ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program:	N2301	Strojní inženýrství
Studijní obor:	2301T001	Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh mechanického pohonu tramvajového vozidla s čelní převodovkou

Autor: **Bc. Dmytro BARNA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr HELLER, CSc.**

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2017/2018**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Bc. Dmytro BARNA**
Osobní číslo:	**S15N0029P**
Studijní program:	**N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Dopravní a manipulační technika**
Název tématu:	**Návrh mechanického pohonu tramvajového vozidla s čelní převodovkou**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování:

Základní požadavky:
Hledat možnost použiti jednostupňové převodovky. Trakční elektrický motor o výkonu cca 100 kW a otáčkách 4000 ot/min.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše pohonu dvojkolí tramvajových vozidel.
2. Návrh a volba varianty pohonu.
3. Koncepce podvozku s vybraným pohonem.
4. Výkresová dokumentace, výpočty.
5. Zhodnoceni práce, závěr.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**

Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**

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

Seznam odborné literatury:

HELLER, P., DOSTÁL, J. *Kolejová vozidla III.*. **Plzeň: ZČU, 2011**

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Petr Heller, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Antonín Roub**
ŠKODA TRANSPORTATION s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

L.S.

Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: ……. . . . . . .

podpis autora

Poděkování

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé práce panu Doc. Ing. Petru Hellerovi, CSc. za cenné rady, odborné připomínky a metodické vedení práce. Také bych chtěl poděkovat panu Ing. Robertu Zemánkovy za veškeré poskytnuté dokumenty a informace z praxe. V neposlední řadě bych velice rád poděkoval mé rodině za podporu při studiu.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Bc. Barna	**Jméno** Dmytro
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“	
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Heller, CSc.	**Jméno** Petr
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	

DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Návrh mechanického pohonu tramvajového vozidla s čelní převodovkou		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS	**ROK ODEVZD.**	2018

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	101	**TEXTOVÁ ČÁST**	58	**GRAFICKÁ ČÁST**	43

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Diplomová práce obsahuje návrh dvoustupňové čelní převodovky pro částečně nízkopodlažní tramvaj. Výpočet ozubení byl proveden pomocí programu Autodesk Inventor 2016. Převodovka je opatřena všemi potřebnými komponenty pro správnou funkci. Samotná převodovka je zakomponována do pohonného soustrojí, které je schematicky umístěno v podvozku.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	Tramvaj, čelní ozubení, převodovka, hřídel, pohon, trakční motor, podvozek, Autocad Inventor 2016

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Bc. Barna	**Name** Dmytro	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Heller,CSc.	**Name** Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Design of mechanical drive of a tram with a front gearbox		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design		**SUBMITTED IN**	2018

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	101		**TEXT PART**	58		**GRAPHICAL PART**	43

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	The diploma thesis includes a proposal of a two-stage front gearbox for a partially low-rise tram. Gear calculation was done with Autodesk Inventor 2016. The gearbox has got all the necessary components for proper operation. The gearbox it self is placed in a powerplant that is schematically located in the chassis.
KEY WORDS	Tram, Front teeth, Gearbox, Shaft, Drive, Traction Engine, Chassis, Autocad Inventor 2016

Obsah

1 Zkratky a symboly ... 3
2 Úvod ... 8
2.1 Cíl práce ... 8
2.2 Volba koncepce ... 8
2.3 Faktory ovlivňující konstrukci pohonu a podvozku ... 10
2.3.1 *Výška podlahy* ... 10
2.3.2 *Možnost natočení podvozku vůči skříni* ... 11
2.3.3 Velikost kol ... 12
2.3.4 *Omezení spodního obrysu vozidla* ... 12
3 Rešerše pohonu dvojkolí tramvajových vozidel ... 13
3.1 Pohon motorem s osou kolmou k nápravě ... 13
3.2 Pohon s osou motoru rovnoběžnou s nápravou ... 15
3.3 Převodovky pro pohon tramvajových vozidel ... 16
3.3.1 Motor s *osou kolmou k nápravě* ... 16
3.3.2 Pohony s *osou motoru rovnoběžnou s nápravou* ... 18
3.4 Trakční elektrické motory ... 20
3.4.1 *Porovnání motorů* ... 21
3.5 Volba varianty pohonu ... 22
4 Vlastní návrh pohonu ... 23
4.1 Výstupní parametry vozidla ... 23
4.2 Volba motoru ... 24
4.3 Návrh jednostupňové převodovky s čelním soukolím ... 25
4.4 Dvoustupňová převodovka s čelním soukolím ... 26
4.4.1 *Předběžné dílčí převo*dy ... 26
4.4.2 *Výpočet točivých momentů a otáček jednotlivých hřídelí* ... 27
4.4.3 *Vstupní hodnoty pro výpočet ozubených kol* ... 28
4.5 Výpočet reakcí v ložiskách ... 31
4.5.1 *Výpočet reakce na vstupní hřídeli* ... 32
4.5.2 *Výpočet na předlohové hřídeli* ... 33
4.5.3 *Výpočet na výstupní hřídeli* ... 35
4.6 Návrh ložisek ... 36
4.7 Pevnostní kontrola hřídele na ohyb a krut ... 39

4.7.1 *Kontrola vstupní hřídele* ... 39
4.7.2 *Kontrola předlohové hřídele* ... 40
4.8 Výpočet nalisování ozubeného kola na nápravu ... 42
4.9 Výpočet těsného pera ... 44
4.10 Konstrukce převodovky ... 45
4.10.1 *Popis vnitřního uspořádání převodovky* ... 46
4.10.2 *Vnější popis převodovky* ... 47
5 Koncepce podvozku ... 48
5.1 Zatížení nápravy ... 48
5.2 Návrh nápravového ložiska ... 50
5.3 Ložisková skříň ... 51
5.4 Primární vypružení ... 51
5.5 Zubová spojka ... 52
5.6 Zavěšení převodovky ... 52
5.7 Pohonné ustrojí ... 53
5.8 Další části podvozku ... 53
6 Závěr ... 54
7 Použitá literatura ... 55
8 Internetové zdroje ... 55
9 Seznam obrázků ... 56
10 Seznam tabulek ... 57
11 Výkresová dokumentace ... 58

1 Zkratky a symboly

ČSN	Česká státní norma
EN	Evropská norma
ISO	International Organization for Standardization
TK	Temeno kolejnice
Max.	Maximální hodnota
Pa	Jednotka tlaku
m	Jednotka délky
N	Jednotka síly
Nm	Jednotka momentu síly
kg	Jednotka hmotnosti
°	Jednotka rovinného úhlu
W	Jednotka výkonu
12	Soukolí pastorek 1 – kolo 2
34	Soukolí pastorek 3 – kolo 4
A,B,C,D,E,F	Podpory
KKS	Katedra konstruování strojů
FST	Fakulta strojní
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni

Symbol	***Název* symbolu**	**Jednotky**
D_{max}	Průměr nového kola tramvaje	mm
D_{min}	Průměr ojetého kola tramvaje	mm
D	Střední průměr tramvajového kola	mm
v	Rychlost tramvaje	m/s
n_k	Výstupní otáčky tramvaje	ot/min
o_k	Obvod tramvajového kola	mm
Q_N	Nápravové zatížení	N
μ	Součinitel adheze	-
T_k	Tečná síla na tramvajovém kole	N
M_k	Krouticí moment na kole	Nm
P_k	Výstupní výkon na kole	W
i_k	Počet hnacích kol	-
P_{Pk}	Potřebný výkon na kole	W
P_P	Potřebný výkon na dvojkolí	W
η_c	Minimální účinnost soustrojí	-
P_M	Výkon motoru	W
n_M	Otáčky motoru	ot/min
M_M	Krouticí moment motorů	Nm
i_p	Celkový převodový poměr	-
m_j	Modul pro jednostupňovou převodovku	mm
β	Úhel sklonu zubů	°
c	Materiálová konstanta	MPa
Ψ	Součinitel tvrzení zubů pro čelní soukolí	-
h	Výška obrysu pro neodpružené součásti	mm
d_{2j}	Jednostupňový roztečný průměr ozubeného kola	mm
i_{12p}	Předběžný převodový poměr prvního soukolí	-
i_{34p}	Předběžný převodový poměr druhého soukolí	-
z_1	Počet zubů pastorku 1	-
z_2	Počet zubů ozubeného kola 2	-
z_3	Počet zubů pastorku 3	-
z_4	Počet zubů ozubeného kola 4	-
i_{12}	Skutečný převodový poměr prvního soukolí	-
i_{34}	Skutečný převodový poměr druhého soukolí	-
i	Skutečný převodový poměr	-

Δi	Odchylka převodového poměru	%
n	Skutečné otáčky	ot/min
Δn	Odchylka otáček	%
η_i	Účinnost ozubených převodů	-
n_1	Otáčky vstupní hřídele	ot/min
Mk_1	Krouticí moment vstupní hřídele	Nm
n_2	Otáčky předlohové hřídele	ot/min
Mk_2	Krouticí moment předlohové hřídele	Nm
n_3	Otáčky výstupní hřídele	ot/min
Mk_3	Krouticí moment výstupní hřídele	Nm
M_{MAX}	Maximální krouticí moment motoru	Nm
λ_m	Koeficient přetížení momentem	-
n_{Mmax}	Otáčky při maximálním momentu motoru	ot/min
M_{Vmax}	Maximální výstupní moment na nápravě	Nm
m_{12}	Modul pro soukolí 12	mm
m_{34}	Modul pro soukolí 34	mm
a_{12}	Osová vzdálenost prvního soukolí	mm
a_{34}	Osová vzdálenost druhého soukolí	mm
b_{w12}	Šířka ozubených kol soukolí 12	mm
b_{w34}	Šířka ozubených kol soukolí 34	mm
K_A	Součinitele vnějších dynamických sil	-
S_{Hmin}	Minimální bezpečnost v ohybu pro ozubená kola	-
S_{Fmin}	Minimální bezpečnost v dotyku pro ozubená kola	-
d_{1or}	Orientační průměr pro vstupní hřídel	mm
d_{2or}	Orientační průměr pro předlohovou hřídel	mm
σ_{pt}	Mez pevnosti v tahu	MPa
σ_{kt}	Mez kluzu	MPa
σ_{Hlim}	Mez únavy v ohybu	MPa
σ_{Flim}	Mez únavy v dotyku	MPa
W_k	Průřezový modul v krutu	mm^3
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	MPa
d_{4a}	Hlavový průměr kola 4	mm
F_{a12}	Axiální síla na prvním soukolí	N
F_{r12}	Radiální síla na prvním soukolí	N
F_{o12}	Obvodová síla na prvním soukolí	N

F_{a34}	Axiální síla na druhém soukolí	N
F_{r34}	Radiální síla na druhém soukolí	N
F_{o34}	Obvodová síla na druhé soukolí	N
$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7$	Vzdálenosti podpor	mm
d_1	Roztečný průměr pastorku 1	mm
d_2	Roztečný průměr ozubeného kola 2	mm
d_3	Roztečný průměr pastorku 3	mm
d_4	Roztečný průměr ozubeného kola 4	mm
RAy, Raz, RAx	Reakce v podpoře A	N
RBy, RBx	Reakce v podpoře B	N
RCy, RCz, RCx	Reakce v podoře C	N
RDy, RDx	Reakce v podpoře D	N
REy REz REx	Reakce v podpoře E	N
RFy RFx	Reakce v podpoře F	N
RA, RB, RC, RD, RE, RF	Výsledné radiální reakce v podporách	N
p	Exponent pro čarový styk	-
$F_a, F_{a1}, F_{a2}, F_{a3}$	Axiální síly v ložiskách	N
$F_r, F_{r1}, F_{r2}, F_{r3}$	Radiální síly v ložiskách	N
C	Dynamická únosnost ložiska	N
e, Y	Výpočtové součinitele pro ložiska	-
$F_e, F_{e1}, F_{e2}, F_{e3}$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek	N
$L_{A\mathrm{Bhod}}$	Životnost ložiska A a B	hod
L_{CDhod}	Životnost ložiska C a D	hod
L_{EFhod}	Životnost ložiska E a F	hod
W_o	Modul průřezů v ohybu	mm^3
S_D	Bezpečnost pro houževnaté materiály	-
σ_D	Dovolené napětí	MPa
y_{maxOz}	Maximální průhyb pod ozubeným kolem	mm
y_{maxL}	Maximální průhyb mezi ložisky	mm
τ_{k1}, τ_{k2}	Napětí v krutu pro hřídel 1 a 2	MPa
$\sigma_{o1}, \sigma_{o2C}, \sigma_{o2D}$	Ohybové napětí pro hřídel 1 a 2	MPa
d_{m1}	Nejmenší průměr hřídele 1	mm
d_{h1}	Největší průměr hřídele 1	mm
M_{oAYZ}, M_{oAXZ}	Ohybový moment od reakce A v rovině YZ a XZ	Nm
M_{oCYZ}, M_{oCXZ}	Ohybový moment od reakce C v rovině YZ a XZ	Nm

M_{oDYZ}, M_{oDXZ}	Ohybový moment od reakce D v rovině YZ a XZ	Nm
$\sigma_{red1}, \sigma_{red2}$	Redukované napětí pro hřídel 1 a 2	MPa
d_{h2}	Největší průměr hřídele 2	mm
f	Součinitel tření	-
L	Délka nalisovaného spoje	mm
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
d_0	Vnitřní průměr nápravy	mm
d_{1l}	Vnitřní průměr nápravy	mm
d_{2l}	Vnější průměr náboje	mm
s_f	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu	-
C_1, C_2	Výpočtové koeficienty pro nalisovaní	-
$p_{1potř}$	Potřebný tlak v nalisovaném spoji	MPa
$\Delta d_{potř}$	Minimální potřebný přesah pro lisovaný spoj	mm
e_j, e_i, e_k, e_e,	Vzdálenosti hodnot uložení	mm
Δd_{max}	Maximální průměr nalisovaní	mm
p_{max}	Maximální tlak ve spojované ploše	MPa
$\sigma_{redN}, \sigma_{redH}$	Redukované napětí na hřídeli a náboji	MPa
b_p	Šířka pera	mm
h_p	Výška pera	mm
l_p	Délka pera	mm
d_{h2}	Průměr hřídele pod spojením perem	mm
p_D	Dovolený tlak	MPa
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	MPa
S_p, S_s	Velikost plochy pro otlačení a smyk	mm^2
$\delta, \delta_p, \delta_{ž}$	Empirické rozměry skříně převodovky	mm
L_{Not}	Otáčková životnost nápravového ložiska	ot/min
L_S	Požadovaná trvanlivost nápravových ložisek	km
L_{Sot}	Otáčková životnost nápravových ložisek	ot/min

2 Úvod

2.1 Cíl práce

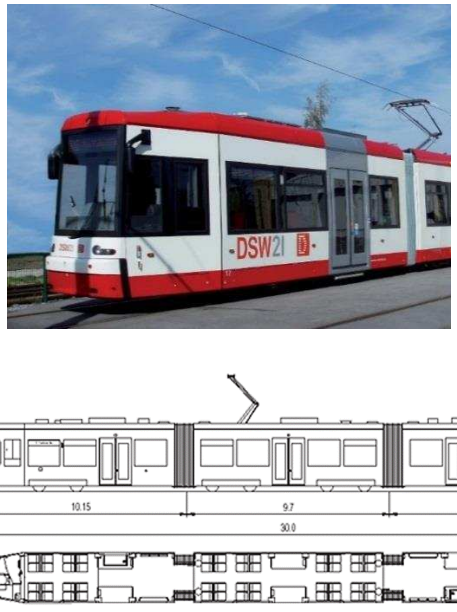
Cílem práce je navrhnout pohon tramvajového vozidla s použitím čelní převodovky. Pohon bude prováděn pomocí trakčního elektrického motoru o výkonu přibližně 100 kW a otáčkách 4000 ot/min. Hlavním úkolem je najít možnost použití jednostupňové čelní převodovky. Úkolem další části práce je navržený pohon zakomponovat do podvozku vozidla.

2.2 Volba koncepce

V zadání není upřesněno, pro jaký typ tramvaje se má návrh provádět. Podvozek včetně pohonu se odvíjí od koncepce vozidla. Konkrétně jakou kapacitu tramvaj má a její rozměrové parametry. Z těchto vlastností pak vyplývá celková hmotnost tramvaje a potřebný výkon pohonu. Abychom mohli provádět návrh, je potřeba určit o jakou koncepci tramvaje se jedná.

Volba koncepce byla ovlivněna požadavkem použití čelní převodovky. V úvahu bereme také možnost použití čelní jednostupňové převodovky. Z konstrukčního hlediska dané provedení nelze umístit pod nízkou podlahou, protože při použití větších převodových poměrů, nabývají čelní ozubená kola velkých rozměrů. Dále pak daný typ převodovky nelze umístit vně rámu podvozku z důvodu polohy motoru vůči nápravě, kde by bylo nutné použít kuželový převod. Z přístupnosti parametru koncepcí a s ohledem na nutnost použití čelní převodovky zvolíme provedení tramvaje částečně nízkopodlažní.

Pro tuto práci je zvolena tramvaj Flexity Classic od firmy Bombardier, pro kterou byly získány základní parametry. Tramvaje Flexity Classic jsou využívány v německých městech Dortmund a Frankfurt. Jedná se o tříčlánkové vozidlo. Nízká úroveň vstupů u všech dveří usnadňuje snadný nástup a výstup z vozidla. Tramvaje mají délku 30 metrů, a proto mohou přepravovat až 178 cestujících, z toho 64 sedících. Pro zvýšení pohodlí a bezpečnosti cestujících jsou nové tramvaje vybaveny klimatizací a systémem video pozorování. Možnost bezbariérového přístupu pro uživatele invalidních vozíků. [9]

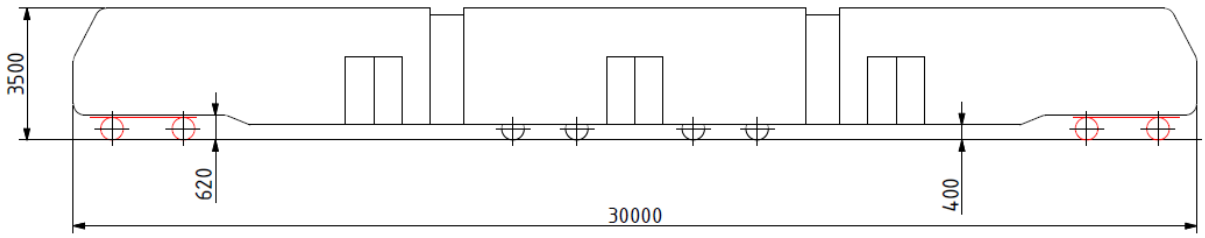


Obrázek 1: Bombardier Flexity Classic [9]

Tabulka 1: Parametry tramvaje Flexity Classic [9]

Délka vozů	30 m
Délka přes nárazníky	31 m
Výška	3,54 m
Šířka	2,4
Rozchod	1435 mm
Výška nástupní/výstupní podlahy	400 mm
Výška podlahy nad hnacími podvozky	620 mm
Nízkopodlažnost	70%
Průměr kola (nový/opotřebený)	600/520 mm
Hmotnost prázdného vozidla	42 t
Hmotnost vozidla (2/3 naložena)	54,9 t
Maximální zatížení nápravy	83,4 kN
Tlak na nárazník	300 kN
Proud napájení	600/750 V
Maximální rychlost	70 m/s
Sedících míst	64
Stojících míst	114

Na obrázku 1. je zobrazena varianta Flexity Classic s 100% nízkou podlahou. Získané parametry v tabulce 1. však popisují parametry dané tramvaje provedenou jako částečně nízkopodlažní, kde hodnoty dvou výškových stupňů jsou 620/400 mm. Výsledná koncepce, pro kterou bude navrhován pohon, je zobrazena na obrázku 2. Skládá se ze tří článků a čtyř otočných podvozků. Dva z nich jsou hnací a dva běžné. Hnací podvozky jsou umístěny pod krajními články, přesněji pod kabinou strojvedoucího, aby nezasahovaly do interiéru pro cestující. Dva běžné podvozky jsou umístěny pod středním článkem, čímž se docílí nízké podlahy pro snadnou výměnu cestujících. V práci budeme řešit pouze podvozek hnací, který je umístěn pod vysokou podlahou. Řešený podvozek je na obrázku 2. označený červenou barvou.



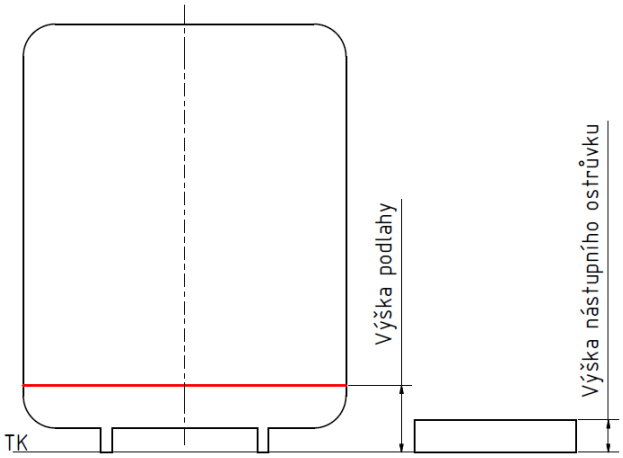
Obrázek 2: Řešená koncepce tramvaje

2.3 Faktory ovlivňující konstrukci pohonu a podvozku

Návrh pohonu a podvozku ovlivňuje spousta faktorů, které je třeba vzít v potaz. Nejdůležitější čtyři parametry tramvaje, které hrají rozhodující roli v prostorových vlastnostech podvozku a jeho komponent jsou: výška podlahy, otáčení podvozku, velikost kol a omezení spodního obrysu vozidla.

2.3.1 Výška podlahy

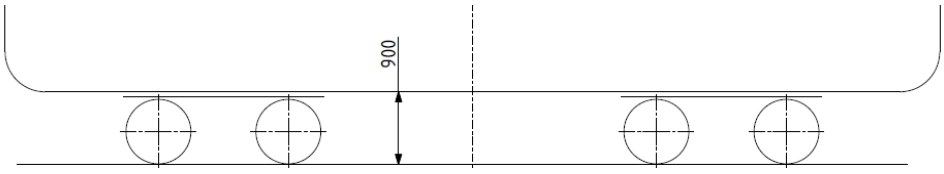
Nejdůležitějším parametrem je výška podlahy tramvajového vozidla. Je úzce spjata s výškou nástupní hrany nad spojnicí temen kolejnic, je rovna hodnotě největšího tzv. šlápnutí, která se pohybuje v rozmezí 160 až 200 mm. Je měřena od temene kolejnice, daný výraz je dále v práci označován jako TK. Výška ovlivňuje snadnou přístupnost pro cestující a rychlost jejich výměny. Z konstrukčního hlediska výška podlahy určuje množství prostoru pod skříní vozidla, které je možné využít pro umístění podvozku a jeho komponent. [1,3]



Obrázek 3: Výška podlahy

Vysoká podlaha

O vysokopodlažním provedení hovoříme, pokud výška podlahy po celé délce tramvaje má hodnotu okolo 900 mm. Daný rozměr poskytuje velký prostor pro podvozkové komponenty. Za další výhodu tohoto provedení se považuje spolehlivost a jednoduchost. Nevýhodou je nastupování a vystupování z tramvaje. Cestující musí překonat velkou překážku, proto jsou tyto tramvaje opatřeny schůdky. U městské dopravy, kde je potřeba rychlé výměny cestujících, se vysoká podlaha nepoužívá. [3]

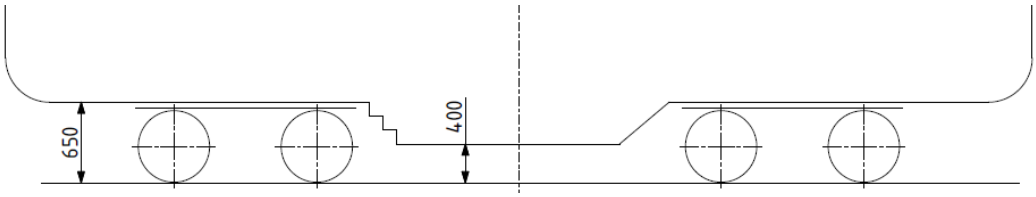


Obrázek 4: Vysokopodlažní provedení

***Částečně nízká* podlaha**

Daná koncepce je střední cestou mezi vysokou a nízkou podlahou. Má dvě výškové úrovně. Pro snadný nástup a výstup je snaha snížit podlahu pod hodnotu 400 mm, čehož lze docílit v prostorech mimo podvozky. Dále pak obsahuje druhou úroveň, zvýšenou kvůli podvozkům na 600 - 700 mm. Podvozky jsou z tohoto důvodu umístěny pod kabinu strojvedoucího, aby nezasahovaly do prostoru pro cestující. Přechod mezi jednotlivými

výškami je prováděn pomocí schodů nebo rampy. Je však snaha snižovat výšku na všech úrovních. Daný typ podlahy je velmi často používaný pro městskou dopravu. [3]



Obrázek 5: Částečně nízkopodlažní provedení

***Nízká* podlaha**

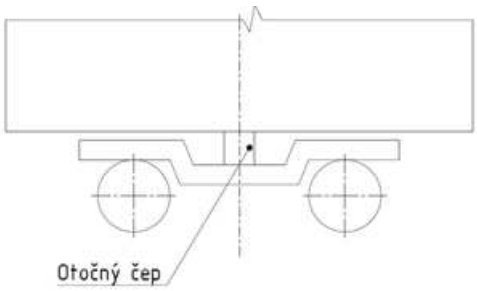
Pro nízkopodlažní tramvaj platí, že nástupní výška při ojetých (nových) kolech a prázdném vozidle nesmí být vyšší než 400 mm. Musí být zajištěn nástup do vozu bez schodů a plynulý průchod tramvají. Množství nízké podlahy v tramvaji se udává procentem nízké podlahy. Je zde však omezen prostor pro podvozek a jeho komponenty včetně dvojkolí. Kvůli tomuto omezení se pro nízkopodlažní tramvaje využívají menší kola, nápravnice nebo motor umístěný vně podvozku. [1,3]

Obrázek 6: Nízkopodlažní provedení

2.3.2 Možnost natočení podvozku vůči skříni

***Otočný* podvozek**

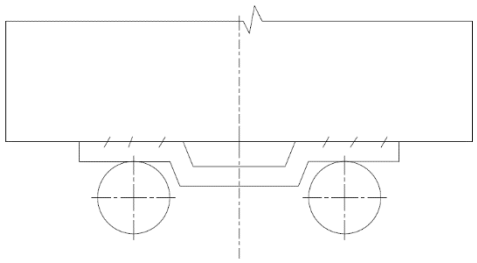
Podvozek je otočně spojen se skříní nejčastěji pomocí otočného čepu. Dané provedení umožňuje natočení podvozku vůči skříni až o 12°. Proto je vhodnější pro tratě obsahující oblouky. Zamezuje velkému namáhání kol a koleje, ale více omezuje možnost použití nízké podlahy, protože pohon a jiné komponenty jsou otáčeny s podvozkem. Z konstrukčního hlediska musí podvozek obsahovat potřebná zařízení pro otočení pod skříní. [3]



Obrázek 7: Otočný povozek

***Neotočný* podvozek**

Výhodou daného podvozku oproti otočnému je konstrukční jednoduchost a snadnější zabudování nízké podlahy. Podvozek se v oblouku natáčí současně se skříní. Nevýhodou je větší namáhání kolejí, a tím rychlejší opotřebení kol a kolejí způsobené příčnými silami při průjezdu obloukem. Méně klidný chod při vyšších rychlostech. [3]



Obrázek 8: Neotočný podvozek

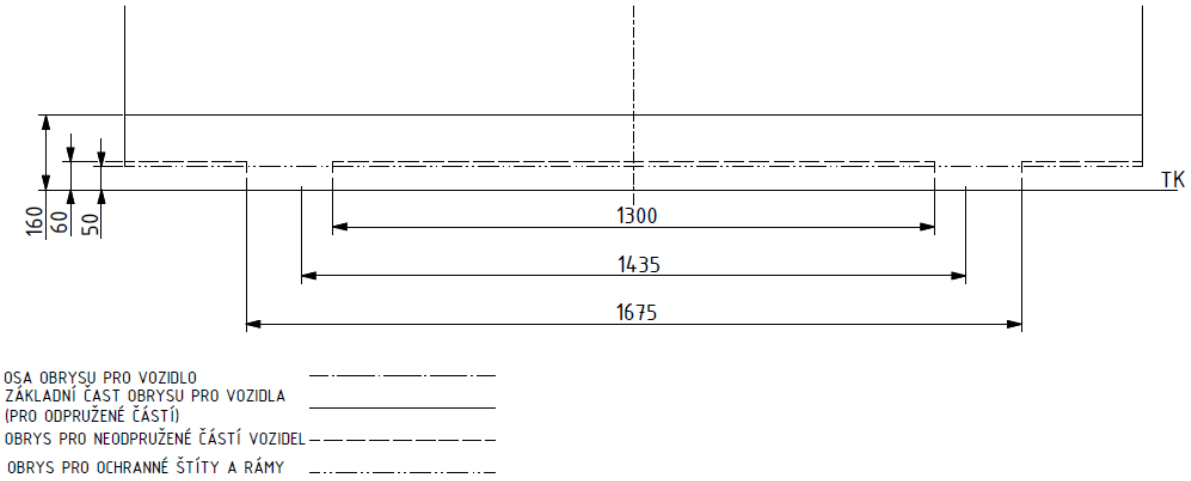
2.3.3 Velikost kol

V případě použití částečně nízkopodlažního nebo nízkopodlažního vozidla musí být použita i menší kola. To však vede k omezení prostorových možností podvozku. Dochází také k rychlejšímu opotřebení kola a přenášení menšího nápravového zatížení. Dle normy ČSN 28 1300 je maximálně přípustná svislá síla mezi kolem a kolejnicí 110 kN. [2,3]

2.3.4 Omezení spodního obrysu vozidla

Dle normy ČSN 28 0318, která stanovuje omezení spodního obrysu vozidla, určuje odstupy od spojnice TK při maximálním ojetí obručí kol pro:

- základní část obrysu pro vozidla (odpružené součásti vozidel při zatížení)
- obrys pro neodpružené součásti vozidel
- obrys pro ochranné rámy a zařízení vozidel. [2]



Obrázek 9: Omezení spodního obrysu vozidla [2]

