



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU PRO DLOUHODOBÉ TESTOVÁNÍ SPOJEK URČENÝCH PRO KOLEJOVÁ VOZIDLA

DESIGN OF TEST RIG FOR LONG-TERM TESTING OF COUPLINGS INTENDED FOR RAILROAD
APPLICATIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Machálek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Ondřej Machálek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Kamil Řehák, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh testovacího stavu pro dlouhodobé testování spojek určených pro kolejová vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Spojky pro kolejová vozidla jsou provozována za extrémních podmínek, přičemž jsou zatěžovány velkými krouticími momenty. Po návrhu nové spojky je vždy nutné její důsledné testování, aby byla zaručena její funkčnost po celou dobu její životnosti, která je v řádu mil. km.

Cíle diplomové práce:

Provedení rešerše v oblasti řešeného problému.

Konstrukční návrh testovacího stavu pro spojky dle zadaných parametrů.

Provedení deformačně napěťových analýz jednotlivých konstrukčních uzlů.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Springer Verlag, 2012. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem testovacího stavu pro dlouhodobé testování spojek určených pro kolejová vozidla. Nejprve je provedena stručná rešerše týkající se problematiky spojek využívaných pro přenos točivého momentu v kolejových vozidlech. Následuje rozbor nejčastěji využívaných silových zařízení pro vyvození reálných zátěžných stavů testovaných spojek. Na základě provedeného rozboru je vybrána vhodná koncepce pro navrhovaný testovací stav a následuje popis jejích konstrukčních celků. Nezbytnou částí práce je také ověření modálních vlastností vybraných nenakupovaných komponent s využitím numerických simulací v softwaru ANSYS Workbench. V závěru práce jsou zahrnuty deformačně-napěťové analýzy vybraných navrhovaných konstrukčních uzlů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Spojka, kolejové vozidlo, testovací stav, převodovka, uzavřený silový okruh, modální analýza, metoda konečných prvků

ABSTRACT

The master thesis deals with design of test rig for long-term testing of coupling appointed to railway vehicles. At first, there is made a brief research which is related to railway coupling used for transmitting a torque. This is followed by an analysis of the most used power devices to derive real loads conditions of tested couplings. There is chosen the most appropriate conception based on made analysis and it is followed by the description of designed components. There is made a verification of modal properties non-purchased components which is necessary part of the thesis. Numerical modal analysis was performed in ANSYS Workbench software. In the end of the thesis there are included stress-strain analysis of the chosen designed components.

KEYWORDS

Coupling, railway vehicle, test stand, gearbox, closed loop test rig, modal analysis, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Machálek, O. *Návrh testovacího stavu pro dlouhodobé testování spojek určených pro kolejová vozidla*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 106 s. Vedoucí diplomové práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Ondřej Machálek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svým blízkým, především rodině a přítelkyni za podporu během studia. Dále bych chtěl poděkovat svému vedoucímu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za rady a věcné připomínky potřebné k vypracování této práce.

OBSAH

Úvod	8
1 Úvod do kolejových vozidel	9
1.1 Aplikace v kolejové dopravě	9
1.2 Elektromotory kolejových vozidel	11
1.2.1 Stejnosměrný sériový trakční motor	11
1.2.2 Střídavý třífázový trakční motor	12
1.2.3 Synchronní motory s permanentními magnety	12
1.3 Souhrn parametrů trakčních motorů kolejových vozidel	13
2 Koncepce uložení hnacího ústrojí	14
2.1 Příčný pohon dvojkolí	14
2.1.1 Tlapový motor	14
2.1.2 Pohon s odpruženým trakčním motorem a částečně odpruženou převodovkou	15
2.1.3 Pohon s plně odpruženým trakčním motorem i převodovkou	16
2.2 Podélný pohon dvojkolí	18
3 Spojky kolejových vozidel	19
3.1 Spojky staršího provedení	19
3.1.1 Lamelová spojka – Sécheron	19
3.1.2 Kloubová spojka Škoda	20
3.2 Zubové spojky	21
3.3 Pryžové spojky	24
3.3.1 Spojky pryžo–kovové	25
3.3.2 Spojky pryžo-textilní	27
3.4 Souhrn parametrů testovaných spojek	28
4 Koncepční rozvaha testovacího stavu	29
4.1 Segmentové testování spojek	29
4.1.1 Testování segmentů zubových spojek	29
4.1.2 Testování segmentů pryžo-textilních spojek	32
4.1.3 Segmentové testování pryžo-kovových spojek	33
4.2 Určení počtu zatěžovacích cyklů pro test spojek	33
4.2.1 Metoda stékajícího deště	34
4.3 Zvolení koncepce testovacího stavu	37
4.3.1 Testovací stav s otevřeným silovým okruhem	37
4.3.2 Testovací stav s uzavřeným silovým okruhem	38
5 Konstrukční návrh testovacího stavu	40
5.1 Zvolení finální koncepce testovacího stavu	40

5.2	Výpočet ztrát v testovací smyčce.....	42
5.3	Volba hnacího zařízení	43
5.3.1	Konzole pod hnací zařízení	44
5.4	Vstupní převodovka.....	44
5.4.1	Výpočet rovnobokého drážkování na výstupní hřídeli převodovky P1	47
5.4.2	Konzole vstupní převodovky P1	47
5.5	Převodovka uzavřené testovací smyčky P2, P3	48
5.5.1	Výpočet parametrů uzavřené testovací smyčky	49
5.5.2	Konzole převodovky P2, P3	50
5.6	Snímač točivého momentu.....	50
5.7	Mechanismus pro vnášení výchylky	51
5.7.1	Mechanismus vnášení výchylky pomocí lineární osy Hiwin LMU 250	52
5.7.2	Vyvození výchylky pomocí zdvižných převodovek ZIMM GSZ-10-S-KG	53
5.8	Ložisková jednotka rychloběžné větve	58
5.8.1	Výpočet trvanlivosti ložiska SKF 22218 EK	59
5.9	Ložisková jednotka pomaloběžné větve	61
5.9.1	Výpočet trvanlivosti ložiska NJ 328 ECJ	61
5.10	Mechanismus vnášení zátěžného momentu do testovací smyčky.....	63
5.10.1	Aretační příruba.....	63
5.10.2	Zatěžovací příruba	64
5.10.3	Zatěžovací páka	64
5.11	Pružné hřídelové spojky	65
6	Výpočet modálních vlastností	67
6.1	Vytvoření výpočtového modelu konzol.....	67
6.1.1	Prezentace výsledků modálních analýz	69
6.2	Vytvoření výpočtového modelu převodovky uzavřené smyčky P2, P3	72
6.2.1	Prezentace získaných výsledků	74
7	Deformačně-napět'ové analýzy.....	75
7.1	Deformačně-napět'ová analýza aretačních čepů	75
7.1.1	Vytvoření výpočtového modelu	75
7.1.2	Prezentace a analýza získaných výsledků	79
7.2	Deformačně-napět'ová analýza zatěžovací páky	81
7.2.1	Vytvoření výpočtového modelu	81
7.2.2	Prezentace a analýza získaných výsledků	85
7.3	Deformačně-napět'ová analýza šroubového spojení testovaných spojek	87
7.3.1	Vytvoření výpočtového modelu	87

7.3.2	Prezentace a analýza získaných výsledků	90
Závěr.....	93
Seznam použitých zkratk a symbolů	101

ÚVOD

Neodmyslitelnou součástí současného světa je rychlá, spolehlivá a pohodlná doprava. Železniční doprava patří bezesporu mezi základní pilíř celosvětové dopravy, ať už se jedná o dopravu nákladní či osobní. V období, kdy se nejvíce řeší emisní problematika spalovacích motorů, patří elektrifikovaná železniční doprava vzhledem k množství přepravovaných osob k neekologičtější formě dopravy na světě. Nelze také opomenout využití elektrických jednotek v městské hromadné dopravě větších měst. Využitím metra a tramvajových jednotek v městské hromadné dopravě dokážeme udržet dopravní a především smogovou situaci na přijatelné úrovni.

Na spojky kolejových vozidel jsou tak kladeny velmi přísné požadavky. Nejen že jsou zatěžovány obrovskými hodnotami krouticích momentů, ale musí také zajistit spolehlivý přenos točivého momentu za extrémních podmínek. Spojky kolejových vozidel jsou vystavovány vlivům vnějšího prostředí, jako je vlhkost, prašné prostředí či mráz. Vliv prostředí má pak výrazný vliv na životnost spojky. V poslední době je kladen důraz na využití spojek s pryžovými elementy, které vykazují skvělé vlastnosti v oblasti tlumení vibrací. Díky své elasticitě také dokážou pokrýt velké úhlové výchylky hnacích hřídelí.

Problém spojek s pryžovými elementy především spočívá v jejich trvanlivosti. Pryž ztrácí své materiálové vlastnosti přibližně v řádu šesti až osmi let. Při vývoji nového typu spojky je tak důležité důkladné testování, čímž může dojít k odhalení chyb v oblasti vývoje či výroby před samotným uvedením spojky na trh. Testování při simulaci reálných zátěžných stavů je jediný způsob, kterým lze ověřit správnou funkčnost spojky po celou dobu její životnosti. Ta se konkrétně u kolejových vozidel pohybuje v řádu milionů najetých kilometrů.

Požadavek na navrhované testovací zařízení, kterým se diplomová práce zabývá, je simulace reálných zátěžných stavů. Na testovacím stavu tak bude možná simulace výchylky hnacích hřídelí, která se zajisté podílí na výsledném opotřebením testovaných spojek. U navrhovaného zařízení je také kladen důraz na jeho univerzálnost, aby bylo možné testovat veškeré typy spojek využívaných v kolejových vozidlech. Tento fakt může mít ve finálním důsledku vliv na zvýšení efektivity železniční dopravy.

1 ÚVOD DO KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Se stále se rozrůstajícími požadavky na dopravu se také klade důraz na její rychlost a spolehlivost. Bezespору obrovskou část celosvětové dopravy tvoří právě kolejová doprava, ať už se jedná o nákladní, osobní či městskou hromadnou dopravu. U všech těchto typů kolejových vozidel se setkáváme s obrovskými výkony a točivými momenty generovanými hnacími ústrojími vozidel. Přenos točivého momentu může být realizován několika způsoby. První z možností je uložení trakčního motoru na takzvaném tlakovém ložisku, kdy pastorek motoru přímo roztáčí železniční dvojkolí. Další možností je přenos výkonu pomocí kloubového hřídele, který snadno pokryje vzniklé nesouososti, vznikající vlivem jízdního režimu kolejového vozidla. Poslední možností je využití pružných a zubových spojek, kterými se bude práce zabývat. [1], [2]

Počátky moderní železniční dopravy se datují k začátku 19. století. V dnešní době železniční doprava tvoří neodmyslitelnou část celosvětové dopravy, ať už se jedná o přepravu osobní či nákladní. Mezi její hlavní přednosti patří zejména: [1]

- Přepravování velkotonážních zásilek
- Možnost přepravy nebezpečných nákladů
- Dobrá predikce přepravního času
- Vysoká spolehlivost přepravní techniky
- Při velkých vzdálenostech nižší náklady než u kamionové dopravy

Železniční doprava má však i svoje nevýhody jako jsou:

- Omezená posunovací možnost
- Omezená flexibilita
- Vysoký podíl fixních nákladů
- Snížený manévrovací prostor

1.1 APLIKACE V KOLEJOVÉ DOPRAVĚ






Kolejová vozidla jsou dle normy ČSN 12 663 členěna do následujících kategorií: [3]

1. Nákladní vozy
2. Vozidla osobní dopravy (kategorie P-I – P-V)
3. Lokomotivy

Dělení kolejových vozidel dle trakce: [4]

- Parní
- Dieselové
 - Dieselmechanické
 - Dieselhydraulické
 - Deselelektrické
- Elektrické
 - Stejnoseměrné
 - Střídavé
 - Vícesystémové
 - Akumulátorové

Tabulka 1 Rozdělení osobních kolejových vozidel do kategorií dle ČSN 12 663 [3]

<p>P-I</p>	<p>Osobní vozy a lokomotivy</p>	
<p>P-II</p>	<p>Ucelené motorové a elektrické jednotky</p>	
<p>P-III</p>	<p>Jednotky metra a rychlé předměstské dopravy</p>	
<p>P-IV</p>	<p>Jednotky lehkého metra a tramvajové rychlodráhy</p>	
<p>P-V</p>	<p>Tramvajová vozidla</p>	

1.2 ELEKTROMOTORY KOLEJOVÝCH VOZIDEL

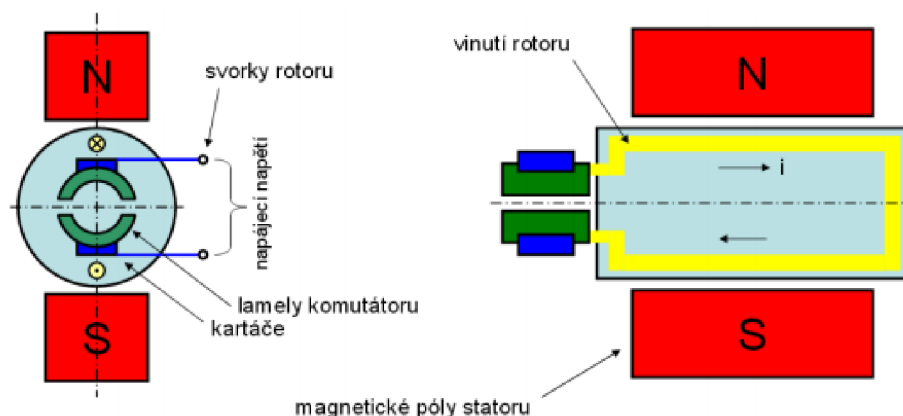
Elektromotor je točivý stroj, který se skládá ze statoru a rotoru. V kolejové dopravě však spíše používáme pojem trakční motor. Jedná se o elektromotor, který pohání dané dvojkolí lokomotivy. [5]

