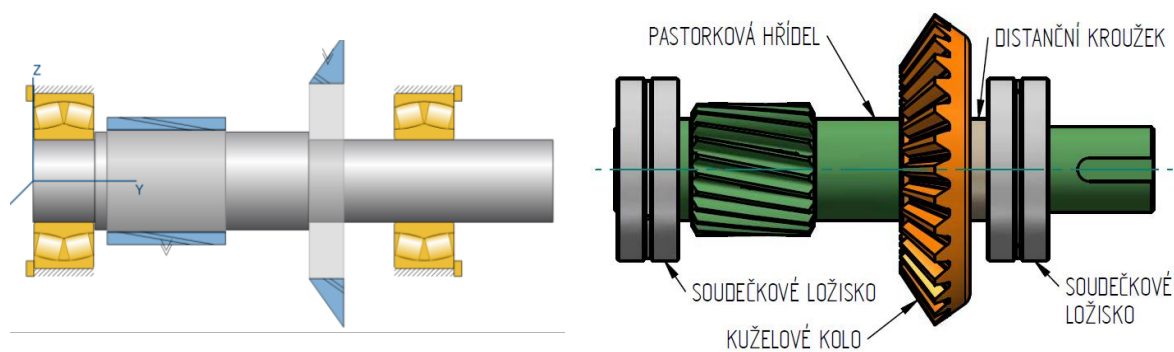
Tab. 25. Kontrolované parametry vstupní hřídele\_H0

Vstupní hřídel_0	CW	CCW
Materiál	18CrNiMo7-6	
Otáčky $n_M$ [ $min^{-1}$ ]	1500	
Krouticí moment $M_{kM}$ [ $Nm$ ]	1706,14	
Maximální průhyb $y_{max}$ [ $\mu m$ ]	94,14	90,45
Maximální napětí $\sigma_{max}$ [ $N/mm^2$ ]	34,32	32,62
Kritické otáčky $n_{krit}$ [ $min^{-1}$ ]	26044,98	
Kritická frekvence $f_{krit}$ [ $Hz$ ]	434,08	
Životnost levého $L_{nh1}$ [ $h$ ]	33820	73818
Životnost pravého ložiska $L_{nh2}$ [ $h$ ]	271659	35402
Minimální životnost $L_{nhmin}$ [ $h$ ]	33820	35402

### 5.4.2 Předloková hřídel H1

Sestava první předlokové hřídele je složena s pastorkové hřídele druhého převodového stupně, která je uložena ve dvou naklápěcích soudečkových ložiskách 22316E. Na hřídeli je nalisováno kuželové kolo prvního stupně. Levé ložisko je nalisováno na hřídel, o kterou se vnitřním kroužkem opírá. Vnější kroužek je poté axiálně zajištěn distančním kroužkem a stažen víčkem. Z pravé strany je ložisko nalisováno na stejném průměru jako kuželové kolo. O vymezení se stará distanční kroužek.

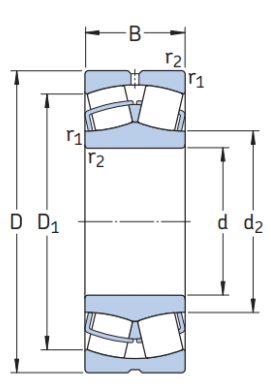
Součástí předlokové hřídele je zpětná brzda, jejíž těleso je upevněno na rám převodovky a společně s vymezovacím kroužkem ložisko axiálně jistí. Konstrukce a uchycení zpětné brzdy bude popsáno v dané kapitole.



Obr. 56. Výpočtový model předlokové hřídele\_H1

**Tab. 26.** Parametry použitých ložisek pro předlohou hřídel\_H1 [44]

<b>Soudečkové ložisko</b>	
Označení	<b>22316E</b>
Vnitřní průměr $d$ [mm]	80
Vnější průměr $D$ [mm]	170
Šířka $B$ [mm]	58
Dynamická únosnost $C$ [kN]	516
Statická únosnost $C_0$ [kN]	530
Mezní únavové zatížení $P_u$ [kN]	54
Referenční otáčky $n_{ref}$ [ $min^{-1}$ ]	3000
Mezní otáčky $n_{mez}$ [ $min^{-1}$ ]	4000
Hmotnost $m$ [kg]	6,6



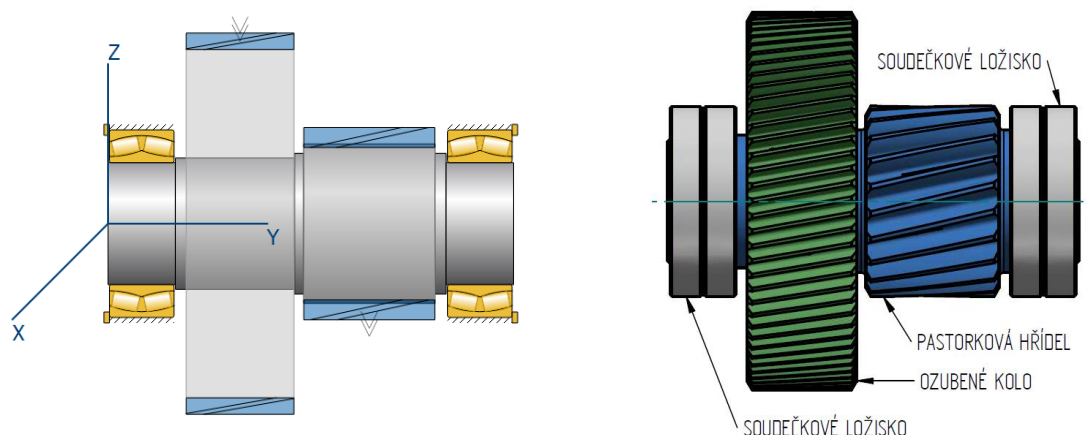
**Tab. 27.** Kontrolované parametry předlohouvé hřídele\_H1

Předlohouvá hřídel_H1	CW	CCW
Materiál	18CrNiMo7-6	
Otáčky $n_l$ [ $min^{-1}$ ]	1065	
Krouticí moment $M_{kIII}$ [Nm]	2403	
Maximální průhyb $y_{max}$ [ $\mu m$ ]	55,84	43,92
Maximální napětí $\sigma_{max}$ [ $N/mm^2$ ]	61,92	57,95
Kritické otáčky $n_{krit}$ [ $min^{-1}$ ]	71066,94	
Kritická frekvence $f_{krit}$ [Hz]	1184,45	
Životnost levého $L_{nh1}$ [h]	188305	276843
Životnost pravého ložiska $L_{nh2}$ [h]	149629	272700

### 5.4.3 Předlohouvá hřídel H2

Na druhé předlohouvé hřídeli je nalisováno ozubené kolo druhého převodového stupně. O přenos sil do rámu se stará dvojice naklápěcích soudečkových ložisek 24026 CC/W33. Vnější kroužek ložisek je axiálně zajištěn pomocí distančního kroužku a víčka uchyceného na rám.

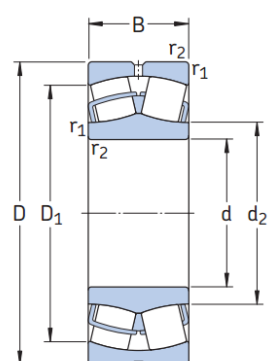
Schéma výpočtového modelu společně s parametry použitých ložisek a výsledných hodnot z programu KissSoft je uvedeno na následující straně.



Obr. 57. Výpočtový model předlokové hřídele\_H2

Tab. 28. Parametry použitých ložisek pro předlohou hřídel\_H2 [44]

Soudečkové ložisko	
Označení	<b>24026 CC/W33</b>
Vnitřní průměr $d$ [mm]	130
Vnější průměr $D$ [mm]	200
Šířka $B$ [mm]	69
Dynamická únosnost $C$ [kN]	540
Statická únosnost $C_0$ [kN]	815
Mezní únavové zatížení $P_u$ [kN]	81,5
Referenční otáčky $n_{ref}$ [ $min^{-1}$ ]	2000
Mezní otáčky $n_{mez}$ [ $min^{-1}$ ]	3000
Hmotnost $m$ [kg]	8,05