3 Rešerše pohonu dvojkolí tramvajových vozidel

Aby docházelo k pohonu tramvaje, musí hnací vozidlo obsahovat minimálně jedno hnací dvojkolí. Pohon zajišťuje přenos výkonu (krouticího momentu) od zdroje, kterým je většinou trakční elektrický motor na dvojkolí. Pohon musí vyhovovat několika důležitým požadavkům. Musí přenášet potřebný výkon, ale přitom jeho rozměry jsou omezeny prostorem podvozku. Zároveň je potřeba po celou dobu životnosti tramvaje pohon udržovat, popřípadě opravovat. Z toho vyplývá, že pohon má mít co nejmenší rozměry, levnou a jednoduchou údržbu. V dnešní době je nejčastěji používán individuální pohon dvojkolí. Pomocí trakčního eklektického motoru dochází k individuálnímu pohonu každého dvojkolí. Výhodou je jednodušší konstrukce a snadný přívod energie. Nevýhodou je možnost prokluzu při odlehčení nebo ztrátě adheze. [3]

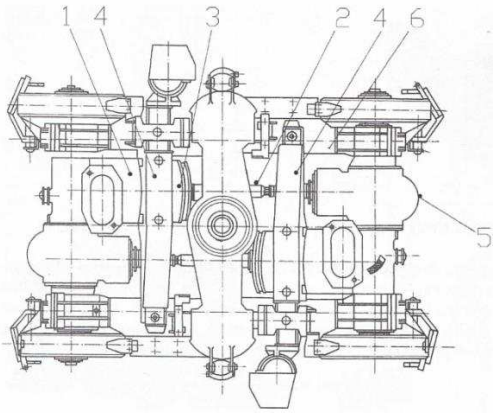
Tabulka 2: Rozdělení pohonu dvojkolí dle umístění osy motoru [3]

Trakční motor s osou kolmou k nápravě	Pohon jednoho dvojkolí s tuhou nápravou uvnitř rámu
	Pohon jednoho dvojkolí s tuhou nápravou vně rámu
	Pohon trakčním motorem přes dvě čelní převodovky
Trakční motor s osou rovnoběžnou s nápravou	Pohon kloubovou hřídelí procházející dutým pastorkem
	Závěskový pohon
	Pohon dutou hřídelí kolem nápravy

3.1 Pohon motorem s osou kolmou k nápravě

Pohon jednoho dvojkolí s tuhou *nápravou* u*vnitř rámu*

Daný typ pohonu má veškeré hnací soustrojí rozmístěno mezi dvojkolím. Pohon má uplatnění pro vozidla městské hromadné dopravy s vysokopodlažním provedením. Trakční motor je zavěšen na motorovém příčníku podvozku (4). Motor přes kotoučovou brzdu (3) a kloubovou hřídel (2) pohání hypoidní převodovku (5). Tato převodovka je spojena s nápravou pomocí „kalhot", kterými jsou ložiska mazána olejem z převodovky. Jedním z představitelů je pohon v podvozku tramvají typu T1, T2, T3. [3]

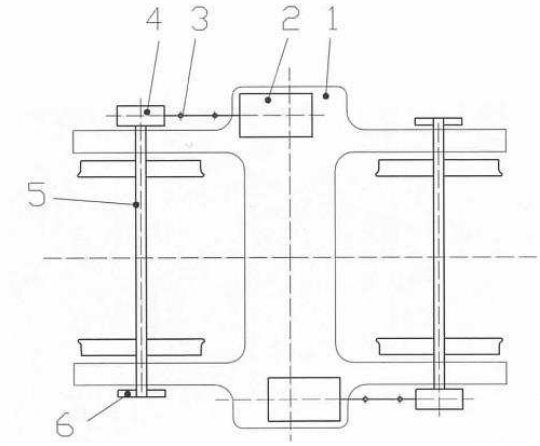


Obrázek 10: Motor kolmý k nápravě uvnitř rámu [3]

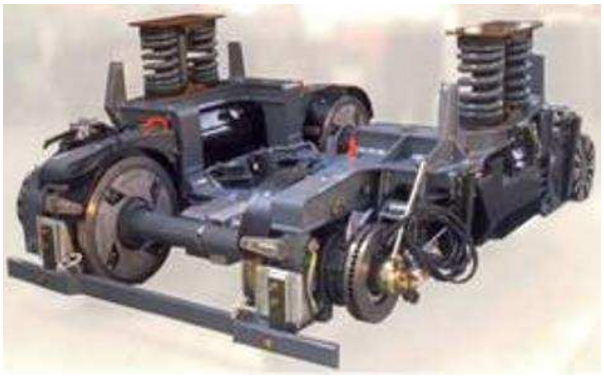
Obrázek 11: Podvozek KOMFORT [3]

Pohon jednoho dvojkolí s *tuhou nápravou vně rámu*

Daný typ oproti předchozímu umožňuje použití nízké podlahy. Prostor v podélné ose podvozku je volný, hnací soustrojí je umístěno vně rámu. Trakční asynchronní motor (2) je připevněn na vnější straně rámu (1) podvozku. Přes kloubovou hřídel (3) je poháněna kuželová převodovka s pružnou spojkou (4), od ní je poháněné dvojkolí (5). Na opačném konci dvojkolí je upevněna kotoučová brzda (6). [3]



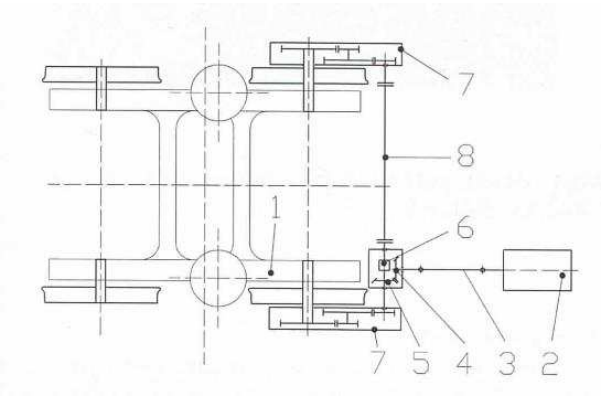
Obrázek 13: Pohon podélným motorem s tuhou nápravou [3]



Obrázek 12: Podvozek Flexity Bombardier [3]

Pohon trakčním motorem přes dvě čelní převodovky

Daný typ lze využít pro nízkopodlažní tramvaje, prostor mezi koly je volný, Kola nejsou vázány pevnou nápravou. Motor je umístěn mimo rám podvozku. Krouticí moment se přenáší přes kloubovou hřídel (3) na pastorek (4) s kuželovým ozubením, který zabírá do kuželového ozubeného kola (5). Od tohoto kola je poháněna dvoustupňová převodovka (7) spojena pravým kolem. Stejná převodovka (7) je i na levém kole, ta je však poháněna přes samozamykací hydraulický diferenciál (6) a příčnou hřídel (8). Diferenciál je uzamčen při jízdě v přímé koleji, pravé i levé kolo má shodné otáčky a kola se chovají jako pevné dvojkolí. Při jízdě v oblouku je diferenciál funkční, což umožňuje rozdílné otáčky pravého a levého kola a tedy průjezd obloukem téměř bez skluzu a s minimálním opotřebením. Nevýhoda větší velikosti nevypražených hmot je vyvážena snížením opotřebení kol a snížením ztrátového výkonu. Daný typ byl použit v rovinatých městech Německa. [3]



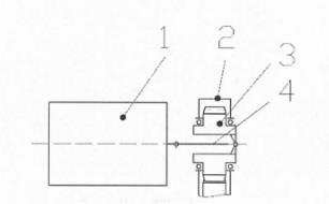
Obrázek 14: Pohon přes dvě čelní převodovky [3]

Obrázek 15: Podvozek AEG-MAN [3]

3.2 Pohon s osou motoru rovnoběžnou s nápravou

Pohon kloubovou hřídelí procházející dutým pastorkem

Na rozdíl od pohonu kloubovou hřídelí procházející dutinou rotoru trakčního motoru, lze tento pohon aplikovat na vozidla s menším trakčním motorem, jako jsou tramvaje a metra. Kloubová hřídel se nachází v dutině pastorku. Od trakčního motoru (1) vede krátká hřídel (4) se dvěma klouby na obou koncích. Tato hřídel prochází dutým pastorkem (3). Jeden kloub je u motoru, druhý na straně pastorku. Pastorek uložen v převodové skříni (2) v ložiskách. [3]

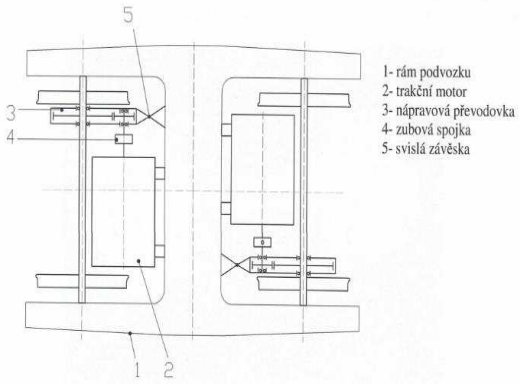


Obrázek 16: Schéma pohonu s dutým pastorkem [3]

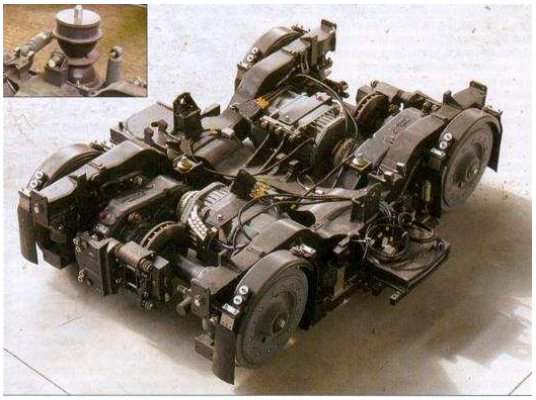
Závěskový pohon

Pro daný typ pohonu je používána nápravová převodovka, která je nasazena na nápravu. K rámu je však připevněna pomocí speciálního zařízení nazývaného závěska. Dané provedení je možné použít u tramvajových podvozků s menšími rozměry trakčního motoru. Motor je umístěn na vypruženém rámu podvozku, proto se vůči nápravě svisle pohybuje. Z tohoto důvodu spojení motoru a převodovky zajišťuje spojka nebo kloubová hřídel. Tyto prvky umožňuje přenášet krouticí moment i při svislém pohybu vypruženého motoru vůči nápravové převodovce.

Na obrázku 17. je znázorněno provedení závěskového pohonu se spojkou. K rámu podvozku (1) je upevněn trakční motor (2), jehož osa je rovnoběžná s osou nápravy. Spojka (4) přenáší krouticí moment z trakčního motoru na převodovku (3). Převodovka je umístěna na nápravě a k rámu je připevněna pomocí svislé závěsky (5). Téměř stejný popis by měl pohon s kloubovou hřídelí, která by nahradila spojku mezi motorem a převodovkou. [3]



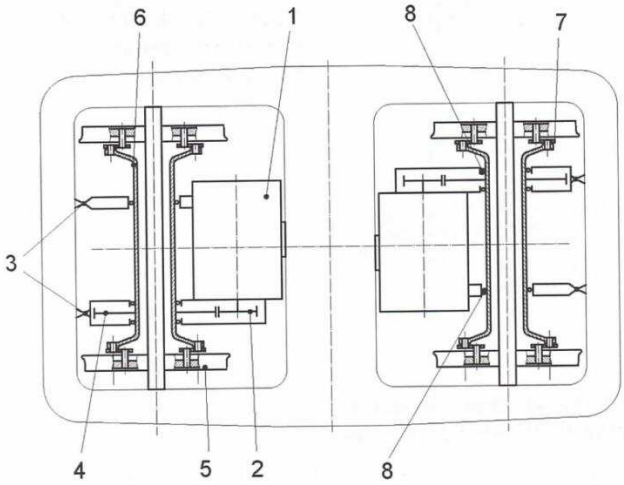
Obrázek 17: Schéma pohonu dvojkolí se spojkou [3]



Obrázek 18: Podvozek pro tramvaj 16T, 14T [3]

Pohon dutou hřídelí kolem nápravy

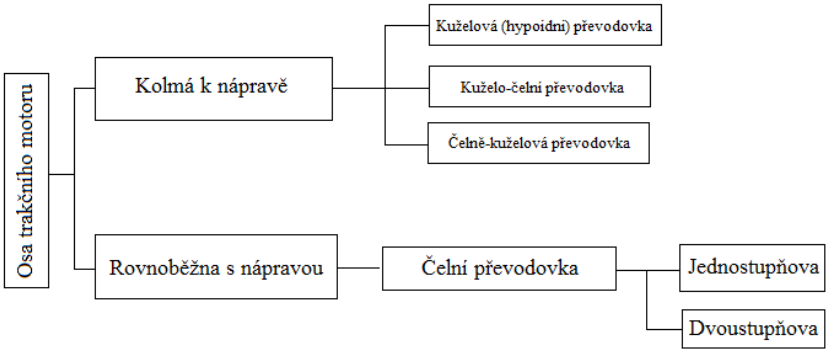
Cílem je snížení velikosti nevypružených hmot. Trakční motor (1) má na své hřídeli nasazen pastorek (2). Ten zabírá s ozubeným kolem (4), které je nasazeno na duté hřídeli (6). Celé toto soustrojí je zavěšeno na hlavním příčníku rámu podvozku a přes závěsy (3) na čelník. Dutá hřídel je uložena na valivých ložiskách (8), které jsou součástí soustrojí motoru a převodovky. Dutá hřídel má na obou koncích konzoly, které jsou připojeny přes ojničkový mechanizmus (7) s koly (5). Soustrojí motoru, převodovky a duté hřídele je plně vypružené.



Obrázek 19: Pohon dutou hřídelí kolem nápravy [3]

3.3 Převodovky pro pohon tramvajových vozidel

Převodové skříně jsou nedílnou součástí pohonu kolejového vozidla. Zajišťují přenos krouticího momentu od trakčního motoru na dvojkolí při konstantním převodovém poměru. Některé motory jsou umístěny přímo na nápravě nebo kole vozidla. V těchto případech převodovka většinou není použita. V kapitole 3. jsou pohony rozděleny podle směru orientace osy trakčního motoru vzhledem k ose nápravy. U převodovek provedeme stejné rozdělení.



Obrázek 20: Rozdělení převodovek dle osy motoru

3.3.1 Motor s osou kolmou k nápravě

Daný typ pohonu musí obsahovat převodovku. Důvodem je vzájemná orientace osy nápravy a motoru otočených vůči sobě o 90°. Proto se u této koncepce využívá jednostupňového nebo dvoustupňového převodu s jedním kuželovým nebo hypoidním soukolím. Častěji však jsou používány jednostupňové převody ve formě hypoidního soukolí. Při dvoustupňovém převodu se používají kuželové převodovky v kombinaci s čelním soukolím ve formě kuželo-čelní nebo čelně-kuželového provedení.

Kuželové a hypoidní jednostupňové převodovky

Jedná se o jediný způsob jednostupňového přenosu silového toku, pokud jsou vstupní a výstupní hřídele otočeny vůči sobě o 90°. Převodovky musí přenést velký převodový poměr, proto nabývají velkých rozměrů. Z tohoto důvodu se daný typ převodovky používá pouze pro vysokopodlažní nebo částečně nízkopodlažní tramvaje.

Obrázek 21: Jednostupňová kuželová převodovka AWBC-Z [10]

Tabulka 3: Vysokopodlažní tramvaj s hypoidní převodovkou [10]

	Typ převodovky	Jednostupňová hypoidní –AWBD-H
	Popis	Přenos krouticího momentu od motoru k nápravě. Spojení motoru a převodovky pomocí kloubové hřídele.
	Typ tramvaje	RT8D5M, T6A5
	Výkon	64,5 kW
	Max. otáčky	1946 ot/min
	Max. krouticí moment	640 Nm

Kuželo-čelní a čelně-kuželové převodovky

Jedná se o dvoustupňovou převodovku složenou nejčastěji ze vstupního kuželového soukolí a výstupního čelního. Lze však použít i méně časté provedení čelně-kuželové převodovky. Daný typ převodovky je jeden z nepoužívanějších. Dají se použít pro všechny typy tramvají včetně nízkopodlažních.

Tabulka 4: Kuželo-čelní převodovka pro nízkopodlažní tramvaj [10]

	Typ převodovky	Dvoustupňová kuželo-čelní převodovka
	Popis	Přenos krouticího momentu od motoru k nápravě. Spojení motoru a převodovky pomocí pružné spojky. Spojení převodovky s nápravou pomocí pružné spojky.
	Výkon	190 kW
	Max. otáčky	4800 ot/min
	Max. krouticí moment	1060 Nm

Tabulka 5: Dvoustupňová převodovka pro vyskopodlažní tramvaj [10]

	Typ převodovky	Dvoustupňová kuželo-čelní
	Popis	Přenos krouticího momentu od motoru k nápravě. Spojení motoru a převodovky pomocí kloubové hřídele.
	Typ tramvaje	T8M-700IT
	Výkon	110 kW
	Max. otáčky	2580 ot/min
	Max. krouticí moment	609 Nm

3.3.2 Pohony s osou motoru rovnoběžnou s nápravou

Daný typ pohonu má více možností přenosu výkonu. Motor lze umístit přímo na nápravu nebo kolo, pro tento případ se většinou převodovky nepoužívají. Pokud je motor umístěn rovnoběžně, ale mimo nápravu, je zapotřebí použít čelní nápravové převodovky. Motor v dané poloze má stejnou orientaci osy jako náprava, proto není potřeba měnit směr silového toku.

Čelní jednostupňové

Potřebný převodový poměr je přenášen párem spoluzabírajících ozubených kol. Výhodou jednostupňové převodovky je konstrukční jednoduchost a nižší spotřeba materiálu. Pro přenos většího převodového poměru má ozubené kolo velký průměr, který se nevejde pod podlahu vozidla. Proto se jednostupňové čelní převodovky pro tramvaje prakticky nepoužívají. Lze je použít v případech, kde je dostatečně místa pod podlahou vozidla, například pro metro.

Obrázek 22: Čelní jednostupňová převodovka pro metro [10]

Čelní dvoustupňové

Převodový poměr je rozdělen do dvou dílčích převodových stupňů. Díky tomu dojde ke zmenšení rozměru ozubených kol a celé převodovky. Výhodou je přenos větších převodových poměrů, menší výškové rozměry a menší hlučnost. Nevýhodou jsou větší šířkové parametry a hmotnost. Čelní dvoustupňové převodovky jsou nejčastěji používané pro částečně nízkopodlažní tramvaje. Dají se však použít i pro nízkopodlažní koncepci.

Tabulka 6: Převodovka pro částečně nízkopodlažní tramvaj [10]

	Typ převodovky	Dvoustupňová čelní převodovka – AWHD-Z
	Popis	Přenos krouticího momentu od motoru k nápravě. Spojení motoru a převodovky pomocí pružné spojky.
	Typ tramvaje	ŠKODA 3T, 13T, 14T, 16T
	Výkon	90 kW
	Max. otáčky	4500 ot/min
	Max. krouticí moment	1100 Nm

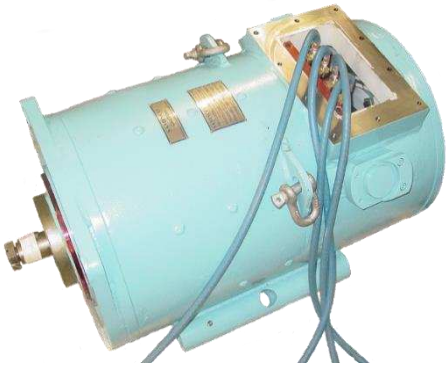
Tabulka 7: Čelní dvoustupňová převodovka pro nízkopodlažní tramvaj [10]

<table>
<tr><td rowspan="5">
 </td><td>Typ převodovky</td><td>Dvoustupňová čelní převodovka - AWHD388-R</td></tr>
<tr><td>Typ tramvaje</td><td>City-Star 71-991</td></tr>
<tr><td>Výkon</td><td>72 kW</td></tr>
<tr><td>Max. otáčky</td><td>4750 ot/min</td></tr>
<tr><td>Max. krouticí moment</td><td>500 Nm</td></tr>
</table>

3.4 Trakční elektrické motory

Jedná se o elektrický točivý stroj, měnící elektrickou energii na mechanickou práci. Elektromotor užívaný k pohonu vozidel se označuje jako trakční motor. Jsou rozděleny do tří hlavních skupin.

Stejnosměrné stroje



Obrázek 23: Stejnosměrný motor [11]

Prvními elektrickými stroji, které byly používány jako hlavní pohony pro tramvajová vozidla, byly stejnosměrné motory. Před 20 lety byly naprosto dominantními pro pohon tramvají. V dnešní době jsou sice stále používané, ale jejich počet klesá. Výhodou daných motorů je poměrně snadná regulace a možnost velkého přetížení. Hlavní nevýhodou daného motoru je komutátor. Jsou rozlišovány dva typy stejnosměrných motorů: sériový motor a cize buzený motor. Sériový stejnosměrný motor využívá tramvaj Tatra T3. [7]

Asynchronní stroje

Asynchronní motory jsou v současné době nejvíce používanými a nejrozšířenějšími trakčními motory pro elektrickou trakci. Jejich rozšířené použití je způsobeno jejich příznivými vlastnostmi. Motor se vyznačuje konstrukční jednoduchostí, což vede k nízkým výrobním nákladům. Zároveň mají nízké nároky na údržbu a jsou velmi spolehlivé. Mají však i své nevýhody. Jednou z nich je obtížná regulace rychlosti a nutnost velkých proudů pro rozběh. Výzkum však přivedl k možnosti plynulé regulace otáček asynchronního motoru. Většina dnes vyráběných trakčních vozidel je vybavena pohony s trakčním asynchronním motorem. [7]

Obrázek 24: Asynchronní motor [12]

Synchron*ní stroje (permanentní* magnety)

Daný typ motoru se začal používat při aplikaci pro malé a střední výkony. Hlavním důvodem použití synchronních motorů je použití permanentních magnetů ze vzácných zemin. Motory jsou hojně využívány v různých oblastech a odvětvích, v poslední době se však začaly používat i pro elektrickou trakci. Daný typ motoru v Česku využijí tramvaje 15 T ForCity. Dalším představitelem je tramvaj Cidaris od firmy Alstrom. [7]

3.4.1 Porovnání motorů

Prvním porovnávacím kritériem trakčních motorů jsou jejich rozměry a s tím související hmotnost. Pro tramvajová vozidla je obzvlášť důležité docílit malých rozměrů a nízké hmotnosti kvůli možnosti použití nízkopodlažního provedení. Z daného srovnání vychází nejlépe motor synchronní, jehož rozměr je menší z důvodu absence budícího vinutí.

Z ekonomického hlediska je nejvýhodnější asynchronní motor. Jeho konstrukce je jednodušší a vyrábí se sériově. Použitím permanentních magnetů a složitějších technologií výroby vede k vysoké ceně synchronních motorů.

Dalším důležitým kritériem je údržbová náročnost a spolehlivost. Při porovnání všech tří motorů jako první vyřadíme motor stejnosměrný. Údržba komutátoru a kartáčů je náročná a drahá. Synchronní motory nejsou používány pro trakční účely dlouhou dobu, nemohou tedy ve spolehlivosti konkurovat motorům asynchronním.

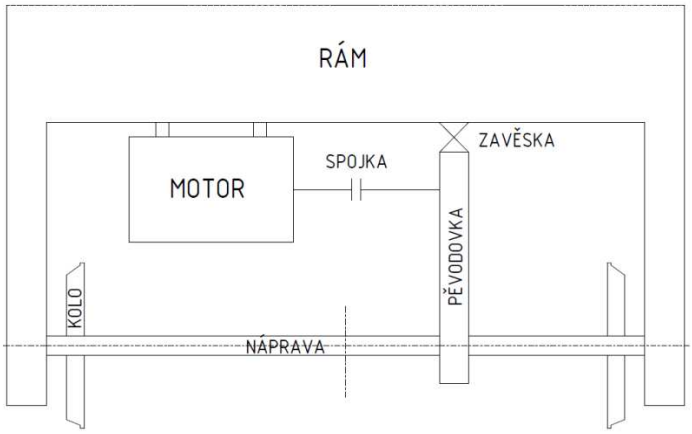
Možnost pohonu bez použití převodového ústrojí je zajímavé pro porovnání a je závislé na jmenovitých otáčkách. Otáčky asynchronních strojů se pohybují v rozmezí přibližně 800 až 2000 ot/min, což neumožňuje bezpřevodovkový pohon. U synchronních strojů ovšem je možná konstrukce výkonných pomaluběžných motorů, které právě naopak jsou vhodné pro tyto bezpřevodovkové pohony a mohou být využívány jako kolové pohony integrované přímo v kolech. [7]

Shrnutí

Ze zmíněných typů motorů jsou stejnosměrné motory nejstarším typem, a proto se s nimi setkáváme v některých starších typech vozidel. Přitom jsou stále víc nahrazovány, proto je jen otázka času, kdy budou nahrazeny úplně. Motory synchronní jsou vhodné kvůli jejich vlastnostem pro konstrukci nízkopodlažních vozidel, jejich velkou nevýhodou je však cena. Po zvážení všech kladných i záporných vlastností vychází jako nejlepší pohon pro tramvajová vozidla trakční asynchronní motor. [7]

3.5 Volba varianty pohonu

V předchozích kapitolách byly popsány různé koncepce pohonu a podvozku. Úkolem je navrhnout pohon s čelní převodovkou. Abychom mohli použít daný typ, musí být motor umístěn rovnoběžně s osou nápravy. Tímto způsobem se dá motor umístit pouze mezi dvojkolí. Vysoká podlaha nad hnacími podvozky toto umístění z rozměrového hlediska umožňuje. Poloha převodovky k takto položenému motoru umožní přenos momentu bez změny orientace osy. Jako motor budeme volit pouze asynchronní, protože jak již bylo popsáno, má nejvhodnější vlastnosti a navíc umožní použití převodovkového pohonu. Spojení motoru a převodového ústrojí, bude provedeno pomocí spojky. Převodovka bude k rámu připevněna pomocí závěsky. Dle rozměrových možností bude rám vnitřní. Na obrázku 25. jsou zobrazené hlavní části navrhovaného podvozku.



Obrázek 25: Hlavní části navrhovaného pohonu

4 Vlastní návrh pohonu

Návrh pohonu konkrétně převodovky záleží na vstupních parametrech motoru a výstupních parametrech vozidla. Abychom mohli začít řešit a navrhovat převodovku je potřeba určit potřebný převodový poměr, který musíme přenést z motoru na dvojkolí. Jako první je potřeba zjistit výstupní hodnoty vozidla a následně vhodný trakční motor. Dané hodnoty získáme výpočtem ze zadaných parametrů tramvaje.

4.1 Výstupní parametry vozidla

Střední průměr kola

Při jízdě tramvaje po kolejích se kola vozidla opotřebují. Z tohoto důvodu je stanoven střední průměr kola, který bude používán ve výpočtech jako průměr kola. Nové kolo pro námi zvolenou tramvaj má průměr D_{max} = 600 mm a nejmenší průměr opotřebovaného kola, které lze používat je D_{min} = 520 mm.

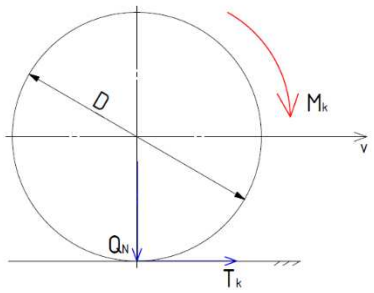
$$D = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} = \frac{600 + 520}{2} = 560\ mm \quad (1)$$

Výstupní otáčky

Otáčky dvojkolí vypočítáme ze známé maximální rychlosti a obvodu kola vozidla. Z parametru zvolené tramvaje víme, že maximální rychlost je v = 70 km/h a průměr kola získaný v předchozím výpočtu má hodnotu D = 560 mm.

$$n_k = \frac{v}{o_k} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 19{,}444}{\pi \cdot 0{,}560} = 663{,}13\ ot/min \quad (2)$$

Výstupní moment



Obrázek 26: Síla na kole

Maximální nápravové zatížení je pro zvolenou tramvaj Q_N = 83 400 N. Toto zatížení je rozděleno mezi dvě kola. Maximální přenositelnou tečnou sílu na kole získáme vynásobením polovičního nápravového zatížení součinitelem adheze $\mu = 0{,}3$.

$$T_k = \frac{Q_N}{2} \cdot \mu = \frac{83400}{2} \cdot 0{,}3 = 12510\ N \quad (3)$$

Dle obrázku 26. vidíme, že krouticí moment vychází z tečné síly a poloměru kola.

$$M_k = T_k \cdot \frac{D}{2} = 12510 \cdot \frac{0{,}560}{2} = 3502{,}8\ Nm \quad (4)$$

Výstupní výkon na kole

$$P_k = M_k \cdot \omega_k = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_k}{60} = 3502{,}8 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 663{,}13}{60} = 243244{,}279\ W = 243\ kW \quad (5)$$

4.2 Volba motoru

Potřebný výkon motoru pro jedno kolo

Zvolená tramvaj má 8 náprav. Přičemž 4 nápravy jsou běžné, bez pohonu. Zbylé 4 jsou nápravy hnací, přenášejí moment z motoru na dvojkolí. Výkon je tedy rozdělen mezi 8 kol čtyř hnacích naprav, počet hnacích kol označíme jako i_k.

Návrh se bude týkat čelního ozubení. Z tohoto důvodu pro výpočet výkonu hnacího motoru lze uvažovat, že nejnižší možná dosažená účinnost mechanismu neklesne pod hodnotu $\eta_c = 0{,}8$.

$$P_{Pk} = \frac{P_k}{\mu_c \cdot i_k} = \frac{243244{,}279}{0{,}8 \cdot 8} = 380006{,}92 \text{ W} = 38 \text{ kW} \quad (6)$$

Potřebný výkon pro dvojkolí

U tramvajového vozidla jeden motor pohaní jedno dvojkolí a tedy 2 kola. Proto potřebný výkon motoru vztahujeme ke dvěma kolům.

$$P_P = P_{Pk} \cdot 2 = 380006{,}82 \cdot 2 = 76013{,}837 \text{ W} = 76 \text{ kW} \quad (7)$$

Získání technických informací a parametrů motoru pro pohon tramvají je složité, protože výrobci nechtějí parametry poskytovat veřejně. Nicméně podařilo se nám sehnat informace o asynchronních motorech ATD od ruské firmy Pskovský elektro strojírenský závod.