Elektromotory kolejových vozidel lze dělit podle zapojení statorového budicího vinutí: [5]

- 1) Stejnosměrné
 - a. Sériové
 - b. Cíze buzené
 - c. Derivační
 - d. Kompandní
- 2) Střídavé
 - a. Jednofázové
 - b. Třífázové
 - c. Synchronní
 - d. Komutátorové
- 3) Univerzální, které dokážou pracovat jak na stejnosměrný, tak na střídavý proud

1.2.1 STEJNOSMĚRNÝ SÉRIOVÝ TRAKČNÍ MOTOR

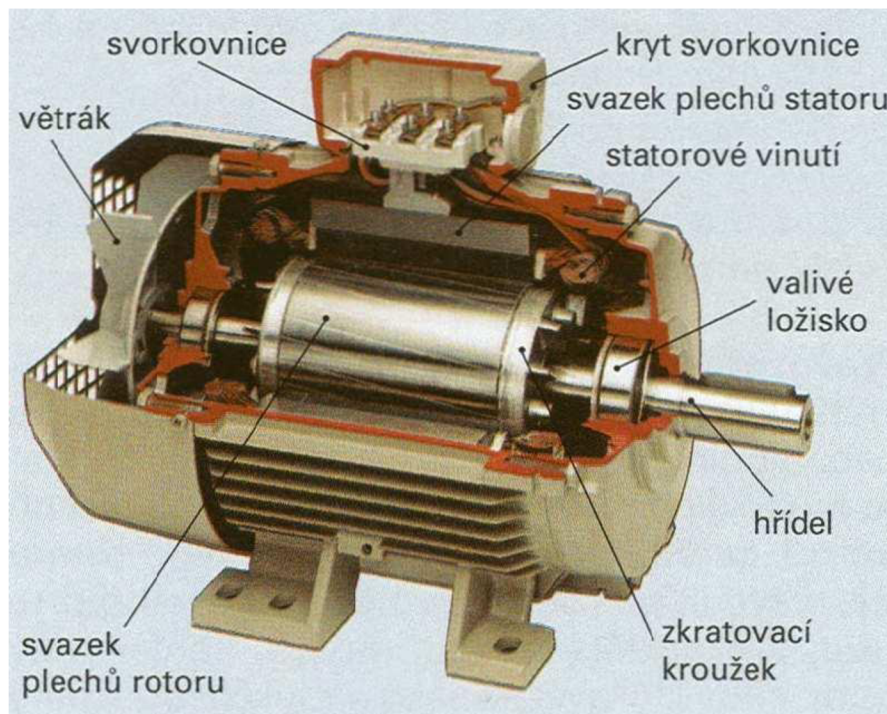
Jedná se o v praxi nejrozšířenější trakční elektromotor využívaný ve vozidlech elektrické trakce. Vinutí hlavních pólů a kotevní vinutí je u tohoto typu motoru zapojeno sériově. Motor se skládá z rotoru (kotvy – pohyblivá část) a ze statoru, který tvoří nepohyblivou část. Stator je nejčastěji vyroben z litiny a nese nejčastěji čtyři až šest hlavních pólů a také póly pomocné. Polarita hlavních pólů se po obvodu vinutí střídá. Vinutí pomocných pólů je spojeno s kotvou. Ta je tvořena drážkovanými plechy, které obepínají hřídel, jež je uložený na obou stranách v ložiskových štítech. V drážkovaných plíšcích je uloženo vinutí kotvy. Pomocí uhlíkových kartáčů se na vinutí kotvy přenáší proud. Na hřídeli kotvy je nalisovaný komutátor, který zajišťuje změnu směru toku proudu. Kdyby nedošlo ke změně toku, kotva by se zastavila. Jedná se tedy v podstatě o mechanický přepínač, měnící polaritu. Vlivem vzniku dvou elektromagnetických polí se tedy kotva začne otáčet. Schéma stejnosměrného motoru je zobrazeno na obrázku 1. [5], [6]



1.2.2 STŘÍDAVÝ TŘÍFÁZOVÝ TRAKČNÍ MOTOR

Jedná se o nejmodernější typ trakčního motoru. Díky jeho chodovým vlastnostem se v podstatě jedná o asynchronní motor. Kotva asynchronního elektromotoru nemá póly jako kotva stejnosměrného trakčního motoru, ale je tvořena klecovým vinutím nakrátko. Jedná se o dva prstence spojené vodiči. Jelikož se kotva asynchronního elektromotoru vyznačuje malým odporem, otáčivé elektromagnetické pole budí ve vinutí velký proud. V tomto důsledku vzniká magnetická síla, která začne roztáčet kotvu. Kotva se otáčí asynchronně, což je způsobeno odlišnými frekvencemi otáčení. Frekvence otáčení kotvy f_k je menší než frekvence otáčivého pole f_p . Rozdíl těchto frekvencí je dán zatížením motoru. Obecně platí, že s rostoucím zatížením roste skluz. Skluz s , je bezrozměrná veličina, která se udává v procentech a charakterizuje chod motoru. Řez asynchronním motorem je pro bližší představu znázorněn na obrázku 2. [5], [7]

$$s = (f_p - f_k) / f_p \quad (1)$$



Obrázek 2 Řez třífázovým asynchronním elektromotorem [7]

1.2.3 SYNCHRONNÍ MOTORY S PERMANENTNÍMI MAGNETY

Jedná se o střídavé motory, které využívají místo budicího vinutí pro vytvoření magnetického toku permanentní magnety. Tyto magnety jsou vyrobeny z moderních materiálů na bázi vzácných zemin jako je např. Sa-Co nebo Nd-Fe-B. Výhodou tohoto typu motoru je především práce s podstatně vyšší účinností, než u srovnatelných asynchronních motorů. Synchronní motory s permanentními magnety totiž ze sítě neodebírají magnetizační proud. Navíc v rotoru nevznikají ztráty jako u klasických synchronních motorů. V tomto důsledku mají tyto motory ve srovnání s asynchronními motory podstatně menší rozměry, a proto se využívají především u nízkopodlažních tramvají, kde je vyžadovaná rozměrová kompaktnost. [8]

1.3 SOUHRN PARAMETRŮ TRAKČNÍCH MOTORŮ KOLEJOVÝCH VOZIDEL

Na základě provedené rešeršní studie byly nalezeny trakční motory s parametry uvedenými v následujících dvou tabulkách. Tento přehled parametrů bude následně sloužit k volbě vhodného elektromotoru pro testovací stav, který je rozpracován v praktické části práce.

Tabulka 2 Přehled parametrů stejnosměrných trakčních motorů [9], [10], [11], [12]

Stejnoseměrné trakční motory					
Výrobce	Typ motoru	Aplikace	Maximální otáčky [min^{-1}]	Točivý moment [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon [kW]
SKD TRADE	TE 015 C	Lokomotivy	3100	1200	298
PRAGOIMEX	TDM 5003	Lokomotivy	3600	3946	322
KIRLOSKAR ELECTRIC	KTM – 15250	Lokomotivy	2150	-	630
SKD TRADE	TE 028 A01	Tramvaje	4300	533	103,5
SKD TRADE	DK 117	Metra	-	-	110

Tabulka 3 Přehled parametrů střídavých asynchronních trakčních motorů [12], [13], [14], [15]

Střídavé asynchronní trakční motory a synchronní motory s permanentními magnety					
Výrobce	Typ motoru	Aplikace	Maximální otáčky [min^{-1}]	Točivý moment [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon [kW]
PRAGOIMEX	TAM 1084C6	Lokomotivy	3400	7317	366
ŠKODA ELECTRIC	ML 4550 K/6	Lokomotivy	3700	-	1600
ŠKODA ELECTRIC	ML 3647 K/4	Metra	3600	-	260
ALSTOM SESTO	MTA 6/550	Pendolino	-	-	550
SIEMENS	1TB 2822	Lokomotivy	3900	15000	1633
ŠKODA ELECTRIC	ML 3844 K/4	Tramvaje	3490	-	170

2 KONCEPCE ULOŽENÍ HNACÍHO ÚSTROJÍ

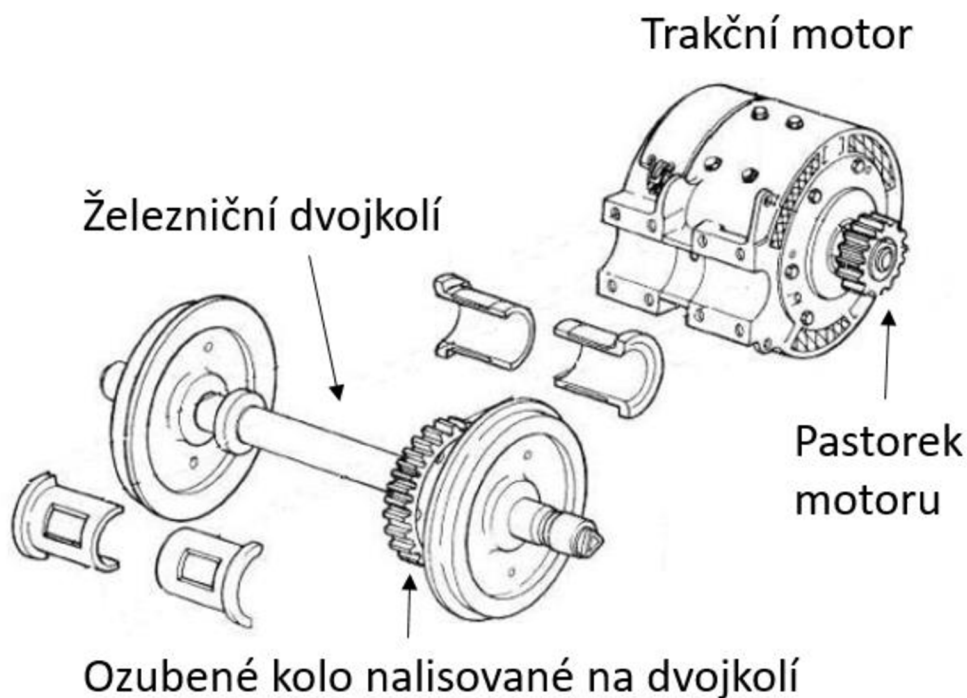
Následně je nutné provést rešerši v oblasti uložení hnacího ústrojí v kolejových vozidlech. Existuje poměrně mnoho koncepcí uložení trakčních motorů a převodovek v kolejových vozidlech, v práci se však objevuje pouze shrnutí v praxi nejpoužívanějších typů. Na základě uložení hnacích komponent kolejového vozidla pak rozhodujeme o aplikaci konkrétního typu spojky, či kloubového hřídele sloužící pro přenos hnacího momentu.

2.1 PŘÍČNÝ POHON DVOJKOLÍ

Jedná se o nejvyužívanější typ pohonu, kdy je každé dvojkolí poháněno vlastním trakčním motorem. U tohoto typu pohonu je trakční motor umístěn tak, že osa rotoru je rovnoběžná s osou dvojkolí. Jednotlivé varianty uložení jsou popsány v následujících třech podkapitolách. [2]

2.1.1 TLAPOVÝ MOTOR

Přenos hnacího momentu na dvojkolí může být realizován hned několika způsoby. Tlapové trakční motory mohou být na jedné straně připevněny k rámu podvozku, zatímco na druhé straně mohou být uloženy na kluzném takzvaném tlapovém ložisku, jak je to zobrazeno na obrázku 3. Toto ložisko je umístěno přímo na nápravě lokomotivy. Tento typ uložení trakčního motoru je konstrukčně jednoduchý, jelikož zde není potřebné použití klasické převodovky. Převod hnacího momentu je pak realizován ozubeným kolem nalisovaným přímo na nápravě lokomotivy a pastorku letmo uloženém na výstupní hřídeli motoru. Na druhou stranu je toto řešení nevýhodné z hlediska citlivosti na nerovnosti na železniční trati, jelikož převážná část hmotnosti motoru leží na dané nápravě. Nutností je také horizontální uložení pohonu, což má za následek zvětšení rozvoru náprav. [2], [5]