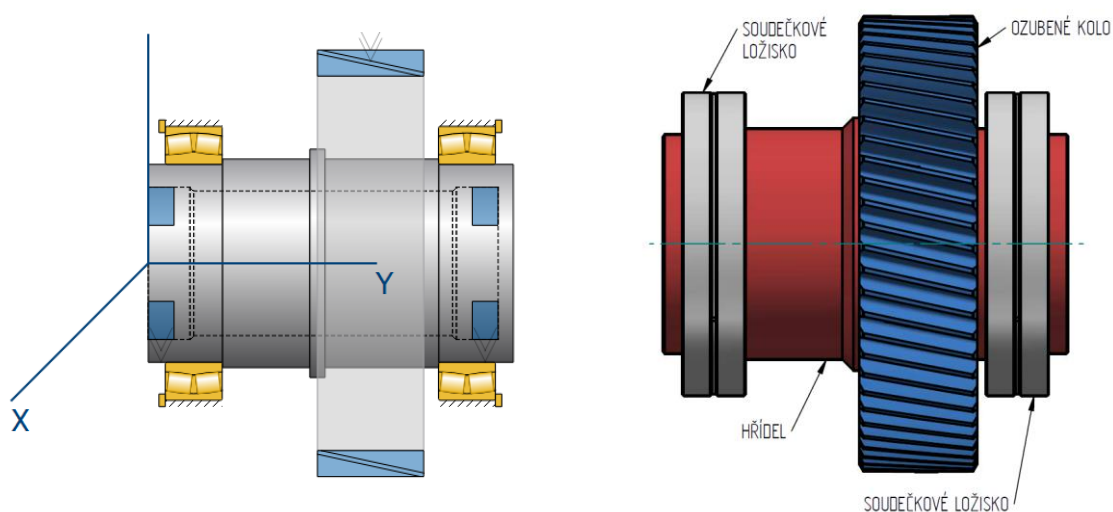


Tab. 29. Kontrolované parametry předlokové hřídele\_H2

Předlohou hřídel_H2	CW	CCW
Materiál	18CrNiMo7-6	
Otáčky $n_{II}$ [ $min^{-1}$ ]	307	
Krouticí moment $M_{kIII}$ [Nm]	8336,2	
Maximální průhyb $y_{max}$ [ $\mu m$ ]	65,72	62,98
Maximální napětí $\sigma_{max}$ [ $N/mm^2$ ]	39,02	34,89
Kritické otáčky $n_{krit}$ [ $min^{-1}$ ]	114964,9	
Kritická frekvence $f_{krit}$ [Hz]	1916,08	
Životnost levého ložiska $L_{nh1}$ [h]	99789	>10000000
Životnost pravého ložiska $L_{nh2}$ [h]	98831	25657

### 5.4.4 Výstupní hřídel H3

Na výstupní duté hřídeli je nalisováno ozubené kolo posledního stupně. Soudečková naklápěcí ložiska 23952 CC/W33 jsou rovněž axiálně pojištěna na vnějším kroužku pomocí distančního kroužku a víčka. Přenos krouticího momentu z duté hřídele je zajištěn pomocí rozpěrných kroužků Ringspann. Pro zajištění maximální těsnosti konstrukce jsou víčka na obou stranách opatřena hřídelovým těsněním.



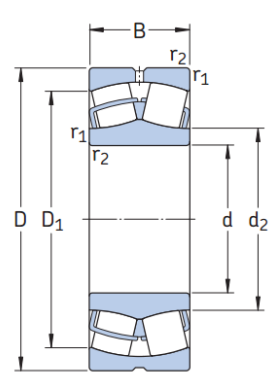
Obr. 58. Výpočtový model výstupní hřídele\_H3

Tab. 30. Kontrolované parametry výstupní hřídele\_H3

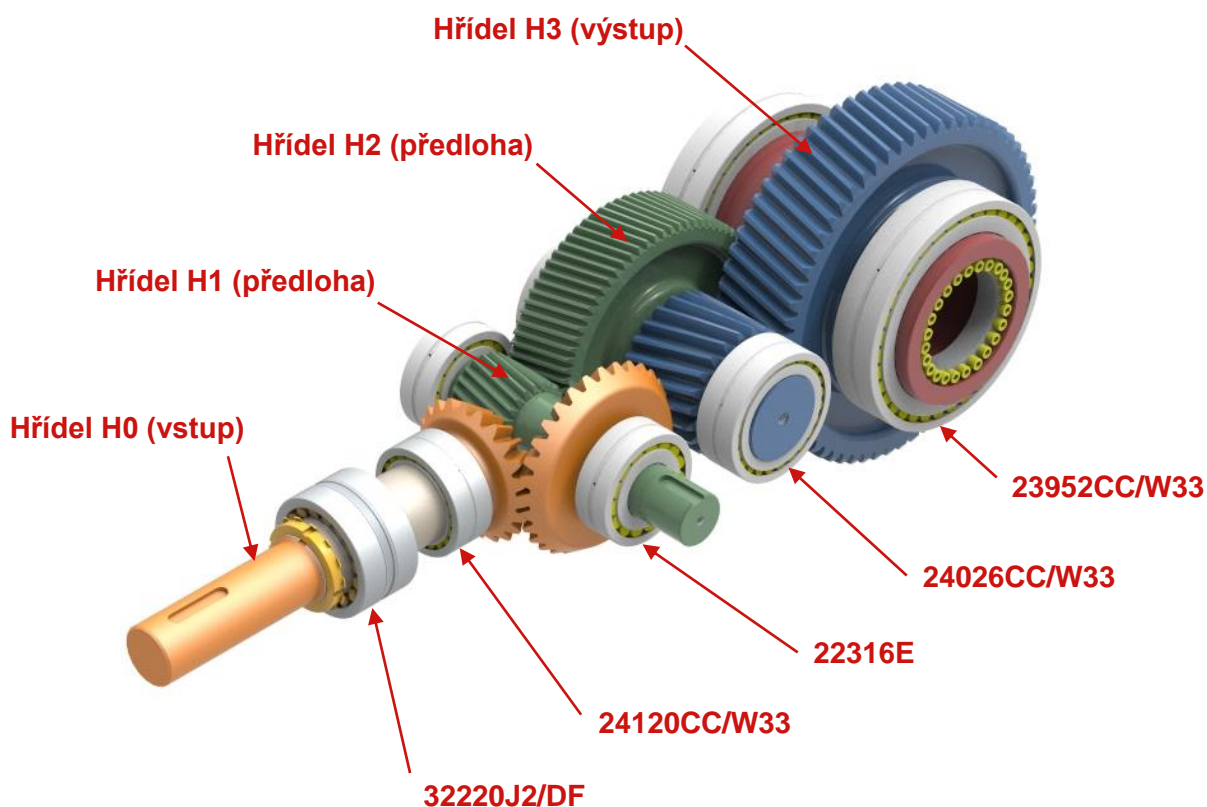
Výstupní hřídel_H3	CW	CCW
Materiál	18CrNiMo7-6	
Otáčky $n_{III}$ [ $min^{-1}$ ]	107	
Krouticí moment $M_{kIII}$ [ $Nm$ ]	23917,9	
Maximální průhyb $y_{max}$ [ $\mu m$ ]	109,54	110,59
Maximální napětí $\sigma_{max}$ [ $N/mm^2$ ]	18,77	20,50
Kritické otáčky $n_{krit}$ [ $min^{-1}$ ]	176621	
Kritická frekvence $f_{krit}$ [ $Hz$ ]	2943,69	
Životnost levého $L_{nh1}$ [ $h$ ]	72382	>10000000
Životnost pravého ložiska $L_{nh2}$ [ $h$ ]	>10000000	47885

Tab. 31. Parametry použitých ložisek pro výstupní hřídel\_H3 [44]

Soudečkové ložisko	
Označení	<b>23952 CC/W33</b>
Vnitřní průměr $d$ [mm]	260
Vnější průměr $D$ [mm]	360
Šířka $B$ [mm]	75
Dynamická únosnost $C$ [kN]	880
Statická únosnost $C_0$ [kN]	1800
Mezní únavové zatížení $P_u$ [kN]	156
Referenční otáčky $n_{ref}$ [ $min^{-1}$ ]	1500
Mezní otáčky $n_{mez}$ [ $min^{-1}$ ]	1900
Hmotnost $m$ [kg]	23,5



Na následujícím obrázku je znázorněna sestava převodových stupňů včetně ložisek. Konstrukce skříně a dalších dílců bude popsána v dalších kapitolách.



Obr. 59. Vizualizace ozubení včetně navržených ložisek

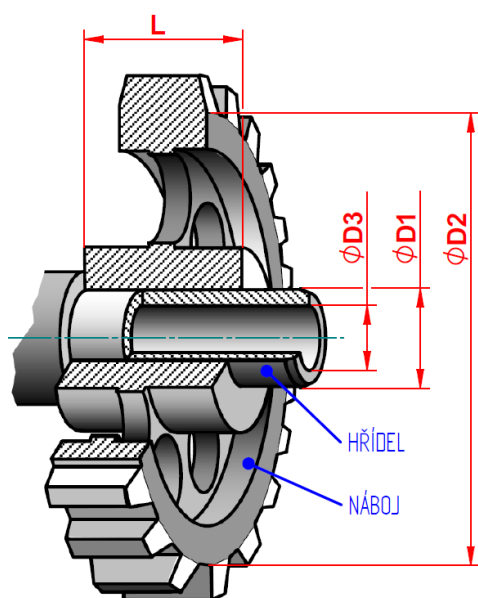
## 5.5 Kontrola lisovaných spojů

Pro spojení ozubených kol s jednotlivými hřídeli byla zvolena metoda lisovaného spoje. Lisovaný spoj musí být správně navržen a následně pevnostně zkontrolován.

Lisování za normální teploty je vhodné pro součásti se stykovou plochou do průměru 50 mm s ohledem na velikost lisovací síly. Z tohoto důvodu bylo navrženo lisování za tepla, při kterém se současně ohřeje náboj a ochladí hřídel. [16]

Spoje lisované za tepla mají větší únosnost a spolehlivost než spoje lisované za normální teploty. Spojení je poté možno uvolnit pomocí silného lisu, nebo rychlým ohřátím náboje se současným ochlazením hřídele, při použití stahovacího přípravku. [16]

Doporučená uložení pro spoje lisované za tepla s ocelovým nábojem, se v literatuře [16] uvádí H7/u6 pro průměr hřídele  $D1 \leq 180 \text{ mm}$  a H7/v6 pro  $D1 \geq 180 \text{ mm}$ . Dle těchto doporučení byla pro jednotlivé spoje zvolena tato uložení:



- Lisovaný spoj 1  
(hřídel H1 + ozubené kolo prvního stupně) →  $\varnothing$  **95 H7/u6**
- Lisovaný spoj 2  
(hřídel H2 + ozubené kolo druhého stupně) →  $\varnothing$  **140 H7/u6**
- Lisovaný spoj 3  
(hřídel H3 + ozubené kolo třetího stupně) →  $\varnothing$  **270 H7/v6**

Obr. 60. Schéma lisovaného spoje [19]<sup>7</sup>

Výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2016, který obsahuje výpočtový modul pro návrh a kontrolu lisovaných spojů.