S ohledem na zadání a výpočet (7) je z katalogu zvolen trakční asynchronní motor ATD-9. Parametry zvoleného motoru i další typy motoru jsou zobrazeny v příloze č. 1.

Tabulka 8: Parametry motoru ATD-9

Označení	ATD-9
Výkon P_M	125 kW
Otáčky n_M	2400 (4000) ot/min
Krouticí moment M_M	497 Nm
Hmotnost	387±3

Obrázek 27: Ukázka motoru ATD-3 [13]

Kontrola momentu motoru pro ověření, zda parametry motoru odpovídají katalogu.

$$M_M = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_j} = \frac{125000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 2400} = 497{,}359\ Nm \quad (8)$$

Po zvoleném motoru a vypočtených výstupních parametrech spočítáme celkový převodový, který je třeba přenést z motoru na dvojkolí. Převodový poměr je dán maximálními otáčkami motoru a otáčkami dvojkolí při maximální rychlosti.

$$i_p = \frac{n_M}{n_k} = \frac{4000}{663{,}13} = 6{,}032 \tag{9}$$

4.3 Návrh jednostupňové převodovky s čelním soukolím

Jednostupňová převodovka se skládá pouze z páru spoluzabírajících ozubených kol. Pastorek je umístěn na vstupní hřídeli a ozubené kolo je spojené s nápravou. Pro návrh soukolí je nejprve potřeba zvolit počet zubů pastorku. Z doporučeného rozmezí (15÷28) volíme počet zubů pastorku $z_1 = 20$.

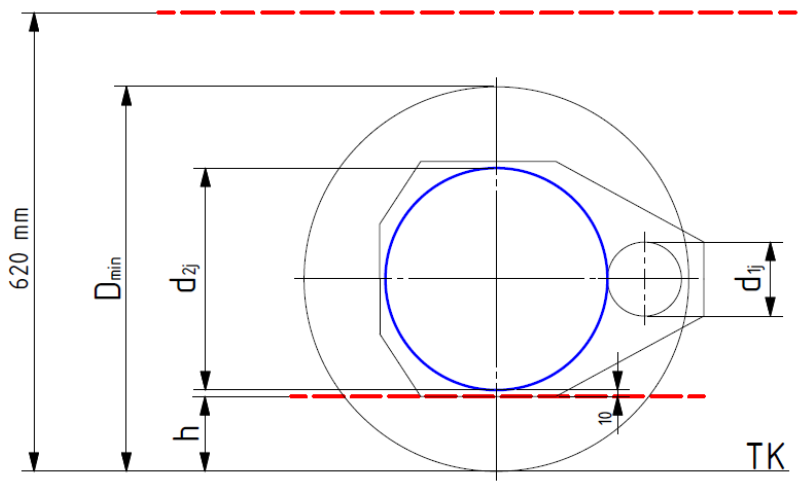
Ze známých a zvolených hodnot vypočteme modul ozubení pomocí Bachova vzorce

$$m_j = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_M \cdot cos\beta}{c \cdot \Psi \cdot z_1}} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{497{,}359 \cdot cos15}{10 \cdot 10 \cdot 20}} = 4{,}662 \text{ mm} = 5 \text{ mm} \tag{10}$$

Pro výpočet uvažujeme šikmé ozubení se sklonem zubů 15°. Materiálovou konstantu z rozmezí (10÷15) MPa volíme c = 10 MPa. Součinitel pro čelní ozubená kola Ψ pro tvrzené zuby (10÷15) volíme $\Psi = 10$. Zvolené hodnoty dle přílohy č. 2.

Výpočtem (10) jsme získali potřebné údaje pro zjištění roztečného průměru ozubeného kola d_{2j}. Počet zubů ozubeného kola není známo, proto z_2 vyjádříme pomocí celkového převodového poměru a počtem zubů pastorku.

$$d_{2j} = m_j \cdot z_2 = m_j \cdot z_1 \cdot i_p = 5 \cdot 20 \cdot 6{,}032 = 603{,}2\ mm \tag{11}$$



Obrázek 28: Omezení spodního obrysu a průměru ozubeného kola

Abychom mohli posoudit, zda se kolo vejde pod skříň vozidla, musíme brát v úvahu omezení spodního obrysu vozidla a omezení výšky podlahy nad podvozkem. Výška nad podvozkem by neměla žádným způsobem omezovat konstrukci, jelikož se nejedná o nízkopodlažní provedení nad hnacími podvozky a jeho hodnota činí 620 mm. Pro náš případ řešíme omezení spodního obrysu pro neodpružené součásti vozidla, jelikož uvažujeme nasazení převodovky přímo na nápravu. Dovolenou výšku v práci budeme označovat jako h a dle obrázku 9. má hodnotu 60 mm. Nejpřesnější výpočet bychom získali s průměrem hlavové kružnice ozubeného kola. Ten však v daný moment nemáme, proto porovnání provedeme pouze pro roztečnou kružnici. V úvahu bereme rovněž tloušťku stěny převodové skříně, kterou volíme 10 mm.

Zda se kolo vejde pod vozidlo, určíme z podmínky:

$$\left(\frac{D_{min}}{2} - h\right) > \left(\frac{d_{2j}}{2} + 10\right) \quad (12)$$

$$\left(\frac{520}{2} - 60\right) > \left(\frac{603}{2} + 10\right) \quad (13)$$

200 mm > 311,5 mm → NEVYHOVUJE

Podmínka není splněna, ozubené kolo včetně šířky skříně je větší než dovolený rozměr, který lze umístit pod skříň. Proto jednostupňovou převodovku s čelními koly nelze pro námi vypočtený převodový poměr použít. Podobně vysokých hodnot by nabývalo kolo i v případě změn některých parametrů. Z tohoto důvodu dále v práci budeme řešit pouze dvoustupňovou čelní převodovku.

4.4 Dvoustupňová převodovka s čelním soukolím

Na rozdíl od jednostupňové převodovky daný typ obsahuje 2 páry spolu zabírajících ozubených kol. Proto celkový převod je rozdělen do dvou dílčích převodů i_{12} a i_{34} se zvolenými počty zubů jednotlivých ozubených kol. Díky tomuto kroku dojde k výraznému zmenšení ozubených kol a tím i celé převodovky.

4.4.1 Předběžné dílčí převody

Předběžný převodový poměr pro první soukolí je zvolen i_{12p} = 2,3, následně z celkového a zvoleného poměru dopočteme převodový poměr druhého soukolí i_{34p}.
Volba byla provedena dle následujících doporučení:

- jednotlivé převody volit do hodnoty 4,5,
- doporučuje se volit jednotlivé hodnoty převodových poměrů jako čísla nesoudělná,
- od vstupu do převodovky převodové poměry směrem k výstupu zvyšovat.

i_p = 6,032 → i_{12p} = 2,3

$$i_{34p} = \frac{i_p}{i_{34p}} = \frac{6{,}032}{2{,}3} = 2{,}623 \quad (14)$$

Soukolí 12

Pro první vstupní soukolí od motoru označeny 12 zvolíme počet zubů pastorku z_1 = 19 a převodový poměr i_{12p} = 2,3.
Ze zvoleného převodového poměru vypočítáme počet zubů ozubeného kola z_2

$$i_{12p} = \frac{z_2}{z_1} \quad \rightarrow \quad z_2 = i_{12p} \cdot z_1 = 2{,}3 \cdot 19 = 43{,}7 = 44 \quad (15)$$

Nyní z ozubení dopočítáme skutečný převodový poměr pro první soukolí:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{19} = 2{,}316 \quad (16)$$

Soukolí 34

Pro druhé soukolí označené 34 zvolíme počet zubů pastorku z_3 = 20. Předběžný převodový poměr je spočten i_{34p} = 2,623.
Ze zvoleného převodového poměru vypočteme počet zubů ozubeného kola z_4

$$i_{34p} = \frac{z_4}{z_3} \quad \rightarrow \quad z_4 = i_{34p} \cdot z_3 = 2{,}623 \cdot 20 = 52{,}46 = 53 \quad (17)$$

Skutečný převodový poměr pro sokolí 34

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{53}{20} = 2{,}650 \quad (18)$$

Kontrola převodového poměru

V předchozím výpočtu byly získány hodnoty skutečných převodových poměrů pro jednotlivá soukolí. Ty se však liší od předběžných poměrů. Povolená odchylka skutečného převodového poměru a tím i skutečných otáček pro námi zvolený počet zubů se nesmí lišit od předběžného celkového převodového poměru a výstupních otáček víc než o 2%.

Skutečný převodový poměr:

$$\mathrm{i} = i_{12} \cdot i_{34} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{44}{19} \cdot \frac{53}{20} = 6{,}137 \tag{19}$$

Odchylka převodového poměru:

$$\Delta\mathrm{i} = 100 - \frac{i}{i_p} \cdot 100 = 100 - \frac{6{,}137}{6{,}032} \cdot 100 = 1{,}74\ \% \tag{20}$$

Skutečné otáčky

$$n = \frac{n_M}{i_{12} \cdot i_{34}} = \frac{n_M}{\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}} = \frac{4000}{\frac{44}{19} \cdot \frac{53}{20}} = 651{,}801 \text{ ot/min} \tag{21}$$

Odchylka otáček

$$\Delta\mathrm{n} = 100 - \frac{\mathrm{n}}{n_k} \cdot 100 = 100 - \frac{651{,}801}{663{,}13} \cdot 100 = 1{,}71\ \% \tag{22}$$

Z dané kontroly je patrné, že výstupní skutečné otáčky spočtené v kroku (21) jsou nepatrně nižší než požadované výstupní otáčky (2). Rozdíl však leží v intervalu 2%. Proto kontrola pro zvolené dílčí počty zubů, a tedy i skutečný převodový poměr vyhovuje.

4.4.2 Výpočet točivých momentů a otáček jednotlivých hřídelí

Převodové ústrojí se skládá ze vstupní, předlohové a výstupní hřídele. V našem případě výstupní hřídel představuje náprava. Účinnost ozubených převodů je dána $\eta_i = 0{,}98$. Výpočet provádíme pro jmenovité parametry motoru.

Vstupní hřídel

$$\mathrm{M_M} = \mathrm{M_{k1}} = 497{,}359 \text{ Nm}$$
$$\mathrm{n_M} = \mathrm{n_1} = 2400 \text{ ot/min}$$

Předlohová hřídel

$$\mathrm{M_{k2}} = \mathrm{M_{k1}} \cdot \mathrm{i_{12}} \cdot \eta_\mathrm{i} = 497{,}359 \cdot 2{,}316 \cdot 0{,}98 = 1128{,}846 \text{ Nm} \tag{23}$$

$$\mathrm{n_2} = \frac{\mathrm{n_1}}{\mathrm{i_{12}}} = \frac{2400}{2{,}316} = 1036{,}27 \text{ ot/min} \tag{24}$$

Výstupní hřídel

$$\mathrm{M_{k3}} = \mathrm{M_{k2}} \cdot \mathrm{i_{34}} \cdot \eta_\mathrm{i} = 1128{,}746 \cdot 2{,}650 \cdot 0{,}98 = 2931{,}613 \text{ Nm} \tag{25}$$

$$\mathrm{n_3} = \frac{\mathrm{n_2}}{\mathrm{i_{34}}} = \frac{1036{,}27}{2{,}650} = 391{,}045 \text{ ot/min} \tag{26}$$

Tabulka 9: Momenty a otáčky na jednotlivých hřídelích

	M [Nm]	n_j [ot/min]	n_{max}[ot/min]
3	2931,613	391,045	651,742
2	1128,846	1036,27	1727,116
1	497,359	2400	4000

V tabulce 9. jsou vypočítány hodnoty momentů a otáček na jednotlivých hřídelích. Otáčky jsou spočteny jako jmenovité a maximální. Při jmenovitých parametrech zvolený motor nepřevyšuje potřebné parametry momentů a otáček pro námi spočítané hodnoty. Přesto však daný motor použijeme, protože dokáže pokrýt potřebný moment i otáčky při svých maximálních parametrech. Zároveň bereme v úvahu, že motor nebude pracovat na maximálním výkonu po celou dobu jízdy.

Maximální moment motoru

Pro daný motor nebyla získána momentová charakteristika. Abychom dokázali, že motor dokáže pokrýt potřebný moment pro pohon dvojkolí, provedeme výpočet maximálního momentu motoru při přetížení. Pro daný výpočet použijeme koeficient přetížení momentem λ_m, který pro námi zvolený motor má hodnotu 2,2.

$$M_{Mmax} = M_M \cdot \lambda_m = 497{,}359 \cdot 2{,}2 = 1094{,}19\ Nm \quad (27)$$

Otáčky při maximálním momentu

$$n_{Mmax} = \frac{9550 \cdot P_M}{M_{Mmax}} = \frac{9550 \cdot 125000}{1094{,}27} = 1090{,}91\ ot/min \quad (28)$$

Výstupní moment na nápravě při maximálním momentu motoru

$$M_{Vmax} = M_{Mmax} \cdot \mathrm{i} \cdot \eta_\mathrm{i} = 497{,}359 \cdot 6{,}137 \cdot 0{,}98 = 5325{,}073\ Nm \quad (29)$$

4.4.3 Vstupní hodnoty pro výpočet ozubených kol

Výpočet a kontrola ozubených kol jsou provedeny pomocí programu Autodesk Inventor 2016 dle normy ČSN 01 4686. V tomto kroku spočteme některé hodnoty, které poslouží jako vstupní parametry pro výpočet programem.

Modul pro jednotlivá soukolí

Po zjištění krouticího momentu na jednotlivých hřídelích, spočteme moduly pro obě soukolí.

$$m_{12} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k1} \cdot cos\beta}{c \cdot \Psi \cdot z_1}} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{497{,}359 \cdot cos15}{10 \cdot 10 \cdot 19}} = 4{,}7414 \text{ mm} = 5 \text{ mm} \quad (30)$$

$$m_{34} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k2} \cdot cos\beta}{c \cdot \Psi \cdot z_3}} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{1128{,}846 \cdot cos15}{10 \cdot 10 \cdot 20}} = 6{,}127 \text{ mm} = 6 \text{ mm} \quad (31)$$

Hodnoty konstant byly použity stejné, jako při výpočtu modulu jednostupňové převodovky.

Osová vzdálenost

$$a_{12} = \frac{m_{12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos\beta} = \frac{5 \cdot (19+44)}{2 \cdot \cos 15} = 163{,}056\ mm = 165\ mm \quad (32)$$

$$a_{34} = \frac{m_{34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot \cos\beta} = \frac{6 \cdot (20+53)}{2 \cdot \cos 15} = 226{,}726\ mm = 230\ mm \quad (33)$$

Šířka ozubených kol

$$b_{w12} = \Psi \cdot m_{12} = 13 \cdot 5 = 65 \text{ mm} \quad (34)$$

$$b_{w34} = \Psi \cdot m_{34} = 13 \cdot 6 = 78 \text{ mm} = 80 \text{ mm} \quad (35)$$

Dle přílohy č. 2. a strojnických tabulek volíme koeficient pro tvrzené zuby $\Psi = 13$.

V tabulce 10. jsou zobrazeny navržené a vypočítané hodnoty pro soukolí 12 a 34. Většina hodnot součinitelů přídavných zatížení pro výpočet byly ponechány přednastavením programu. Změnili jsme však hodnotu součinitele vnějších dynamických sil na K_A= 1,5.

Součinitel bezpečnosti pro ozubená kola je zvolen z doporučených hodnot:

Minimální bezpečnost v ohybu $S_{Hmin} = (1{,}1 \div 1{,}2) = 1{,}2$

Minimální bezpečnost v dotyku $S_{Fmin} = (1{,}4 \div 1{,}7) = 1{,}5$

Volba hodnoty dynamického součinitele je zobrazena v příloze č. 2. Podrobné hodnoty rozměru ozubení, sil v ozubení a kontroly ozubení získané programovým výpočtem jsou zobrazeny v příloze č. 3.

Tabulka 10: Vstupní hodnoty pro kompletní výpočet ozubených kol

	Soukolí 12	Soukolí 34
Počty zubů pastorku	z_1 = 19	z_3 = 20
Počty zubů ozubených kol	z_2 = 44	z_4 = 53
Modul	m_{12} = 5 mm	m_{34} = 6 mm
Převodový poměr	i_{12} = 2,316	i_{34} = 2,650
Sklon zubů	β = 15°	β = 15°
Osová vzdálenost	a_{12} = 165 mm	a_{34} = 230 mm
Šířka kol	b_{w12} = 65 mm	b_{w34} = 80 mm

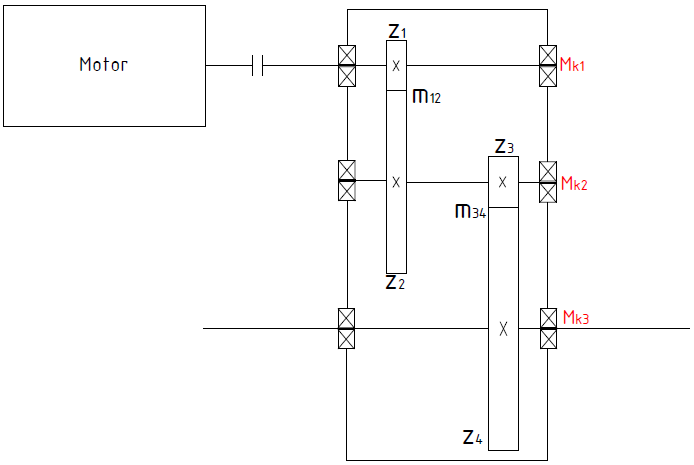
Volba materiálu ozubených kol hřídelí

Jako materiál pastorku a ozubených kol bývá nejčastěji používána ocel třídy 12, 14 nebo 16. Dané třídy oceli lze chemicko - tepelně zpracovávat konkrétně cementovat, kalit nebo nitridovat. Pro náš případ volíme jako materiál, všech pastorků i ozubených kol, ocel 14220.4. Pro docílení tvrdosti zubů jsou kola cementována a kalena.

Tabulka 11: Vlastnosti ocele 14 220.4

	σ_{pt} [MPa]	σ_{kt} [MPa]	Tvrdost HB	σ_{Hlim} [MPa]	σ_{Flim} [MPa]
14220.4	785	590	250/650	1270	700

Kinematické schéma



Obrázek 29: Kinematické schéma

Orientační průměry hřídelí převodovky

Předběžně z pevnostní rovnice v krutu se zvoleným nízkým dovoleným napětím τ_{Dk}, určíme orientační průměr hřídelí. $\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}$ (36)

Hodnoty sníženého dovoleného napětí v krutu se pohybují v rozmezí (15÷45) MPa, volíme $\tau_{Dk} = 30\ MPa$.

Průřezový modul v krutu pro kruhový průřez: $W_k = \frac{\pi \cdot {d_{or}}^3}{16}$ (37)

$$d_{1or} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 497{,}359}{\pi \cdot 30}} = 43{,}871 \text{ mm} \quad (38)$$

$$d_{2or} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1128{,}846}{\pi \cdot 30}} = 57{,}654 \text{ mm} \quad (39)$$

Kontrola ***omezení spodního obrysu pro vozidlo***

Pomocí programu Inventor Autodesk 2016 byly získány všechny rozměry pastorku a ozubených kol. Ozubené kolo číslo 4. má největší hodnotu hlavového průměru d_{4a} = 343 mm. Z daného průměru provedeme kontrolu pro omezení spodního obrysu vozidla. Platí zde stejná podmínka jako v kroku 4.3 pro jednostupňovou převodovku, ale s využitím hlavového průměru ozubeného kola.

$$\left(\frac{D_{min}}{2} - h\right) > \left(\frac{d_{4a}}{2} + 10\right) \quad (40)$$

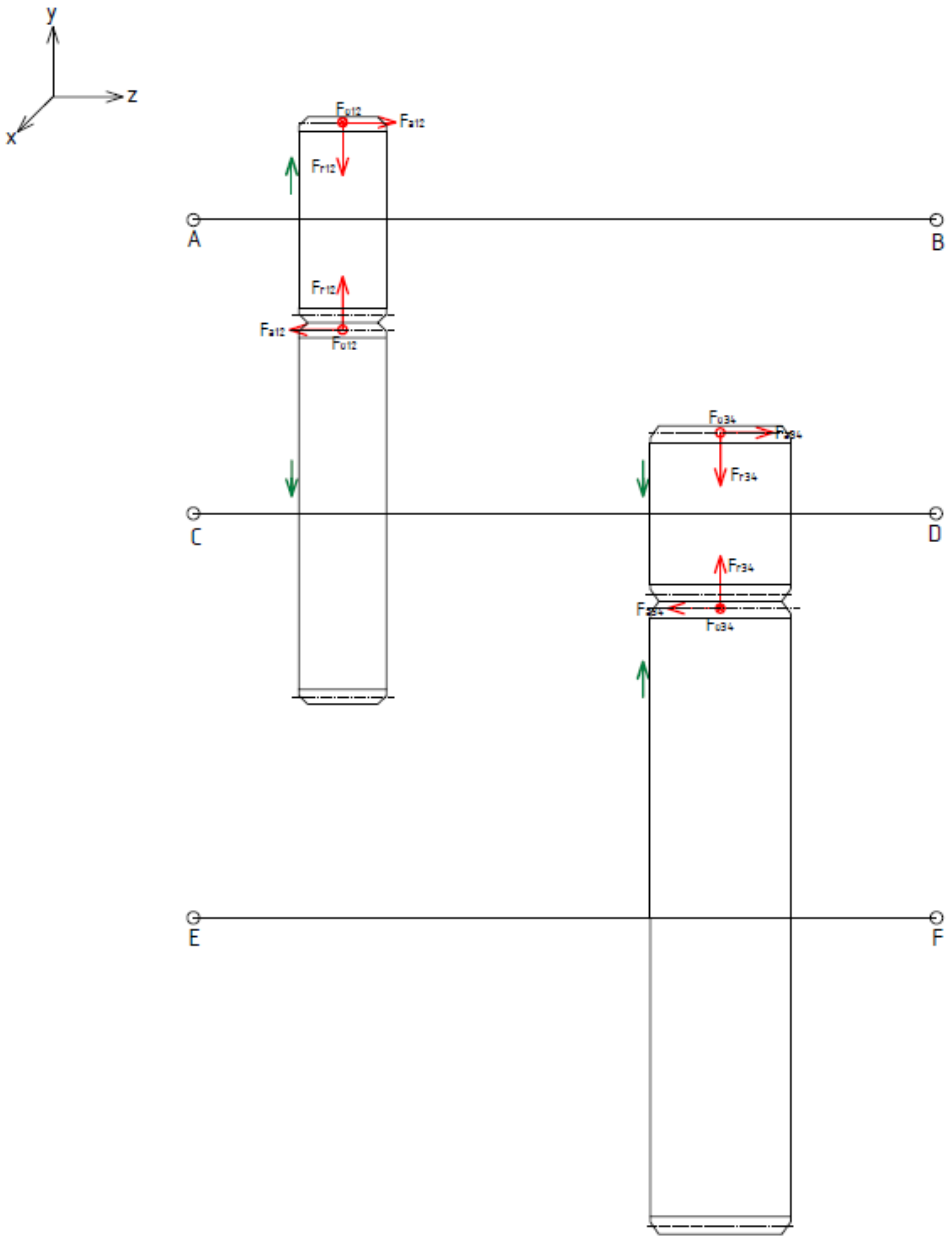
$$\left(\frac{520}{2} - 60\right) > \left(\frac{343}{2} + 10\right) \quad (41)$$

200 mm > 181,5 mm → VYHOVUJE

Z kontroly vyplývá, že kolo i skříň nezasahují do spodního obrysu pro vozidlo.

4.5 Výpočet reakcí v ložiskách

Po vypočtení a návrhu ozubených kol, orientačních průměrech hřídelí byl proveden výpočet reakcí. Čelní válcová kola se šikmým ozubením obsahují tři síly axiální F_a, obvodovou F_o a radiální F_r. Na obrázku 30. jsou červenou barvou zobrazeny síly v ozubeních jednotlivých kol. Písmenem A - F jsou znázorněny podpory a zelená šipka znázorňuje smysl otáčení jednotlivých kol a tím i směr obvodové síly.

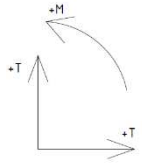


Obrázek 30: Rozložení sil v ozubení

Tabulka 12: Vypočtené síly v ozubení získané z Inventoru

	Soukolí 12	Soukolí 34
Axiální síla F_a	2678,093 N	4801,370 N
Radiální síla F_r	4113,407 N	7500,542 N
Obvodová síla F_o	9994,778 N	17918,958 N

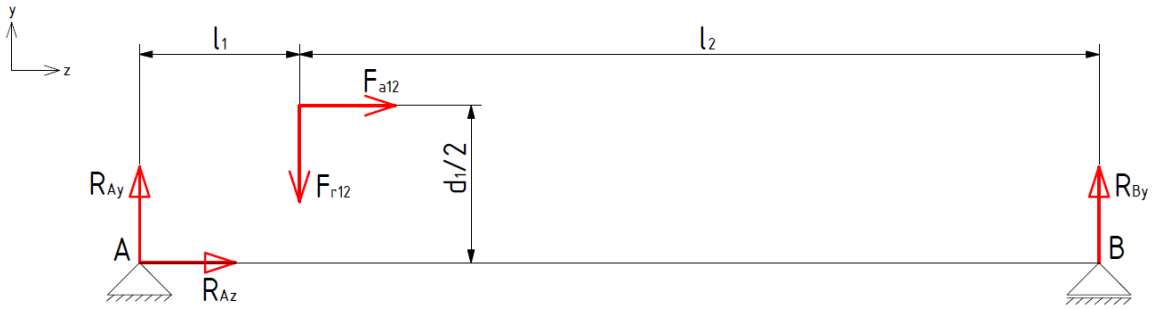
Výpočet je prováděn pro všechny hřídele stejným způsobem. Vyjádříme jednu momentovou a dvě silové podmínky. Z těchto podmínek následně vyjádříme neznámé reakce a do nich číselně dosadíme. Je použit ustanovený směr dle obrázku 31. Působí-li síla proti směru hodinových ručiček, má příslušný moment síly znaménko kladné.