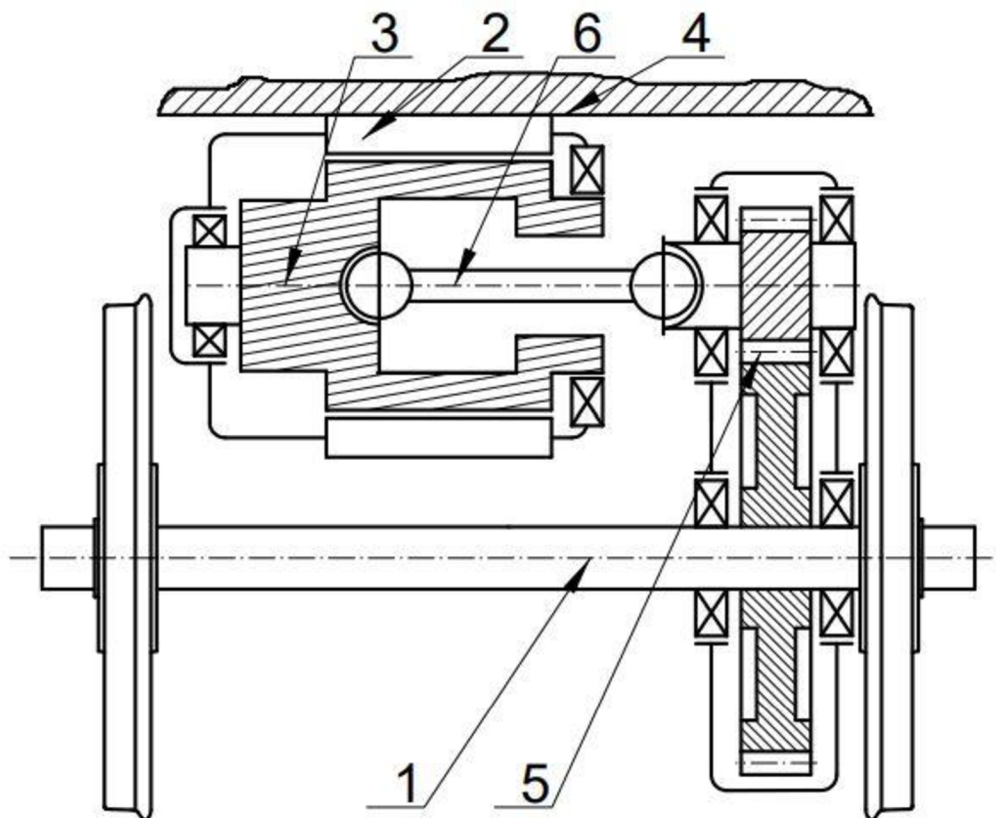


Obrázek 3 Schéma tlapového motoru [16]

2.1.2 POHON S ODPRUŽENÝM TRAKČNÍM MOTOREM A ČÁSTEČNĚ ODPRUŽENOU PŘEVODOVKOU

V tomto případě uložení je motor připevněn na rám podvozku a tím pádem je hmota motoru zcela odpružena. Hnací moment bývá přenášen většinou pomocí dvojité sférické zubové spojky. Princip funkce zubové spojky bude dále rozebrán v kapitole 3.2. U tohoto typu uložení se již setkáváme s klasickou jednostupňovou převodovkou, která bývá svisle zavěšená na rám.

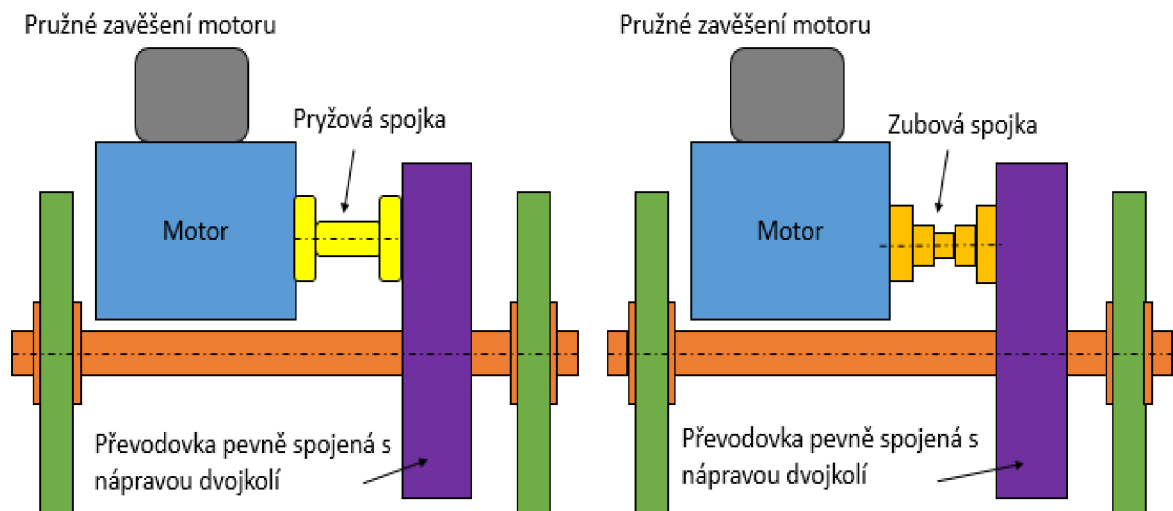
Druhou možností je přenos hnacího momentu pomocí kloubové hřídele připojené na jedné straně k rotoru motoru, na druhém konci k pastorku nápravové převodovky. U této varianty je totiž motor uchycen plně k rámu podvozku. Kloubová hřídel zde musí pokrýt vzájemné pohyby mezi rámem podvozku a pastorkem nápravové převodovky. Toto řešení je zobrazeno na obrázku 4. [2], [3]



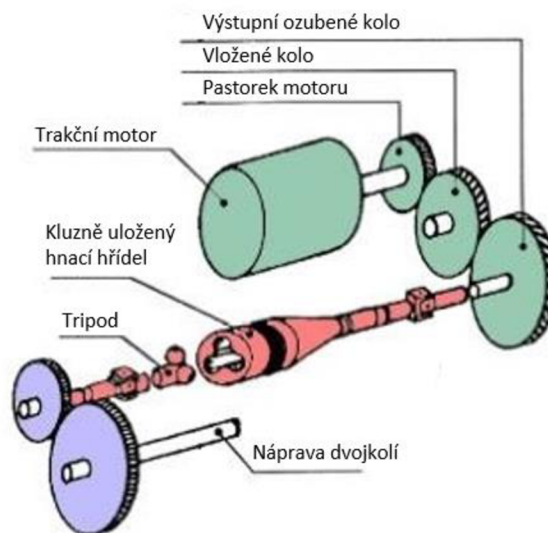
Obrázek 4 Schéma pohonu pomocí kloubového hřídele [16]

1 - dvojkolí, 2 - stator, 3 - rotor, 4 - rám, 5 - nápravová převodovka, 6 - kloubová hřídel

U moderních lokomotiv poháněných asynchronním motorem se pro přenos točivého momentu využívá především pružných nebo zubových spojek (Obrázek 5). V praxi se setkáváme především s lamelovými, pryžo-kovovými či pryžo-textilními spojkami. U vysokorychlostních jednotek je aplikován systém kloubového hřídele pomocí speciálního hřídele tripod (Obrázek 6). Tento typ přenosu točivého momentu využívají především vysokorychlostní jednotky francouzského výrobce TGV. [2], [18]



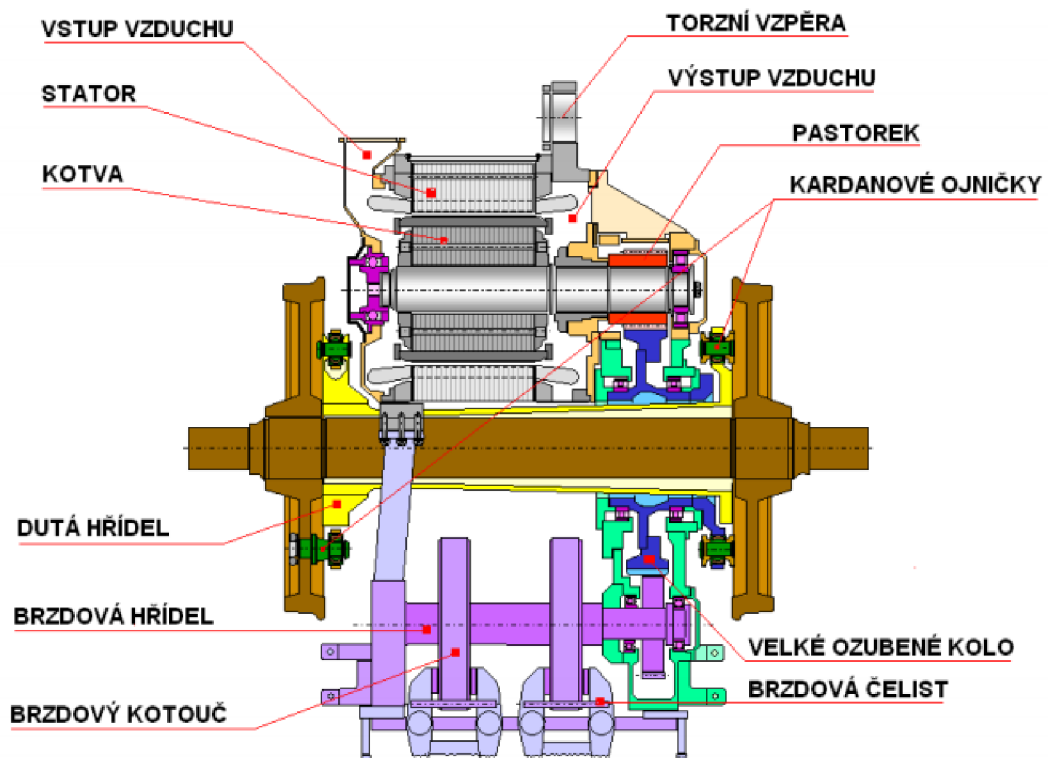
Obrázek 5 Schéma pohonu pomocí pryžové a zubové spojky



Obrázek 6 Tripod hřídel vysokorychlostních souprav TGV [18]

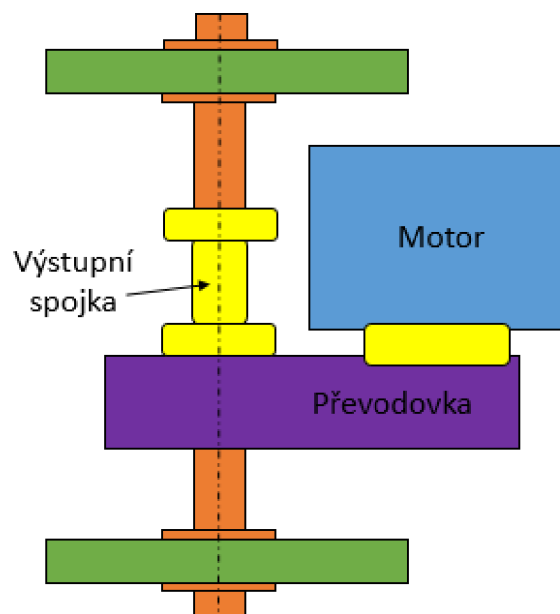
2.1.3 POHON S PLNĚ ODPRUŽENÝM TRAKČNÍM MOTOREM I PŘEVODOVKOU

U tohoto typu uložení tvoří trakční motor i s převodovkou jeden celek. Ten je upevněn pouze k rámu podvozku. Přenos hnacího momentu je zajištěn pomocí dutého kloubového hřídele, který je na jedné straně spojen s výstupní hřídelí převodovky a na druhé straně připevněn k dvojkolí. Hřídel je opatřen ojníčkovým mechanismem. Výhodou tohoto řešení je plné odpružení hmotnosti motoru a převodovky. Neodpruženou hmotu zde tvoří samotné dvojkolí a přibližně jedna polovina hmotnosti duté kloubové hřídele. U moderních vozidel bývá převodovka přírubově spojena se státorem motoru a tvoří takzvané integrované jednotky. Na obrázku 7, si také můžeme povšimnout brzdových kotoučů na výstupním hřídeli převodovky. Ty jsou u novějších jednotek umístěny vzhledem na požadavek vysokého brzdného výkonu. [2], [17]



Obrázek 7 Schéma příčného pohonu s plně odpruženým motorem a převodkou [19]

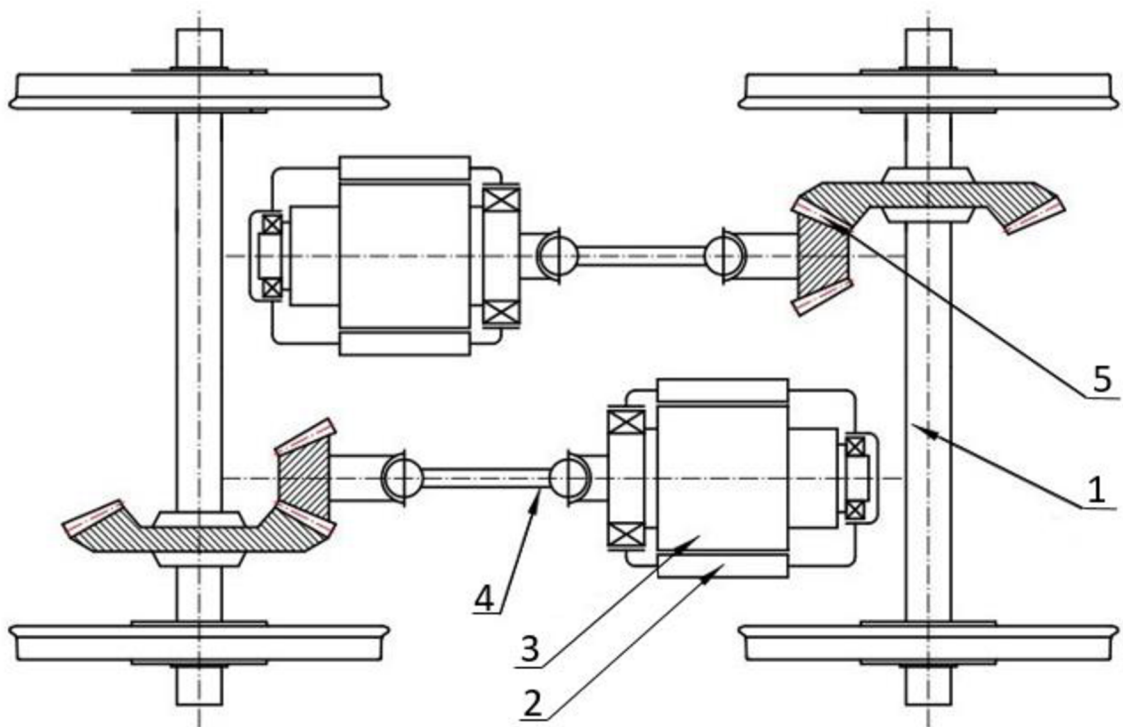
Další možností přenosu hnacího momentu na železniční dvojkolí spadajícího do této kategorie je použití výstupních pryžo-kovových spojek. Tento typ pohonu se vyskytuje především u nízkopodlažních městských jednotek, převážně u meter či tramvají. Schéma tohoto typu pohonu je zobrazeno na obrázku 8.