<sup>7</sup> Jedná se o převzatý a upravený obrázek z literatury [19]

Součinitel bezpečnosti pro všechny lisované spoje je nastaven na  $k = 3$ .

Výsledné hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

**Tab. 32.** Výpočet lisovaných spojů

Označení spoje	Spoj_1 (H1)		Spoj_2 (H2)		Spoj_3 (H3)	
	Náboj	Hřídel	Náboj	Hřídel	Náboj	Hřídel
Požadované zatížení						
Krouticí moment $M_p$ [Nm]	2404		8351		23914	
Součinitel bezpečnosti $k$ [-]	3		3		3	
Rozměry						
Vnější průměr $D_2$ [mm]	284		390		515	
Průměr hřídele $D_1$ [mm]	95		140		270	
Vnitřní průměr $D_3$ [mm]	0		0		190	
Délka spoje $L$ [mm]	64,5		115		140	
Vlastnosti materiálu						
Modul pružnosti v tahu $E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	210 000		210 000		210 000	
Dovolené napětí $\sigma$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1000		1000		1000	
Poissonova konstanta $\mu$ [-]	0,3		0,3		0,3	
Souč. tepelné roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	11 · 10 <sup>-6</sup> (při oteplování); 8,5 · 10 <sup>-6</sup> (při ochlazování)					
Drsnost $Ra$ [μm]	3,2		3,2		3,2	
Uložení						
Označení	H7/u6		H7/u6		H7/v6	
Největší možný přesah [mm]	0,547		0,793		1,557	
Nejmenší možný přesah [mm]	0,085		0,108		0,234	
Největší přesah [mm]	0,146		0,195		0,417	
Nejmenší přesah [mm]	0,089		0,130		0,333	
Teplota						
Rozdíl teplot náboje a hřídele $\Delta T$ [°C]	248,57		210,35		200,36	
Teplota ohřevu $T_{1,2}$ [°C]	(+200)	(-48,57)	(+200)	(-10,35)	(+200)	(-0,36)
Výsledné hodnoty						
Lisovací síla $min/ max$ [kN]	68,260 / 129,629		189,752 / 307,892		330,839 / 421,244	
Stykový tlak $min/ max$ [MPa]	64,472 / 122,436		68,210 / 110,678		50,654 / 64,496	
Zvětšení $D2 min/ max$ [mm]	0,017 / 0,034		0,037 / 0,06		0,094 / 0,119	
Zmenšení $D3 min/ max$ [mm]	0 / 0		0 / 0		0,181 / 0,231	
Max. vypočtený moment [Nm]	2554		10465		35189	
Maximální vypočtená síla [Nm]	53780		149501		260661	
Dovolený tlak v díře náboje [MPa]	530,632		501,565		413,485	
Dovolený tlak na hřídeli [MPa]	1000		1000		252,401	
Minimální délka spáry [mm]	60,69		91,76		95,14	

## 5.6 Konstrukce skříně převodovky

Pro umožnění všech montážních uspořádání popsaných v kapitole 5.2.3 je skříň převodovky navržena souměrná podle dvou rovin. Pro snadné umístění všech komponent je skříň dělená s dělicí rovinou ve výšce 375 mm. Tato hodnota je zvolena dle normy ČSN 03 1009:1979 vzhledem k zástavbovému prostoru.

**Tab. 33.** Výšky os pomaluběžných hřídelí od dosedací plochy dle ČSN 03 1006:1979 (výňatek) [7]

řada	Jmenovité hodnoty [mm]												
1	-	250	-	-	-	315	-	-	-	400	-	-	-
2	-	-	-	280	-	-	-	355	-	-	-	450	-
3	236	-	265	-	300	-	335	-	375	-	425	-	475

Spodní a vrchní díly převodovky jsou identické, dále tedy bude popisován tento díl již jako „těleso skříně“.

Pro upevnění převodovky na rám pohonu je těleso skříně opatřeno po obou stranách přivařenými patkami. Na tyto patky jsou pomocí šroubů upevněny přípojovací lišty. Na zadní straně tělesa je otvor se zátkou pro vypuštění olejové náplně. Dále se zde nachází nahlížecí víčko, jehož součástí je buď olejoznak, nebo odvzdušňovací ventil, podle toho, zda se jedná o spodní či vrchní díl skříně.

Sestava vstupního kuželového pastorku je uložena v samostatném tělese. Celé toto těleso je vsunuto a přišroubováno k tělesu skříně. Při vysunutí tohoto tělesa a zavíčkování vstupního otvoru lze skříň využít pro čelní dvoustupňovou zástavbu. Úpravou, respektive výměnou první předlokové pastorkové hřídele při zachování stejného ozubení dostaneme čelní dvoustupňovou převodovku s převodovým poměrem  $i_c = i_{12} \cdot i_{23} = 10$ .

Součástí skříně je mechanická zpětná brzda, která zajišťuje otáčení pouze jedním směrem. Toto opatření předchází možnému nebezpečí při zastaveném šikmém dopravníku, kde vlivem gravitace přepravovaného materiálu může dojít k posunu pásu proti pohybu přepravy. Konstrukcí zpětné brzdy se zabývá kapitola 5.7.



### 5.6.1 Technologie výroby

Konstrukce skříně vychází z předpokladu kusové výroby, z toho důvodu je navržena jako svařenec. Výchozím materiálem byla zvolena konstrukční ocel ČSN 11 373, která je vhodná ke svařování. Základním konstrukčním prvkem je ocelový plech tloušťky 18, 12 a 10 mm. Ostatní prvky jsou obráběny nebo frézovány.

Při svařování spodní a vrchní části skříně, se nejprve svaří vnitřní svary a provede kapilární zkouška těsnosti. Poté se svaří vnější spoje a přivaří žebra a ostatní díly. Pro svou dostupnost a jednoduchost byla předepsána metoda svařování MAG (svařování tavící se elektrodou v ochranné atmosféře).

Po dokončení následuje žihání. To má za úkol snížit pnutí v materiálu vzniklé během svařování a připravit svařenec pro další obrábění.



**Obr. 61.** Vizualizace tělesa skříně bez dalších prvků

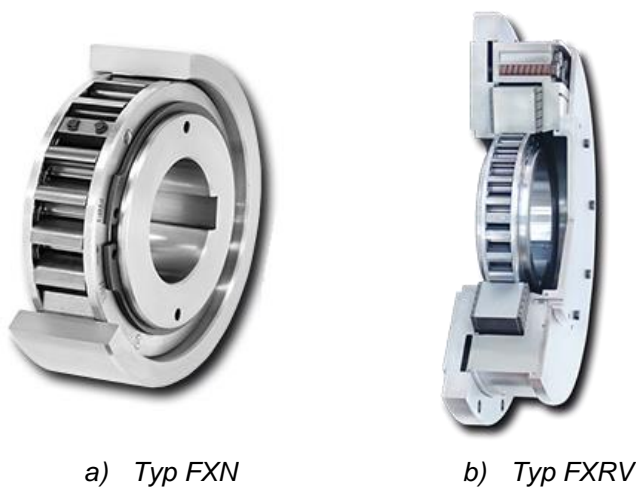
## 5.7 Návrh zpětné brzdy Ringspann

U pohonů pásových dopravníků již bývá pravidlem použití zpětné brzdy. Ta může být součástí spojky, jako samostatná jednotka, nebo jako součást převodovky či uložení hnacího bubnu. Výrobci nabízejí mnoho variant konstrukcí pro dané potřeby a použití.

Zadavatel požadoval, aby zpětná brzda byla přímo součástí převodovky. Z katalogu Ringspann byly vybrány dvě varianty řešení.