Obrázek 31: Ustanovení kladných směrů

4.5.1 Výpočet reakce na vstupní hřídeli

Vzdálenosti podpor: $l_1 = 47$ mm, $l_2 = 137$ mm,
Roztečný průměr pastorku 1: $d_1 = 98$ mm



Obrázek 32: Reakce pro vstupní hřídel v rovině YZ

Součet momentů k bodu A

$$\sum M_{iA} = 0: \; -F_{r12} \cdot l_1 + R_{By} \cdot (l_1 + l_2) - F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \tag{42}$$

Z rovnice (42) vyjádříme R_{By} a číselně dosadíme

$$R_{By} = \frac{F_{r12} \cdot l_1 + F_{a12} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{4113{,}407 \cdot 0{,}047 + 2678{,}093 \cdot \frac{0{,}098}{2}}{0{,}047 + 0{,}137} = 1763{,}895 \text{ N} \tag{43}$$

Součet sil ve směru osy y

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Ay} - F_{r12} + R_{By} = 0 \tag{44}$$

Z rovnice (44) vyjádříme R_{Ay} a číselně dosadíme

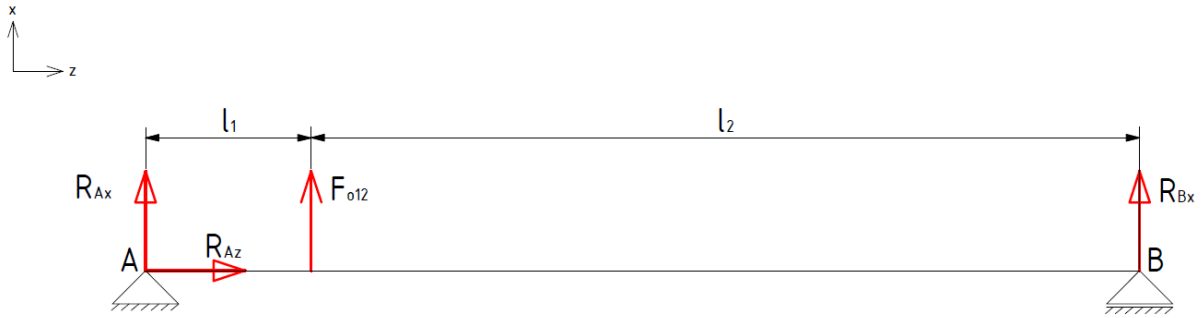
$$R_{Ay} = F_{r12} - R_{By} = 4113{,}407 - 1763{,}895 = 2349{,}512 \; N \tag{45}$$

Součet sil do směru osy z

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Az} + F_{a12} = 0 \tag{46}$$

Z rovnice (46) vyjádříme R_{Az}

$$R_{Az} = -F_{a12} = -2678{,}093 \text{ N} \tag{47}$$



Obrázek 33: Reakce pro vstupní hřídel v rovině XZ

Součet momentů k bodu A

$$\sum M_{iA} = 0: F_{o12} \cdot l_1 + R_{Bx} \cdot (l_1 + l_2) = 0 \quad (48)$$

Z rovnice (48) vyjádříme R_{Bx} a číselně dosadíme

$$R_{Bx} = \frac{-F_{o12} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{-9994{,}778 \cdot 0{,}047}{0{,}047+0{,}137} = -2553{,}014\ N \quad (49)$$

Součet sil ve směru osy x

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Ax} + F_{o12} + R_{Bx} = 0 \quad (50)$$

Z rovnice (50) vyjádříme R_{Ax} a číselně dosadíme

$$R_{Ax} = -F_{o12} - R_{Bx} = -9994{,}778 + 2553{,}014 = -7441{,}764\ N \quad (51)$$

Výsledné radiální reakce v podporách A a B

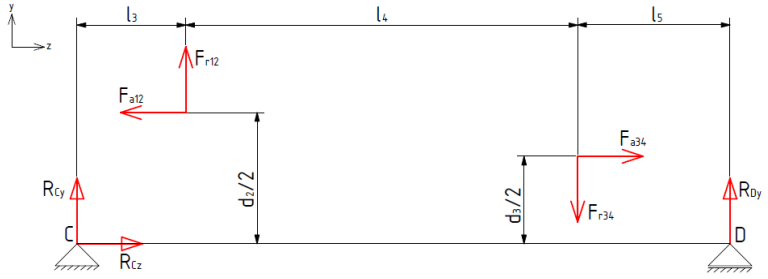
$$R_A = \sqrt{{R_{Ax}}^2 + {R_{Ay}}^2} = \sqrt{7441{,}764^2 + 2349{,}512^2} = 7803{,}849\ N \quad (52)$$

$$R_B = \sqrt{{R_{Bx}}^2 + {R_{By}}^2} = \sqrt{2553{,}014^2 + 1763{,}895^2} = 3103{,}096\ N \quad (53)$$

4.5.2 Výpočet na předlohové hřídeli

Vzdálenosti podpor: $l_3 = 44$ mm, $l_4 = 83$ mm, $l_5 = 52$ mm,

Roztečné průměry kola 2 a pastorku 3: $d_2 = 228$ mm, $d_3 = 124$ mm



Obrázek 34: Reakce na předlohové hřídeli v rovině YZ

Součet momentů k bodu C

$$\sum M_{iC} = 0: \; F_{r12} \cdot l_3 + F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r34} \cdot (l_3 + l_4) - F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2} + R_{Dy} \cdot (l_3 + l_4 + l_5) = 0 \qquad (54)$$

Z rovnice (54) vyjádříme R_{Dy}

$$R_{Dy} = \frac{-F_{r12} \cdot l_3 - F_{a12} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r34} \cdot (l_3 + l_4) + F_{a34} \cdot \frac{d_3}{2}}{l_3 + l_4 + l_5} \qquad (55)$$

Číselné dosazení do rovnice (55)

$$R_{Dy} = \frac{-4113{,}407 \cdot 0{,}044 - 2678{,}093 \cdot \frac{0{,}228}{2} + 7500{,}542 \cdot (0{,}044 + 0{,}083) + 4801{,}370 \cdot \frac{0{,}124}{2}}{0{,}044 + 0{,}083 + 0{,}052} = 4267{,}940\text{N} \qquad (56)$$

Součet sil ve směru osy y

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Cy} + F_{r12} - F_{r34} + R_{Dy} = 0 \qquad (57)$$

Z rovnice (57) vyjádříme R_{Cy} a číselně dosadíme

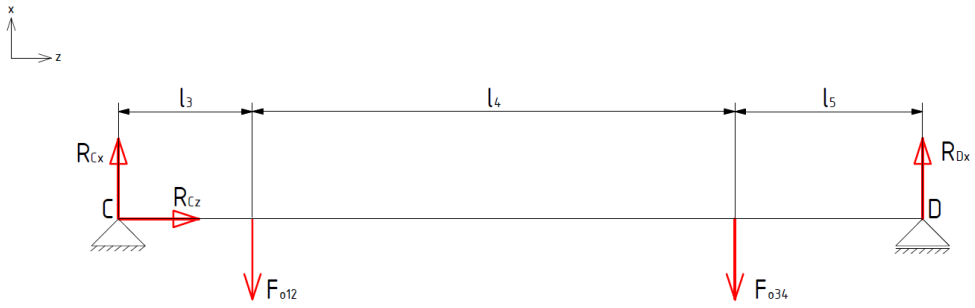
$$R_{Cy} = F_{r34} - F_{r12} - R_{Dy} = 7500{,}542 - 4113{,}407 + 4267{,}940 = 7655{,}075\ N \qquad (58)$$

Součet sil do směru osy z

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Cz} - F_{a12} + F_{a34} = 0 \qquad (59)$$

Z rovnice (59) vyjádříme R_{Cz}

$$R_{Cz} = F_{a12} - F_{a34} = 2678{,}093 - 4801{,}370 = -2123{,}277\ \text{N} \qquad (60)$$



Obrázek 35: Reakce na předlohové hřídeli v rovině XZ

Součet momentů k bodu C

$$\sum M_{iC} = 0: \; -F_{o12} \cdot l_3 - F_{o34} \cdot (l_3 + l_4) + R_{Dx} \cdot (l_3 + l_4 + l_5) = 0 \qquad (61)$$

Z rovnice (61) vyjádříme R_{Dx} a číselně dosadíme

$$R_{Dx} = \frac{F_{012} \cdot l_3 + F_{034} \cdot (l_3 + l_4)}{l_3 + l_4 + l_5} = \frac{9994{,}778 \cdot 0{,}044 + 17918{,}958 \cdot (0{,}044 + 0{,}083)}{0{,}044 + 0{,}083 + 0{,}052} = 15170{,}268\ \text{N} \qquad (62)$$

Součet sil ve směru osy x

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Cx} - F_{o12} - F_{o34} + R_{Dx} = 0 \qquad (63)$$

Z rovnice (63) vyjádříme R_{Cx} a číselně dosadíme

$$R_{Cx} = F_{o12} + F_{o34} - R_{Dx} = 9994{,}7\text{m}\,78 + 17918{,}958 - 15170{,}268 = 12743{,}468\ N \quad (64)$$

Výsledné radiální reakce v podporách C a D

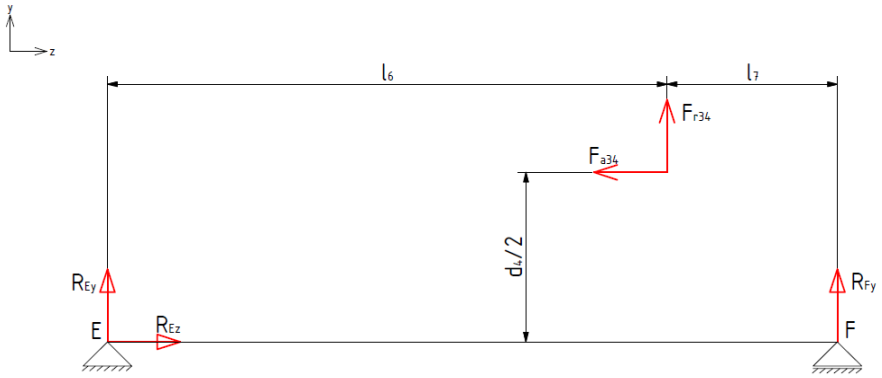
$$R_C = \sqrt{{R_{Cx}}^2 + {R_{Cy}}^2} = \sqrt{12743{,}468^2 + 7655{,}075^2} = 14865{,}939\ N \quad (65)$$

$$R_D = \sqrt{{R_{Dx}}^2 + {R_{Dy}}^2} = \sqrt{15170{,}268^2 + 4267{,}940^2} = 15759{,}199\ N \quad (66)$$

4.5.3 Výpočet na výstupní hřídeli

Základní rozměry pro výpočet: l_6 = 126 mm, l_7 = 51 mm,

Roztečný průměr ozubeného kola 4: d_4 = 329 mm



Obrázek 36: Reakce na výstupní hřídeli v rovině YZ

Součet momentů k bodu E

$$\sum M_{iE} = 0: F_{r34} \cdot l_6 + R_{Fy} \cdot (l_6 + l_7) + F_{a34} \cdot \frac{d_4}{2} = 0 \quad (67)$$

Z rovnice (67) vyjádříme R_{Fy} a číselně dosadíme

$$R_{Fy} = \frac{-F_{r34} \cdot l_6 - F_{a34} \cdot \frac{d_4}{2}}{l_6 + l_7} = \frac{-7500{,}542 \cdot 0{,}126 - 4801{,}370 \cdot \frac{0{,}329}{2}}{0{,}126 + 0{,}051} = -9801{,}659\ N \quad (68)$$

Součet sil ve směru osy y

$$\sum F_{iy} = 0: R_{Ey} + F_{r34} + R_{Fy} = 0 \quad (69)$$

Z rovnice (69) vyjádříme R_{Ey} a číselně dosadíme

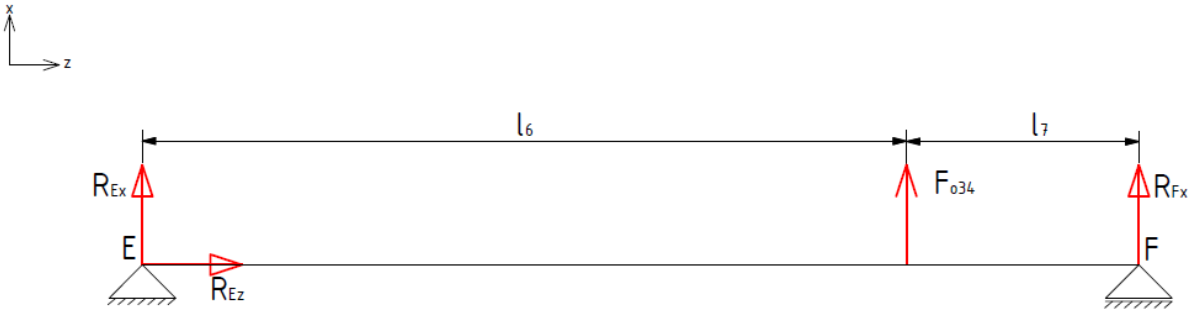
$$R_{Ey} = -F_{r34} - R_{Fy} = -7500{,}542 + 9801{,}659 = 2301{,}117\ N \quad (70)$$

Součet sil ve směru osy z

$$\sum F_{iz} = 0: R_{Ez} - F_{a34} = 0 \quad (71)$$

Z rovnice (71) vyjádříme R_{Ez} a číselně dosadíme

$$R_{Ez} = F_{a34} = 4801{,}370\ \text{N} \quad (72)$$



Obrázek 37: Reakce na výstupní hřídeli v rovině XZ

Součet momentů k bodu E

$$\sum M_{iE} = 0: F_{o34} \cdot l_6 + R_{Fx} \cdot (l_6 + l_7) = 0 \quad (73)$$

Z rovnice (73) vyjádříme R_{Fx} a číselně dosadíme

$$R_{Fx} = \frac{-F_{034} \cdot l_6}{l_6 + l_7} = \frac{-17918{,}958 \cdot 0{,}126}{0{,}126 + 0{,}051} = -12755{,}868\ N \quad (74)$$

Součet sil ve směru osy x

$$\sum F_{ix} = 0: R_{Ex} + F_{o34} + R_{Fx} = 0 \quad (75)$$

Z rovnice (75) vyjádříme R_{Ex} a číselně dosadíme

$$R_{Ex} = -F_{o34} - R_{Fx} = -17918{,}958 + 12755{,}868 = -5163{,}09\ N \quad (76)$$

Výsledné radiální reakce v podporách E a F

$$R_E = \sqrt{{R_{Ex}}^2 + {R_{Ey}}^2} = \sqrt{5163{,}09^2 + 2301{,}117^2} = 5652{,}666\ N \quad (77)$$

$$R_F = \sqrt{{R_{Fx}}^2 + {R_{Fy}}^2} = \sqrt{12775{,}868^2 + 9801{,}659^2} = 16102{,}650N \quad (78)$$

4.6 Návrh ložisek

V převodové skříni jsou použita válcová čelní kola se šikmým ozubením, proto je třeba použít ložiska, která dokážou zachytit radiální a axialní síly. Návrh je prováděn dle normy ČSN 02 4610 pomocí Strojnických tabulek 1. Jako typ ložisek jsou vybrány kuželíková ložiska, která mají dle tabulek vynikající vlasnosti pro kombinované zatížení. Návrh posuzujeme podle životnosti ložisek dle jejich hodinového provozu. Při výpočtu je použit exponent p, který pro kuželíková ložiska s čárovým stykem má hodnotu 10/3. Všechna ložiska jsou zvolena od firmy SKF. Výpočet budeme provádět vždy pro ložisko, které má větší hodnotu reakce. Jelikož pro jednu hřídel použijeme obě ložiska stejného typu.

Pro stroje, které mají nepřetržitý 24 hodinový provoz: převodovky válcovacích stolic, středně velké elektrické stroje, kompresory, důlní výtahy, čerpadla, textilní stroje je doporučena životnost (40000÷ 50000) hodin. [4]

*Návrh ložisek A a B pro vstupní hří***del**

Tabulka 13: Hodnoty reakcí na vstupní hřídeli

$R_A = F_{r1}$	7803,849 N
R_B	3103,096 N
$R_{Az} = F_{a1}$	2678,093 N

Výpočet provedeme pro ložisko A. Zvolený průměr hřídele pod ložisky je 60 mm.

Tabulka 14: Parametry ložiska A a B

Označení	33012	
Vnitřní průměr	d = 60 mm	
Vnější průměr	D = 95 mm	
Šířka	B = 27 mm	
Dynamická únosnost	C = 113 000 N	
Výpočtový součenitel	E = 0,33	Y = 1,8

Porovnání výpočtového součinitele e s poměrem axiální a radiální síly

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{2678,093}{7803,849} \leq e \tag{79}$$

$$0,34 \leq 0,33 \tag{80}$$

Z výsledku nerovnosti (80) je ekvivalentní dynamické zatížení vypočteno dle

$$F_{e1} = 0,4 \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1} = 0,4 \cdot 7803,849 + 1,8 \cdot 2678,093 = 7942,107\ N \tag{81}$$

Výpočet životnosti ložiska A a B

$$L_{ABhod} = \frac{16666}{n_1} \cdot \left(\frac{C}{F_{e1}}\right)^p = \frac{16666}{2400} \cdot \left(\frac{113000}{7942,107}\right)^{\frac{10}{3}} = 48465 \text{ hod} \tag{82}$$

Návrh ložisek C a D pro předlohovou hřídel

Tabulka 15: Hodnoty reakcí na předlohové hřídeli

R_C	14865,939 N
$R_D = F_{r2}$	15759,199 N
$R_{Cz} = F_{a2}$	2123,277 N

Výpočet provedeme pro ložisko D, s průměrem hřídele pod ložisky 70 mm.

Tabulka 16: Parametry ložiska C a D

Označení	32214	
Vnitřní průměr	d = 70 mm	
Vnější průměr	D = 125 mm	
Šířka	B = 31 mm	
Dynamická únosnost	C = 195 000 N	
Výpočtový součinitel	E = 0,43	Y = 1,4

Porovnání výpočtového součinitele e s poměrem axiální a radiální síly

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{2123{,}277}{15759{,}199} \leq e \tag{83}$$

$$0{,}13 \leq 0{,}43 \tag{84}$$

Z výsledku nerovnosti (84) ekvivalentní dynamické zatížení je rovno radiálnímu zatížení

$$F_{e2} = F_{r2} = 15759{,}199\ N \tag{85}$$

Výpočet životnosti ložiska C a D

$$L_{CDhod} = \frac{16666}{n_2} \cdot \left(\frac{C}{F_{e2}}\right)^p = \frac{16666}{1036} \cdot \left(\frac{195000}{15759{,}199}\right)^{\frac{10}{3}} = 70492 \text{ hod} \tag{86}$$

Návrh ložisek E a F pro výstupní hřídel

Tabulka 17: Hodnoty reakcí na výstupní hřídeli

R_E	5652,666 N
$R_F = F_{r3}$	16102,650 N
$R_{Ez} = F_{a3}$	4801,370 N

Výpočet provedeme pro ložisko F. Zvolený průměr hřídele pod ložiska je 130 mm.

Tabulka 18: Parametry ložiska E a F

Označení	32926	
Vnitřní průměr	d = 130 mm	
Vnější průměr	D = 180 mm	
Šířka	B = 32 mm	
Dynamická únosnost	C = 245 000 N	
Výpočtový součinitel	E = 0,33	Y = 1,8

Porovnání výpočtového součinitele e s poměrem axiální a radiální síly

$$\frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{4801{,}370}{16102{,}650} \leq e \tag{87}$$

$$0{,}3 \leq 0{,}33 \tag{88}$$

Z výsledku nerovnosti (88) ekvivalentní dynamické zatížení je rovno radiálnímu zatížení

$$F_{e3} = F_{r3} = 16102{,}650\ N \tag{89}$$

Výpočet životnosti ložiska E a F

$$L_{EFhod} = \frac{16666}{n_3} \cdot \left(\frac{C}{F_{e3}}\right)^p = \frac{16666}{361} \cdot \left(\frac{245000}{16102{,}650}\right)^{\frac{10}{3}} = 402922 \text{ hod} \tag{90}$$

4.7 Pevnostní kontrola hřídele na ohyb a krut

Hřídele převodových skříní jsou namáhány kombinací ohybu a krutu. Pro kontrolu dané kombinace použijeme podmínku pevnosti HMH. Hřídele jsou kontrolovány pod koly, kde ohybový moment nabývá maximálních hodnot. Napětí od krutu spočítáme pro nejmenší průměr, kde napětí nabývá největších hodnot. Modul průřezu v krutu pro kruhový průřez spočteme dle vztahu (37).

Modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez $$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (91)$$

Bezpečnost pro houževnaté materiály $$S_D = (1{,}5 \div 2{,}5) = 2{,}5$$

Napětí na mezi kluzu pro materiál 14220.4 $$\sigma_{kt} = 590\ MPa$$

Dovolené napětí $$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{S_D} = \frac{590}{2{,}5} = 236\ MPa \quad (92)$$

Doporučené maximální hodnoty průhybu hřídelí jsou spočteny dle [14].

Maximální průhyb pod ozubeným kolem

$$y_{maxOZ} = 0{,}01 \cdot m_{12}(m_{34}) = 0{,}01 \cdot 5(6) = 0{,}05(0{,}06)\ mm \quad (93)$$

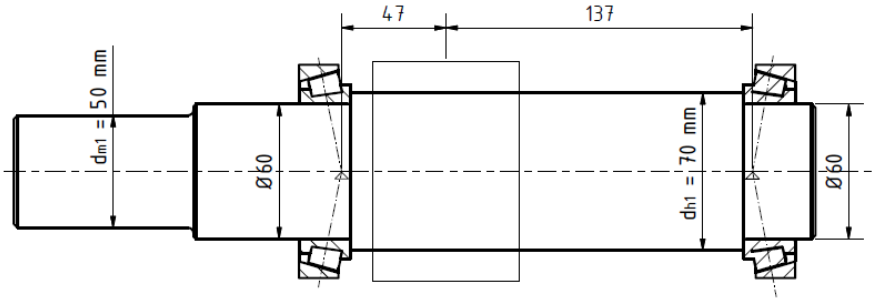
Maximální průhyb mezi ložisky

$$y_{maxL} = 0{,}01 \cdot l = 0{,}0003 \cdot 184(179) = 0{,}0552(0{,}0537)\ mm \quad (94)$$

Na prvním místě ve výpočtu je hodnota pro vstupní hřídel, hodnota v závorce platí pro předlohovou hřídel.

Hodnoty reakcí v podporách byly spočteny v kapitole 4.5, zároveň platí stejné vzdálenosti mezi podporami a koly. V příloze č. 4. jsou graficky zobrazené výpočty hřídelí pomocí programu Autodesk Inventor 2016.

4.7.1 Kontrola vstupní hřídele



Obrázek 38: Průměry a rozložení vstupní hřídele

Napětí od krutu spočteme pro nejmenší průměr

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot {d_{m1}}^3}{16}} = \frac{M_{k1}}{\frac{\pi \cdot {d_{m1}}^3}{16}} = \frac{497{,}359}{\frac{\pi \cdot 0{,}05^3}{16}} = 20{,}26\ MPa \quad (95)$$

Ohybové napětí spočteme od podpory A

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{\sqrt{{M_{oAYZ}}^2 + {M_{oAXZ}}^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h1}}^3}{32}} = \frac{\sqrt{(R_{Ay} \cdot l_1)^2 + (R_{Ax} \cdot l_1)^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h1}}^3}{32}} \quad (96)$$

Dosazení do rovnice (96)

$$\sigma_{o1} = \frac{\sqrt{(2349{,}512 \cdot 0{,}047)^2 + (7441{,}764 \cdot 0{,}047)^2}}{\frac{\pi \cdot 0{,}07^3}{32}} = 10{,}89\ MPa \quad (97)$$

Výsledné maximální redukované napětí

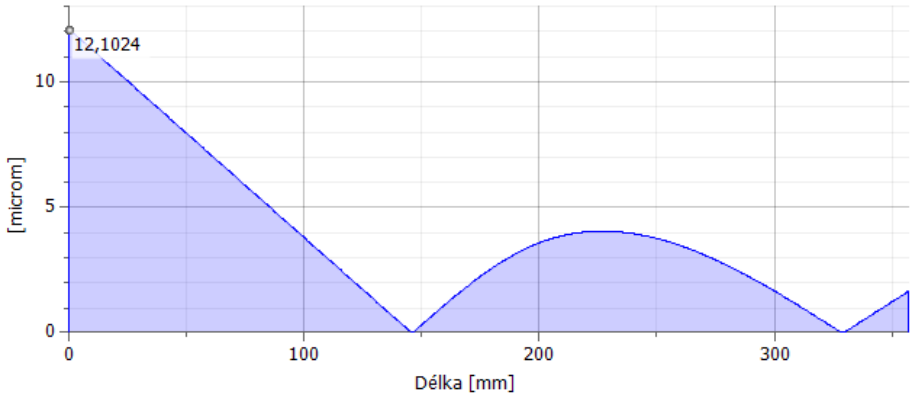
$$\sigma_{red1} = \sqrt{{\sigma_{o1}}^2 + 3 \cdot {\tau_{k1}}^2} = \sqrt{10{,}89^2 + 3 \cdot 20{,}26^2} = 36{,}742\ MPa \quad (98)$$

Porovnání s dovoleným napětím

$\sigma_{red1} \leq \sigma_D$

$36{,}742\ MPa \leq 236$ MPa → VYHOVUJE

Kontrola na průhyb

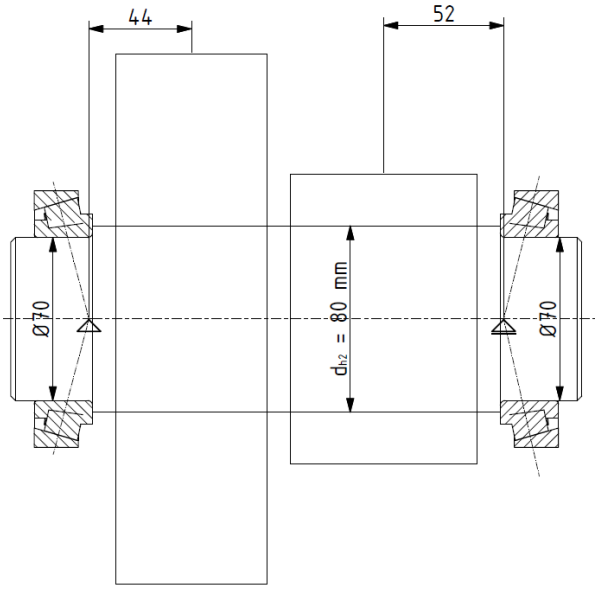


Obrázek 39: Celkový průhyb na vstupní hřídeli

K největšímu průhybu dochází na konci hřídele vstupující do převodovky. Hodnota tohoto průhybu je 0,012 mm. V porovnání s maximálním doporučeným průhybem v rovnicích (93) a (94) hřídel na průhyb vyhovuje.

4.7.2 Kontrola předlohové hřídele

Ozubené kolo 2 ve vzdálenosti 44 mm od podpory je spojeno s hřídelí pomocí pera. Do výpočtu však drážku pro pero nezahrneme, jelikož ovlivní výpočet jen málo.



Obrázek 40: Průměry a rozložení předlohové hřídele

Napětí od krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{16}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{16}} = \frac{1128{,}846}{\frac{\pi \cdot 0{,}08^3}{16}} = 11{,}23\ MPa \quad (99)$$

Ohybové napětí od podpory C

$$\sigma_{o2C} = \frac{M_{o2C}}{W_{o2}} = \frac{\sqrt{{M_{oCYZ}}^2 + {M_{oCXZ}}^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{32}} = \frac{\sqrt{(R_{Cy} \cdot l_3)^2 + (R_{Cx} \cdot l_3)^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{32}} \quad (100)$$

Číselné dosazení do rovnice (100)

$$\sigma_{o2C} = \frac{\sqrt{(7655{,}075 \cdot 0{,}044)^2 + (12743{,}468 \cdot 0{,}044)^2}}{\frac{\pi \cdot 0{,}08^3}{32}} = 13\ MPa \quad (101)$$

Ohybové napětí od podpory D

$$\sigma_{o2D} = \frac{M_{o2D}}{W_{o2}} = \frac{\sqrt{{M_{oDYZ}}^2 + {M_{oDXZ}}^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{32}} = \frac{\sqrt{(R_{Dy} \cdot l_5)^2 + (R_{Dx} \cdot l_5)^2}}{\frac{\pi \cdot {d_{h2}}^3}{32}} \quad (102)$$

Číselné dosazení do rovnice (102)

$$\sigma_{o2D} = \frac{\sqrt{(4267{,}940 \cdot 0{,}052)^2 + (15170{,}268 \cdot 0{,}052)^2}}{\frac{\pi \cdot 0{,}08^3}{32}} = 16{,}3\ MPa \quad (103)$$

Výsledné redukované napětí pro hodnotu většího ohybového napětí

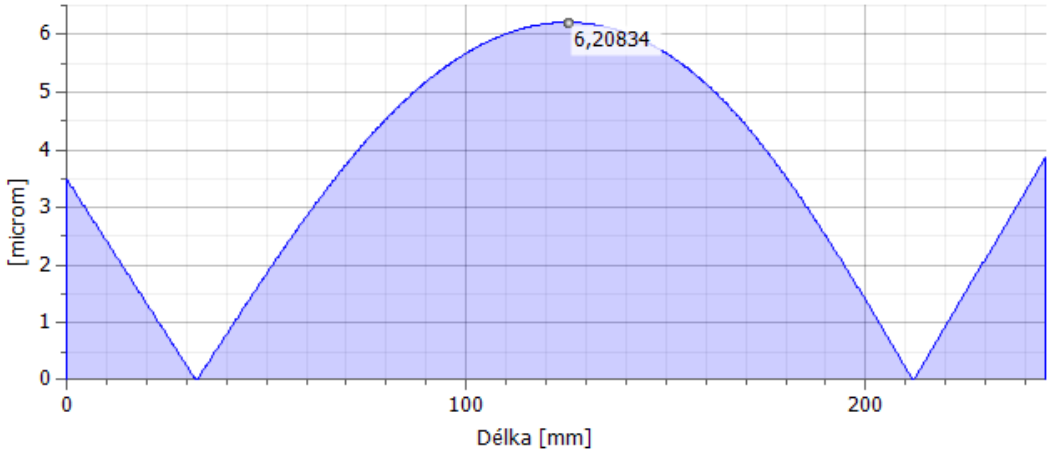
$$\sigma_{red2} = \sqrt{{\sigma_{o2D}}^2 + 3 \cdot {\tau_{k2}}^2} = \sqrt{16{,}3^2 + 3 \cdot 11{,}23^2} = 25{,}378\ MPa \quad (104)$$

Porovnání s dovoleným napětím

$\sigma_{red2D} \leq \sigma_D$

$25{,}378\ MPa \leq 236$ MPa → VYHOVUJE

Kontrola na průhyb



Obrázek 41: Celkový průhyb na předlohové hřídeli

K maximální hodnotě průhybu 0,006 mm dochází pod ozubenými koly. Doporučené maximální hodnoty průhybů, viz rovnice (93) a (94), jsou mnohem vyšší, než vypočtený průhyb. Kontrola předlohové hřídele na průhyb vyhovuje.

4.8 Výpočet nalisování ozubeného kola na nápravu

Krouticí moment na nápravě M_{k3} = 2931,613 Nm

Součinitel tření f = (0,1÷0,25) = 0,15

Délka lisovacího spoje L = 96 mm

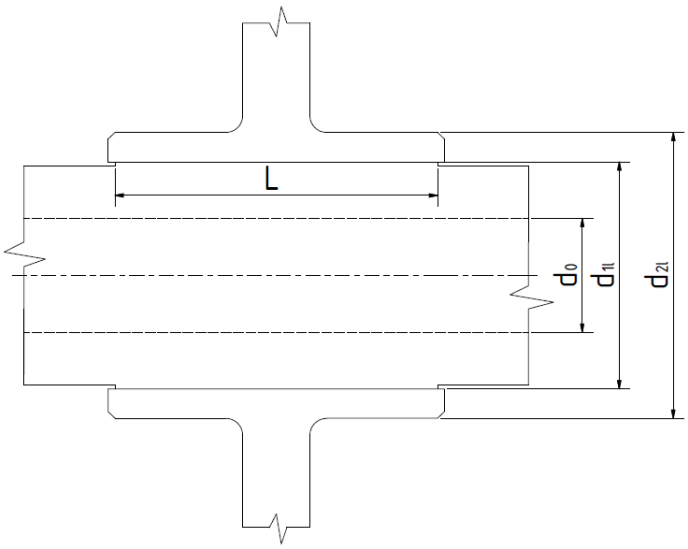
Modul pružnosti v tahu $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ MPa

Vnitřní průměr nápravy d_0 = 0 mm

Vnější průměr nápravy d_{1l} = 135 mm

Vnější průměr náboje d_{2l}= 170 mm

Součinitel bezpečnosti proti prokluzu s_f = (2÷2,5) = 2



Obrázek 42: Rozměry pro nalisování

Výpočet koeficientu dle průměru

$$C_1 = \frac{{d_{1l}}^2 + {d_0}^2}{{d_{1l}}^2 - {d_0}^2} = \frac{0{,}135^2 + 0^2}{0{,}135^2 - 0^2} = 1 \quad (105)$$

$$C_2 = \frac{{d_{2l}}^2 + {d_{1l}}^2}{{d_{2l}}^2 - {d_{1l}}^2} = \frac{0{,}170^2 + 0{,}135^2}{0{,}170^2 - 0{,}135^2} = 4{,}42 \quad (106)$$

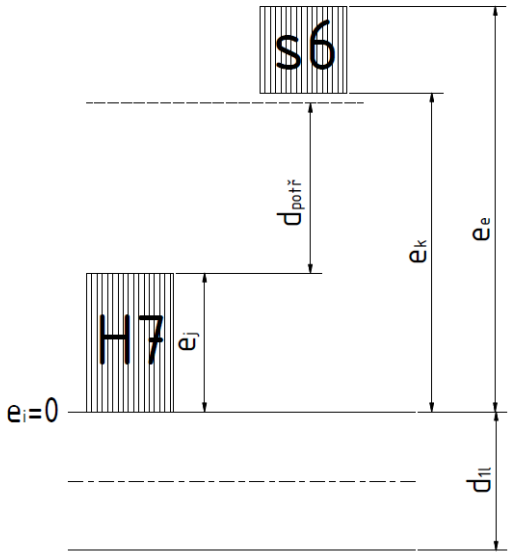
Potřebný tlak ve spojované ploše

$$p_{1potř} = \frac{M_{k3} \cdot s_f}{\pi \cdot \frac{{d_1}^2}{2} \cdot L \cdot f} = \frac{2931{,}613 \cdot 2}{\pi \cdot \frac{0{,}135^2}{2} \cdot 0{,}096 \cdot 0{,}15} = 14{,}223\ MPa \quad (107)$$

Minimální potřebný přesah ve stykové ploše

$$\Delta d_{potř} = \frac{d_{1l} \cdot p_{1potř}}{E} \cdot (C_1 + C_2) = \frac{135 \cdot 14{,}223}{210000} \cdot (1 + 4{,}42) = 0{,}049\ mm \quad (108)$$

Určení uložení



Obrázek 43: Tolerance

Jako základ volíme uložení H7, které leží na nulové čáře.

pro d_{1l} = 135 mm a H7: e_j = 0,04 mm

e_i = 0

Musí platit: $e_k = \geq e_j + \Delta d_{potř} = 0{,}04 + 0{,}049 = 0{,}089\ mm$ (109)

Pro d_{1l} = 135 mm a s6: e_e = 0,117

e_k = 0,092

Hodnota e_e je zároveň maximální průměr nalisování Δd_{max} = 0,117 mm.