Obrázek 8 Schéma pohonné jednotky s použitím výstupní pryžo-kovové spojky

2.2 PODÉLNÝ POHON DVOJKOLÍ

Při tomto typu pohonu je osa hřídele kolmá k ose nápravy. Trakční motor je zde uložen buď k rámu podvozku, nebo k hlavnímu rámu vozidla. Přenos výkonu je opět realizován pomocí kloubového hřídele, který je na jedné straně upevněn k dvojkolí a na druhé straně ke kuželové převodovce, která je uložena na nápravě vozidla. Díky použití kuželové převodovky je také dosažen vysoký převodový poměr. Nevýhodou je pak problematika správného záběru ozubených kol převodovky při relativním pohybu rámu a dvojkolí. S tímto typem pohonu se můžeme setkat u jednotek Pendolino, provozovaných v České republice. Schéma pohonu je zobrazeno na obrázku 9. [2], [17]



Obrázek 9 Schéma podélného pohonu dvojkolí [16]

1 - dvojkolí, 2 - stator, 3 - rotor, 4 - kloubový hřídel, 5 - kuželová převodovka

3 SPOJKY KOLEJOVÝCH VOZIDEL

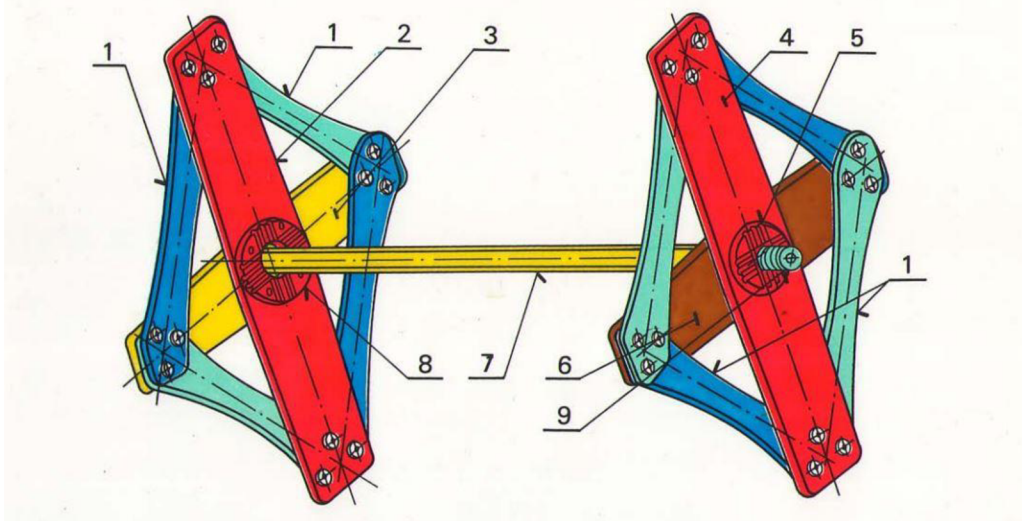
Spojky kolejových vozidel slouží k přenosu točivého momentu. U moderních kolejových vozidel jsou elektromotory převážně uloženy v podvozku vozidla. Mezi vstupní hřídelí převodovky a výstupní hřídelí elektromotoru pak musí být umístěna pružná spojka, která je schopna přenášet krouticí moment i přes vychýlení hnacích hřídelí. Vychýlení může probíhat v axiálním, radiálním či úhlovém směru. V posledním desetiletí jsou častěji využívány spojky s pryžovými elementy, které jsou schopné tlumit kmity. Na druhou stranu komponenty vyrobené z pryže mají omezenou materiálovou životnost, v jejímž důsledku je nutné tyto spojky obměňovat. Poznatky z praxe hovoří přibližně o životnosti v řádu šesti let. [20], [21]

3.1 SPOJKY STARŠÍHO PROVEDENÍ

První část třetí kapitoly je zaměřena na konstrukčně starší typy spojek, využívaných převážně v železničních lokomotivách československé výroby. Jedná se především o historicky významnou spojku Sécheron a kloubovou spojku Škoda vyvinutou společností Škoda Transportation. [20]

3.1.1 LAMELOVÁ SPOJKA – SÉCHERON

Tento typ spojky se především používá u vozidel osazených stejnosměrnými trakčními motory s vysokými výkony. Kvůli rozměrům těchto motorů nebylo v rámu podvozku dostatek místa. Proto zde byly pro spojení pastorku s kloubovým hřídelem využívány lamelové spojky. Nevýhodou je konstrukční uložení motoru oproti ostatním řešením a délka kloubového hřídele. Ten je vysoce namáhaný na krut a může docházet k většímu prohýbání, než u konstrukčního řešení s použitím zubové spojky. Schéma lamelové spojky Sécheron je pak zobrazeno na obrázku 10. [20], [22]

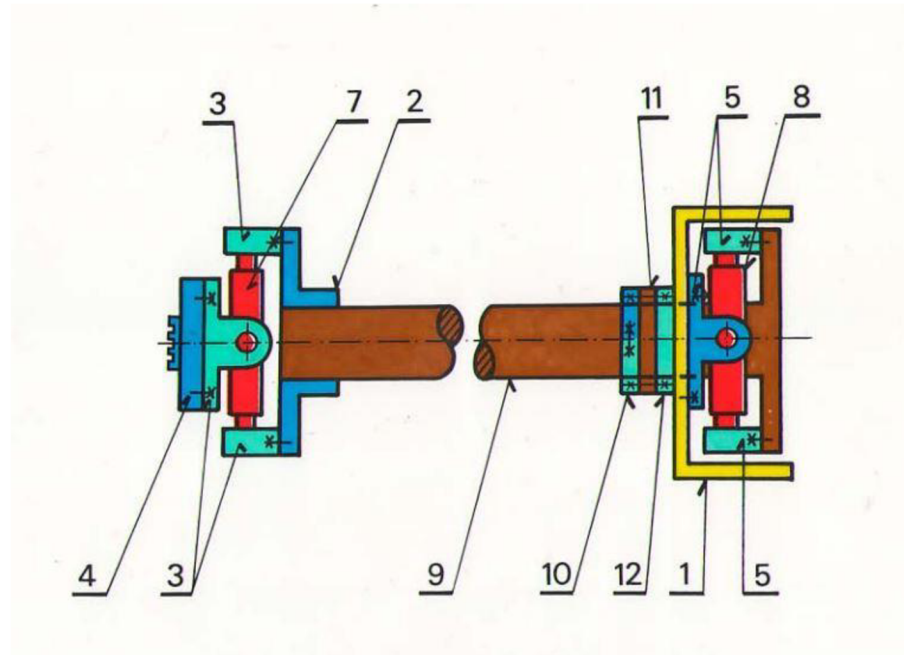


Obrázek 10 Lamelová spojka Sécheron [22]

1 - lamela, 2 - unašeč rotoru trakčního motoru, 3 - unašeč, 4 - unašeč, 5 - křížové ozubené spojení na pastorek, 6 - unašeč, 7 - hřídel spojky, 8 - křížové ozubené spojení na rotor motoru, 9 - čep pro dosednutí vymezovacího šroubu

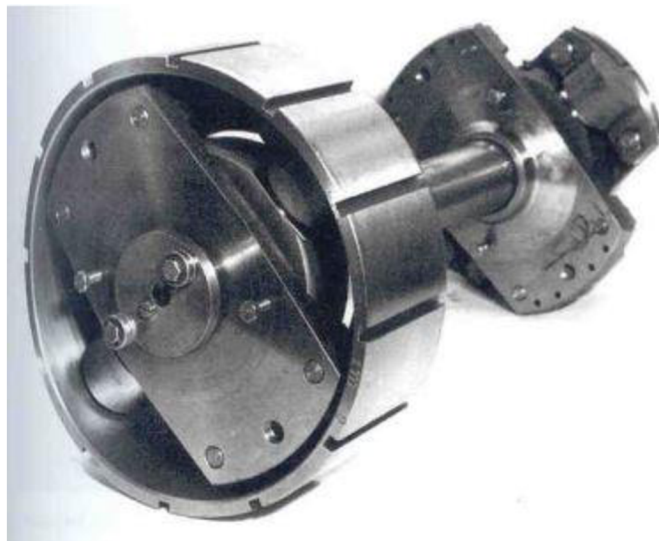
3.1.2 KLOUBOVÁ SPOJKA ŠKODA

Jedná se o nástupce lamelové spojky Sécheron. Spojka byla zkonstruována panem Ing. Chadžim, po kterém také zpočátku nesla jméno. Použití této spojky v sérii bylo odsouhlaseno až po najetí 100 000 zkušebních kilometrů. Jedná se v podstatě o kardanový hřídel, který je díky pohyblivým kloubům schopný vymezit během jízdy vzniklá vychýlení. Schéma spojky s popisem všech jejích komponent je zobrazen na obrázku 11, reálná podoba spojky je pak vyobrazena na obrázku 12. [22], [23]



Obrázek 11 Schéma kloubové spojky Škoda [22]

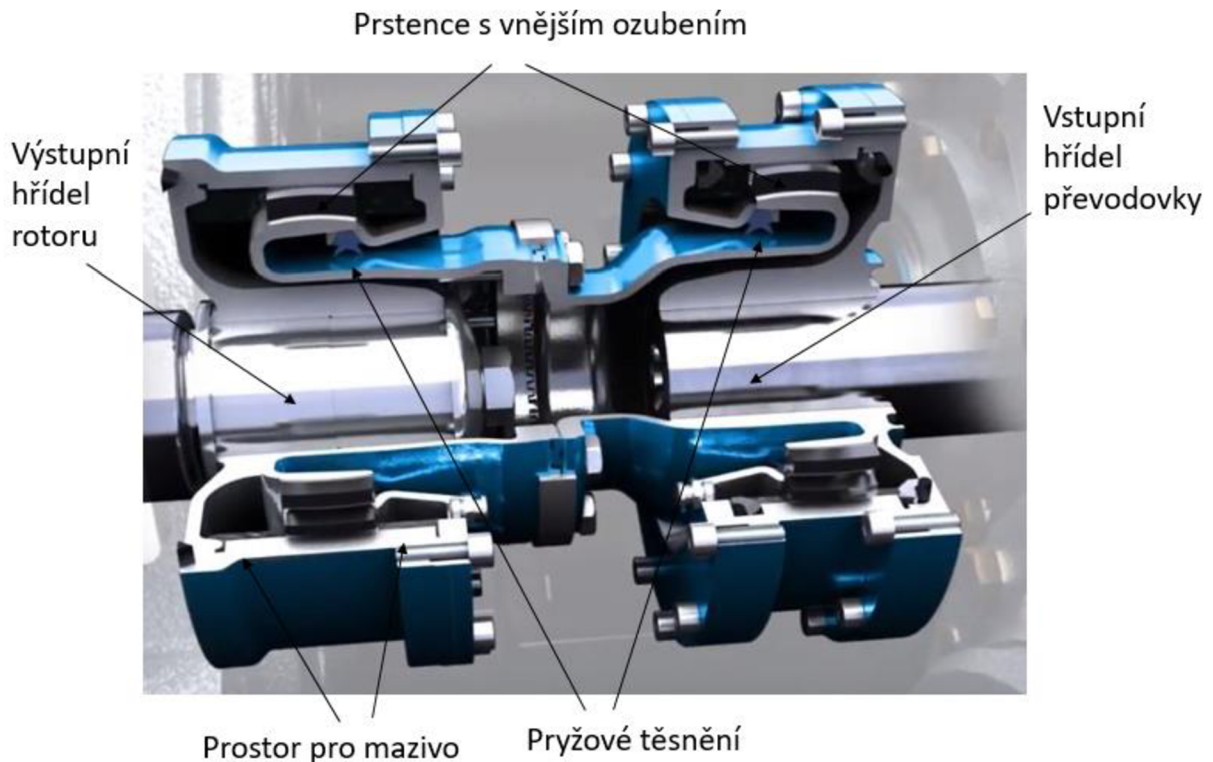
1 - píst s drážkami, 2 - unašeč do vnitřní převodovky, 3 - pouzdra s jehlovými ložisky, 4 - unašeč do vnější převodovky, 5 - pouzdra s jehlovými ložisky, 7 - křížový kloub, 8 - křížový kloub, 9 - unašečový hřídel, 10, 11, 12 - těsnění