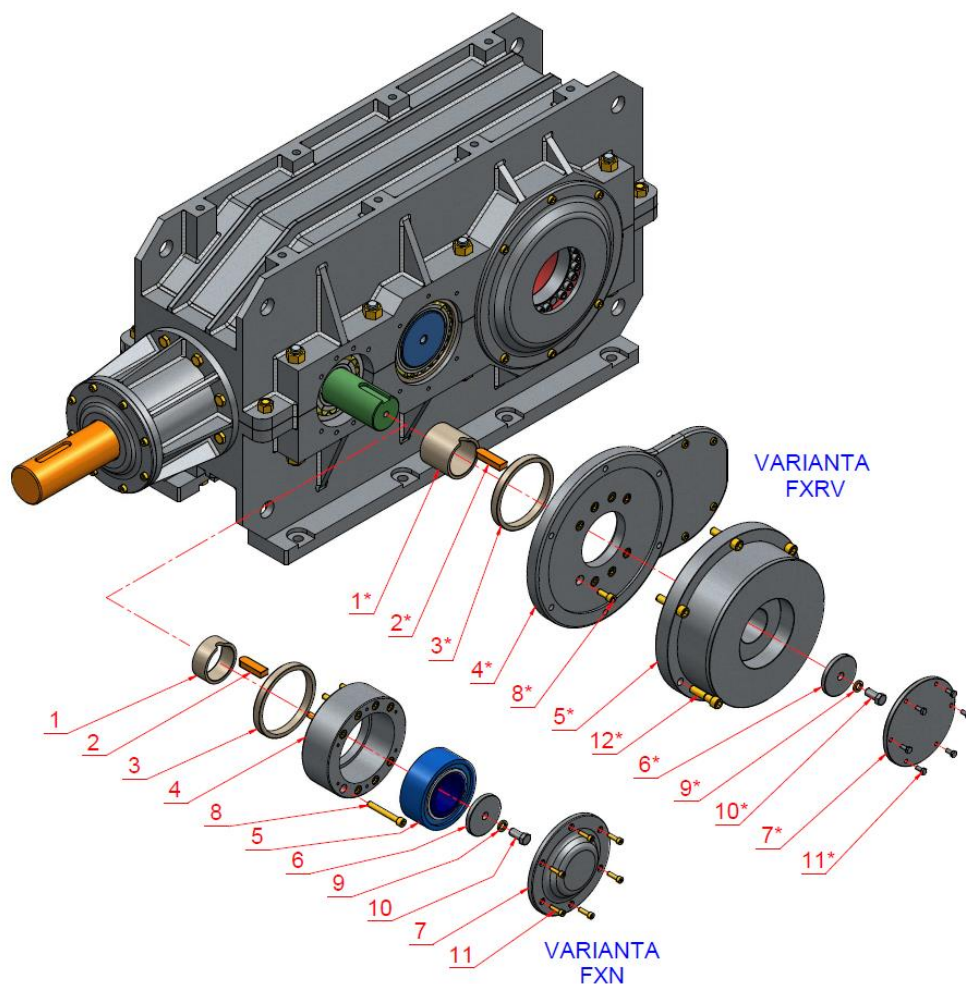
V první variantě je použita zpětná brzda typu FXN bez samostatného ložiska. Vnější kroužek je přechodně uložen v tělese brzdy. Těleso s brzdou je následně nasunuto na předlohovou hřídel s perem a zajištěno šrouby. Prostor mezi tělesem brzdy a vnějším kroužkem ložiska hřídele, respektive vnitřním kroužkem brzdy a vnitřním kroužkem ložiska je vymezen distančním kroužkem. Brzda je poté axiálně zajištěna pomocí šroubu a pojistné desky a zakryta víčkem.

Druhá varianta počítá s použitím zpětné brzdy FXRV, jejíž součástí je volnoběžná spojka s omezovačem momentu. Těleso brzdy je opatřeno přírubou a může být tak upevněno pomocí šestice šroubů přímo na skříň převodovky. Vzhledem k modulárnosti a velikosti připojovacích rozměrů je brzda upevněna na speciální plech. Ten je následně přichycen na tělo převodovky a plní tak současně i funkci víčka ložiska druhé předlohové hřídele. Připojovací rozměry plechu jsou stejné jako pro variantu s brzdou FXN. Katalogové listy použitých brzd jsou uvedeny v příloze.



Obr. 62. Zpětná brzda Ringspann

Jednotlivé prvky pro obě varianty jsou znázorněny a popsány na následujícím schématu. Pro variantu s použitím brzdy FXRV je nutné počítat s delším koncem hřídele.



Obr. 63. Rozpad sestavy zpětné brzdy pro variantu FXN a FXRV

Tab. 34. Popis částí zpětné brzdy pro variantu FXN a FXRV

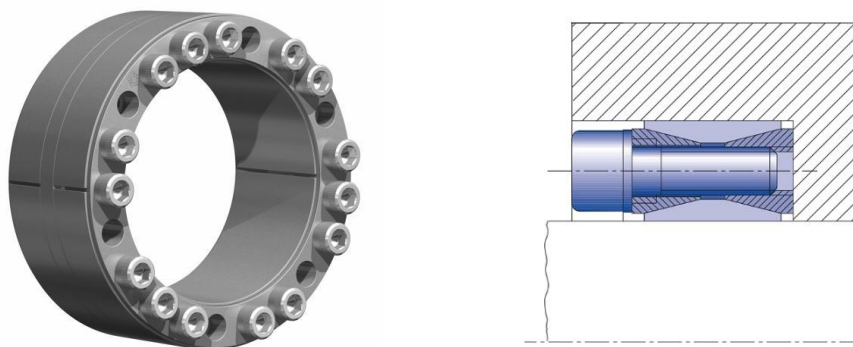
Varianta FXN		Varianta FXRV	
1	Distanční kroužek vnitřní	1*	Distanční kroužek vnitřní
2	Pero 22e7x14 - upravené	2*	Pero 22e7x14 - upravené
3	Distanční kroužek vnější	3*	Distanční kroužek vnější
4	Těleso zpětné brzdy FXN	4*	Připojovací plech zpětné brzdy FXRV
5	Zpětná brzda Ringspann FXN	5*	Zpětná brzda Ringspann FXRV
6	Pojistná deska	6*	Pojistná deska
7	Víčko zpětné brzdy	7*	Víčko zpětné brzdy
8	Šroub M12 ISO 4762	8*	Šroub M12 ISO 4762
9	Pružná podložka 16 DIN 127	9*	Pružná podložka 16 DIN 127
10	Šroub M16 ISO 4018	10*	Šroub M16 ISO 4018
11	Šroub M8 ISO 4762	11*	Šroub M8 ISO 4018 (součást brzdy)
		12*	Šroub M16 ISO 4762

## 5.8 Rozpěrné kroužky

Spojení výstupní duté hřídele s hřídelí stroje je zajištěno pomocí rozpěrných kroužků Ringfeder. Tyto kroužky zajišťují dostatečné silové spojení pro přenos daného krouticího momentu.

Hřídel stroje je vsunuta do duté hřídele převodovky, vystředěna a zajištěna šrouby momentovým klíčem na předepsanou hodnotu.

Dle velikosti přenášeného krouticího momentu a rozměrů duté hřídele bylo navrženo řešení s dvojicí rozpěrných kroužků RINGFEDER RfN 7012-200x150.



Obr. 64. Rozpěrný kroužek Ringfeder

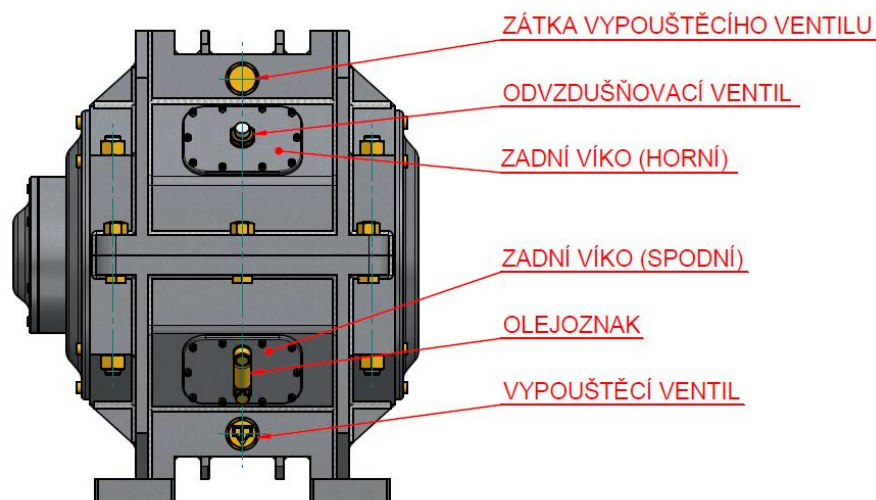
## 5.9 Těsnění

Pro zamezení úniku olejové náplně a současně vniku nečistot z okolí je nutné převodovku vhodně utěsnit. Jako dynamické těsnění vstupního pastorku a výstupní duté hřídele bylo zvoleno břitové hřídelové těsnění SKF pro průmyslové použití. Pro vstupní pastorek ve velikosti 90x120x12 mm a pro dutou hřídel 260x300x20 mm (vnitřní průměr / vnější průměr / šířka). Těsnění jsou zalisována do víček.

Pro utěsnění dělicí roviny, tělesa pastorku a všech víček je použito plošné tekuté těsnění LOCTITE SI 5970. Toto silikonové těsnění je vhodné především pro systémy, kde dochází k vibracím. Je vhodné pro opracované i lité povrchy kovových či plastových dílů. Po 25 minutách se stává nelepivý a vytváří pryžové těsnění.

Odvzdušňovací ventil, vypouštěcí ventil a olejznak jsou dodávány včetně pryžového těsnění.

Na následujícím obrázku je znázorněno jejich umístění na zadní straně převodovky. Jelikož skříň je symetrická podle dvou rovin a umožňuje otočení o 180° kolem osy vstupního pastorku, je nutné zajistit otvory pro jejich montáž na obou stranách skříně. Řešení je znázorněno na následujícím obrázku.