Dle provedené kontroly uložení H7/s6 vyhovuje.

Při návrhu jsou použity tabulky soustavy tolerancí a uložení z přílohy č. 5.

Pevnostní kontrola

$$p_{max} = \frac{\Delta dmax}{d_{1l}} \cdot \frac{E}{(C_1+C_2)} = \frac{0{,}000117}{0{,}135} \cdot \frac{210000 \cdot 10^6}{(1+4{,}42)} = 33{,}58\ MPa \quad (110)$$

$$\sigma_{redN} = p_{max} \cdot (C_2 + 1) = 33{,}58 \cdot (4{,}42 + 1) = 182\ MPa \quad (111)$$

$$\sigma_{redH} = p_{max} \cdot (C_1 + 1) = 33{,}58 \cdot (1 - 1) = 0\ MPa \quad (112)$$

Porovn*ání* s *dovoleným napětím, které má hodnotu dle výpočtu (92)*

$\sigma_{redN} \leq \sigma_D$

$182\ MPa \leq 236\ MPa \rightarrow$ VYHOVUJE

4.9 Výpočet těsného pera

Pomocí Inventoru bylo navrženo pero 22x14x63. Nyní provedeme jeho kontrolu na smyk a otlačení.

Krouticí moment na předlohové hřídeli M_{k2} = 1128,846Nm

Šířka pera b_p = 22 mm

Výška pera h_p = 14 mm

Délka pera l_p= 63 mm

Průměr hřídele d_{h2} = 80 mm

Dovolený tlak $$p_D = 0{,}7 \cdot \frac{\sigma_{kt}}{2{,}5} = 0{,}7 \cdot \frac{590}{2{,}5} = 166\ MPa \quad (113)$$

Dovolené napětí ve smyku $$\tau_{Ds} = 0{,}6 \cdot \frac{\sigma_{kt}}{2{,}5} = 0{,}6 \cdot \frac{590}{2{,}5} = 142\ MPa \quad (114)$$

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{h2}}}{\frac{h_p}{2} \cdot (l_p - b_p)} = \frac{\frac{2 \cdot 1128{,}846}{0{,}080}}{\frac{0{,}014}{2} \cdot (0{,}063 - 0{,}022)} = 98{,}3\ MPa \quad (115)$$

Porovnání s dovoleným tlakem

$p \leq p_D$

98,3 $MPa \leq$ 166 MPa → VYHOVUJE

Kontrola na smyk

$$\tau_s = \frac{F}{S_s} = \frac{\frac{2 \cdot M_{k2}}{d_{h2}}}{b_p \cdot l_p} = \frac{\frac{2 \cdot 1128{,}846}{0{,}08}}{0{,}022 \cdot 0{,}063} = 20{,}4\ \text{MPa} \quad (116)$$

Porovnaní s dovoleným napětím

$\tau_s \leq \tau_{Ds}$

20,4 MPa ≤ 142 MPa → VYHOVUJE

4.10 Konstrukce převodovky

Skříň převodovky slouží k rozložení a spojení převodových dílů, jejich ochraně před znečištěním, uspořádání mazacího systému a také přenáší síly, které vznikají v ozubeních a ložiskách. Skříň je složena ze spodního a horního dílu, které jsou opatřeny potřebnými prvky pro správnou funkci převodovky. Přes různorodé tvary skříně mají však stejné některé konstrukční prvky jako jsou příruby, žebra, víčka a prvky pro mazání. Tvar těla skříně je určen technologickými, provozními a estetickými podmínkami.

Empirický *výpočet základních rozměrů skříně*

Dle [15] jsou pomocí empirických vztahů spočtené některé parametry skříně převodovky

Tloušťka stěn skříně

$$\delta = 1{,}2 \cdot \sqrt[4]{M_3} = 1{,}2 \cdot \sqrt[4]{2931{,}613} = 8{,}83\ mm = 10\ mm \quad (117)$$

Tloušťka přírub pro spojení skříní

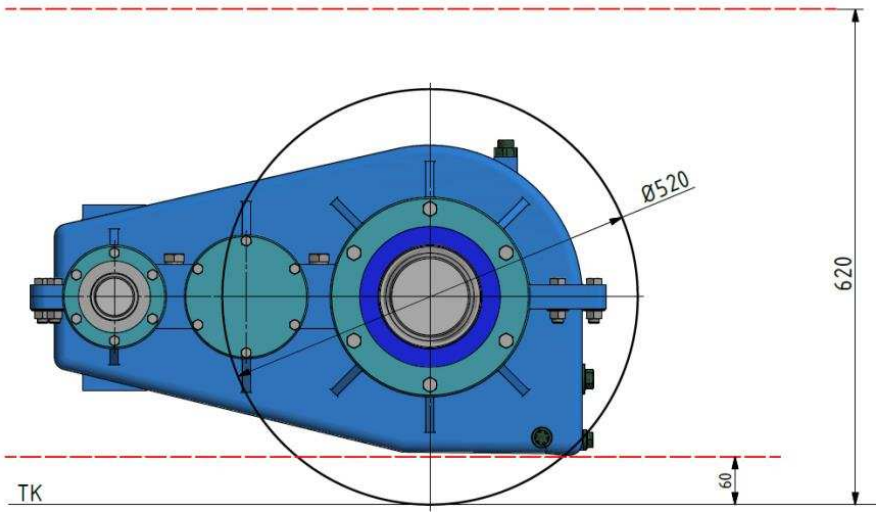
$$\delta_p = 1{,}5 \cdot \delta = 1{,}5 \cdot 10 = 15\ \text{mm} \quad (118)$$

Tloušťka žeber

$$\delta_{\check{z}} = (0{,}9 \div 1) \cdot 10 = 0{,}95 \cdot 10 = 9{,}5\ mm = 10\ mm \quad (119)$$

Kontrola spodního obrysu

Návrh byl ovlivněn omezením spodního obrysu pro vozidlo při maximálním opotřebení dvojkolí. Výpočet prokazující splnění podmínky byl proveden a dokázán pomocí nerovnosti č. (41). Na obrázku 44. je však pro vizuální porovnání zobrazen výsledný tvar převodově skříně, která nezasahuje do omezeného prostoru.



Obrázek 44: Kontrola omezení spodního obrysu vozidla a převodovky

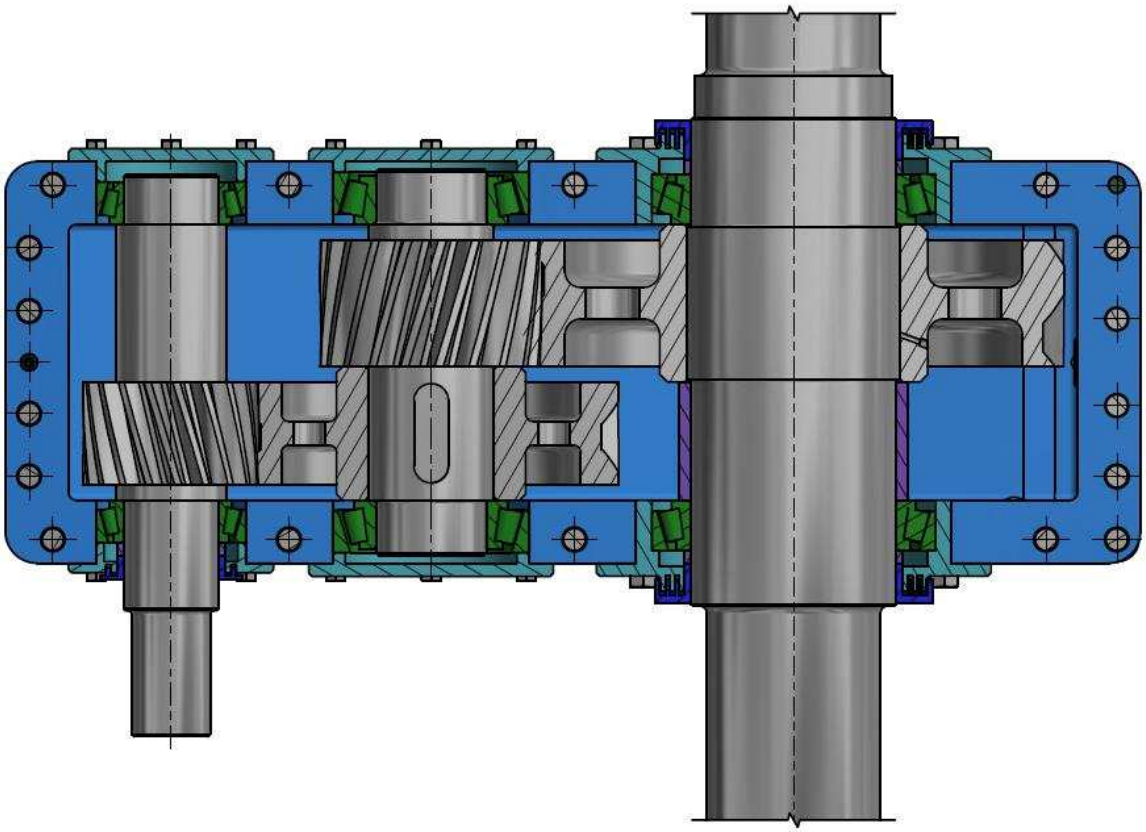
4.10.1 Popis vnitřního uspořádání převodovky

Pastorky obou soukolí jsou vyrobeny jako součást hřídelí. Tím odpadá nutnost axiálního zajištění pastorku. Jako polotovar je použita tyč kruhová. Ozubená kola jsou vyrobena jako výkovek. Po tváření jsou kola obráběna pro zlepšení jakosti povrchu a přesnosti. Z důvodu snížení hmotnosti jsou ozubená kola opatřena odlehčujícími otvory. Ozubené kolo 2. je na hřídel nasazené pomocí pera. Proto náboj kola je opatřen drážkou pro spojení perem. Ozubené kolo 4. je na nápravu nalisované s tolerancí H7/s6. Pro případ demontáže je náboj kola opatřen mazacím kanálkem.

Hřídele jsou uloženy ve skříni pomocí jednořadých kuželíkových ložisek. Axiální zajištění obstarávají změny průměru hřídelí a víčka. Na předlohové hřídeli je ozubené kolo axiálně zajištěno opřením náboje kola o ložisko a pastorek. Na nápravě kvůli velké vzdálenosti od opírací plochy jednoho z ložisek je použita trubka, která slouží jako distanční kroužek.

Jako těsnící prvek jsou použita bezkontaktní labyrintová těsnění. Těsnící účinek je založen na vytvoření malé mezery mezi rotující a statickou částí. Mezera je vyplněna plastickým nebo kapalným mazivem. Mezi hlavní výhody daného typu těsnění patří nízké tření maziva, neopotřebování součástí, jednoduchý provoz, dlouhá životnost a nezávislost na obvodové rychlosti. Funkce těsnění je zabránění úniku oleje ven z převodovky a vniku nečistot a vlhkosti do vnitřního prostoru převodovky. [16]

Pro náš případ je statická část těsnění součástí víček, které jsou přišroubované ke skříni převodovky. Rotující část těsnění je nalisovaná na hřídeli. Pro snadnější vymezení nalisování rotujících částí jsou použité distanční kroužky. Víčka a těsnění jsou vyrobeny jako obrobek z tyče kruhové. Rozměry těsnění jsou navrženy dle přílohy č. 6.



Obrázek 45: Řez převodovky v dělící rovině

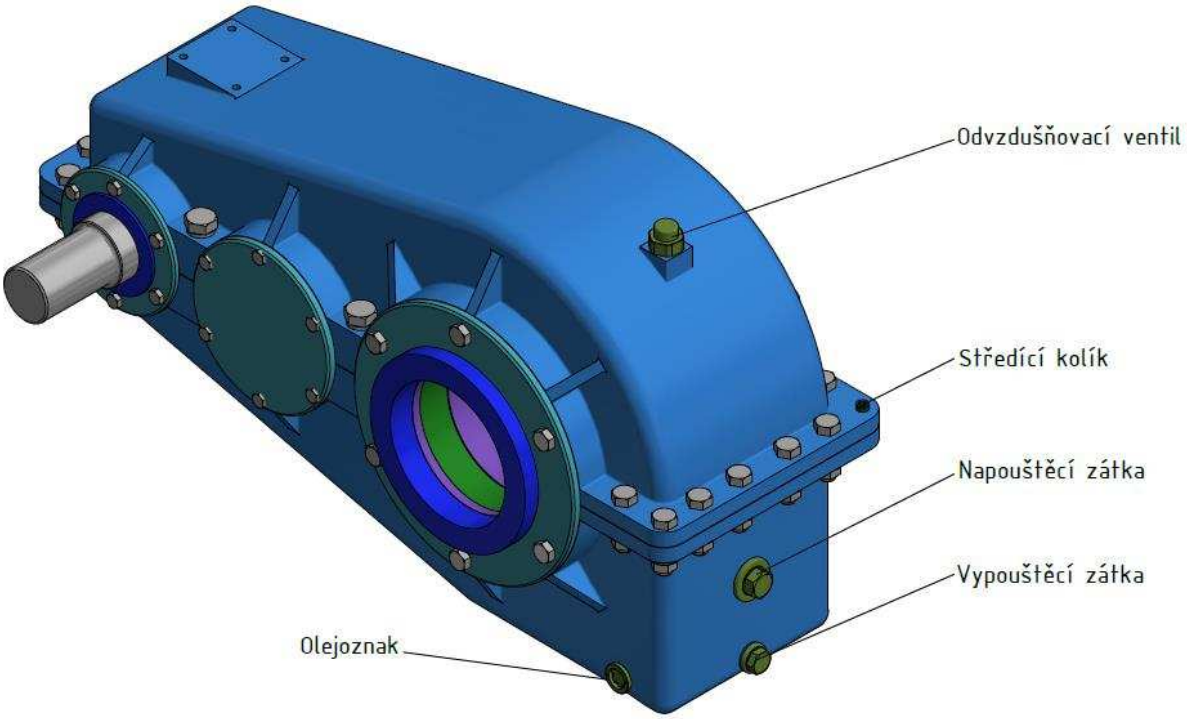
4.10.2 Vnější popis převodovky

Mazání převodové skříně probíhá broděním. To znamená, že hladina oleje je nízká, do olejové lázně je ponořeno pouze velké ozubené kolo 4. Ostatní části jsou mazány odstřikujícím olejem. Skříň je provedena se sklonem a tím olej stéká zpátky pod ozubené kolo.

Při delším provozu převodovky je olej znečištěn opotřebením a zároveň stárne. Tím se jeho vlastnosti zhoršují, proto je olej v převodovce pravidelně nahrazován. K tomuto účelu musí spodní díl skříně převodovky obsahovat vypouštěcí a napouštěcí otvor. Dno skříně je provedeno se sklonem směrem k vypouštěcímu otvoru. V místě otvoru je vytvořeno vybrání pro usazení nečistot a snadnější odtékání oleje. Napouštěcí otvor je umístěn rovněž na spodní skříni, z důvodu snadné přístupnosti. Pro kontrolu stavu oleje je spodní část skříně opatřena olejoznakem od firmy Hennlich. [17]

Při práci převodovky (z důvodu ohřátí oleje a vzduchu) dochází k zvyšovaní tlaku ve skříni, což vede k průniku oleje skrz těsnění a spoje. Abychom tomuto předešli, je horní skříň opatřena odvzdušňovacím ventilem od firmy Elesa+Ganter. [18] Všechny části jsou ke skříni přišroubované.

Převodová skříň je rozdělena vodorovnou dělící rovinou na dva díly. Spojení těchto dílu zajišťuje šroubový spoj složený ze 13 šroubů M14, matic M14 a podložek A 15. Přesnou polohu horního a dolního dílu skříně docílíme pomocí dvou kuželových kolíků. Jsou měnších rozměrů než spojovací šrouby a leží v největší možné vzdálenosti jeden od druhého. Horní a dolní díl obsahuje sedla pro uchycení závěsky. Oba díly převodové skříně jsou vyrobeny jako odlitek ze šedé litiny ČSN 42 2424.



Obrázek 46: Části převodovky

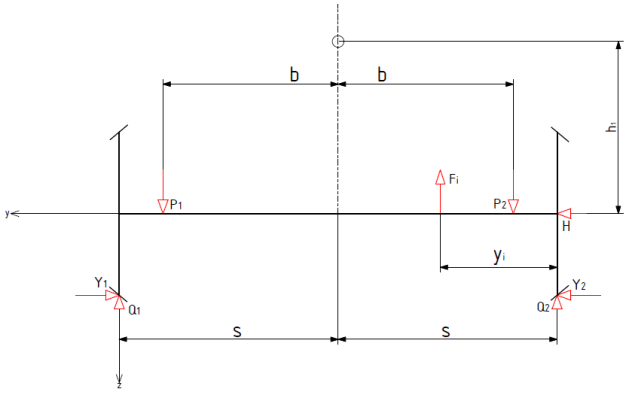
5 Koncepce podvozku

5.1 Zatížení nápravy

Pro výpočet nápravových ložisek potřebujeme nejdříve zjistit působící síly na nápravě. Výpočet nápravy je prováděn dle normy ČSN EN 13104.

Sedící místa	64
Místa ke stání	114
Průměrná váha cestujícího	m_c = 70 kg
Jmenovitá hmotnost vozu	m_L = 42 t
Hmotnost dvojkolí	m_{dv} = 700 kg
Hmotnost převodovky	m_p = 215 kg
Průměr kola	d = 600 mm
Výška těžiště nad osou nápravy	h_1 = 700 mm
Vzdálenost styčných kružnic	2s = 1500 mm
Vzdálenost středů ložisek	2b = 1240 mm
Počet náprav	i = 8
Působení síly od neodpružené hmoty	y_i = 380 mm
Gravitační zrychlení	g = 9,81 m/s^2

Určení působících sil



Obrázek 47: Působící síly na nápravě

P_1, P_2 …síly na čepech

Q_1,Q_2 …svislé reakce

Y_1,Y_2,H …příčné síly

F_i …síla od neodpružené hmoty

Stanovení hmotností

Hmotnost cestujících

$$m_3 = (\text{sedící místa} + \text{místa ke stání}) \cdot m_c = (64 + 114) \cdot 70 = 12\,460 \text{ kg} \quad (120)$$

Hmotnost upevněna na nápravě

$$m_2 = m_{dv} + \frac{2}{3} \cdot m_p = 700 + \frac{2}{3} \cdot 215 = 843 \text{ kg} \quad (121)$$

Referenční hmotnost

$$m_1 = \frac{m_L}{i} + 1{,}2 \cdot \frac{m_3}{i} - m_2 = \frac{42000}{8} + 1{,}2 \cdot \frac{12460}{8} - 843{,}33 = 6276 \text{ kg} \quad (122)$$

***Síly spojené s hmotnostmi v* pohybu**

$P_1 = (0{,}625 + 0{,}0875 \cdot \frac{h_1}{b}) \cdot m_1 \cdot g = (0{,}625 + 0{,}0875 \cdot \frac{0{,}70}{0{,}62}) \cdot 6276 \cdot 9{,}81 = 44562$ N (123)

$P_2 = (0{,}625 - 0{,}0875 \cdot \frac{h_1}{b}) \cdot m_1 \cdot g = (0{,}625 - 0{,}0875 \cdot \frac{0{,}70}{0{,}62}) \cdot 6276 \cdot 9{,}81 = 32398$N (124)

$Y_1 = 0{,}35 \cdot m_1 \cdot g = 0{,}35 \cdot 6276 \cdot 9{,}81 = 21548$ N (125)

$Y_2 = 0{,}175 \cdot m_1 \cdot g = 0{,}175 \cdot 6276 \cdot 9{,}81 = 10774$ N (126)

$H = Y_1 - Y_2 = 21548 - 10774 = 10774$ N (127)

Svisl*é zatížení nápravy částmi s* n*í spojenými*

V našem případě zde vystupuje pouze síla od převodovky.

$F_i = \frac{2}{3} \cdot m_p \cdot g = \frac{2}{3} \cdot 215 \cdot 9{,}81 = 1406$ N (128)

Vertikální reakce

$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_1 \cdot (b + s) - P_2 \cdot (b - s) + (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i \cdot (2 \cdot s - y_i)]$ (129)

Dosazení do rovnice (129)

$Q_1 = \frac{1}{2 \cdot 0{,}75} \cdot [44562 \cdot (0{,}62 + 0{,}75) - 32398 \cdot (0{,}62 - 0{,}75) + (21548 - 10774) \cdot 0{,}3 -$

$1406 \cdot (2 \cdot 0{,}75 - 0{,}38)] = 44612$ N (130)

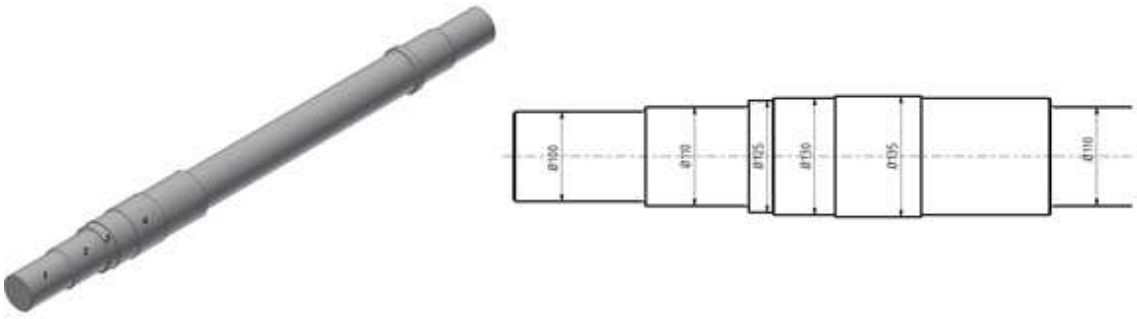
$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot [P_2 \cdot (b + s) - P_1 \cdot (b - s) - (Y_1 - Y_2) \cdot R - F_i \cdot y_i]$ (131)

Dosazení do rovnice (131)

$Q_2 = \frac{1}{2 \cdot 0{,}75} \cdot [32398 \cdot (0{,}62 + 0{,}75) - 44562 \cdot (0{,}62 - 0{,}75) - (21548 - 10774) \cdot 0{,}3 -$

$-1406 \cdot 0{,}38] = 30941$ N (132)

Ozubené kolo druhého sokolí je nalisované na největším průměru nápravy (4). Z důvodu použití vnitřního rámu je kolo kolejového vozidla nasazeno na průměr (1). Nápravové ložisko je umístěno na průměru (2) mezi osazením (3) a kolem vozidla. Přechody mezi jednotlivými průměry jsou opatřeny zaoblením jako ochrana proti vrubům a koncentracím napětí. Průměry nápravy jsou odstupňovány empiricky.



Obrázek 48: Náprava

5.2 Návrh nápravového ložiska

Nápravová ložiska slouží k přenášení hmotnosti skříně a rámu podvozku na nápravu a dvojkolí. Zároveň přenáší hnací a brzdné síly od dvojkolí na rám. V současné době se nejčastěji používají kompaktní ložiskové jednotky. U nichž vnější ložiskový kroužek slouží zároveň jako ložisková skříň. Pro náš případ však použijeme ložiskovou skříň a dvouřadá soudečková ložiska samostatně.

Požadovaná trvanlivost nápravových ložisek pro vozidla městské dopravy se v praxi uvažuje L_s= 1 500 000 km. [4]

Tabulka 19: Parametry nápravového ložiska

Označení	24122 CC/W33		
Vnitřní průměr	d = 110 mm		
Vnější průměr	D = 180 mm		
Šířka	B = 69 mm		
Dynamická únosnost	C = 539 000 N		
Výpočtový součenitel	E = 0,37	Y_1 = 1,8	Y_2 = 2,7

Výpočet je prováděn stejným způsobem jako pro ložiska převodové skříně. Radiální a axiální síla byla spočtena při výpočtu nápravy v předchozím kroku.

Tabulka 20: Hodnota reakcí na nápravě

$P_1 = F_r$	44562 N
$H = F_a$	10774N

Porovnání ekvivalentního součinitele

$$F_a/F_r \leq e \quad (133)$$

$$10774/44562 \leq 0{,}37 \quad (134)$$

$$0{,}24 \leq 0{,}37 \quad (135)$$

Dle nerovnosti (135) je ekvivalentní síla spočtena dle vztahu

$$F_e = F_r + Y_1 \cdot F_a = 44562 + 1{,}8 \cdot 10774 = 63955{,}2\ N \quad (136)$$

Pro dané ložisko provedeme výpočet na otáčkovou životnost

$$L_{Not} = \left(\frac{C}{F_e}\right)^p = \left(\frac{539000}{63955{,}2}\right)^{\frac{10}{3}} = 1218 \cdot 10^6\ ot \quad (137)$$

Abychom mohli posoudit, zda ložiska vyhovují životnosti 1 500 000 km, musíme danou životnost vyjádřit v otáčkách. Přepočítáme požadovaný počet kilometrů na otáčky pomocí obvodu kola tramvajového vozidla.

$$L_{Sot} = \frac{L_s}{o_k} = \frac{1\,500\,000\,000}{\pi \cdot 0{,}56} = 852615766{,}6\ ot = 853 \cdot 10^6\ ot \quad (138)$$

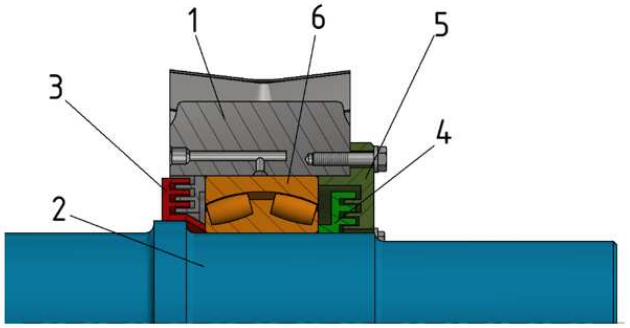
Kontrola

$$L_{Not} \geq L_{Sot}$$

$1218 \cdot 10^6\ ot \geq 853 \cdot 10^6\ ot \rightarrow$ VYHOVUJE

5.3 Ložisková skříň

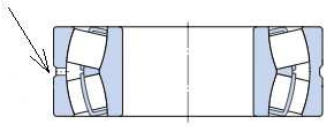
Hlavní částí nápravového ložiska je skříň, vlastní ložisko a těsnění. Tělo skříně (1) představuje obal, ke kterému jsou připevněny ostatní části. V těle skříně jsou vyvrtané kanálky, které slouží pro mazání ložisek. Soudečkové ložisko (6) je na nápravový čep (2) nalisováno. Jako těsnění jsou použity bezkontaktní labyrintové kroužky (3,4), které jsou na nápravu rovněž nalisované. Skříň je uzavřena víčkem (5), které se upevní ke skříni pomocí šroubů s pružnými podložkami. Součástí víčka je labyrintové těsnění.



1 – Tělo skříně
2 – Nápravový čep
3 – Labyrintový kroužek vnější
4 – Labyrintový kroužek vnitřní
5 – Víčko
6 – Soudečkové ložisko

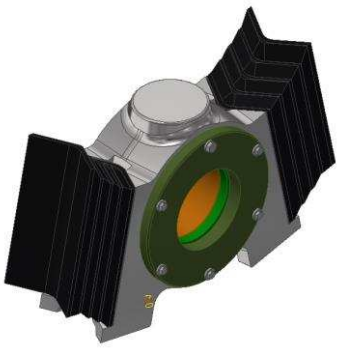
Obrázek 49: Ložisková skříň

Aby docházelo k mazání ložiska, je vnější kroužek soudečkového ložiska opatřen otvorem, do kterého přes kanálky ložiskové skříně proudí mazivo.



Obrázek 50: Soudečkové ložisko s otvorem [19]

5.4 Primární vypružení



Obrázek 51: Primární vypružení Meggi

Každá sada těchto pružin je složena ze dvou identických částí. Sada plechů a pryžových těsnění, které jsou symetricky umístěny po obou stranách ložiskové skříně. Plechy jsou spojeny lepidlem nebo prostřednictvím vulkanizace pryže. Pružiny jsou instalovány s mírným sklonem vůči svislé rovině, která je kolmá na směr jízdy. Při vertikálním zatížení nápravy dochází v gumových podložkách současně k tlaku a smyku. Plechy značně zvyšují odolnost proti tlakovým silám, aniž by ovlivňovaly odolnost proti smyku. Pružina má vysokou tuhost v podélném směru, tato vlastnost je výhodná pro trakční a brzdné síly. Výhodou je snadná údržba, malá hmotnost a kompaktnost. Nevýhodou je tepelná závislost pružiny a ztráta pružících vlastností. [20]

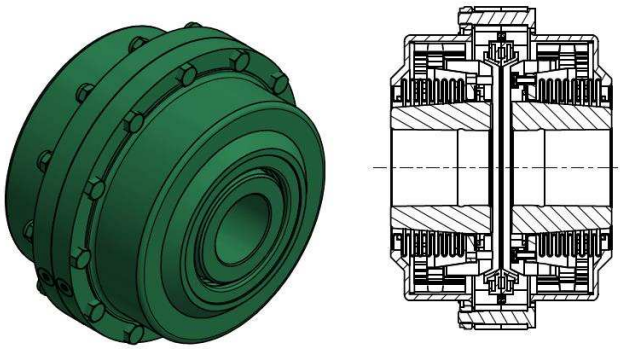
5.5 Zubová spojka

Přenos krouticího momentu z motoru na převodovku je zajištěn pomocí zubové spojky. Trakční motor je připevněn k rámu podvozku a je spolu s ním odpružen na pružinách primárního vypružení. Převodovka je nalisovaná na nápravě. Následkem toho se při pohybu podvozku a při stlačení primárních pružin motor vůči převodovce svisle pohybuje. Zubová spojka však tento svislý pohyb umožňuje.