Obrázek 12 Kloubová spojka Škoda [16]

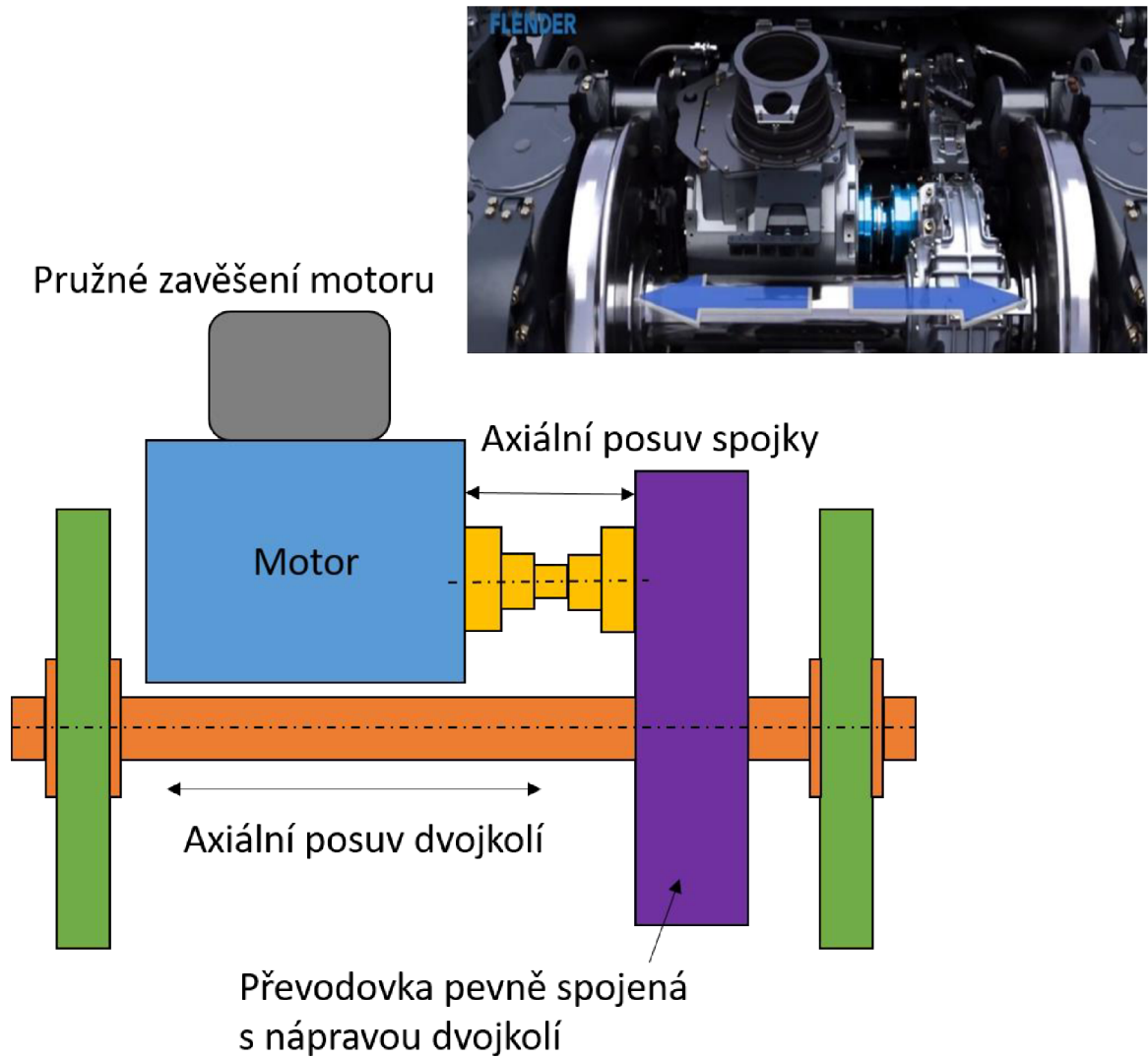
3.2 ZUBOVÉ SPOJKY

Jako zástupce moderní zubové spojky byla vybrána spojka společnosti FLENDER, konkrétně typ ZBG, který patří mezi nejvyužívanější typ spojek pro aplikaci v kolejových vozidlech. Jedná se o dvojitou zubovou spojku, provozovanou ve vozech metra, či ve vysokorychlostních vlacích výrobce SIEMENS. Výrobce deklaruje tento typ spojky jako téměř bezúdržbový. Servisní interval je stanoven na ujetí tři miliónů kilometrů či dvanácti let provozu. Široký rozsah pracovních teplot od -50 do 55°C také naznačuje možnosti extrémních provozních podmínek aplikace této spojky. Na obrázku 13 je znázorněn řez spojkou FLENDER ZBG. [24], [25]



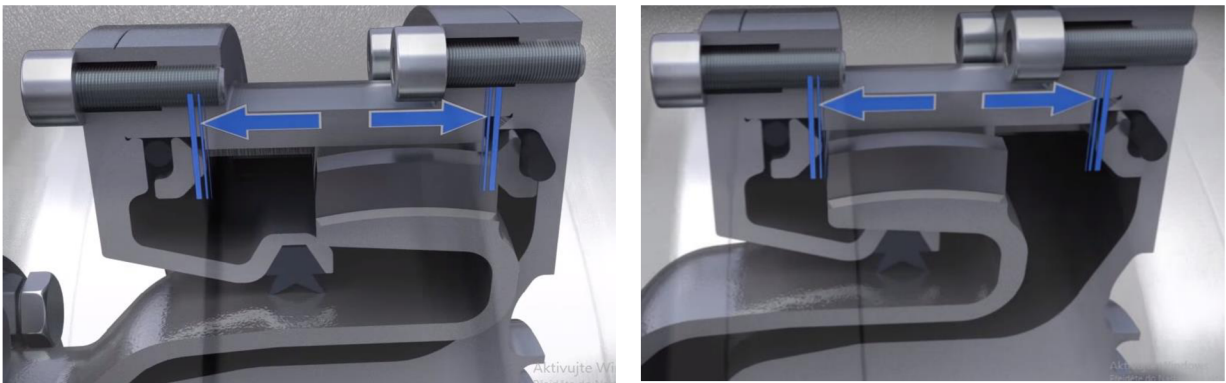
Obrázek 13 Řez moderní zubovou spojkou FLENDER ZBG [25]

Na níže přiložených obrázcích 14, 15 a 16 jsou znázorněny možné pohyby železničního dvojkolí, ke kterým dochází v důsledku odlišných režimů provozu kolejového vozidla. Na obrázcích je převodovka pevně spojena s poháněným dvojkolím, zatímco motor je pružně připevněn k rámu podvozku. To znamená, že na jedné straně je spojka připevněna k stabilně uloženému motoru, zatímco na druhé straně k výstupní hřídeli převodovky. Ta se však pohybuje s poháněným dvojkolím vlivem akcelerace, brzdění, či změn profilu železniční tratě. Ve všech těchto případech však spojka musí být schopna přenášet maximální točivý moment udávaný výrobcem. [25]



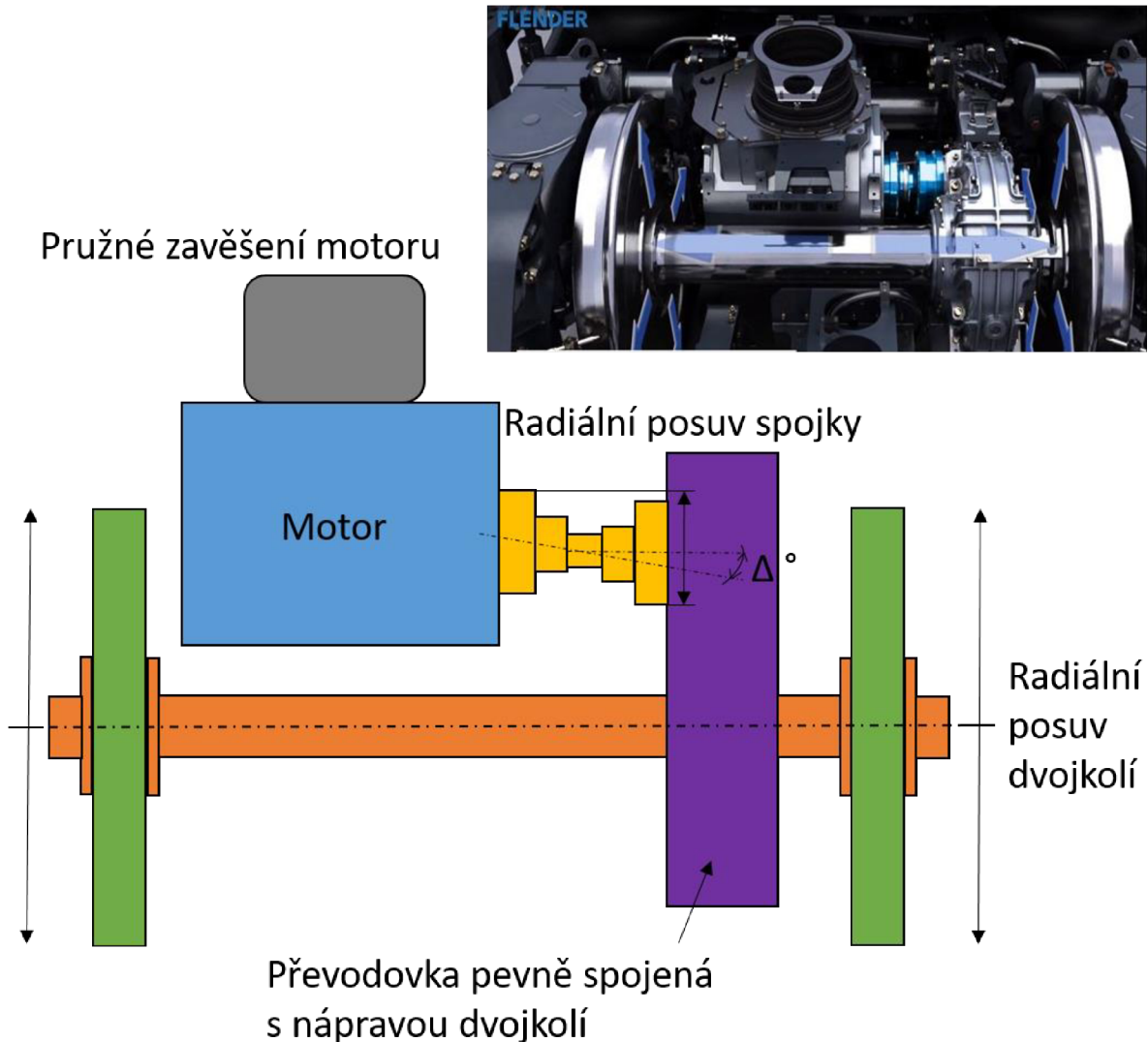
Obrázek 14 Schéma realizace axiálního posuvu spojky Flender ZBG

Na obrázku 15 je znázorněn řez tělem spojky, z něhož je patrná realizace vymezení axiálního posuvu převodovky, vůči motoru. V prostoru, kde dochází k vymezení, se také nachází mazivo, kterým je zajištěno důkladné mazání a zároveň snižování teploty, aby nemohlo dojít k mechanickému poškození spojky vlivem vysoké teploty. [25]



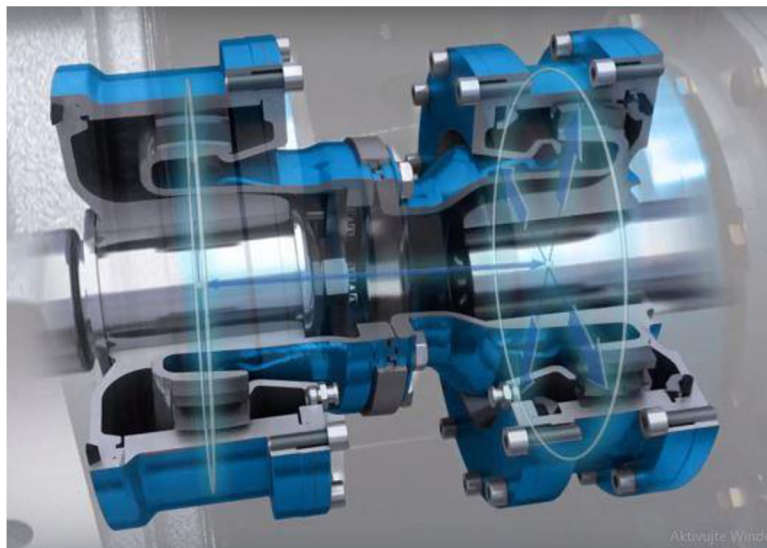
Obrázek 15 Realizace axiálního posuvu u spojky FLENDER ZBG [25]

Radiální pohyby dvojkolí jsou znázorněny níže na obrázku 16. Tyto pohyby vznikají především díky zavěšení dvojkolí, akcelerace, či brzdění. I přes poměrně velké úhlové hodnoty vychýlení hnacích hřídelí je důležité zajistit stálý přenos točivého momentu. [24], [25]