**Obr. 65.** Pohled na zadní stranu převodovky s prvky pro kontrolu olejové náplně

## 5.10 Spojovací prvky

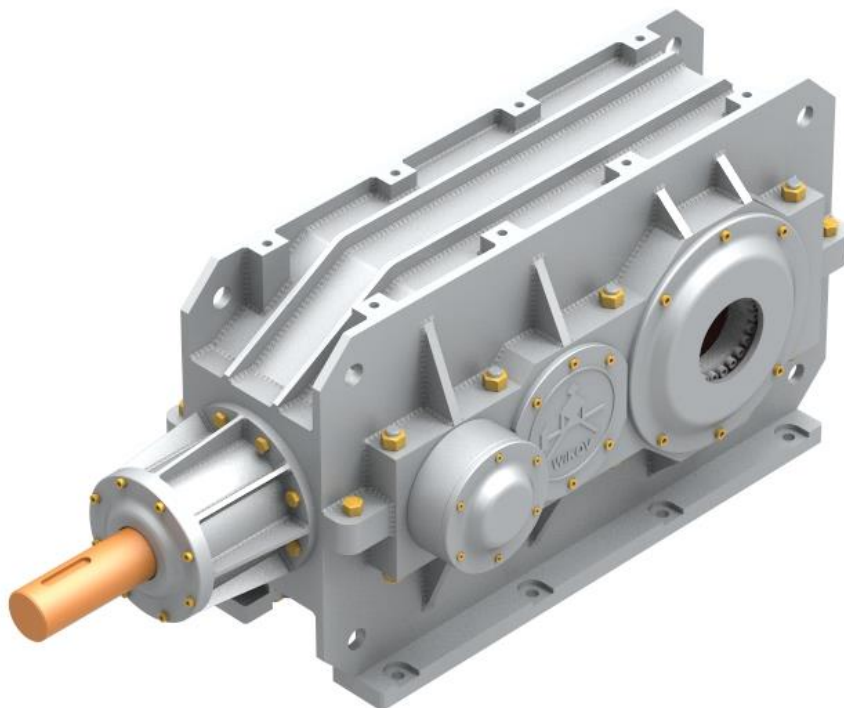
Spojení dílčích částí převodovky je zajištěno pomocí normalizovaných spojovacích prvků. Jsou použity pevnostní šrouby se šestihrannou hlavou ISO 4016, šrouby se šestihrannou hlavou se závitem k hlavě ISO 4018 a šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem ISO 4762.

Jediným nenormalizovaným spojovacím prvkem je svorník zajišťující správné sevření obou částí skříně v dělicí rovině. Tyč z pevnostní oceli ve velikostech 300 a 360 mm je na obou koncích opatřena závitem M24 a sevřena pomocí matic ISO 4032.

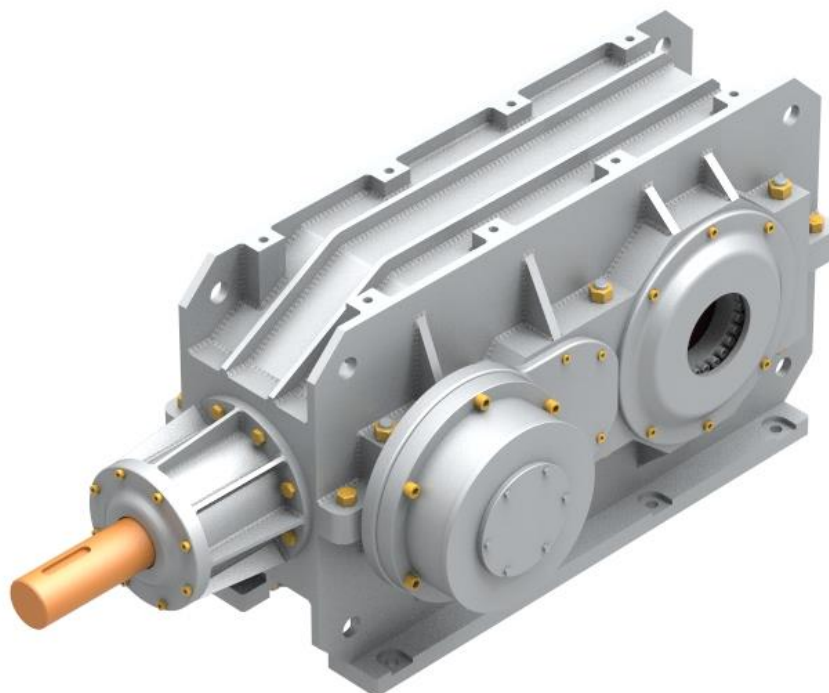
Převodovka je za provozu zatížena vibracemi, proto při finální montáži je nutné všechny šroubové spoje pojistit lepidlem na závity LOCTITE 243. Tím se výrazně sníží riziko možného uvolnění spoje.



## 5.11 Vizualizace navržené převodovky



Obr. 66. Vizualizace převodovky se zpětnou brzdou Ringspann FXN



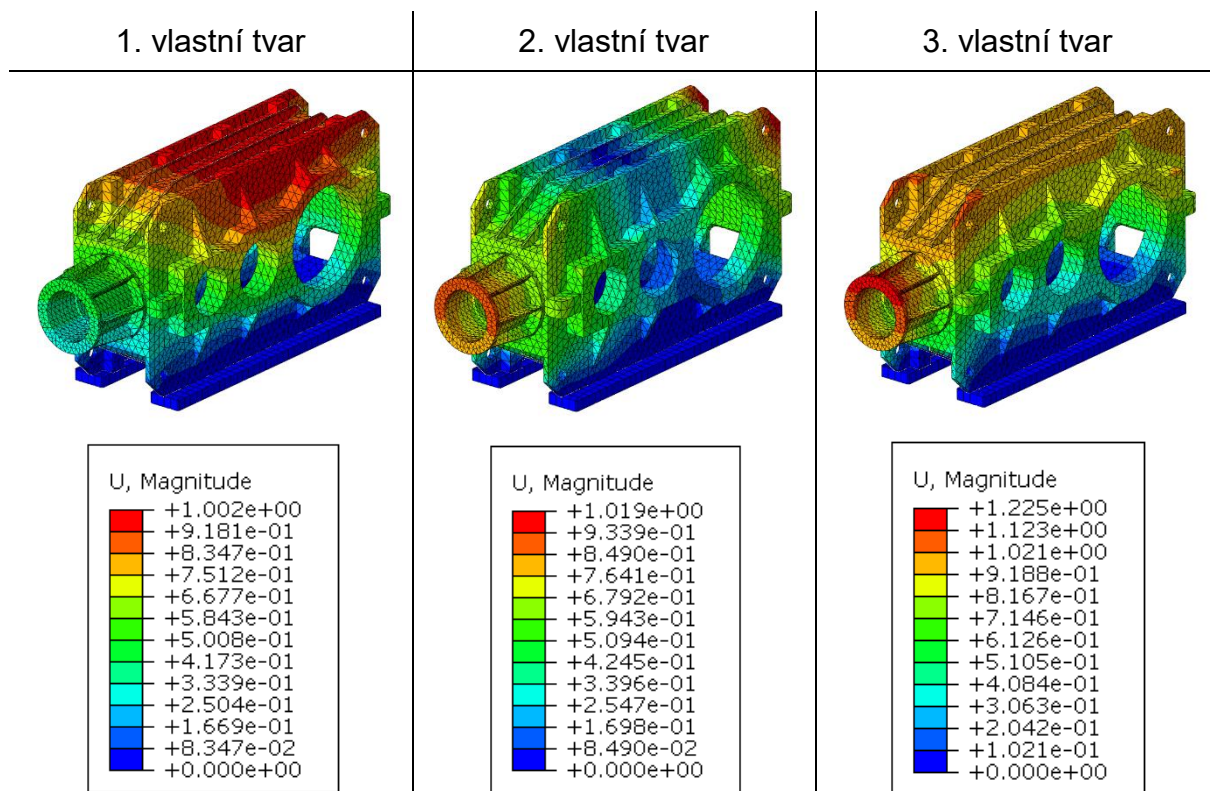
Obr. 67. Vizualizace převodovky se zpětnou brzdou Ringspann FXRV

## 6. Modální analýza

Modální analýza je druh dynamické analýzy, která má velký význam v technické diagnostice. Cílem analýzy je určení vlastních frekvencí, vlastních tvarů a poměrných tlumení. Modální parametry lze získat experimentálně měřením, nebo za použití výpočtových softwarů. V této práci je pro modální analýzu využit program Abaqus.

### 6.1 Modální analýza skříně

Model skříně byl pro výpočet vlastních frekvencí zjednodušen. Z modelu byly odstraněny všechny díry a zaoblení, které by mohly negativně ovlivnit síťování a prodloužit tak dobu výpočtu. Takto upravený model byl importován do programu Abaqus. Zde byly nastaveny vstupní parametry (vlastnosti materiálu, okrajové podmínky, uložení jednotlivých součástí vůči sobě) a proveden výpočet. Výsledkem jsou hodnoty vlastních frekvencí včetně vlastních tvarů skříně převodovky. Tyto hodnoty budou následně porovnány s kritickými frekvencemi rotujících částí v kapitole 6.2. Na následujícím obrázku jsou znázorněny první tři vlastní tvary a hodnoty posuvu.



Obr. 68. Vlastní tvary kmitu

## 6.2 Porovnání frekvencí

Modální analýzou jednotlivých částí a sestav a následným porovnáním vlastních frekvencí se předchází nepříznivým stavům rezonance. Pokud se budicí frekvence blíží vlastním frekvencím systému, dochází k nárůstu působících sil a může tak dojít k poškození celého zařízení.