Tabulka 21: Parametry zubové spojky ZDW

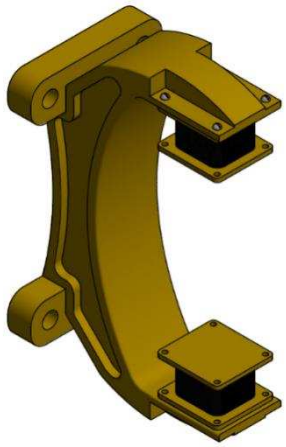
Jmenovitý krouticí moment	500 Nm
Maximální krouticí moment	1200 Nm
Maximální otáčky	4200 ot/min
Svislý / Axiální posuv	7 mm / 10 mm

Získaná spojka vyhovuje pro naše pohonné soustrojí. Při porovnání parametru zubové spojky dle tabulky 22. a parametru motoru dle tabulky 8. vidíme, že spojka má vyšší otáčkové i momentové hodnoty než motor.



Obrázek 52: Zubová spojka (Ing. Robert Zemánek)

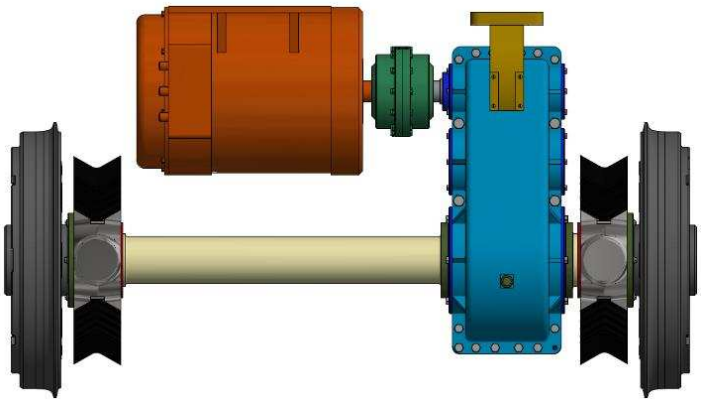
5.6 Zavěšení převodovky



Závěsová konzola slouží k zachycení reakčních sil a držení převodové skříně v horizontální poloze. V současné době jsou používány speciální závěsky umístěné v ose pastorku. Jde o ocelovou konstrukci ve tvaru půlměsíce. Mezi závěskou a skříní převodovky jsou vložené pružné elementy. Závěska je připevněna k rámu podvozku stejně jako motor. Při stlačení primárních pružin dochází k svislému pohybu motoru i spojky. Proto při daném provedení dochází k menším svislým posuvům mezi motorem a převodovkou.

Obrázek 53: Závěsová konzola

5.7 Pohonné ustrojí



Obrázek 54: Navržený pohon

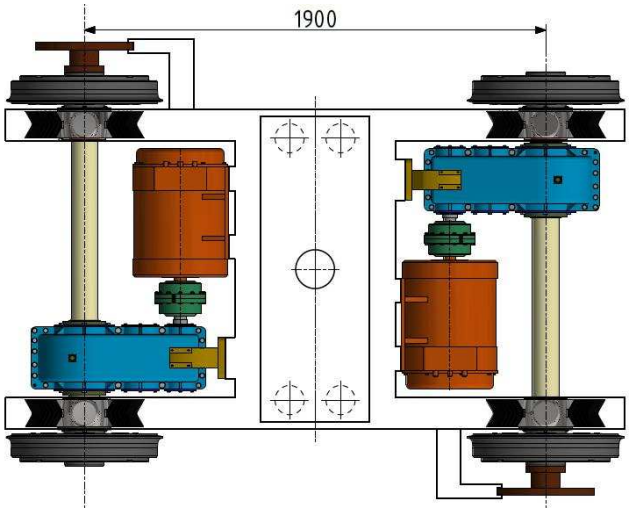
Jak bylo popsáno v kapitole 3.5 je navržený závěskový pohon s čelní dvoustupňovou převodovkou. Rozchod 1435 mm a rozměrové parametry hnacích komponent nám umožnilo použit vnitřní rám. Motor pohání převodovku přes zubovou spojku. Rám je umístěn na ložiskové skříni s vypružením Maggi.

5.8 Další části podvozku

Rám podvozku je jedna z nejdůležitějších částí podvozku. Zajišťuje upevnění všech komponent a přenosu sil mezi nimi. Pro námi navržený pohon je rám otevřený vnitřní ve tvaru H. Složený ze dvou podélníků a jednoho příčníku. Rám je umístěn na ložiskové skříni s primárním vypružením Meggi. Motor a závěska jsou dle jejich konstrukce přišroubovány k příčníku.

Brzdové ústrojí je z rozměrových důvodů umístěno vně rámu. Brzdový kotouč je přišroubován k náboji tramvajového kola. Pro jedno dvojkolí je použit jeden brzdový kotouč. Z tohoto důvodu musí být rám opatřen speciálními konzolami pro upevnění brzdového ústrojí.

Jako sekundární vypružení jsou zvolené dvojice ocelových šroubovitých válcových pružin. Jedná se o jeden z nejpoužívanějších typů sekundárního vypružení pro tramvaje. Používají se společně s tlumičem. Na pružinách je umístěna kolébka s otvorem pro otočný čep, která umožní otáčivý pohyb skříně vůči podvozku. Schématické provedení podvozku s naším pohonným soustrojím je zobrazeno na obrázku 55.



Obrázek 55: Koncepce podvozku

6 Závěr

Na počátku této práce byla zvolena koncepce vozidla. Výběr byl ovlivněn nutností použití čelní převodovky. Z dostupných typů a zohlednění použití čelní převodovky byla zvolena koncepce tramvaje Flexity Classic částečně nízkopodlažního provedení. Pro danou koncepci byly vypočítány výstupní parametry a dle nich byl zvolen trakční asynchronní motor. Následně byl spočten potřebný převodový poměr, který musí převodovka přenést.

Prvotním záměrem bylo navrhnout pohon s použitím jednostupňové čelní převodovky. Daný typ pro námi spočtený převodový poměr nešlo použít z rozměrových důvodů, které by zasahovaly do průjezdového profilu. Proto byla navržena dvoustupňová čelní převodovka.

Při návrhu dvoustupňové převodovky byl spočten a zkontrolován skutečný převodový poměr pomocí volby ozubení pro obě soukolí. V dalším kroku byly spočteny otáčky a momenty na všech hřídelích převodovky. Tím bylo zjištěno, zda motor přes převodovku dokáže pokrýt potřebné výstupní parametry tramvaje. Pomocí programu Autodesk Inventor 2016 ze základních vstupních parametrů byly kompletně spočítány rozměry ozubení, síly v ozubeních a provedená kontrola ozubení. Ze získaných sil v ozubení byly spočtené reakce v ložiskách a následně jejích návrh. Rovněž byla provedena kontrola hřídelí na ohyb a krut. Práce také obsahuje výpočet nalisování ozubeného kola na nápravu a kontrolu spojení perem ozubeného kola s hřídelí. Všechny navržené a spočtené komponenty jsou zakomponované do skříně převodovky. Ta je následně opatřena doplňkovými prvky, které obstarávají správnou funkci převodovky. Všechny použité součásti jsou zobrazeny ve výkresu sestavy.

V poslední části došlo k výpočtu nápravového ložiska. Následně byly popsány všechny potřebné součástí pohonného soustrojí. Dané soustrojí je pak schématicky zobrazeno v možném provedení podvozku.

7 Použitá literatura

[1] ČSN 28 1300. Tramvajová vozidla – Technické požadavky a zkoušky. Praha: ÚNMZ, Březen 2015

[2] ČSN 28 0318. Průjezdné průřezy tramvajových tratí a obrysy pro vozidla provozovaná na tramvajových dráhách. Praha: ÚNMZ, Březen 2015

[3] HELLER, P., DOSTÁL, J. Kolejová vozidla III. Plzeň: Západočeská univerzita 2007

[4] ŘASA, J., ŠVERCL, J. Strojnické tabulky 1. Praha: Scientia, spol. s.r.o. 2004

[5] ŘASA, J., ŠVERCL, J. Strojnické tabulky 2. Praha: Scientia, spol. s.r.o. 2007

[6] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

[7] RŮŽIČKA, Martin. Současné typy pohonu v elektrické trakce. Plzeň, 2014. Bakalářská práce. Západočeská univerzita, Fakulta elektrotechnická. Vedoucí práce Ing. Roman Pechánek, Ph.D.

[8] KRÓNEROVÁ, Eva a Jaroslav KRÁTKÝ. Postup návrhu převodové skříně. Plzeň, 2014.

8 Internetové zdroje

[9] FLEXITY Classic – Dortmund, Germany. De.bombardier.com [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: https://de.bombardier.com/en/transportation/presence-in-germany/projects/project.flexity-dortmund-germany.html?

[10] Механические редукторы и зубчатые колёса для рельсовых транспортных средств. Www.wikov.com [online]. Hronov, 2014 [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: http://www.tepark.ru/images/xtray/brands/wikov/Wikov_201411_Rail_RU.pdf

[11] DC Motors. Samico [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: http://samincoinc.com/product-catalog/DC_Motors?previous_url_id=1

[12] Тяговые асинхронные электродвигатели. Промышленный Союз [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://motor-e.ru/elektrodvigateli-dlya-gorodskogo-elektrotransporta/tyagovye-asinkhronnye-elektrodvigateli-serii-atchd.html

[13] Производство 2008 год. Omnibus [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: http://www.omnibus.ru/arhiv/9-10_2008/manufacturing/

[14] Hřídel: Maximální průhyb. Mitcalc [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/shafts/help/cz/shafttxt.htm

[15] Конструктивные размеры редуктора. Transporank [online]. [cit. 2018-05-07]. Dostupné z: http://www.transporank.ru/trareas-607-1.html

[16] Лабиринтные уплотнения. CB-Online [online]. [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: http://www.cb-online.ru/spravochniky-online/online-spravochnik-konstruktora/uplotnitelnye-ustrojstva

[17] MAZACÍ A GARÁŽOVÁ TECHNIKA: OLEJOZNAKY. Hennlich [online]. [cit. 2018-05-19]. Dostupné z: https://www.hennlich.cz/produkty/centralni-mazani-a-mazaci-technika-mazaci-a-garazova-technika-olejoznaky-pruhleditka-301/olejoznaky-kh.html

[18] Prvky pro hydraulické systémy: Odvzdušňovací ventily. Elesa-ganter [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: https://www.elesa-ganter.cz/vyrobky/prvky-pro-hydraulicke-systemy/skupina/gn-881

[19] Soudečková ložiska. SKF [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=24122%20CC/W33&unit=metricUnit

[20] МЕХАНИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА. Docplayer [online]. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: http://docplayer.ru/55156751-Mehanicheskaya-chast-elektricheskogo-podvizhnogo-sostava.html

9 Seznam obrázků

Obrázek 1: Bombardier Flexity Classic [9] 8
Obrázek 2: Řešená koncepce tramvaje 9
Obrázek 3: Výška podlahy 10
Obrázek 4: Vysokopodlažní provedení 10
Obrázek 5: Částečně nízkopodlažní provedení 11
Obrázek 6: Nízkopodlažní provedení 11
Obrázek 7: Otočný povozek 11
Obrázek 8: Neotočný podvozek 12
Obrázek 9: Omezení spodního obrysu vozidla [2] 12
Obrázek 10: Motor kolmý k nápravě uvnitř rámu [3] 13
Obrázek 11: Podvozek KOMFORT [3] 13
Obrázek 12: Podvozek Flexity Bombardier [3] 14
Obrázek 13: Pohon podélným motorem s tuhou nápravou [3] 14
Obrázek 14: Pohon přes dvě čelní převodovky [3] 14
Obrázek 15: Podvozek AEG-MAN [3] 14
Obrázek 16: Schéma pohonu s dutým pastorkem [3] 15
Obrázek 17: Schéma pohonu dvojkolí se spojkou [3] 15
Obrázek 18: Podvozek pro tramvaj 16T, 14T [3] 15
Obrázek 19: Pohon dutou hřídelí kolem nápravy [3] 16
Obrázek 20: Rozdělení převodovek dle osy motoru 16
Obrázek 21: Jednostupňová kuželová převodovka AWBC-Z [10] 17
Obrázek 22: Čelní jednostupňová převodovka pro metro [10] 19
Obrázek 23: Stejnosměrný motor [11] 20
Obrázek 24: Asynchronní motor [12] 20
Obrázek 25: Hlavní části navrhovaného pohonu 22
Obrázek 26: Síla na kole 23
Obrázek 27: Ukázka motoru ATD-3 [13] 24
Obrázek 28: Omezení spodního obrysu a průměru ozubeného kola 25
Obrázek 29: Kinematické schéma 29
Obrázek 30: Rozložení sil v ozubení 31
Obrázek 31: Ustanovení kladných směrů 32

Obrázek 32: Reakce pro vstupní hřídel v rovině YZ 32
Obrázek 33: Reakce pro vstupní hřídel v rovině XZ 33
Obrázek 34: Reakce na předlohové hřídeli v rovině YZ 33
Obrázek 35: Reakce na předlohové hřídeli v rovině XZ 34
Obrázek 36: Reakce na výstupní hřídeli v rovině YZ 35
Obrázek 37: Reakce na výstupní hřídeli v rovině XZ 36
Obrázek 38: Průměry a rozložení vstupní hřídele 39
Obrázek 39: Celkový průhyb na vstupní hřídeli 40
Obrázek 40: Průměry a rozložení předlohové hřídele 40
Obrázek 41: Celkový průhyb na předlohové hřídeli 41
Obrázek 42: Rozměry pro nalisování 42
Obrázek 43: Tolerance 43
Obrázek 44: Kontrola omezení spodního obrysu vozidla a převodovky 45
Obrázek 45: Řez převodovky v dělící rovině 46
Obrázek 46: Části převodovky 47
Obrázek 47: Působící síly na nápravě 48
Obrázek 48: Náprava 49
Obrázek 49: Ložisková skříň 51
Obrázek 50: Soudečkové ložisko s otvorem [19] 51
Obrázek 51: Primární vypružení Meggi 51
Obrázek 52: Zubová spojka (Ing. Robert Zemánek) 52
Obrázek 53: Závěsová konzola 52
Obrázek 54: Navržený pohon 53
Obrázek 55: Koncepce podvozku 53

10 Seznam tabulek

Tabulka 1: Parametry tramvaje Flexity Classic [9] 9
Tabulka 2: Rozdělení pohonu dvojkolí dle umístění osy motoru [3] 13
Tabulka 3: Vysokopodlažní tramvaj s hypoidní převodovkou [10] 17
Tabulka 4: Kuželo-čelní převodovka pro nízkopodlažní tramvaj [10] 18
Tabulka 5: Dvoustupňová převodovka pro vyskopodlažní tramvaj [10] 18
Tabulka 6: Převodovka pro částečně nízkopodlažní tramvaj [10] 19
Tabulka 7: Čelní dvoustupňová převodovka pro nízkopodlažní tramvaj [10] 20
Tabulka 8: Parametry motoru ATD-9 24
Tabulka 9: Momenty a otáčky na jednotlivých hřídelích 27
Tabulka 10: Vstupní hodnoty pro kompletní výpočet ozubených kol 29
Tabulka 11: Vlastnosti ocele 14 220.4 29
Tabulka 12: Vypočtené síly v ozubení získané z Inventoru 31
Tabulka 13: Hodnoty reakcí na vstupní hřídeli 37
Tabulka 14: Parametry ložiska A a B 37
Tabulka 15: Hodnoty reakcí na předlohové hřídeli 37
Tabulka 16: Parametry ložiska C a D 37

Tabulka 17: Hodnoty reakcí na výstupní hřídeli 38
Tabulka 18: Parametry ložiska E a F 38
Tabulka 19: Parametry nápravového ložiska 50
Tabulka 20: Hodnota reakcí na nápravě 50
Tabulka 21: Parametry zubové spojky ZDW 52

11 Výkresová dokumentace

Výkres sestavy převodovky	0.000
Výrobní výkres vstupní hřídele	0.001
Výrobní výkres ozubeného kola 2	0.002
Výrobní výkres uzavřeného víčka vstupního	0.003
Výrobní výkres spodní skříně převodovky	0.004

PŘÍLOHA Č. 1

Parametry motoru ATD

АО "ПСКОВСКИЙ ЭЛЕКТРОМАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД"

ОФОРМЛЕНИЕ ЗАКАЗА
Отд. продаж: (8112) 70-06-81

E-mail: omis@pemz.ru
Сайт: www.pemz.ru

Электродвигатели тяговые асинхронные для электропривода вагона трамвая

Назначение

Для привода оси вагона трамвая

Основные технические данные и характеристики

Наименование параметра	Величина						
Типоисполнения	АТД-1, АТД-1.1, АТД-2.2, АТД-3	АТД-2.1	АТД-1.4*	АТД-4	АТД-7	АТД-9	АТД-10
Номинальная мощность, кВт	50	54	54	90	30	125	72
Номинальное линейное напряжение, В	467	345	220	400	380	570	500
Номинальный линейный ток, А	76	118	177	160	58	153	130
Частота питающей сети, Гц	50	60	60	67	50	80	80
Синхронная частота вращения, мин$^{-1}$ - номинальная - наибольшая	1500 4000	1800 4500	1800 4000	2010 4800	1000 3000	2400 4000	2400 4800
Скольжение, %	2	2	2	1,7	2,5	1,5	1,2
Число фаз обмотки статора	3	3	3	3	3	3	3
Схема соединений	звезда	звезда	звезда	звезда	звезда	звезда	звезда
Момент на валу при номинальной синхронной частоте вращения, Н·м	318	287	218	318	1525	497	328
Коэффициент мощности при номинальной нагрузке	0,87	0,83		0,9	0,88	0,89	0,7

Максимальное среднее квадратичное значение виброскорости по ГОСТ Р МЭК 60034-14,мм/с	2,8	2,8	2,2	2,8	2,2	2,2	2,2
Коэффициент полезного действия, %	93	92	92	90	89	93	92
Степень защиты по ГОСТ	IP54	IP54	IP54	IP54	IP54	IP54	IP54
Режим работы по ГОСТ 183-74	S2 (60 мин)	S2 (60 мин)	S2 (60 мин)	S1	S1	S1	S1
Число фаз обмотки статора	3	3	3	3	3	3	3
Масса двигателя, кг	350/350±5/ 350	350	400±10	350±17	240	387±3	328

Прим.* Электродвигатель АТД-1.4 У1 предназначен для привода шахтных электровозов.

Электродвигатели изготавливаются:

- АТД-1 по ТУ 16-2005.ЕИАЦ.526422.001ТУ
- АТД-1.4 по ТУ 16-2005.ЕИАЦ.526422.001 ТУ
- АТД-2 по ТУ 16-2007.ЕИАЦ.525523.002ТУ
- АТД-3 по ТУ 16-2007.ЕИАЦ.525523.001ТУ
- АТД-4 по ТУ 16-2007.ЕИАЦ.525523.004ТУ
- АТД-7 по ТУ ЕИАЦ.526422.003ТУ,
- АТД-9 по ТУ ЕИАЦ.525523.018ТУ.
- АТД-10 по ТУ ЕИАЦ.525523.ТУ

PŘÍLOHA Č. 2

Použité součinitele

Tabulka : Modul soukolí [8]

soukolí	M_t [Nm]	z_{n-1} [-]	β [°]	c [MPa]	ψ [-]	$m_{(n-1)n}$ [mm]
12			8 – 15°	10 - 15	tvrzené zuby 10 – 15 šlechtěné zuby 25	
34						
56						
(n-1)n						

Tabulka : Součinitel vnějších dynamických sil K_A [4]

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovno-měrností	se střední nerovno-měrností	s velkou nerovno-měrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

PŘÍLOHA Č. 3

Vypočítané hodnoty pro obě soukolí

⊟ Scénář - SOUKOLÍ 12

Scénář návrhu - Celková jednotková korekce

Scénář jednotkového posunutí - S vyrovnáním měrných skluzů

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - CSN 01 4686:1988

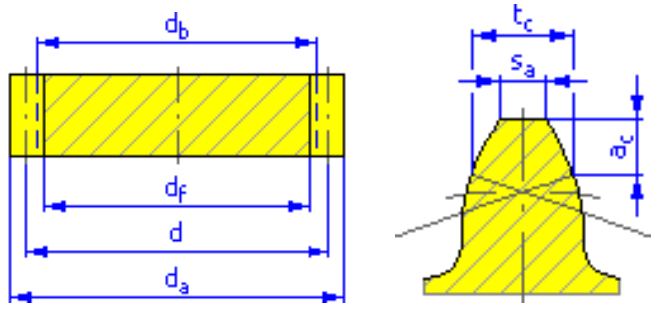
⊟ Společné parametry

Požadovaný převodový poměr	i	2,3160 ul
Modul	m	5,000 mm
Úhel sklonu	β	15,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	165,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	163,056 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,4045 ul
Rozteč zubů	p	15,708 mm
Základní rozteč	p_{tb}	15,218 mm
Provozní úhel záběru	α_w	21,8317 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,6469 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	22,3699 deg
Základní úhel sklonu	β_b	14,0761 deg
Čelní modul	m_t	5,176 mm
Čelní rozteč	p_t	16,262 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,5143 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4433 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,0710 ul
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,063 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,030 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0100 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0050 mm

⊟ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	19 ul	44 ul
Jednotkové posunutí	x	0,3544 ul	0,0501 ul
Průměr roztečné kružnice	d	98,351 mm	227,761 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	111,738 mm	238,105 mm
Průměr patní kružnice	d_f	89,395 mm	215,762 mm
Průměr základní kružnice	d_b	92,034 mm	213,132 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	99,524 mm	230,476 mm
Šířka ozubení	b	65,000 mm	65,000 mm

Šířkový poměr	b_r	0,6609 ul	0,2854 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	9,144 mm	8,036 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	9,467 mm	8,320 mm
Tloušťka zubu na tětivě	t_c	8,074 mm -0,039 mm -0,079 mm	7,096 mm -0,052 mm -0,096 mm
Výška hlavy zubu nad tětivou	a_c	5,224 mm	3,880 mm
Rozměr přes zuby	W	39,583 mm -0,037 mm -0,075 mm	84,756 mm -0,049 mm -0,090 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	6,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	113,871 mm -0,090 mm -0,152 mm	241,503 mm -0,140 mm -0,215 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	9,000 mm	9,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0100 mm	0,0100 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0180 mm	0,0250 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0080 mm	0,0090 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0075 mm	0,0085 mm
Náhradní počet zubů	z_v	20,907 ul	48,416 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	104,535 mm	242,080 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	117,922 mm	252,424 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	98,230 mm	227,481 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,4708 ul	-0,3264 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,2031 ul	-1,8121 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,3731 ul	-1,9820 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0157 ul	0,0157 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,5633 ul	0,7754 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	34,1969 deg	25,9900 deg



⊟ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	125,000 kW	122,500 kW
Otáčky	n	2400,00 rpm	1036,36 rpm
Krouticí moment	T	497,359 N m	1128,744 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	4113,407 N	
Obvodová síla	F_t	9994,778 N	
Axiální síla	F_a	2678,093 N	
Normální síla	F_n	11146,803 N	
Obvodová rychlost	v	12,359 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	12851,440 rpm	

⊟ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	S_u	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

⊟ Výpočet pevnosti

⊟ Součinitelé přídavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,500 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,081 ul	1,081 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,316 ul	1,262 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,088 ul	1,088 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

⊟ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,320 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ε	0,832 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,967 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	1,037 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	0,983 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

⊟ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,276 ul	2,282 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,519 ul	1,607 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,866 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ε	0,693 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,196 ul	1,186 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

⊟ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,551 ul	1,551 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	5,889 ul	5,506 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	3,111 ul	3,111 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	12,311 ul	11,607 ul
Kontrolní výpočet		**Kladný**	

⊟ Scénář – SOUKOLÍ 34

Scénář návrhu - Celková jednotková korekce

Scénář jednotkového posunutí - S vyrovnáním měrných skluzů

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - CSN 01 4686:1988

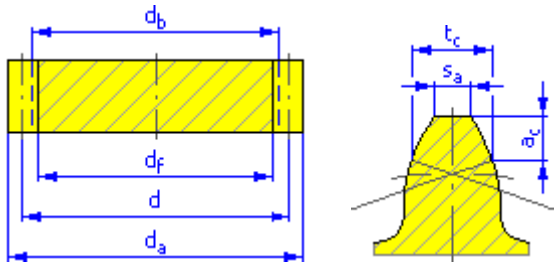
⊟ Společné parametry

Požadovaný převodový poměr	i	2,6500 ul
Modul	m	6,000 mm
Úhel sklonu	β	15,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	230,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	226,725 mm
Celková jednotková korekce	Σx	0,5723 ul
Rozteč zubů	p	18,850 mm
Základní rozteč	p_{tb}	18,261 mm
Provozní úhel záběru	α_w	22,1936 deg
Čelní úhel profilu	α_t	20,6469 deg
Čelní provozní úhel záběru	α_{tw}	22,7133 deg
Základní úhel sklonu	β_b	14,0761 deg
Čelní modul	m_t	6,212 mm
Čelní rozteč	p_t	19,514 mm
Součinitel trvání záběru	ε	2,5340 ul
Součinitel záběru profilu	ε_α	1,4355 ul
Součinitel záběru kroku	ε_β	1,0985 ul
Zaručená boční vůle	j_{nmin}	0,072 mm
Mezní úchylka vzdálenosti os	f_a	0,035 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0100 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0050 mm

⊟ Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	20 ul	53 ul
Jednotkové posunutí	x	0,3940 ul	0,1783 ul
Průměr roztečné kružnice	d	124,233 mm	329,218 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	140,643 mm	343,039 mm
Průměr patní kružnice	d_f	113,961 mm	316,357 mm
Průměr základní kružnice	d_b	116,254 mm	308,073 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	126,027 mm	333,973 mm
Šířka ozubení	b	80,000 mm	80,000 mm

Šířkový poměr	b_r	0,6440 ul	0,2430 ul
Výška hlavy zubu	a*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	11,145 mm	10,204 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	11,539 mm	10,563 mm
Tloušťka zubu na tětivě	t_c	9,842 mm -0,039 mm -0,079 mm	9,010 mm -0,064 mm -0,108 mm
Výška hlavy zubu nad tětivou	a_c	6,414 mm	5,271 mm
Rozměr přes zuby	W	47,754 mm -0,037 mm -0,075 mm	120,782 mm -0,060 mm -0,101 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	7,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	144,310 mm -0,085 mm -0,147 mm	348,020 mm -0,170 mm -0,245 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	11,000 mm	11,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0100 mm	0,0100 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0180 mm	0,0250 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0080 mm	0,0090 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0075 mm	0,0085 mm
Náhradní počet zubů	z_v	22,007 ul	58,319 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	132,044 mm	349,916 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	148,453 mm	363,737 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	124,080 mm	328,813 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,4380 ul	-0,6092 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,2675 ul	-2,3913 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,4374 ul	-2,5613 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0265 ul	0,0265 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,5707 ul	0,7765 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	33,8957 deg	25,6001 deg



⊟ Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	122,500 kW	120,050 kW
Otáčky	n	1036,00 rpm	390,94 rpm
Krouticí moment	T	1129,140 N m	2932,376 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	7500,542 N	
Obvodová síla	F_t	17918,958 N	
Axiální síla	F_a	-4801,370 N	
Normální síla	F_n	20035,447 N	
Obvodová rychlost	v	6,739 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	9463,408 rpm	

⊟ Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		CSN 14220	CSN 14220
Mez pevnosti v tahu	S_u	785 MPa	785 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	588 MPa	588 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	700,0 MPa	700,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1270,0 MPa	1270,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

⊟ Výpočet pevnosti

⊟ Součinitelé přídavných zatížení

Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,500 ul	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K_{Hv}	1,036 ul	1,036 ul
Souč. nerovnoměrnosti zatížení po šířce	$K_{H\beta}$	1,246 ul	1,206 ul
Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	$K_{H\alpha}$	1,048 ul	1,048 ul
Součinitel jednorázového přetížení	K_{AS}	1,000 ul	

⊟ Součinitelé pro dotyk

Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,812 ul	
Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	Z_H	2,301 ul	
Součinitel délky dotyku	Z_ε	0,835 ul	
Součinitel jednopárového záběru	Z_B	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Z_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel maziva	Z_L	0,962 ul	
Součinitel výchozí drsnosti zubů	Z_R	1,000 ul	
Součinitel obvodové rychlosti	Z_v	1,016 ul	
Součinitel sklonu zubu	Z_β	1,000 ul	
Součinitel velikosti	Z_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel párování materiálu	Z_W	1,000 ul	

⊟ Součinitelé pro ohyb

Součinitel tvaru zubu	Y_{Fa}	2,209 ul	2,162 ul
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,526 ul	1,616 ul
Součinitel přídavného vrubu v patě zubu	Y_{Sag}	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel sklonu zubu	Y_β	0,863 ul	
Součinitel délky dotyku	Y_ε	0,697 ul	
Součinitel střídavého zatížení	Y_A	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel životnosti	Y_N	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel vrubové citlivosti	Y_δ	1,180 ul	1,177 ul
Součinitel velikosti	Y_X	1,000 ul	1,000 ul
Součinitel drsnosti povrchu	Y_R	1,000 ul	

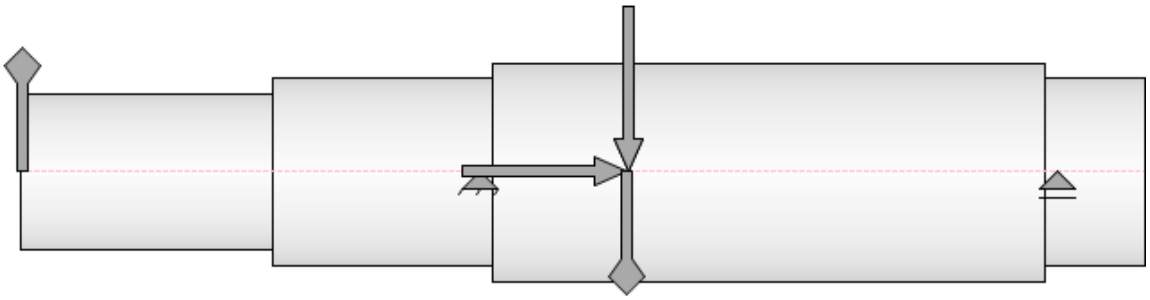
⊟ Výsledky

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,518 ul	1,518 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	5,559 ul	5,352 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	3,178 ul	3,178 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	11,778 ul	11,367 ul
Kontrolní výpočet		**Kladný**	