Obrázek 16 Schéma realizace úhlové vychýlky při radiálním vychýlení

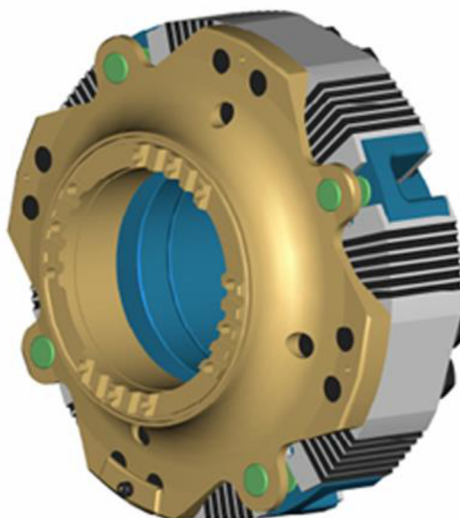
Realizace vychýlení vstupního hřídele převodovky a výstupního hřídele rotoru za použití zubové spojky FLENDER ZBG je zobrazen na obrázku 17. Na obrázku si můžeme všimnout dvou vyznačených kružnic. Středů těchto kružnic symbolizují pohyblivé klouby spojky. Délka spojnice těchto dvou středů je vždy konstantní. Při vychýlení hnacích hřídelí dochází k určité nevývaze. Konstantnost délky spojnice dvou bodů má za následek vznik pomyslného protizávaží, které eliminuje vzniklou nevývahu. [24], [25]



Obrázek 17 Realizace vymezení radiálního pohybu spojky FLENDER ZBG [25]

3.3 PRYŽOVÉ SPOJKY

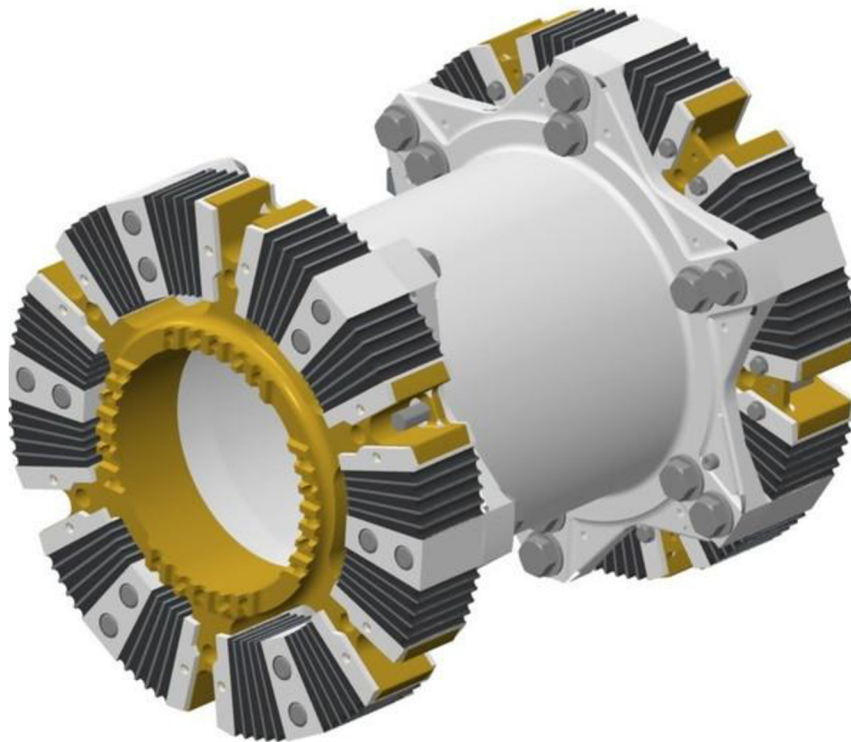
Pryžové spojky v současném období zaznamenávají obrovský trend nejen u kolejových vozidel, ale již i v automobilním průmyslu. To je dáno především schopností pryže tlumit vibrace a kmity. Do komponent hnacího ústrojí se pak nepřenáší tyto nežádoucí jevy, které se podílí na životnosti daných komponent. Problém pryže však spočívá v její životnosti. Nejlepší příklad, na kterém si tuto problematiku lze představit je automobilní pneumatika. Ta razantně ztrácí své funkční vlastnosti již po čtvrtém roce od její výroby. Navulkanizovaná pryž vyschne, ztratí svou elasticitu, a pneumatika poté již není schopna vykazovat vlastnosti předepsané výrobcem. Podobná situace nastává při využití pryžových elastických spojek v kolejových vozidlech, kdy životnost pryžových komponent je přibližně stanovena na dobu šesti let provozu. Poté je potřeba komponentu vyměnit, což se může prodražit jak samotnou pořizovací cenou komponenty, tak kompenzací času, kdy vozidlo stojí v depu namísto toho, aby bylo provozováno. Příklad moderní spojky s pryžovými elementy je vyobrazen na obrázku 18. [10]



Obrázek 18 Pryžo-kovová spojka KWD [26]

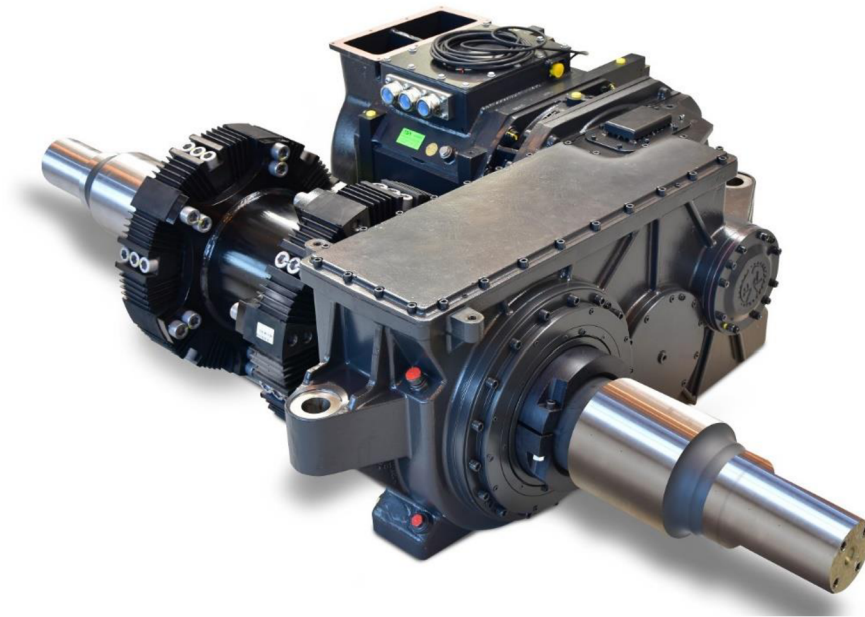
3.3.1 SPOJKY PRYŽO–KOVOVÉ

Nejrozšířenější typ spojky využívaný v nízkopodlažních kolejových vozidlech, především v metrech či tramvajích. Aplikace v těchto kolejových vozidlech je dána především rozměrovou kompaktností hnacího ústrojí. Výstupní pryžo-kovové spojky obvykle přenášejí velmi vysoké točivé momenty oproti spojkám vstupním. Například výrobce CENTAFLEX předepisuje rozsah točivých momentů pro model T od 1,2 kN·m do 24 kN·m a rozsah maximálních provozních otáček od 1350 min⁻¹ do 2100 min⁻¹ v závislosti na rozměru spojky. Vysoký rozsah pracovních teplot od -40°C do +90°C odpovídá již zmiňovaným extrémním provozním podmínkám. Spojka se vyznačuje vysokou torzní tuhostí, díky které vykazuje vynikající odolnost vůči torzním kmitům. Spojka je vysoce flexibilní, tím pádem dokáže spolehlivě pracovat i při vzniku axiálních a úhlových pohybů hnacích hřídelí popsaných v kapitole 3.2. [27], [28]



Obrázek 19 Pryžo-kovová spojka společnosti KWD [29]

Pryžo-kovový spojovací aparát z obrázku 19 je tvořen dutým hřídelem, na jehož koncích jsou umístěny dvě spojky tvořené pryžo-kovovými elementy. Princip zamontování pryžo-kovových spojek je odlišný oproti spojkám vstupním. Jedna spojka je spojena s výstupní hřídelí převodovky, zatímco druhá spojka přenášejí točivý moment přímo na hnací dvojkolí kolejového vozidla (Obrázek 20). Přenos točivého momentu je realizován pomocí tvarového spoje vytvořeného na přírubách připevněných k hvězdicovým tělesům. Hvězdice tvoří základní těleso, k němuž jsou přimontovány pryžo-kovové elementy. Jedna spojka je většinou sestavena z šesti pryžo-kovových elementů. Tento fakt se však odvíjí od rozměru spojky. [27], [32]



Obrázek 20 Pohonná jednotka s výstupní pryžo-kovovou spojkou [30]

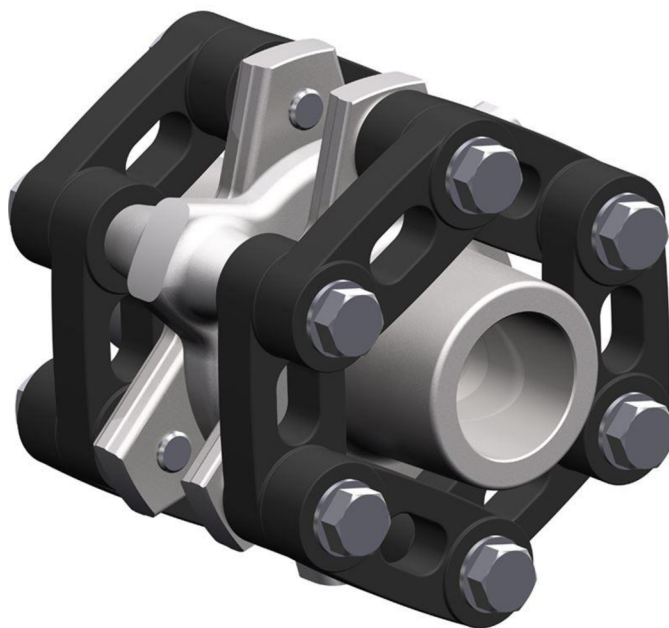
Na obrázku 21 lze vidět osamocený element, z kterých je pryžo-kovová spojka tvořena. Základem elementu je nosič, který má klínový tvar. Ten se směrem k ose otáčení spojky zužuje. Každý nosič je k základnímu tělesu připevněn pomocí dvou šroubů. U některých spojek bývá přesná poloha nosiče navíc zajištěna pomocí polohovacího kolíku. Na boční stěny klínového nosiče je navulkanizována pryž, v níž jsou zalaty podpěrné ocelové destičky, které zvyšují pevnost a přitom zachovávají elasticitu vzniklého elementu. Na vnějších opěrných deskách elementu jsou vyvrtány otvory sloužící k upevnění k hnací přírubě. Elementy musí být na spojku namontovány s předpětím. Kdyby tomu tak nebylo, vlivem hnacího momentu by mohlo dojít k vytrhnutí podpěrných pružných ocelových destiček od pryže, a tím dojít ke zničení spojky. Předpětí je dosaženo samotným zamontováním spojky. [27], [28]



Obrázek 21 Element pryžo-kovové spojky [31]

3.3.2 SPOJKY PRYŽO-TEXTILNÍ

Pryžo-textilní typ spojky nabízí širokou škálu aplikací od průmyslového využití, přes automobilní průmysl až k železniční aplikaci. Tento typ spojky se opět vyznačuje vynikajícími vlastnostmi v přenášení točivého momentu při velkých axiálních, radiálních i úhlových pohybech hnacích hřídelí. Díky pryži také dobře tlumí vibrace a kmity. Spojka je vysoce odolná vůči šokovým změnám točivého momentu. Společnost SGF nabízí spojky pro mnoho typů využití. Spojka určená pro železniční aplikace je pak zobrazena na obrázku 22. Jedná se o spojku typu SGFlex-LC. Spojka nemusí být využita pouze k přenosu hnacího momentu, může být využita i pro pohon kompresorů, či čerpadel. Spojky společnosti SGF jsou určeny jak pro kolejová vozidla osazené elektromotorem, tak pro vozidla se spalovacím motorem, které se potýkají s vyššími vibracemi. [33], [36]



Obrázek 22 Pryžo-textilní spojka společnosti SGFlex-LC pro železniční aplikaci [35]

U kolejových vozidel je tento typ spojky montován mezi výstupní hřídel trakčního motoru a vstupní hřídel převodovky, nebo je spojka zamontována mezi převodovku a hnací dvojkolí. (viz Obrázek 20). Spojka tak může být použita jako vstupní i výstupní. Mezi výhody spojky SGFlex-LC patří určitě její vysoká flexibilita a snadná instalace. Výměna opotřebených pryžových elementů je velice snadná, protože elementy jsou k tělu spojky připevněny pomocí šesti šroubů. Nevýhoda je pak opět spojena s životností. K výměně v praxi dochází přibližně po šesti letech provozu. Parametry spojky SGFlex-LC jsou uvedeny v tabulce 4. [34], [36]

Tabulka 4 Přehled parametrů spojky SGFlex-LC [34]

Nominální M_k [N·m]	Maximální M_k [N·m]	Vnější průměr D [mm]	Maximální otáčky [min ⁻¹]
3900 – 13200	13000 – 44200	254 – 378	3400 – 4100

Konstrukční provedení spojky SGFlex-LC je patrné z obrázku 23. Mezi ocelovými elementy válcového tvaru je namotán provázek z vysoce kvalitní textilie. Na provázek, který je namotán na ocelové elementy, je následně navulkanizována pryž. Společnost SGF drží patent na tuto technologii a nazývá ji Tenpu® fiber technology. Přenos točivého momentu je realizován pomocí textilního provázku. Ten je při nárůstu točivého momentu vysoce tahově namáhán. Pryž má funkci ochrany této textilie a slouží k tlumení vibrací. [33], [36]



Obrázek 23 Řez pryžo-textilní spojkou SGFlex-LC [36]

3.4 SOUHRN PARAMETRŮ TESTOVANÝCH SPOJEK

Na základě výše provedené rešeršní studie v oblasti spojek pro kolejová vozidla vyplývá, že zubové spojky se dominantně využívají na vstupní hřídeli převodovky, zatímco pryžo-kovové spojky se převážně využívají na výstupní hřídeli převodovky, kdy přenáší hnací moment přímo na železniční dvojkolí. Pryžo-textilní spojky se dají používat v obou zmíněných případech. Přehled parametrů popsanych spojek je uveden v tabulce 5, z nichž bude vycházet samotný návrh testovacího stavu.