Při kontrole hřídelí a ložisek v programu KissSoft (kapitola 5.4) byly získány i vlastní frekvence, respektive kritické otáčky pro jednotlivé hřídele. Tyto hodnoty jsou shrnuty v následujících tabulkách.

**Tab. 35.** Vlastní frekvence vstupní hřídele H0

Vlastní frekvence vstupní hřídele H0		
č.	Vlastní frekvence $f$ [Hz]	Kritické otáčky $n_{\text{krit}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	434,08	26044,98
2	2117,45	127047,02
3	2262,74	135764,34

**Tab. 36.** Vlastní frekvence předlohové hřídele H1

Vlastní frekvence předlohové hřídele H1		
č.	Vlastní frekvence $f$ [Hz]	Kritické otáčky $n_{\text{krit}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	1184,45	71066,94
2	2313,91	138834,80
3	3142,55	188553,05

**Tab. 37.** Vlastní frekvence předlohové hřídele H2

Vlastní frekvence předlohové hřídele H2		
č.	Vlastní frekvence $f$ [Hz]	Kritické otáčky $n_{\text{krit}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	1916,08	114964,90
2	3035,68	182140,80
3	4277,68	256660,63

**Tab. 38.** Vlastní frekvence výstupní hřídele H3

Vlastní frekvence výstupní hřídele H3		
č.	Vlastní frekvence $f$ [Hz]	Kritické otáčky $n_{\text{krit}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	2943,69	176621,62
2	3133,92	188035,01
3	3649,15	218948,96



Výsledkem modální analýzy skříně popsané v kapitole 6.1 jsou hodnoty vlastních frekvencí pro první tři vlastní tvary kmitu. Pro snadné porovnání byly frekvence převedeny na kritické otáčky. Tyto hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

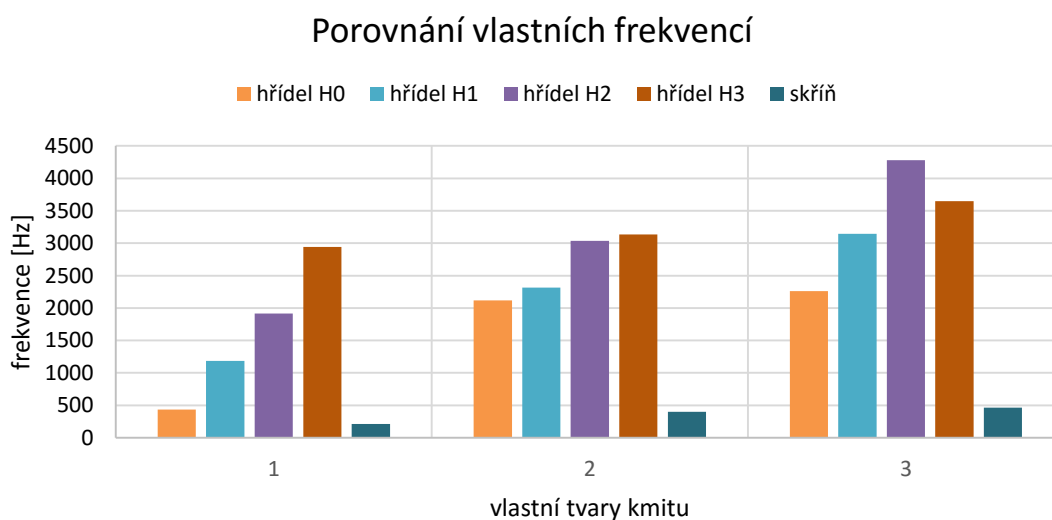
**Tab. 39.** Vlastní frekvence převodové skříně

Vlastní frekvence převodové skříně		
č.	Vlastní frekvence $f$ [Hz]	Kritické otáčky $n_{\text{krit}}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
1	213,25	12795
2	400,28	24016,80
3	461,98	27718,80

Vypočtené kritické otáčky jsou porovnány s pracovními otáčkami rotujících částí převodovky. Pracovní otáčky jednotlivých hřídel se pohybují v rozmezí od  $1500 \text{ min}^{-1}$  (otáčky vstupní hřídele) do  $107 \text{ min}^{-1}$  (otáčky výstupní hřídele).

Z výsledků modální analýzy je patrné, že vlastní frekvence jednotlivých částí jsou od pracovních frekvencí dostatečně vzdálené a nemělo by tak dojít k rezonanci. Pro přesnější posouzení je třeba provést analýzu pro všechny součásti jednotlivě a následně pro sestavu jako celek.

Hodnoty vlastních frekvencí pro jednotlivé hřídele a skříně jsou znázorněny na následujícím grafu.



## 7. Závěr

Cílem práce bylo seznámit se s problematikou pohonů pásových dopravníků a provést koncepční návrh kuželočelní převodovky dle zadání od společnosti Wikov Gear s.r.o..

Úvodní kapitola rešerše je věnována charakteristice pásové dopravy a základnímu rozdělení pásových dopravníků a jejich pohonů. V další části jsou uvedeny a stručně popsány základní části dopravníkové tratě a pohonné stanice. Největší část práce se však zabývá popisem a následným koncepčním návrhem kuželočelní převodovky. Jsou zde uvedeny jednotlivé části převodovky a jejich použití. Velký prostor je zde věnován ozubení. Jsou zde uvedeny jednotlivé typy ozubení, jejich výroba a následné tepelné a chemicko-tepelné zpracování.

Součástí rešerše je i srovnání kuželočelních převodovek pro pásové dopravníky největších světových výrobců. Vytipované převodovky byly porovnány dle výkonových a rozměrových parametrů. Toto porovnání slouží jako přehled konkurenčních výrobků pro zadávající společnost.

Koncepční návrh kuželočelní převodovky vychází ze zadání od společnosti Wikov Gear s.r.o.. Dle rozměrových a výkonových parametrů bylo sestaveno kinematické schéma a uspořádání převodovky. Následně byl proveden návrh rozložení převodového poměru do jednotlivých stupňů a výpočet ozubení včetně kontroly bezpečnosti v programu KissSoft. Pro vypočtené ozubení byly navrženy hřídele s ložisky a opět provedena jejich kontrola v programu KissSoft. Vzhledem k možnosti několika zástavbových variant ozubení byla ložiska dimenzována na polovinu životnosti ozubení pro oba směry otáčení hřídelí. Následně byla provedena kontrola lisovaných spojů, návrh zpětné brzdy a dalších prvků.

Celá převodovka byla vymodelována a vytvořena k ní výkresová dokumentace v programu Solid Edge. Výsledný model skříně byl upraven a importován do programu Abaqus, kde byla provedena modální analýza. Vlastní frekvence skříně byly porovnány s vlastními frekvencemi rotujících částí převodovky. Jelikož jsou si frekvence vzdáleny, nemělo by dojít k rezonanci.

Všechny body zadání byly splněny. Práce přinesla autorovi mnoho nových informací a zkušeností a byla tak velkým přínosem do budoucí praxe.

## Seznam použitých symbolů<sup>8</sup>

Symbol	Název	Jednotka
$\alpha_n$	Úhel záběru v normálním směru	[°]
$\alpha_t$	Úhel záběru v čelním směru	[°]
$\beta$	Úhel sklonu zubu	[°]
$\pi$	Ludolfovo číslo	–
$\mu$	Součinitel tření	–
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]
$\eta_{01}$	Účinnost prvního soukolí	–
$\eta_{12}$	Účinnost druhého soukolí	–
$\eta_{23}$	Účinnost třetího soukolí	–
$a_{12}$	Osová vzdálenost mezi prvním a druhým stupněm	[mm]
$a_{23}$	Osová vzdálenost mezi druhým a třetím stupněm	[mm]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_t$	Radiální síla	[N]
$F_n$	Normálová síla	[N]
$F_r$	Radiální síla	[N]
$f$	Vlastní frekvence	[Hz]
$i_{01}$	Převodový poměr prvního soukolí	–
$i_{12}$	Převodový poměr druhého soukolí	–
$i_{23}$	Převodový poměr třetího soukolí	–
$i_c$	Celkový převodový poměr	–
$i_c^*$	Požadovaný celkový poměr	–
$M_{kM}$	Krouticí moment na vstupní hřídeli	[Nm]
$M_{kI}$	Krouticí moment na první předlohové hřídeli	[Nm]
$M_{kII}$	Krouticí moment na druhé předlohové hřídeli	[Nm]
$M_{kIII}$	Krouticí moment na výstupní hřídeli	[Nm]
$n_M$	Otáčky vstupní hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_I$	Otáčky první předlohové hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{II}$	Otáčky druhé předlohové hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{III}$	Otáčky výstupní hřídele	[min <sup>-1</sup> ]
$n_{krit}$	Kritické otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$P_M$	Výkon na vstupní hřídeli	[kW]
$P_I$	Výkon na první předlohové hřídeli	[kW]
$P_{II}$	Výkon na druhé předlohové hřídeli	[kW]
$P_{III}$	Výkon na výstupní hřídeli	[kW]

<sup>8</sup> Symboly použité přímo v textu práce. Ostatní symboly jsou uvedeny v daných přílohách.