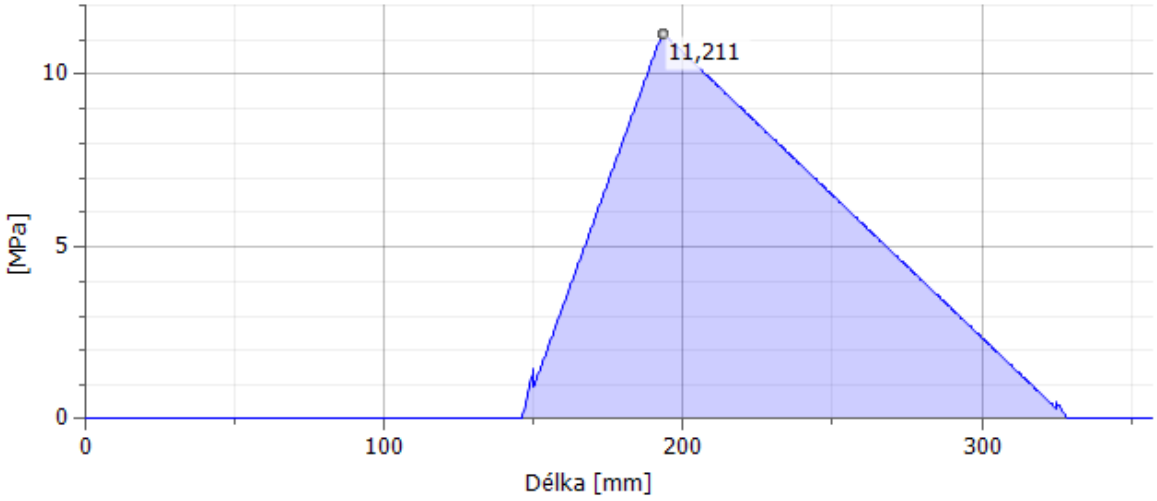
PŘÍLOHA Č. 4

Vypočet hřídelí

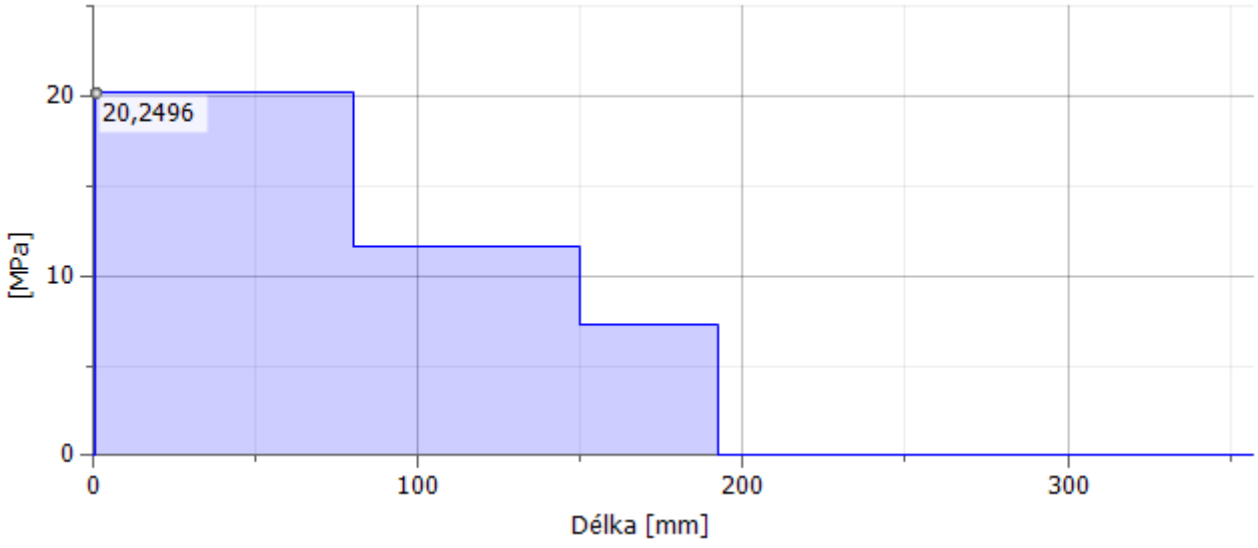
Vstupní hřídel



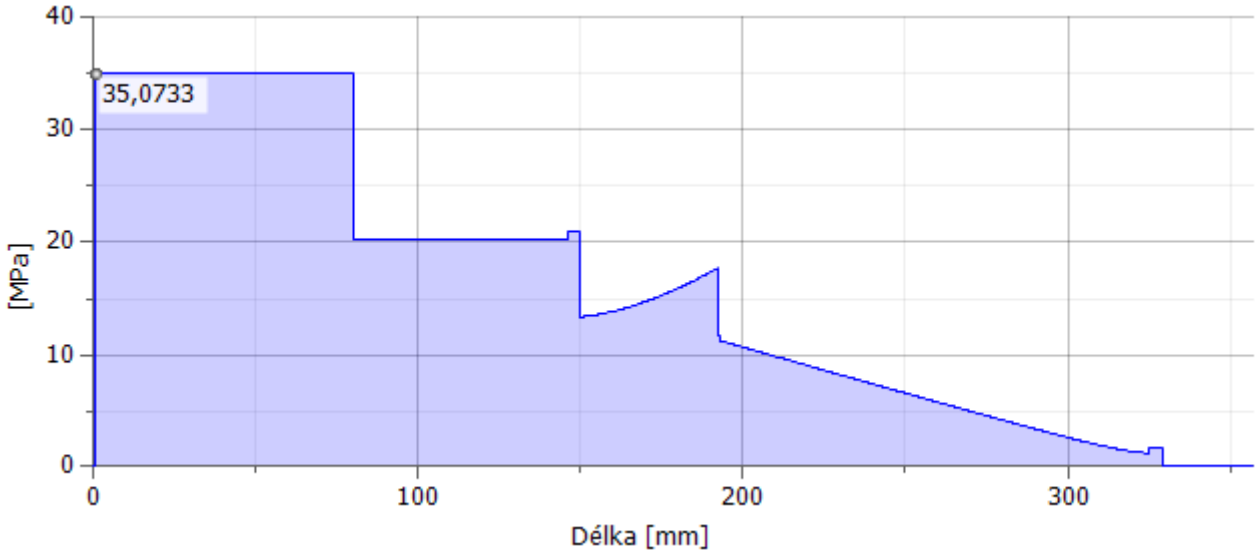
⊟ Napětí v ohybu



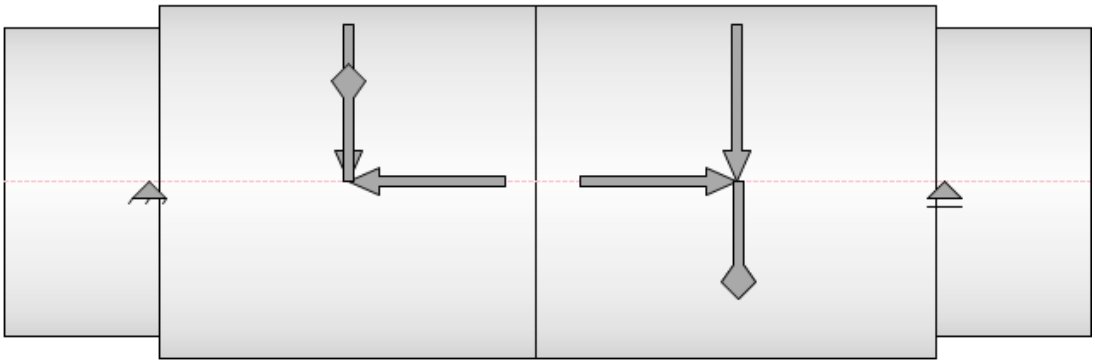
⊟ Napětí v krutu



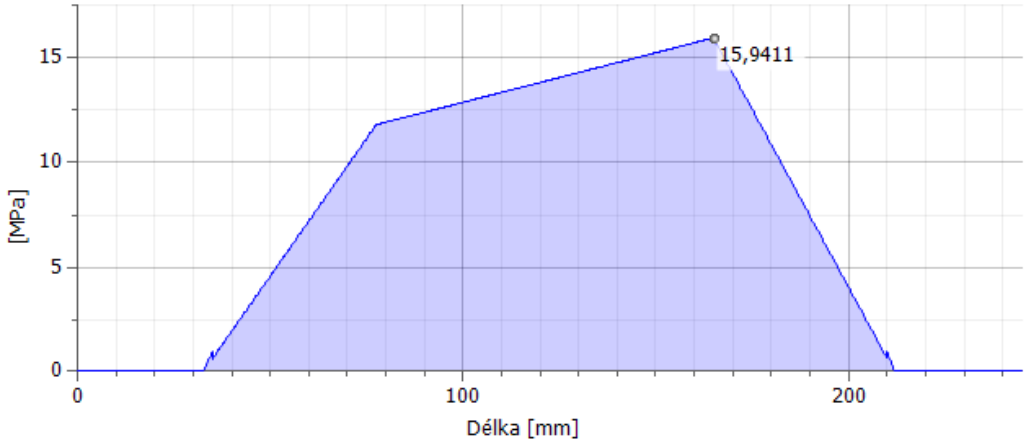
⊟ Redukované napětí



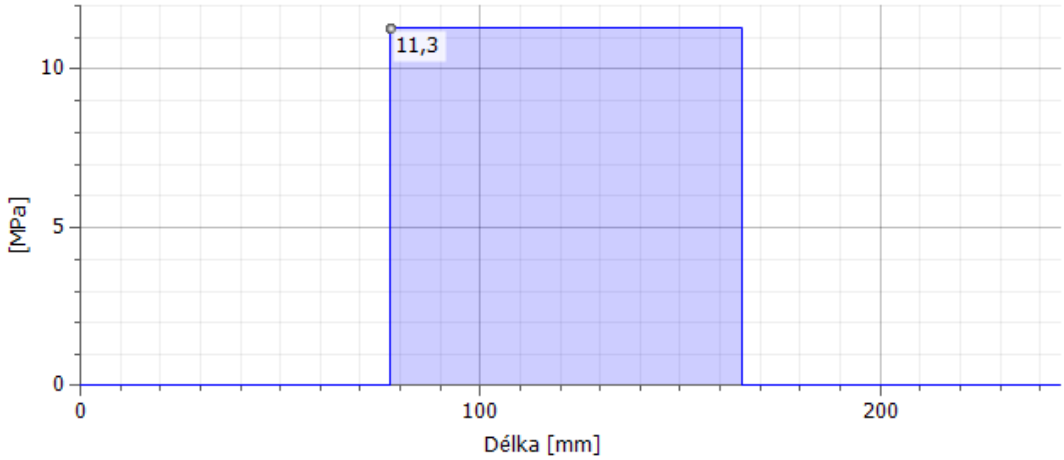
Hřídel předlohová



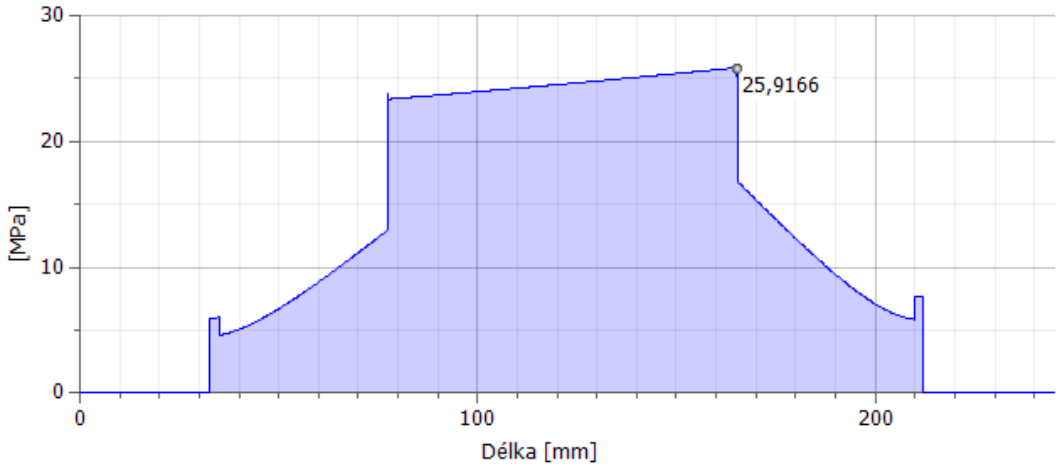
⊟ Napětí v ohybu



⊟ Napětí v krutu



⊟ Redukované napětí



PŘÍLOHA Č. 5

Soustava tolerancí a uložení

Soustava tolerancí a uložení ISO
výběr z ČSN EN 20286

rozměr přes	rozměr do	e horní	e dolní 7	e dolní 8	e dolní 9	f horní	f dolní 6	f dolní 7	f dolní 8	f dolní 9	g horní	g dolní 4	g dolní 5	g dolní 6
1	3	-14	-24	-28	-39	-6	-12	-16	-20	-31	-2	-5	-6	-8
3	6	-20	-32	-38	-50	-10	-18	-22	-28	-40	-4	-8	-9	-12
6	10	-25	-40	-47	-61	-13	-22	-28	-35	-49	-5	-9	-11	-14
10	18	-32	-50	-59	-75	-16	-27	-34	-43	-59	-6	-11	-14	-17
18	30	-40	-61	-73	-92	-20	-33	-41	-53	-72	-7	-13	-16	-20
30	50	-50	-75	-89	-112	-25	-41	-50	-64	-87	-9	-16	-20	-25
50	80	-60	-90	-106	-134	-30	-49	-60	-76	-104	-10	-18	-23	-29
80	120	-72	-107	-126	-159	-36	-58	-71	-90	-123	-12	-22	-27	-34
120	180	-85	-125	-148	-185	-43	-68	-83	-106	-143	-14	-26	-32	-39
180	250	-100	-146	-172	-215	-50	-79	-96	-122	-165	-15	-29	-35	-44
250	315	-110	-162	-191	-240	-56	-88	-108	-137	-186	-17	-33	-40	-49
315	400	-125	-182	-214	-265	-62	-98	-119	-151	-202	-18	-36	-43	-54
400	500	-135	-198	-232	-290	-68	-108	-131	-165	-223	-20	-40	-47	-60

rozměr přes	rozměr do	h horní	h dolní 4	h dolní 5	h dolní 6	h dolní 7	h dolní 8	h dolní 9	h dolní 10	h dolní 11	h dolní 12	h dolní 13	h dolní 14	h dolní 16
1	3	0	-3	-4	-6	-10	-14	-25	-40	-60	-100	-140	-250	-600
3	6	0	-4	-5	-8	-12	-18	-30	-48	-75	-120	-180	-300	-750
6	10	0	-4	-6	-9	-15	-22	-36	-58	-90	-150	-220	-360	-900
10	18	0	-5	-8	-11	-18	-27	-43	-70	-110	-180	-270	-430	-1100
18	30	0	-6	-9	-13	-21	-33	-52	-84	-130	-210	-330	-520	-1300
30	50	0	-7	-11	-16	-25	-39	-62	-100	-160	-250	-390	-620	-1600
50	80	0	-8	-13	-19	-30	-46	-74	-120	-190	-300	-460	-740	-1900
80	120	0	-10	-15	-22	-35	-54	-87	-140	-220	-350	-540	-870	-2200
120	180	0	-12	-18	-25	-40	-63	-100	-160	-250	-400	-630	-1000	-2500
180	250	0	-14	-20	-29	-46	-72	-115	-185	-290	-460	-720	-1150	-2900
250	315	0	-16	-23	-32	-52	-81	-130	-210	-320	-520	-810	-1300	-3200
315	400	0	-18	-25	-36	-57	-89	-140	-230	-360	-570	-890	-1400	-3600
400	500	0	-20	-27	-40	-63	-97	-155	-250	-400	-630	-970	-1550	-4000

rozměr přes	rozměr do	j horní 5	j horní 6	j dolní 5a6	k horní 5	k horní 6	k horní 7	k dolní * 5až7	m horní 5	m horní 6	m horní 7	m dolní	n horní 5	n horní 6	n horní 7	n dolní
1	3	+2	+4	-2	+4	+6	+10	0	+6	+8	+14	+2	+8	+10	+14	+4
3	6	+3	+6	-2	+6	+9	+13	+1	+9	+12	+16	+4	+13	+16	+20	+8
6	10	+4	+7	-2	+7	+10	+16	+1	+12	+15	+21	+6	+16	+19	+25	+10
10	18	+5	+8	-3	+9	+12	+19	+1	+15	+18	+25	+7	+20	+23	+30	+12
18	30	+5	+9	-4	+11	+15	+23	+2	+17	+21	+29	+8	+24	+28	+36	+15
30	50	+6	+11	-5	+13	+18	+27	+2	+20	+25	+34	+9	+28	+33	+42	+17
50	80	+6	+12	-7	+15	+21	+32	+2	+24	+30	+41	+11	+33	+39	+50	+20
80	120	+6	+13	-9	+18	+25	+38	+3	+28	+35	+48	+13	+38	+45	+58	+23
120	180	+7	+14	-11	+21	+28	+43	+3	+33	+40	+55	+15	+45	+52	+67	+27
180	250	+7	+16	-13	+24	+33	+50	+4	+37	+46	+63	+17	+51	+60	+77	+31
250	315	+7	+16	-16	+27	+36	+56	+4	+43	+52	+72	+20	+57	+66	+86	+34
315	400	+7	+18	-18	+29	+40	+61	+4	+46	+57	+78	+21	+62	+73	+94	+37
400	500	+7	+20	-20	+32	+45	+68	+5	+50	+63	+86	+23	+67	+80	+103	+40

* - dolní úchylka tolerančního pole **k** pro IT8 a vyšší je **= 0**

rozměr přes	rozměr do	p horní 5	p horní 6	p dolní	r horní 5	r horní 6	r dolní	s horní 5	s horní 6	s horní 7	s dolní
1	3	+10	+12	+6	+14	+16	+10	+18	+20	+24	+14
3	6	+17	+20	+12	+20	+23	+15	+24	+27	+31	+19
6	10	+21	+24	+15	+25	+28	+19	+29	+32	+38	+23
10	18	+26	+29	+18	+31	+34	+23	+36	+39	+46	+28
18	30	+31	+35	+22	+37	+41	+28	+44	+48	+56	+35
30	50	+37	+42	+26	+45	+50	+34	+54	+59	+68	+43
50	65	+45	+51	+32	+54	+60	+41	+66	+72	+83	+53
65	80	+45	+51	+32	+56	+62	+43	+72	+78	+89	+59
80	100	+52	+59	+37	+66	+73	+51	+86	+93	+106	+71
100	120	+52	+59	+37	+69	+76	+54	+94	+101	+114	+79
120	140	+61	+68	+43	+81	+88	+63	+110	+117	+132	+92
140	160	+61	+68	+43	+83	+90	+65	+118	+125	+140	+100
160	180	+61	+68	+43	+86	+93	+68	+126	+133	+148	+108
180	200	+70	+79	+50	+97	+106	+77	+142	+151	+168	+122
200	225	+70	+79	+50	+100	+109	+80	+150	+159	+176	+130
225	250	+70	+79	+50	+104	+113	+84	+160	+169	+186	+140
250	280	+79	+88	+56	+117	+126	+94	+181	+190	+210	+158
280	315	+79	+88	+56	+121	+130	+98	+193	+202	+222	+170
315	355	+87	+98	+62	+133	+144	+108	+215	+226	+247	+190
355	400	+87	+98	+62	+139	+150	+114	+233	+244	+265	+208
400	450	+95	+108	+68	+153	+166	+126	+259	+272	+295	+232
450	500	+95	+108	+68	+159	+172	+132	+279	+292	+315	+252

rozměr přes	rozměr do	H horní 5	H horní 6	H horní 7	H horní 8	H horní 9	H horní 10	H horní 11	H horní 12	H horní 13	H horní 16	H horní 17	H dolní
1	3	+4	+6	+10	+14	+25	+40	+60	+100	+140	+600	+1000	0
3	6	+5	+8	+12	+18	+30	+48	+75	+120	+180	+750	+1200	0
6	10	+6	+9	+15	+22	+36	+58	+90	+150	+220	+900	+1500	0
10	18	+8	+11	+18	+27	+43	+70	+110	+180	+270	+1100	+1800	0
18	30	+9	+13	+21	+33	+52	+84	+130	+210	+330	+1300	+2100	0
30	50	+11	+16	+25	+39	+62	+100	+160	+250	+390	+1600	+2500	0
50	80	+13	+19	+30	+46	+74	+120	+190	+300	+460	+1900	+3000	0
80	120	+15	+22	+35	+54	+87	+140	+220	+350	+540	+2200	+3500	0
120	180	+18	+25	+40	+63	+100	+160	+250	+400	+630	+2500	+4000	0
180	250	+20	+29	+46	+72	+115	+185	+290	+460	+720	+2900	+4600	0
250	315	+23	+32	+52	+81	+130	+210	+320	+520	+810	+3200	+5200	0
315	400	+25	+36	+57	+89	+140	+230	+360	+570	+890	+3600	+5700	0
400	500	+27	+40	+63	+97	+155	+250	+400	+630	+970	+4000	+6300	0

rozměr přes	rozměr do	N 5 hor	N 5 dol	N 6 hor	N 6 dol	N 7 hor	N 7 dol	N 8 hor	N 8 dol	P 7 hor	P 7 dol	P 9 hor	P 9 dol
1	3	-4	-8	-4	-10	-4	-14	-4	-18	-6	-16	-6	-31
3	6	-7	-12	-5	-13	-4	-16	-2	-20	-8	-20	-12	-42
6	10	-8	-14	-7	-16	-4	-19	-3	-25	-9	-24	-15	-51
10	18	-9	-17	-9	-20	-5	-23	-3	-30	-11	-29	-18	-61
18	30	-12	-21	-11	-24	-7	-28	-3	-36	-14	-35	-22	-74
30	50	-13	-24	-12	-28	-8	-33	-3	-42	-17	-42	-26	-88
50	80	-15	-28	-14	-33	-9	-39	-4	-50	-21	-51	-32	-106
80	120	-18	-33	-16	-38	-10	-45	-4	-58	-24	-59	-38	-124
120	180	-21	-39	-20	-45	-12	-52	-4	-67	-28	-68	-43	-143
180	250	-25	-45	-22	-51	-14	-60	-5	-77	-33	-79	-50	-165
250	315	-27	-50	-25	-57	-16	-66	-5	-86	-36	-88	-56	-186
315	400	-30	-55	-26	-62	-16	-73	-5	-94	-41	-98	-62	-202
400	500	-33	-60	-27	-67	-17	-80	-6	-103	-45	-108	-68	-223

Tento výběr z norem je spolufinancován Evropským sociálním fondem a státním rozpočtem České republiky.

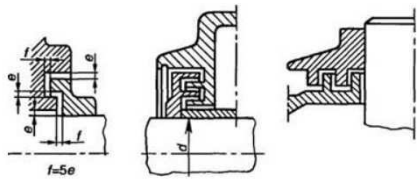
Západočeská univerzita v Plzni - Fakulta strojní - Katedra konstruování strojů

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

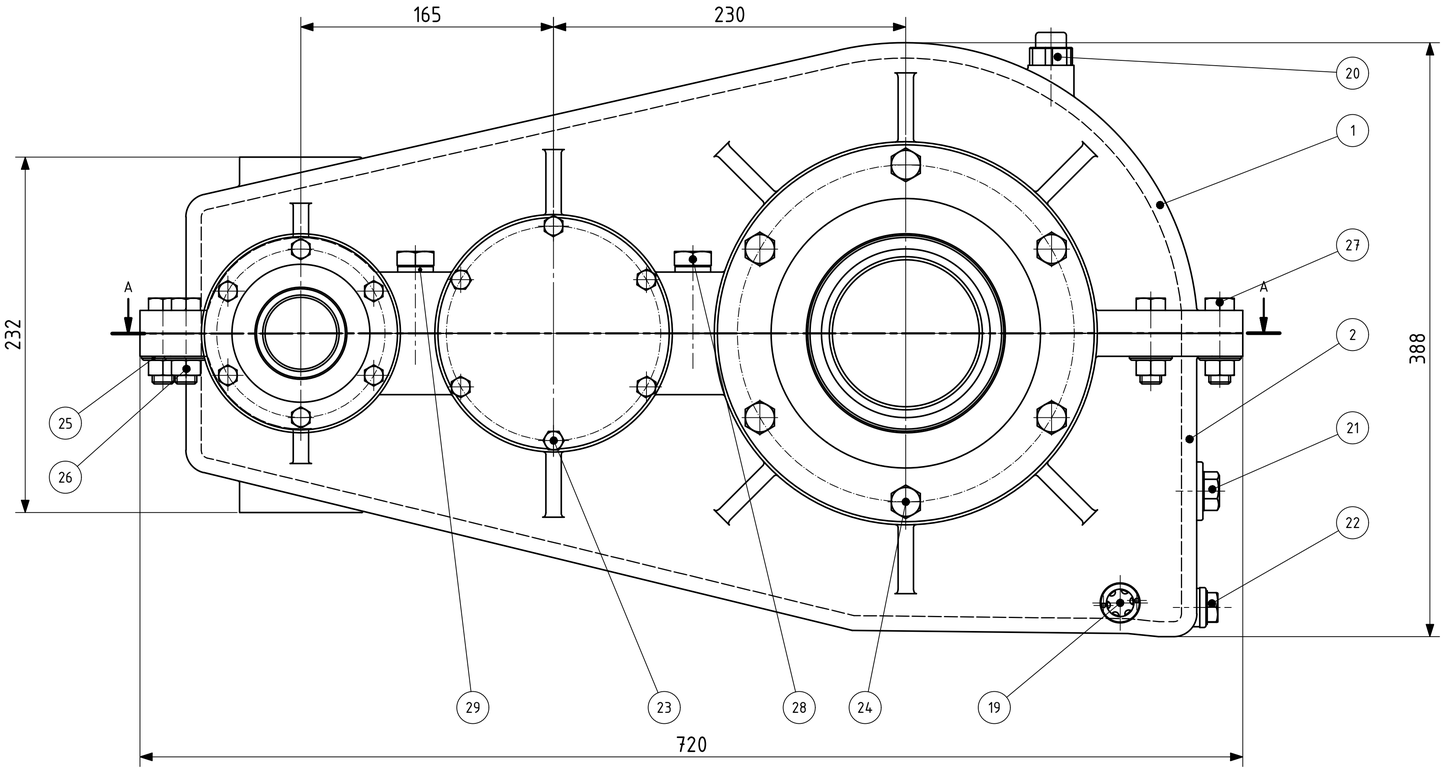
PŘÍLOHA Č. 6

Rozměry labyrintového těsnění

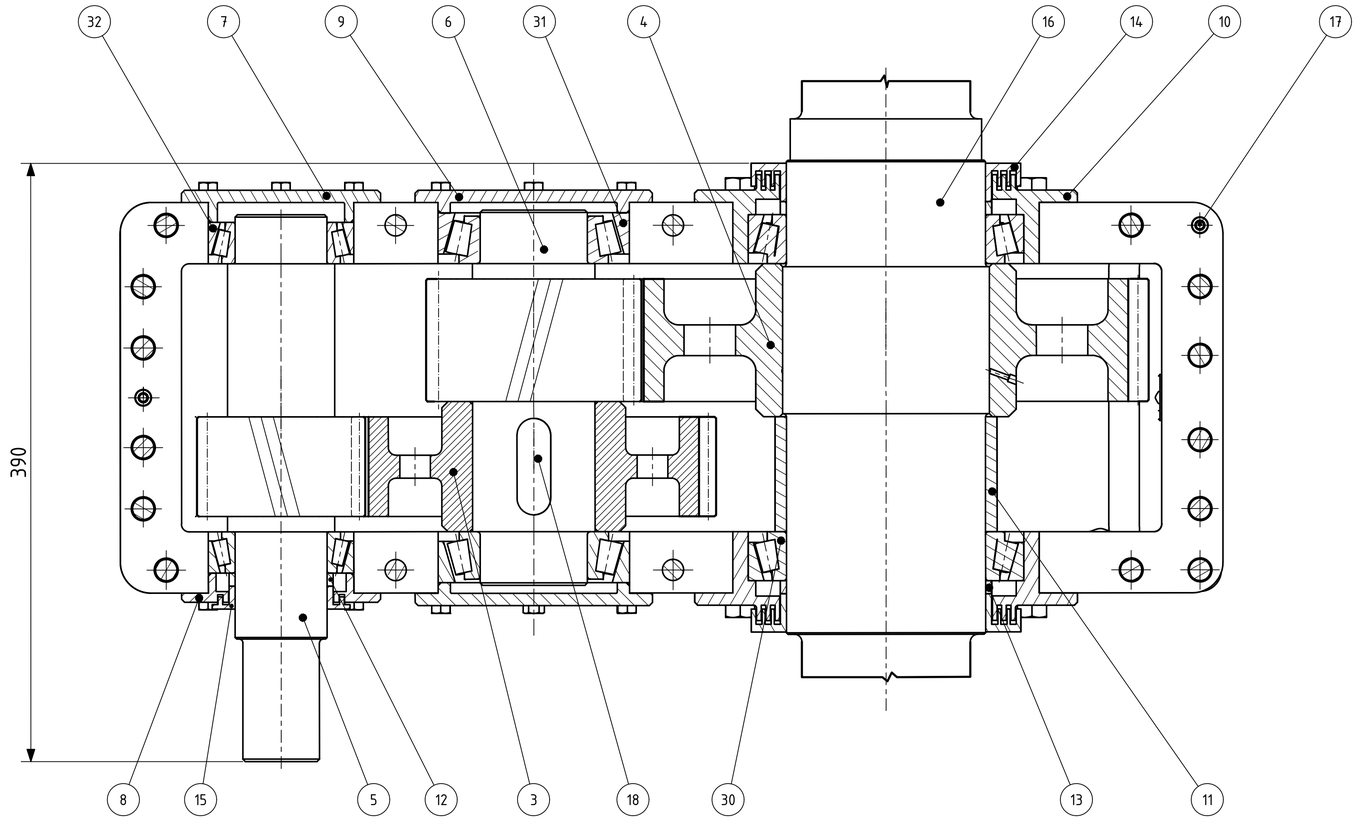
Tabulka : Rozměry labyrintových vůli [16]



d	e	d	e	d	e	d	e
10; 15; 20;	0,2	45; 50; 55;	0.3	85; 90; 95;	0.4	120; 130;	0.5
25; 30; 35;		60; 65; 70;		100; 105;		140; 150;	
40		75; 80		110		160; 170	