Tabulka 5 Souhrn parametrů spojek pro kolejová vozidla [24], [28], [34]

Typ spojky	Otáčky [min^{-1}]	Maximální točivý moment [$\text{N}\cdot\text{m}$]
Zubová spojka FLENFER ZBG	6000	Nom. moment 3000
Pryžo-kovová spojka CENTAFLEX	1350 - 2100	1200 – 24 000
Pryžo-textilní spojka SGFlex-LC	3400 – 4100	13 000 – 44 200

4 KONCEPČNÍ ROZVAHA TESTOVACÍHO STAVU

Cílem navrhovaného testovacího stavu pro dlouhodobé testování spojek je možnost testování více druhů spojek pro kolejová vozidla. Přehledná rešerše spojek, k jejichž testování bude navrhovaný testovací stav sloužit, byla vypracována v kapitole 3. Před samotným konstrukčním návrhem testovacího stavu, je potřeba stanovit základní vstupní parametry týkající se samotného testování. Při návrhu testovacího stavu je možné využít dva způsoby testování. Buďto segmentové testování, nebo testování celých spojek. Nezbytným krokem je také určení doby testu. Proto je důležité stanovit počet zátěžných cyklů, kterými bude daná spojka či segment v průběhu testu zatěžována. Určení počtu zátěžných cyklů by mělo být odvozeno z reálného provozu kolejového vozidla, aby nasimulované zátěžné stavy odpovídaly stavům reálným. Postupně budou také rozebrány jednotlivé koncepce testování včetně jejich výhod a nevýhod, které zásadně ovlivňují výsledný zvolený koncept testovacího stavu.

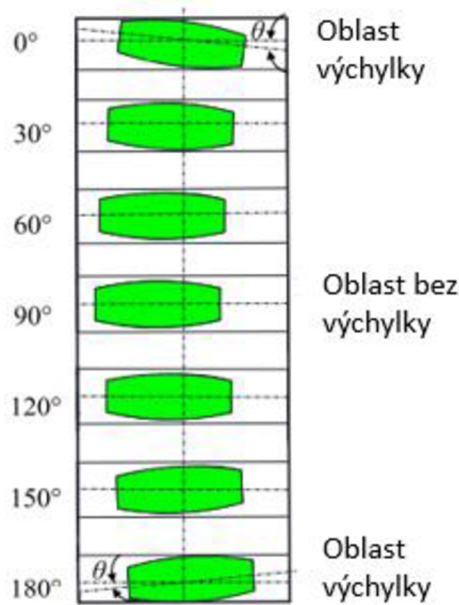
4.1 SEGMENTOVÉ TESTOVÁNÍ SPOJEK

Před samotným návrhem testovacího stavu je nutné si stanovit dané podmínky, za kterých bude test spojky probíhat. Nabízí se zde možnost vydat se cestou segmentového testování či testování celých spojek. V případě pryžo-textilních spojek by segmentové testování bylo poměrně jednoduché, jelikož elementy pryžo-textilních spojek jsou primárně namáhány tahem. K tomuto testování by nám stačil jednoduchý testovací stav využívající princip klikového mechanismu. U zubových spojek je situace složitější, jelikož se zde prověřuje především otěr a otláčení zubů v záběru, z kterých se následně vyhodnocuje jejich opotřebení. [37]

4.1.1 TESTOVÁNÍ SEGMENTŮ ZUBOVÝCH SPOJEK

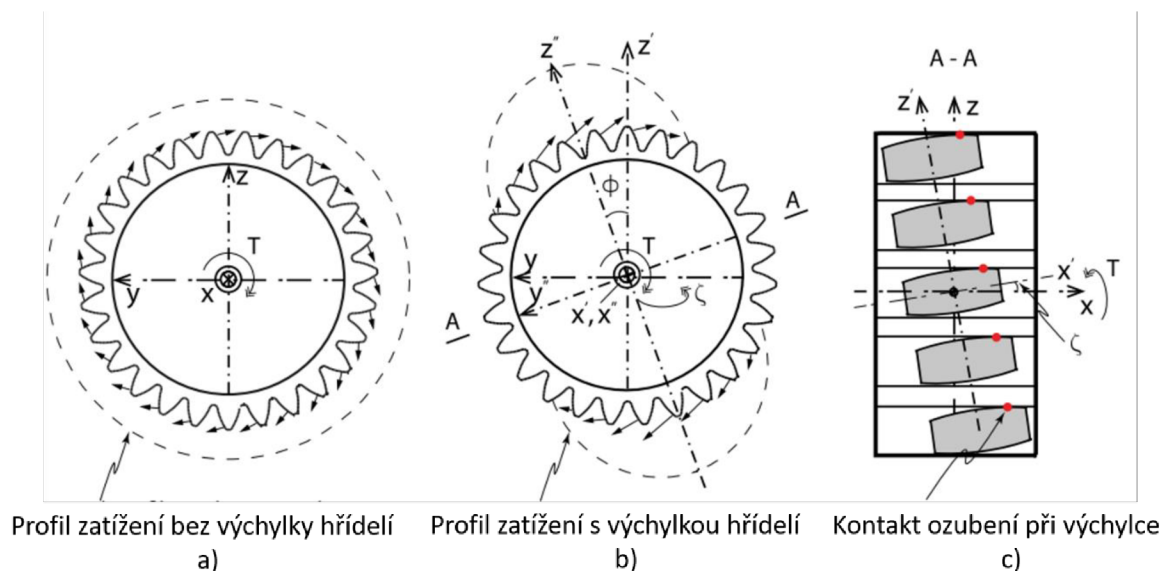
V železničním průmyslu jsou často využívány zubové spojky, jelikož disponují násobně vyšší trvanlivostí než spojky pryžové. Navrhovaný testovací stav musí být univerzální, aby na něm bylo možné testovat většinu typů spojek využívaných v moderních kolejových vozidlech. Proto je nezbytné zahrnout i testování zubových spojek. Segmentové testování zubových spojek je však velice komplikované a z důvodu neporovnatelnosti naměřených výsledků pro tuto práci nepřínosné.

Problematika zubových spojek spočívá především ve zkoumání otěru jednotlivých zubů v záběru a jejich následnému opotřebení. Na to má obrovský vliv především schopnost spojky přenášet točivý moment i v případě úhlových výchylek hnacích hřídelí. Zubová spojka se skládá ze dvou hlavních částí. Z anglické terminologie se bavíme o pojmech „ring gear“ a „hub gear“ či „hub“ a „sleeve“. V překladu do českého jazyka by se dalo hovořit o „prstenci s vnějším ozubením“ a „prstenci s vnitřním ozubením“. Zubová spojka v kolejovém vozidle koná komplikovaný prostorový pohyb. Tento pohyb je znázorněn pohybovým diagramem zobrazeným na obrázku 24. Segmentové testování spočívá především v simulaci takto komplikovaného pohybu, a následného měření a zkoumání deformací vzniklých na ozubení spojky. [37], [38]



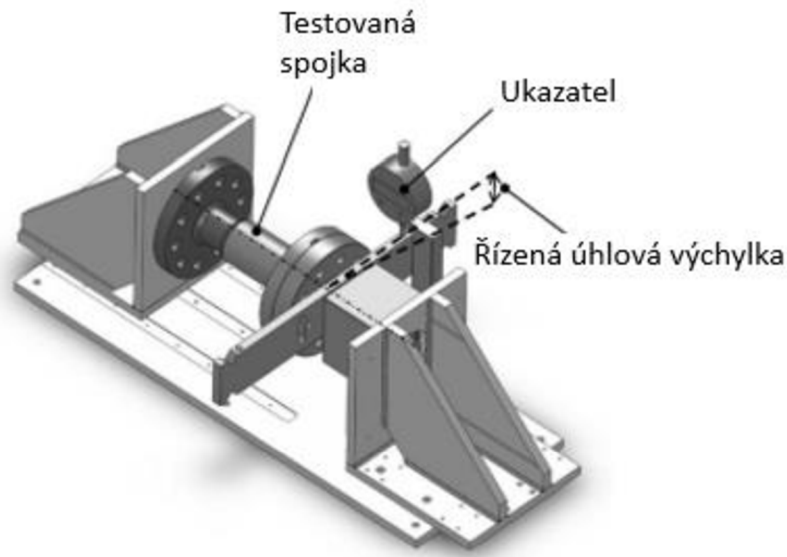
Obrázek 24 Diagram pohybu zubové spojky [37]

V případě sousosti hnacích hřídelí a nulové excentricity jsou všechny zuby prstence zatěžovány rovnoměrně, viz situace a) na obrázku 25. Když dojde k výchylce hnacích hřídelí, profil zatížení se mění dle situace b) na obrázku 25. Nyní je v kontaktu jen určitá část ozubení a profil zatížení nabývá eliptického tvaru. Obecně platí, že počet zubů v záběru roste se snižujícím se úhlem výchylky hřídelí. Obrázek 25 c) popisuje bodový kontakt zatížení zubů spojky vznikající při úhlové výchylce hnacích hřídelí. [37], [38]



Obrázek 25 Změna profilu zatížení ozubení a jejich kontaktu při úhlové výchylce hnacích hřídelí [38]

Testovací zařízení pro testování segmentů zubových spojek s řízenou úhlovou výchylkou je zobrazeno na obrázku 26. Zařízení se skládá z testované spojky, ukazatele řízené výchylky a mechanismu, který zajišťuje simulaci vychýlení hnacích hřídelí. [39]



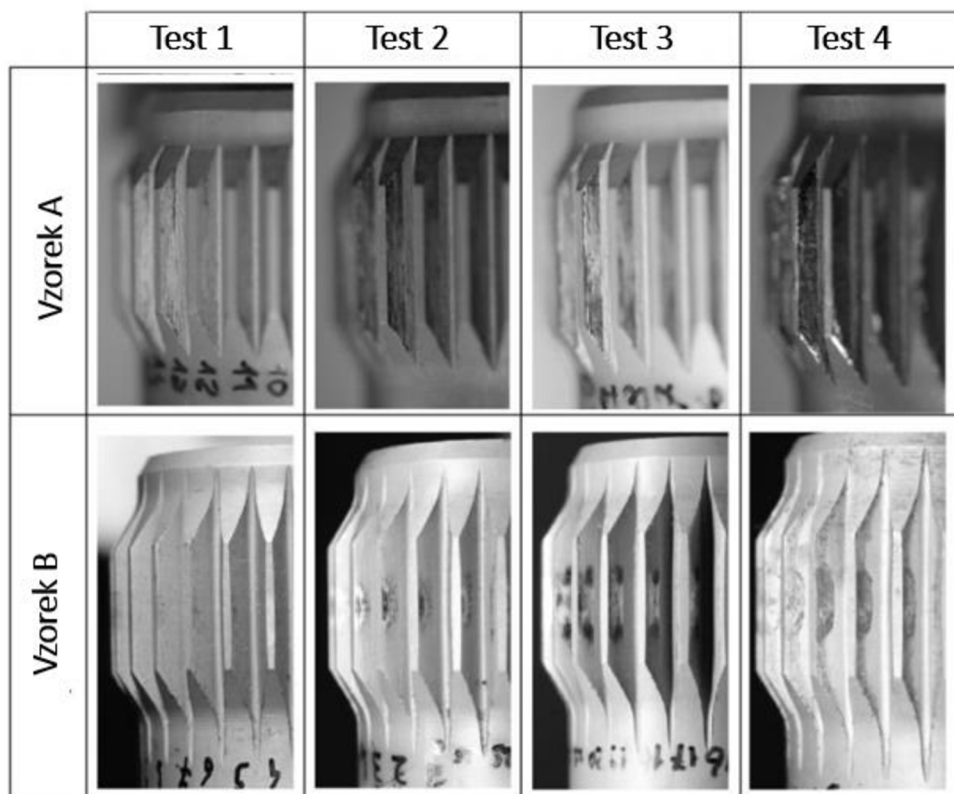
Obrázek 26 Zařízení pro testování zubových spojek s řízenou úhlovou výchylkou [39]

Na tomto zařízení byl proveden test dvou vzorků, při kterém bylo cílem zkoumání opotřebení zubů v různě nastavených testovacích podmínkách. Rozdíl mezi oběma testovanými vzorky spočívá v typu ozubení. U vzorku A se jedná o přímé ozubení a u vzorku B o takzvané barelové ozubení. Souhrn zatěžovacích parametrů testu je zobrazen v tabulce 6. Zmíněné měření nebylo realizováno v této diplomové práci, ale bylo převzato z odborného článku [39].