## Seznam použité literatury

- [1] SKOPAL, Vlastimil, Jindřich ADÁMEK a Mojmír HOFÍREK. *Stavba a provoz strojů IV: konstrukční uspořádání, provoz a údržba*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1982.
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1988.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Vyd. 1. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979.
- [4] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: mechanické převody*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01934-9.
- [6] KUGL, Otmar, HOUKAL, Jiří, Pavel TOMEK a Jiří ZÍMA. *PROJEKT-III.ročník*; Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-03205-1.
- [7] KŘÍŽ, Rudolf; *Strojnické tabulky II. Pohony*; Ostrava: Vydavatelství MONTANEX, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [8] BOLEK, Alfred. *Části strojů*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963.
- [9] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra 1*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1999. Edice strojaře. ISBN 80-7226-055-3.
- [10] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra 2*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-7226-202-5.
- [11] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka-svazek 5*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-85827-59-X.
- [12] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka-svazek 6*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1995. ISBN 80-85827-88-3.
- [13] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka-svazek 7*. Vyd. 1. Praha: Scientia, 1996. ISBN 80-7183-024-0.

- [14] BETKA, Čeněk. *Materiál a tepelné zpracování ozubených kol*. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965.
- [15] POŽÁR, Roman. *Rozvoj materiálového poškození při záběru ozubených kol a jeho vizualizace*. Brno, 2009. Diplomová práce. Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Michal Černý, CSc.
- [16] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [17] KRYŠKA, M. *Pohony pásových dopravníků*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [18] HEJL, Ivan. *Návrh metodiky optimální konstrukce šnekové převodovky v systému Pro/Engineer a Pro/Mechanica, zohledňující veškeré provozní podmínky, při vysoké životnosti a spolehlivosti*. Brno, 2004. Zkrácená verze Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [19] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost IIA – Přednášky*. Dostupné na: <http://pruznost.unas.cz/>
- [20] Dostupné na: <http://www.wikov.com/cs> [cit. 2016-7-16]
- [21] Dostupné na: [http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/vyuziti\\_uhli.html](http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/vyuziti_uhli.html) [cit. 2016-7-16]
- [22] Dostupné na: [http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04\\_castistrojuumoznujicipohyb\\_spojky.pdf](http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-str-11.04_castistrojuumoznujicipohyb_spojky.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [23] Dostupné na: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojka\\_\(stroj\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/Spojka_(stroj)) [cit. 2016-7-16]
- [24] Dostupné na: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/> [cit. 2016-7-16]
- [25] Dostupné na: [http://www.kst.tul.cz/podklady/casti\\_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf](http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [26] Dostupné na: [http://old.vscht.cz/met/stranky/vyuka/labcv/labor/fm\\_tepelne\\_zprac\\_oceli/teorie2.htm](http://old.vscht.cz/met/stranky/vyuka/labcv/labor/fm_tepelne_zprac_oceli/teorie2.htm) [cit. 2016-7-16]
- [27] Dostupné na: <http://techstroj.g6.cz/T/T04.pdf> [cit. 2016-7-16]

- [28] Dostupné na: <http://www.xtek.com/pdf/wp-gear-failures.pdf> [cit. 2016-7-16]
- [29] Dostupné na: [http://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/2\\_6.pdf](http://nptel.ac.in/courses/112106137/pdf/2_6.pdf)  
[cit. 2016-7-16]
- [30] Dostupné na: <http://www.mechmol.com/gear-failure.html> [cit. 2016-7-16]
- [31] Dostupné na:  
[http://www.rexnord.com/ContentItems/TechLibrary/Documents/108-010\\_Failure-Analysis-Gears,-Shafts,-Bearings](http://www.rexnord.com/ContentItems/TechLibrary/Documents/108-010_Failure-Analysis-Gears,-Shafts,-Bearings), [cit. 2016-7-16]
- [32] Dostupné na: <http://e-konstrukter.cz/novinka/labyrintove-tesneni>  
[cit. 2016-7-16]
- [33] Dostupné na: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/types-of-seals/index.html> [cit. 2016-7-16]
- [34] Dostupné na:  
[http://tss-static.com/remotemediamedia/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rotary\\_cz.pdf](http://tss-static.com/remotemediamedia/globalformastercontent/downloadsautomaticlycreatedbyscript/catalogs/rotary_cz.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [35] Dostupné na: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/application-of-bearings/sealing-arrangements/external-seals/index.html> [cit. 2016-7-16]
- [36] Dostupné na: <http://kds.vsb.cz/mhd/poruchy-prevodovky.htm> [cit. 2016-7-16]
- [37] Dostupné na: [http://www.rubena.eu/underwood/download/files/tesnici-prvky\\_2015.pdf](http://www.rubena.eu/underwood/download/files/tesnici-prvky_2015.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [38] Dostupné na:  
[http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\\_2006/prezentace\\_4r\\_sevcik.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r_2006/prezentace_4r_sevcik.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [39] Dostupné na: <http://www.ostroj.cz/pasove-dopravniky> [cit. 2016-7-16]
- [40] Dostupné na: [http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/cv/cvika\\_komplet\\_podklady%2009-10.pdf](http://www.fsiforum.cz/upload/soubory/databaze-predmetu/6KT/cv/cvika_komplet_podklady%2009-10.pdf) [cit. 2016-7-16]
- [41] Dostupné na:  
[http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/sablony/SPS\\_II/VY\\_32\\_INOVAC\\_E\\_C-07-16.pdf](http://www.strojka.opava.cz/UserFiles/File/sablony/SPS_II/VY_32_INOVAC_E_C-07-16.pdf) [cit. 2016-7-16]

- [42] Dostupné na: <http://www.emersonbearing.com/> [cit. 2016-7-16]
- [43] Dostupné na: [http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/vyuziti\\_uhli.html](http://geologie.vsb.cz/loziska/suroviny/vyuziti_uhli.html) [cit. 2016-7-16]
- [44] Dostupné na: <http://www.skf.com/> [cit. 2016-7-16]
- [45] Dostupné na: <http://www.transroll.cz/> [cit. 2016-7-16]
- [46] Dostupné na: <http://construction.sandvik.com/en/> [cit. 2016-7-16]
- [50] Katalogový list Wikov Gear s.r.o. [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.wikov.com/>
- [51] Katalogový list Siemens-Flender [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.industry.siemens.com/drives/global/en/gear-units/pages/default.aspx>
- [52] Katalogový list SEW Eurodrive [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.sew-eurodrive.cz/>
- [53] Katalogový list Benzlers [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.benzlers.com/>
- [54] Katalogový list David Brown [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.davidbrown.com/>
- [55] Katalogový list Bonfiglioli [cit. 2016-7-16]  
Dostupné na: <http://www.bonfiglioli.com/en/>



## Seznam příloh

### Seznam tištěných příloh

- Příloha 1. Klasifikace sypkých materiálů dle FEM [4]
- Příloha 2. Rozdělení ozubených kol [8]
- Příloha 3. Geometrie soukolí s přímými zuby [7]
- Příloha 4. Geometrie soukolí se šikmými zuby [7]
- Příloha 5. Parametry ozubených kol s ozubením N nebo VN [7]
- Příloha 6. Materiály na ozubená kola a jejich vlastnosti (vybrané materiály na čelní a kuželová kola dle ČSN 01 4686/5:1988) [7]
- Příloha 7. Doporučené tloušťky vrstev povrchově tvrzených ozubených kol [7]
- Příloha 8. Hodnoty modulů valivých soukolí dle ISO 54:1977 (ČSN 01 4608:1978) [7]
- Příloha 9. Katalogový list zpětné brzdy Ringspann FXN
- Příloha 10. Katalogový list zpětné brzdy Ringspann FXRV

### Technická dokumentace

- Příloha 11. Srovnání (benchmarking) 2-stupňové kuželočelní převodovky
- Příloha 12. Srovnání (benchmarking) 3-stupňové kuželočelní převodovky
- Příloha 13. Srovnání (benchmarking) 4-stupňové kuželočelní převodovky
- Příloha 14. A0-S1-001 Výkres sestavy převodovky „Bevel-Helical 268kW“
- Příloha 15. A0-S1-001-K Kusovník sestavy převodovky „Bevel-Helical 268kW“
- Příloha 16. A3-010 Výrobní výkres předlohové hřídele H2

### Seznam netištěných příloh

- Příloha 17. Výpis výpočtu ozubení z programu KissSoft
- Příloha 18. Výpis výpočtu hřídelí z programu KissSoft