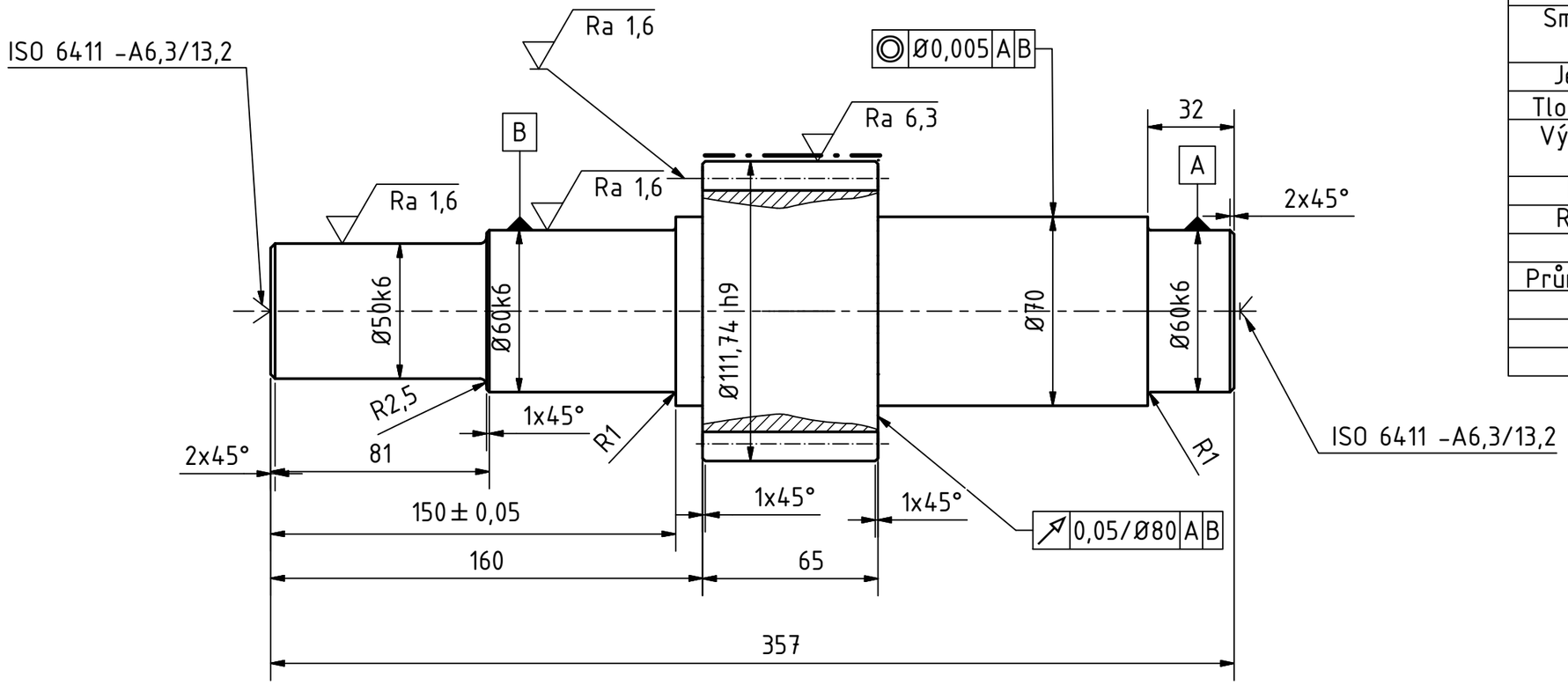
A-A (1 : 2)



POZICE	NÁZEV	ROZMĚR-POLOTOVAR	NORMA	MATERIAL	MNOŽSTVÍ
32	Vstupní ložisko	33012	ČSN 02 4720		2
31	Předlohové ložisko	32214	ČSN 02 4720		2
30	Výstupní ložisko	32926	ČSN 02 4720		2
29	Pružná podložka	PODLOŽKA A 15	ČSN 02 1740		4
28	Dlouhý šroub pro spojení skříně	ŠROUB M16x70	ČSN EN 24014		4
27	Šroub pro spojeni skříně	ŠROUB M14x48	ČSN 02 1201		13
26	Matice pro spojeni skříně	MATICE M14	ČSN 02 1402		13
25	Podložka pro spojeni skříně	PODLOŽKA A 15	ČSN 02 1702		13
24	Šroub pro velká víčka	ŠROUB M14x32	ČSN 02 1201		12
23	Šroub pro mala víčka	ŠROUB M8x25	ČSN 02 1201		24
22	Vypouštěcí zátka	ZATKA M 20	ČSN 02 1915.21		1
21	Napouštěcí zátka	ZATKA M 30	ČSN 02 1915.21		1
20	Odvzdušňovací ventil	GN 881-M20x1,5-200			1
19	Olejoznak	KH1 M20x1,5			1
18	Pero předlohové hřídele	PERO 22x9x63 A	ČSN 02 2562		1
17	Středící kolík	KOLÍK 10x40	ČSN EN 28736		2
16	Náprava	Výkovek		EA1N	1
15	Labyrintový kroužek vstupní	TYČ KR 95x20	ČSN 5510.1	11500	1
14	Labyrintový kroužek výstupní	TYČ KR 180x25	ČSN 5510.1	11500	4
13	Distanční kroužek vstupní	TRK 60x8	ČSN 42 5715	11500	1
12	Distanční kroužek výstupní	TRK 130x8	ČSN 42 5715	11500	4
11	Distanční kroužek	TRK 130x15	ČSN 42 5715	11500	1
10	Víčko na nápravě	TYČ KR 255x65	ČSN 5510.1	11500	2
9	Víčko předlohové hřídeli	TYČ KR 160x20	ČSN 5510.1	11500	2
8	Otevřené víčko vstupní	TYČ KR 135x20	ČSN 5510.1	11500	1
7	Uzavřené víčko vstupní	TYČ KR 135x25	ČSN 5510.1	11500	1
6	Předlohový hřídel	TYČ KR 145x250	ČSN 5510.1	14220.4	1
5	Vstupní hřídel	TYČ KR 115x355	ČSN 5510.1	14220.4	1
4	Ozubené kolo 4	Výkovek		14220.4	1
3	Ozubené kolo 2	Výkovek		14220.4	1
2	Spodní skříň	Odlitek	ČSN 42 2424		1
1	Horní skříň	Odlitek	ČSN 42 2424		1

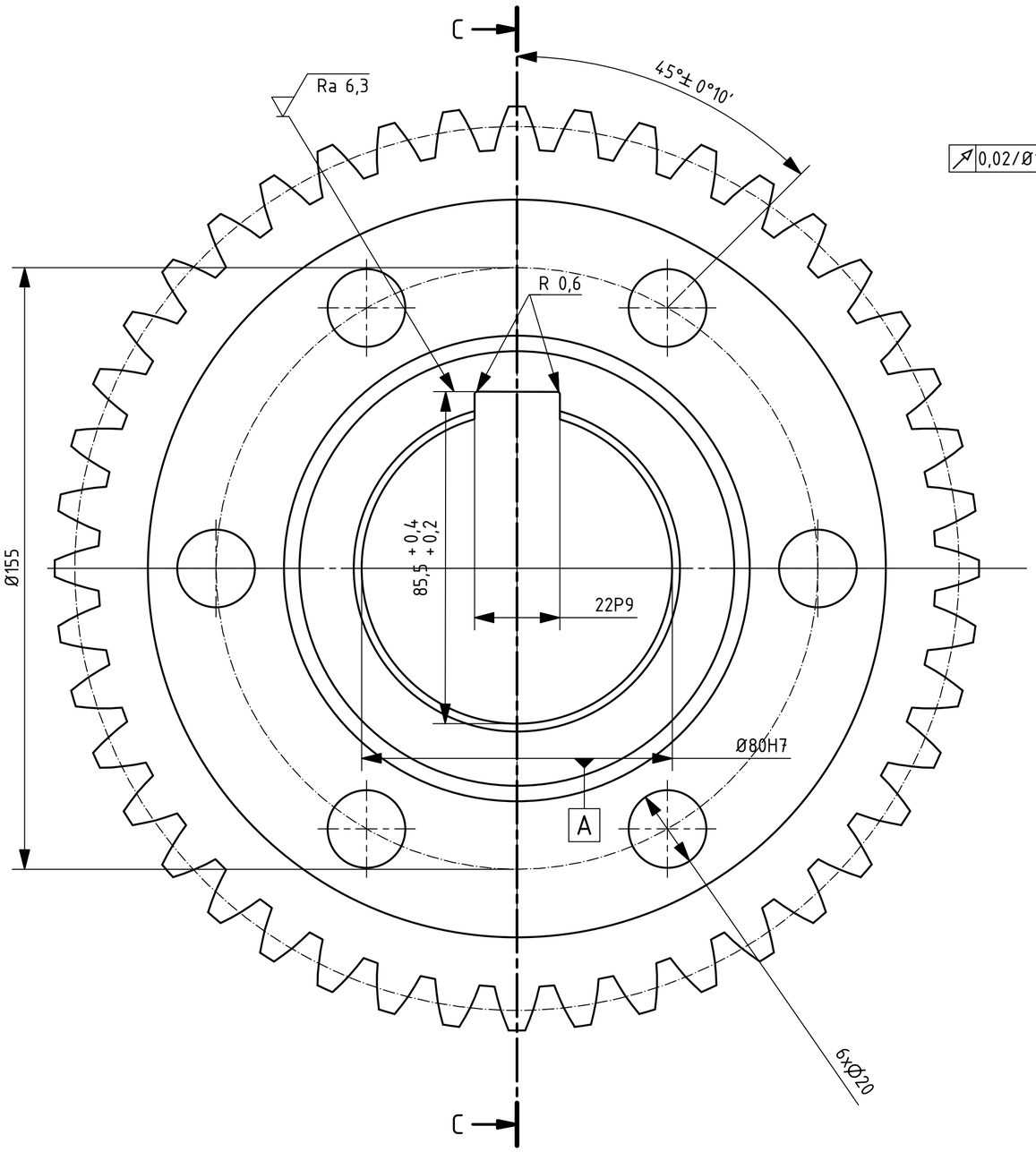
Měřítko 1:2	Hmotnost (kg) 215	Promítání	Formát A1
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Dmytro Barna	Název Převodovka	
	Datum 15.5.2018		
	Schválil	Číslo dokumentu 0.000	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum		
	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	List 1 Listů 1	

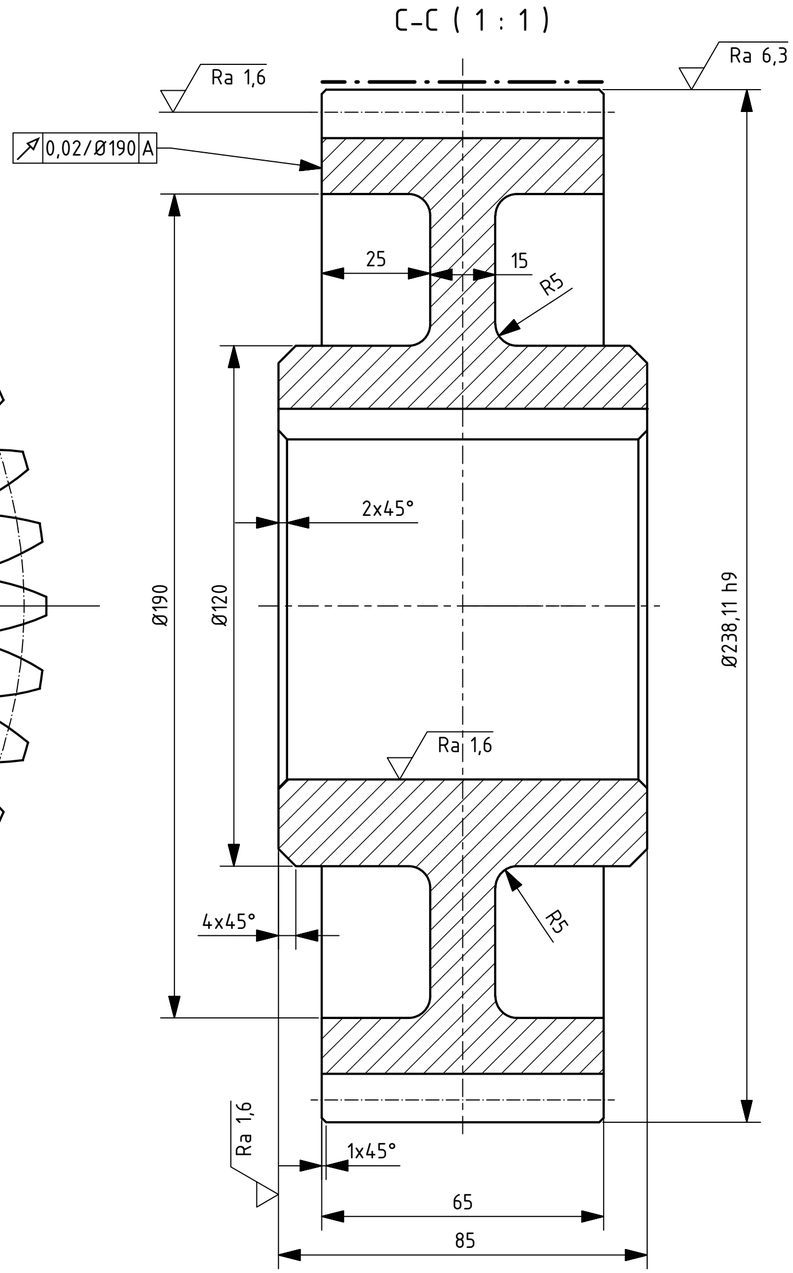
Počet zubů	z	19
Modul	m	5
Úhel profilu	alfa	20
Normální základní profil	CSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubů	beta	15
Smysl stoupání boční křivky zubů		levý
Jednotkové posunutí		0,354
Tloušťka zubů na tětivě		8,074
Výška hlavy zubů nad tětivou		5,224
Rozměr přes zuby	W	39,583
Rozměr přes kuličky	M	113,871
Modul čelní	mt	5,176
Průměr základní kružnice	db	92,034
Roztečný průměr	d	98,351
Patní průměr	df	89,395
Hlavový průměr	da	111,738



CEMENTOVÁNO A KALENO Ra 3,2 (Ra 1,6 , Ra 6,3)

Textura povrchu: Ra 3,2 ( )	Hrany ISO 13715: -0,4 +0,4	Měřítko: 1:2	Přesnost: ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg): 10	Tolerování: ISO 8015
			Promítání:
Materiál - Polotovar: TYČ KR 115x355ČSN 5510.1 14220.4			Formát: A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: Dmytro Barna Datum: 17.5.2018		Název: Vstupní hřídel
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil: Datum:		Číslo dokumentu: 0.001
	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES		List 1 Listů 1





Počet zubů	z	44
Modul	m	5
Úhel profilu	alfa	20
Normální základní profil	CSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubů	beta	15
Smysl stoupání boční křivky zubů		pravý
Jednotkové posunutí		0,0501
Tloušťka zubů na tětivě		7,096
Výška hlavy zubů nad tětivou		3,88
Rozměr přes zuby	W	84,756
Rozměr přes kuličky	M	241
Modul čelní	mt	5,176
Průměr základní kružnice	db	230,132
Roztečný průměr	d	227,76
Patní průměr	df	215,76
Hlavový průměr	da	238,11

CEMENTOVÁNO A KALENO Ra 3,2 (Ra 1,6 , Ra 6,3)

Textura povrchu: Ra 3,2 (✓)

Hrany ISO 13715: −0,4 +0,4

Měřítko: 1:1

Hmotnost (kg): 13

Přesnost: ISO 2768 – mK

Tolerování: ISO 8015

Promítání:

Materiál – Polotovar: Vykovék 14220.4

Formát: A2

FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI

KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

Kreslil: Dmytro Barna

Datum: 17.5.2018

Schválil:

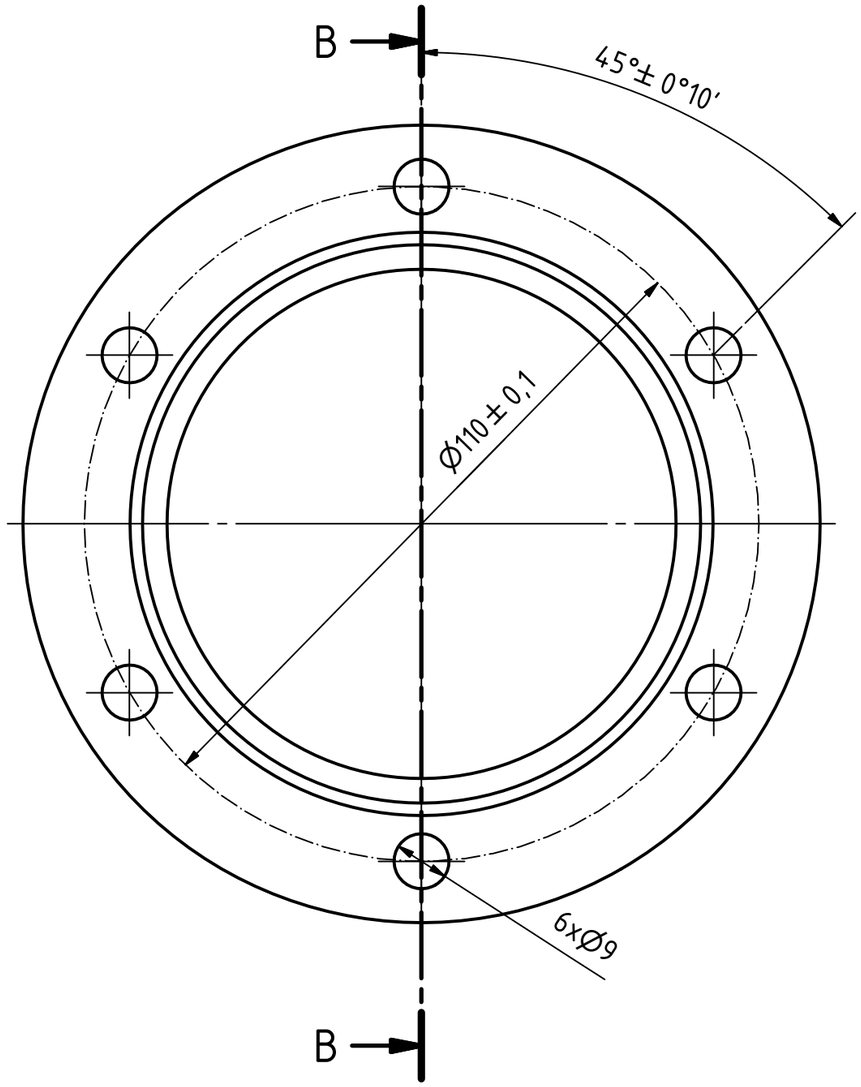
Datum:

Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES

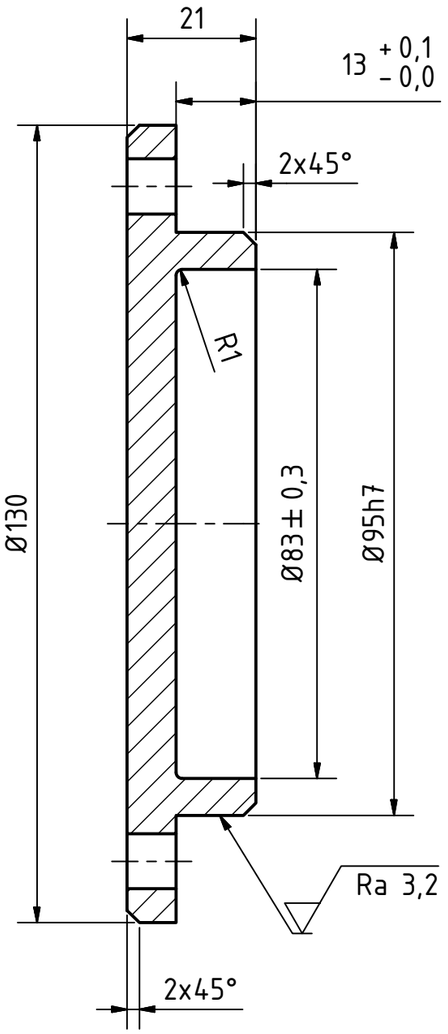
Název: Ozubene kolo 2

Číslo dokumentu: 0.002

List 1 Listů 1

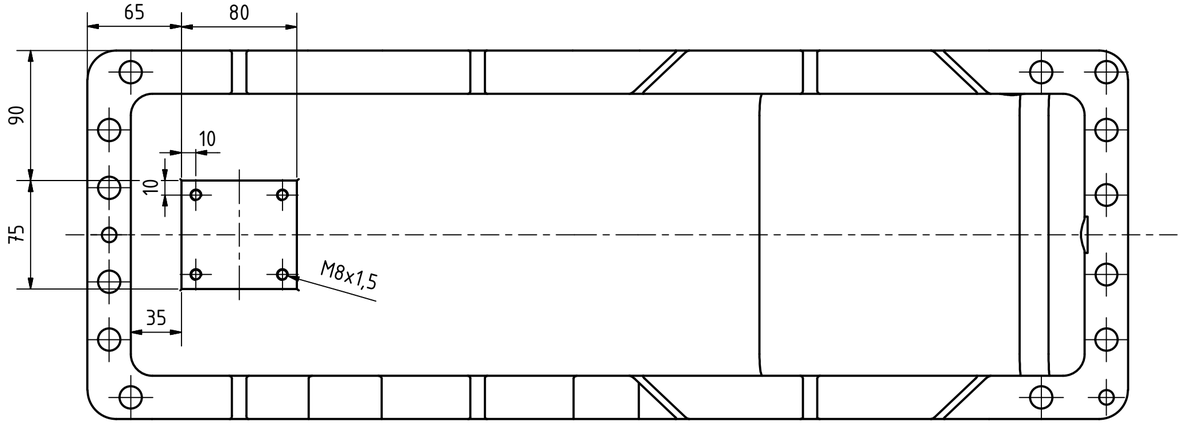


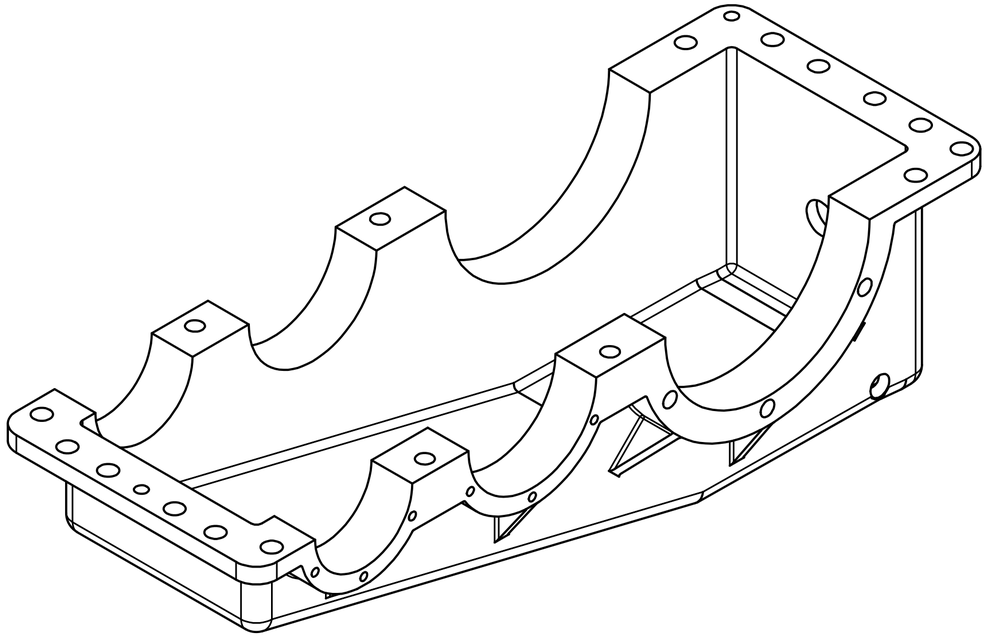
B-B (1 : 1)

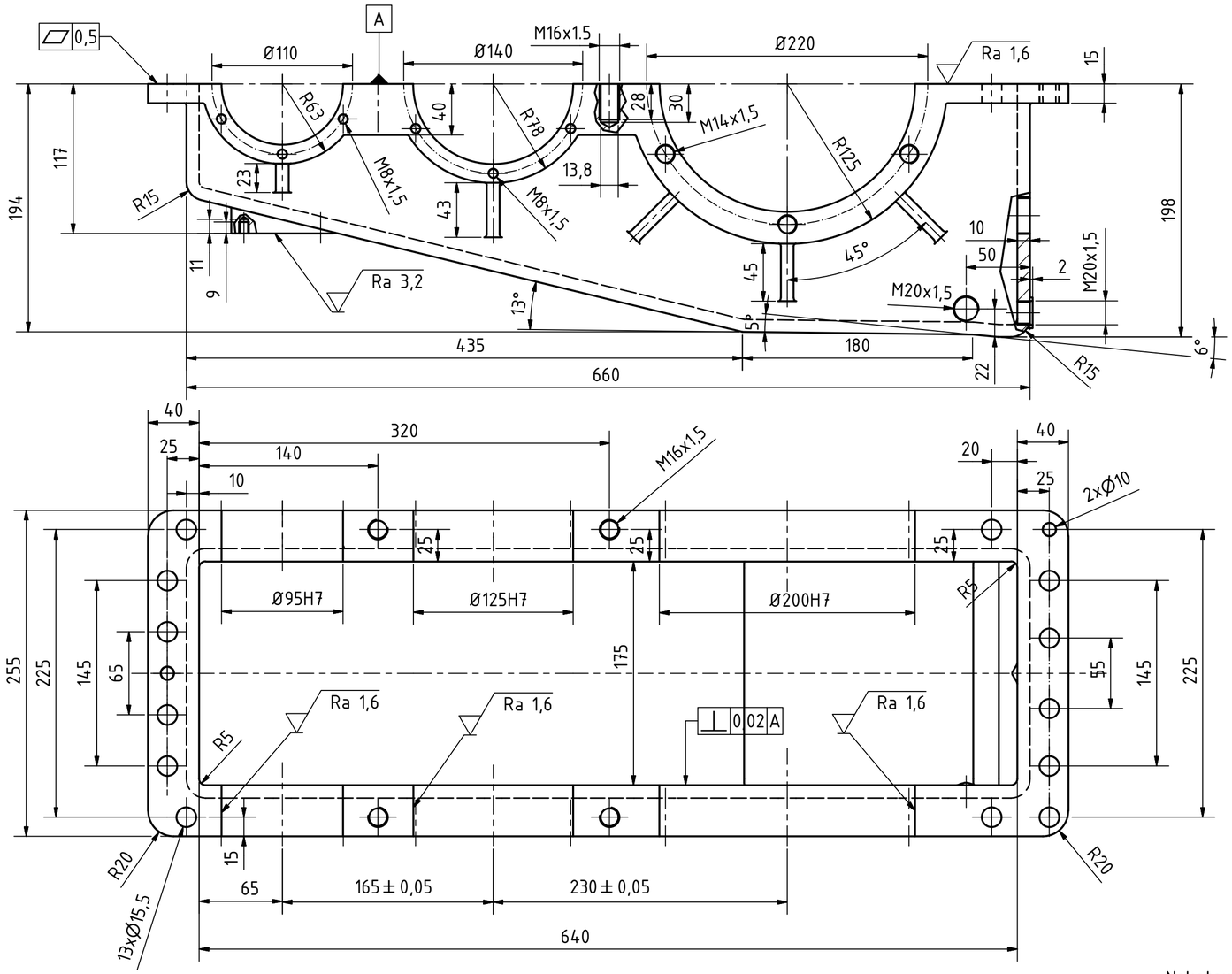


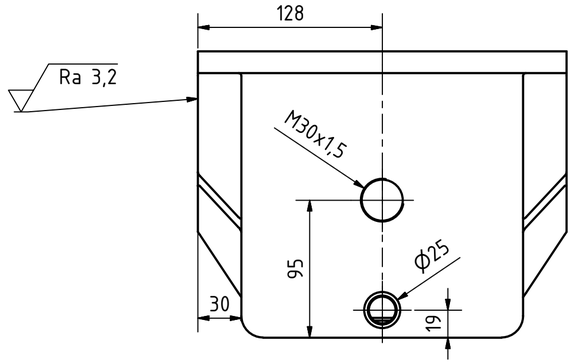
Ra 6,3 (Ra 3,2)

Textura povrchu: Ra 6,3 (✓)	Hrany ISO 13715: -0,4 +0,4	Měřítko: 1:1	Přesnost: ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg): 0,2	Tolerování: ISO 8015
			Promítání:
Materiál - Polotovar: TYČ KR 135x25 ČSN 5510.1 11500			Formát: A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: Dmytro Barna	Název: Uzavřené víčko vstupní	
	Datum: 17.5.2018		
	Schválil:		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum:	Číslo dokumentu: 0.003	
	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES	List 1 Listů 1	









Nekotována tloušťka stěn 10 mm
Nekotované radiusy R2
Tloušťka žeber 10 mm
Drsnost vrtaných otvoru Ra 6,3

Ra 12,5 (Ra 1,6 , Ra 3,2 , Ra 6,3)

Textura povrchu: Ra 12,5 (✓)	Hrany ISO 13715: −0,4 +0,4	Měřítko: 1:3	Přesnost: ISO 2768 – mK
		Hmotnost (kg): 35	Tolerování: ISO 8015
			Promítání:
Materiál – Polotovar: Odlitek ČNS 42 2424			Formát: A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil: Dmytro Barna	Název: Spodní skříň	
	Datum: 18.5.2018		
	Schválil:		
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Datum:	Číslo dokumentu: 0.004	
	Druh dokumentu: VÝROBNÍ VÝKRES	List 1 Listů 1	