## Seznam obrázků

<b>Obr. 1.</b> Schéma pásového dopravníku .....	15
<b>Obr. 2.</b> Schéma pohonu pásového dopravníku [6] .....	15
<b>Obr. 3.</b> Konstrukční provedení válečku [45] .....	17
<b>Obr. 4.</b> a) čistič pásu, b) stěrač pásu [46].....	19
<b>Obr. 5.</b> Dopravníková váha [46] .....	19
<b>Obr. 6.</b> Pohonná stanice dopravníku [39].....	20
<b>Obr. 7.</b> Umístění zpětné brzdy [24] .....	25
<b>Obr. 8.</b> Soukolí válcová (čelní) [24] .....	28
<b>Obr. 9.</b> Prostorové znázornění silových složek působících na čelní ozubení [24] ....	28
<b>Obr. 10.</b> Věvec kuželových kol tvar I. [7].....	30
<b>Obr. 11.</b> Věvec kuželových kol tvar II. [7].....	30
<b>Obr. 12.</b> Věvec kuželových kol tvar III. [7].....	31
<b>Obr. 13.</b> Druhy kuželových kol [7] .....	33
<b>Obr. 14.</b> Prostorové znázornění silových složek působících na kuželové ozubení [24] .....	34
<b>Obr. 15.</b> Nástroje na frézování ozubení dělicím způsobem [13].....	35
<b>Obr. 16.</b> Záběr odvalovací frézy s obráběným kolem [13].....	36
<b>Obr. 17.</b> Výroba ozubených kol obrážením odvalovacím způsobem [13].....	37
<b>Obr. 18.</b> Výroba kuželových kol frézováním [13] .....	38
<b>Obr. 19.</b> Výroba kuželových kol obrážením [13].....	39
<b>Obr. 20.</b> Výroba kuželových kol kruhovým protahovákem [13].....	40
<b>Obr. 21.</b> Frézování kuželových kol metodou Gleason [13] .....	40
<b>Obr. 22.</b> Frézování kuželových kol metodou Oerlikon [13].....	41
<b>Obr. 23.</b> Frézování kuželových kol metodou Klingelnberg [13] .....	42
<b>Obr. 24.</b> Záběr ševingovacího a obráběného kola [13] .....	42
<b>Obr. 25.</b> Broušení ozubených kol tvarovými kotouči [13].....	43
<b>Obr. 26.</b> Odvalovací broušení ozubených kol [13].....	44
<b>Obr. 27.</b> Broušení ozubených kol odvalovacím kontinuálním způsobem [11] .....	44
<b>Obr. 28.</b> Kovová kluzná pouzdra [9] .....	55
<b>Obr. 29.</b> Valivá ložiska [42,9].....	56
<b>Obr. 30.</b> Porovnání zatížitelnosti v závislosti na rychlosti ložisek s přibližně stejnou velikostí [12].....	57
<b>Obr. 31.</b> Břítové těsnění (Gufero) [34,32] .....	59
<b>Obr. 32.</b> Kazetové těsnění [34].....	59
<b>Obr. 33.</b> Plstěné kroužky [9] .....	60
<b>Obr. 34.</b> Labyrintové těsnění [9,32] .....	60
<b>Obr. 35.</b> Štěrbínové těsnění [9] .....	61
<b>Obr. 36.</b> Plechové odstříkovací kroužky [9] .....	61
<b>Obr. 37.</b> Prvotní výběr maziva [37].....	65
<b>Obr. 38.</b> Závislost mezi zatížením, rychlostí a typem poruchy [24] .....	69
<b>Obr. 39.</b> Poruchy ozubených kol – wear [28].....	70

<b>Obr. 40.</b> Poruchy ozubených kol – scoring [29].....	70
<b>Obr. 41.</b> Poruchy ozubených kol – pitting [28].....	71
<b>Obr. 42.</b> Poruchy ozubených kol – plastic flow [28].....	72
<b>Obr. 43.</b> Poruchy ozubených kol – tooth fracture [29(a,b), 30(c)].....	72
<b>Obr. 44.</b> Vstupní parametry pro srovnání .....	75
<b>Obr. 45.</b> Závislost hmotnosti převodovky na výstupním krouticím momentu .....	76
<b>Obr. 46.</b> Rozměrový náčrt „L“ .....	77
<b>Obr. 47.</b> Závislost rozměru převodovky „L“ na výstupním krouticím momentu.....	77
<b>Obr. 48.</b> Rozměrový náčrt „B“ .....	78
<b>Obr. 49.</b> Závislost rozměru převodovky „B“ na výstupním krouticím momentu .....	78
<b>Obr. 50.</b> Rozměrový náčrt „H“ .....	79
<b>Obr. 51.</b> Závislost rozměru převodovky „H“ na výstupním krouticím momentu .....	79
<b>Obr. 52.</b> Náčrt přípojovacích rozměrů [Wikov].....	82
<b>Obr. 53.</b> Koncepční uspořádání .....	86
<b>Obr. 54.</b> Vizualizace ozubení .....	94
<b>Obr. 55.</b> Výpočtový model vstupní hřídele_H0 .....	95
<b>Obr. 56.</b> Výpočtový model předlokové hřídele_H1 .....	97
<b>Obr. 57.</b> Výpočtový model předlokové hřídele_H2.....	99
<b>Obr. 58.</b> Výpočtový model výstupní hřídele_H3 .....	100
<b>Obr. 59.</b> Vizualizace ozubení včetně navržených ložisek.....	101
<b>Obr. 60.</b> Schéma lisovaného spoje [19] .....	102
<b>Obr. 61.</b> Vizualizace tělesa skříně bez dalších prvků .....	105
<b>Obr. 62.</b> Zpětná brzda Ringspann .....	106
<b>Obr. 63.</b> Rozpad sestavy zpětné brzdy pro variantu FXN a FXVR.....	107
<b>Obr. 64.</b> Rozpěrný kroužek Ringfeder.....	108
<b>Obr. 65.</b> Pohled na zadní stranu převodovky s prvky pro kontrolu olejové náplně .	109
<b>Obr. 66.</b> Vizualizace převodovky se zpětnou brzdou Ringspann FXN .....	110
<b>Obr. 67.</b> Vizualizace převodovky se zpětnou brzdou Ringspann FXRV .....	110
<b>Obr. 68.</b> Vlastní tvary kmitu .....	111
<b>Obr. 69.</b> Rozměry kuželových soukolí [7].....	P8

## Seznam tabulek

<b>Tab. 1.</b> Rozdělení pásové dopravy [1] .....	13
<b>Tab. 2.</b> Výhody / nevýhody čelního soukolí s přímými zuby .....	27
<b>Tab. 3.</b> Výhody / nevýhody čelního soukolí se šikmými zuby .....	27
<b>Tab. 4.</b> Výhody / nevýhody kuželových soukolí .....	29
<b>Tab. 5.</b> Druhy kuželových kol [7] .....	33
<b>Tab. 6.</b> Charakteristika spojení pomocí pera [16] .....	51
<b>Tab. 7.</b> Charakteristika drážkového spojení [16] .....	52
<b>Tab. 8.</b> Charakteristika svěrného spojení [16] .....	52
<b>Tab. 9.</b> Charakteristika lisovaného spojení [16] .....	53
<b>Tab. 10.</b> Charakteristika kluzných ložisek [12,41] .....	55
<b>Tab. 11.</b> Charakteristika valivých ložisek [9,12] .....	56
<b>Tab. 12.</b> Porovnání kluzných a valivých ložisek [12] .....	57
<b>Tab. 13.</b> Viskozitní klasifikace průmyslových olejů dle ISO [37] .....	67
<b>Tab. 14.</b> Návrhové parametry převodovky .....	83
<b>Tab. 15.</b> Rozdělení převodových čísel složených převodů dle Niemann-Wintera [7] .....	84
<b>Tab. 16.</b> Dovolené úchytky převodových čísel [7] .....	84
<b>Tab. 17.</b> Vzdálenosti os převodovek dle ČSN 03 1014:1976 .....	84
<b>Tab. 18.</b> Varianty rozdělení převodového poměru .....	85
<b>Tab. 19.</b> Montážní uspořádání převodovky .....	88
<b>Tab. 20.</b> Výpočtové parametry v programu KissSoft .....	89
<b>Tab. 21.</b> Parametry soukolí prvního stupně .....	91
<b>Tab. 22.</b> Parametry soukolí druhého stupně .....	92
<b>Tab. 23.</b> Parametry soukolí třetího stupně .....	93
<b>Tab. 24.</b> Parametry použitých ložisek pro vstupní hřídel_H0 [44] .....	96
<b>Tab. 25.</b> Kontrolované parametry vstupní hřídele_H0 .....	97
<b>Tab. 26.</b> Parametry použitých ložisek pro předlohovou hřídel_H1 [44] .....	98
<b>Tab. 27.</b> Kontrolované parametry předlohové hřídele_H1 .....	98
<b>Tab. 28.</b> Parametry použitých ložisek pro předlohovou hřídel_H2 [44] .....	99
<b>Tab. 29.</b> Kontrolované parametry předlohové hřídele_H2 .....	99
<b>Tab. 30.</b> Kontrolované parametry výstupní hřídele_H3 .....	100
<b>Tab. 31.</b> Parametry použitých ložisek pro výstupní hřídel_H3 [44] .....	101
<b>Tab. 32.</b> Výpočet lisovaných spojů .....	103
<b>Tab. 33.</b> Výšky os pomaluběžných hřídelí od dosedací plochy dle ČSN 03 1006:1979 (výňatek) [7] .....	104
<b>Tab. 34.</b> Popis částí zpětné brzdy pro variantu FXN a FXRV .....	107
<b>Tab. 35.</b> Vlastní frekvence vstupní hřídele H0 .....	112
<b>Tab. 36.</b> Vlastní frekvence předlohové hřídele H1 .....	112
<b>Tab. 37.</b> Vlastní frekvence předlohové hřídele H2 .....	112
<b>Tab. 38.</b> Vlastní frekvence výstupní hřídele H3 .....	112
<b>Tab. 39.</b> Vlastní frekvence převodové skříně .....	113

<b>Tab. 40.</b> Označení velikosti zrn sypkého materiálu [4] .....	1
<b>Tab. 41.</b> Označení soudržnosti sypkého materiálu [4].....	2
<b>Tab. 42.</b> Označení vlastností materiálu při dopravě [4] .....	2
<b>Tab. 43.</b> Vlastnosti dopravovaného materiálu [3] .....	3
<b>Tab. 44.</b> Chemické složení kaustobiolitů [43] .....	3