Tabulka 6 Souhrn zkušebních podmínek pro test opotřebení ozubení [39]

Test	Zatěžovací moment [N·m]	Otáčky [min ⁻¹]	Vychýlení hřídelí [°]	Mazání	Počet cyklů [-]
1	700	1500	0	ANO	10 Milionů
2	700	1500	5	ANO	10 Milionů
3	700	1500	10	ANO	10 Milionů
4	700	1500	10	NE	10 Milionů

Výsledky testu zubového opotřebení jsou zobrazeny na obrázku 27. Zatímco spojky s přímým ozubením (vzorek A) dosahují největšího opotřebení na vrcholcích zubů, spojky s barelovým ozubením (vzorek B) dosahují největšího opotřebení přibližně v polovině šířky zubů. [39],



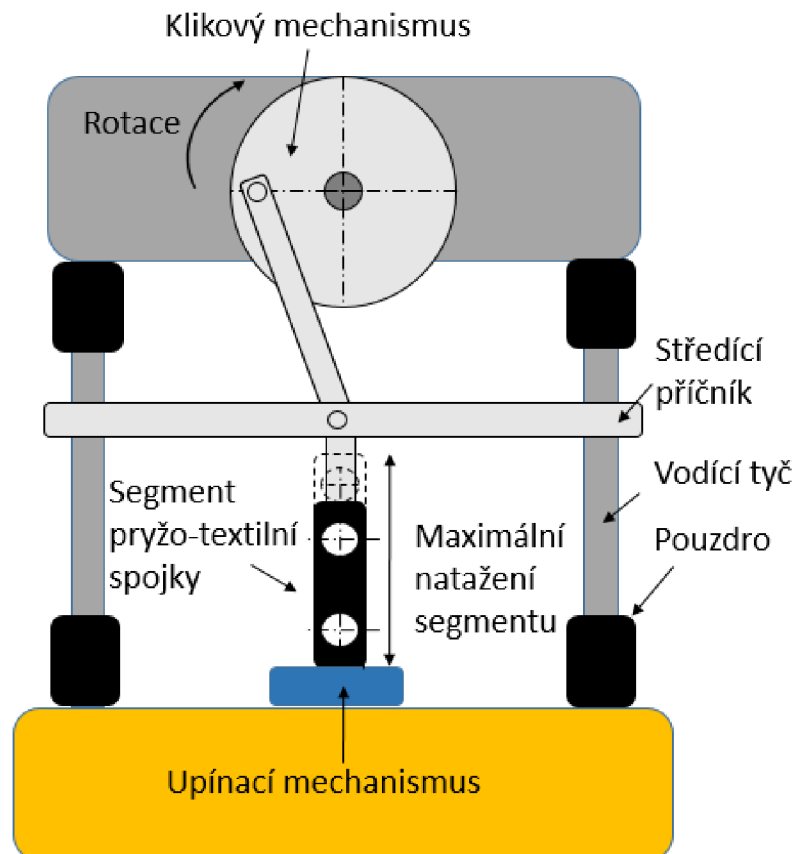
Obrázek 27 Výsledky testu opotřebení ozubení [39]

To je způsobeno především odlišným typem kontaktu zubu. V případě výchylky hřídelí dochází u spojek s přímým ozubením k záběru pouze na vrcholcích. V případě sousosti hřídelí dochází ke kontaktu po celé šířce zubu. U spojek s barelovým ozubením dochází ke kontaktu zubů v záběru ve středním pásmu zubu. S rostoucí výchylkou hnacích hřídelí se plocha opotřebení zvětšuje a posouvá se po šířce zubu. Tento jev je patrný z obrázku 27. [39], [40]

4.1.2 TESTOVÁNÍ SEGMENTŮ PRYŽO-TEXTILNÍCH SPOJEK

V kapitole 3.3.2 byla rozebrána konstrukce pryžo-textilní spojky společnosti SGF. Spojka se skládá ze segmentů tvořených textilními provázky, na které je následně navulkanizována pryž. Testování pryžových segmentů má tahový charakter. Testování segmentu pryžo-textilní spojky můžeme realizovat na testovací stoličce využívající princip klikového mechanismu. Takové zařízení je vyobrazeno na obrázku 28.

Princip testu spočívá v opakovaném natahování a smršťování pryžo-textilního segmentu. Tento test simuluje reálné zátěžné podmínky celé spojky v zamontovaném stavu, jelikož přenos točivého momentu je realizován pomocí tahového napínání textilního provázku. Počet zatěžovacích cyklů, které pryžový element vykoná bez mechanického porušení, by pak měl odpovídat garanci předepsané výrobcem. Během deklarovaného intervalu by však nemělo dojít k poškození textilního provázku či navulkanizované pryžové hmoty. Určení přibližného počtu zátěžných cyklů bude nastíněno v následující kapitole 4.2.



Obrázek 28 Testovací zařízení pro testování segmentů pryžo-textilních spojek

4.1.3 SEGMENTOVÉ TESTOVÁNÍ PRYŽO-KOVOVÝCH SPOJEK

Konstrukční řešení pryžo-kovové spojky bylo rozebráno v třetí kapitole práce, konkrétně v podkapitole 3.3.1. V kapitole bylo zmíněno, že segmenty jsou na základní těleso spojky montovány s předpětím, aby vlivem přenosu točivého momentu nedošlo k destrukci spojky. Moment je přenášen tlakovým namáháním jednotlivých pryžo-kovových elementů.

Testování samotných pryžo-kovových elementů je pak téměř nemožné, jelikož testováním samotného segmentu nejsme schopni dosáhnout předpětí vznikající montáží elementů na těleso spojky. Z tohoto důvodu je výhodnější testovat kompletní spojky.

4.2 URČENÍ POČTU ZATĚŽOVACÍCH CYKLŮ PRO TEST SPOJKY

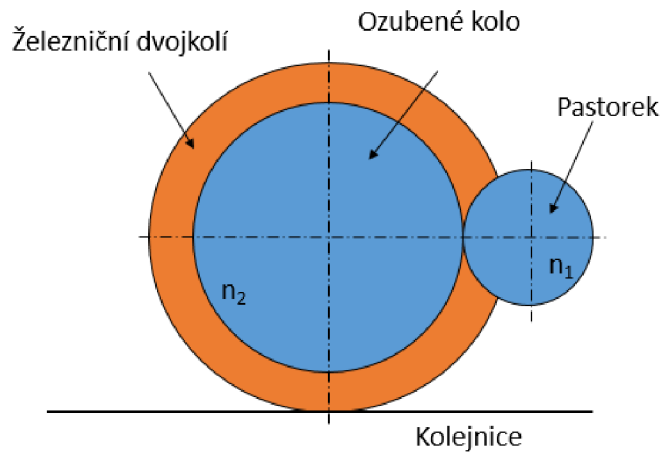
V předchozí části práce byl již zmíněn požadavek na vysokou trvanlivost, která je na spojky kladena. Pro testování na daném testovacím stavu je tak potřebné stanovit alespoň přibližný počet zatěžovacích cyklů odvozených z hodnot deklarovaných výrobcem. Například u zubové spojky Flender ZBG výrobce udává první interval pro servis spojky po ujetí tří milionů kilometrů. Vezmeme-li v úvahu, že kolejové vozidlo opatřeno tímto typem spojky, má průměr kola $d = 0,65$ m, pak pomocí následujících vztahů lze stanovit počet zátěžných cyklů. Obvod kola jednoduše spočítáme ze vztahu (2): [24]

$$o = \pi \cdot d = 2,042 \text{ m} \quad (2)$$

Předpokládáme, že je v kolejovém vozidle zvolena převodovka s převodovým poměrem $i=5$, poté platí dle vztahu (3):

$$n_2 = 5 \cdot n_1 \quad (3)$$

kde n_2 jsou otáčky ozubeného kola nalisovaného na dvojkolí, a n_1 otáčky pastorku převodovky viz obrázek 29. Otáčky pastorku n_1 jsou pak shodné s otáčkami spojky N_s .



Obrázek 29 Železniční dvojkolí s převodovými koly

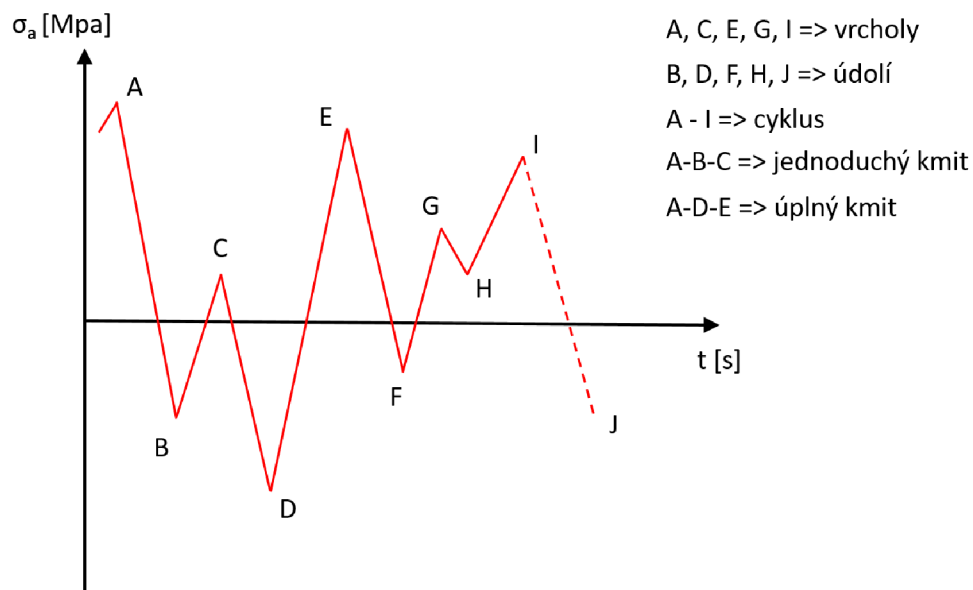
Poté lze otáčky N_s zubové spojky Flender ZBG vypočítat ze vztahu (4), jako podíl kilometrů garantovaných výrobcem spojky a pětinasobkem obvodu kola železničního dvojkolí, jelikož pastorek musí dle vztahu (3) vykonat pětinasobný počet otáček, než kolo železničního dvojkolí.

$$N_s = \frac{3 \cdot 10^9}{5 \cdot o} = 293\,829\,579 \text{ zátěžných cyklů} \quad (4)$$

Je nutno podotknout, že tímto jednoduchým výpočtem zcela idealizujeme situaci, jak se spojka chová v reálném provozu kolejového vozidla. Ze vztahu dostáváme pouhý počet otáček spojky za garantovaný kilometrový nájezd uvedený výrobcem. Není zde vůbec zahrnuto zatížení vznikající vlivem odlišných jízdních režimů kolejového vozidla jako je zatížení vlivem akcelerace či decelerace. Není zde také zahrnuto zatížení vznikající vlivem vychýlení hnacích hřídelí. Pro přesné určení počtu zatěžovacích cyklů se proto budeme věnovat v následující podkapitole.

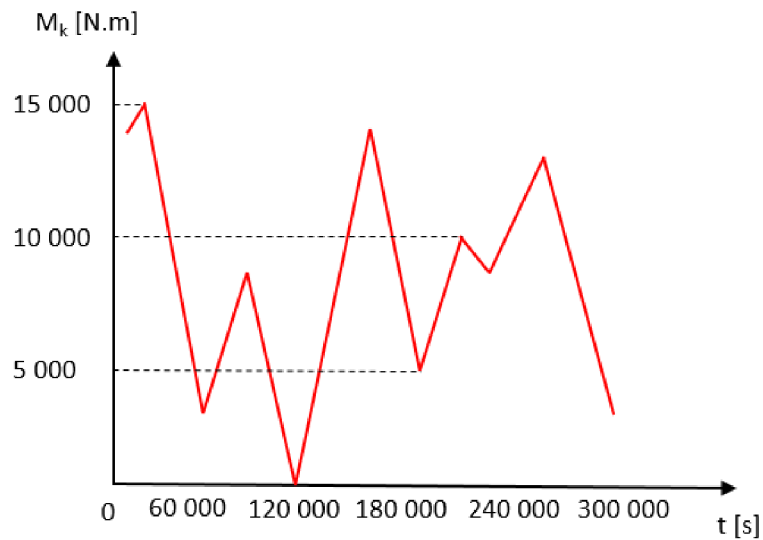
4.2.1 METODA STÉKAJÍCÍHO DEŠTĚ

Mezi další možnou metodu určení počtu zátěžných cyklů patří takzvaná „Metoda stékajícího deště“. Obecně se tato metoda používá v oblasti mechaniky těles, konkrétně nízko-cyklové únavy. Spočívá v redukci skutečného zatížení do soustavy zátěžných cyklů, které jsou definovatelné středním napětím a rozkmitem. Princip metody je znázorněn v grafu 1.



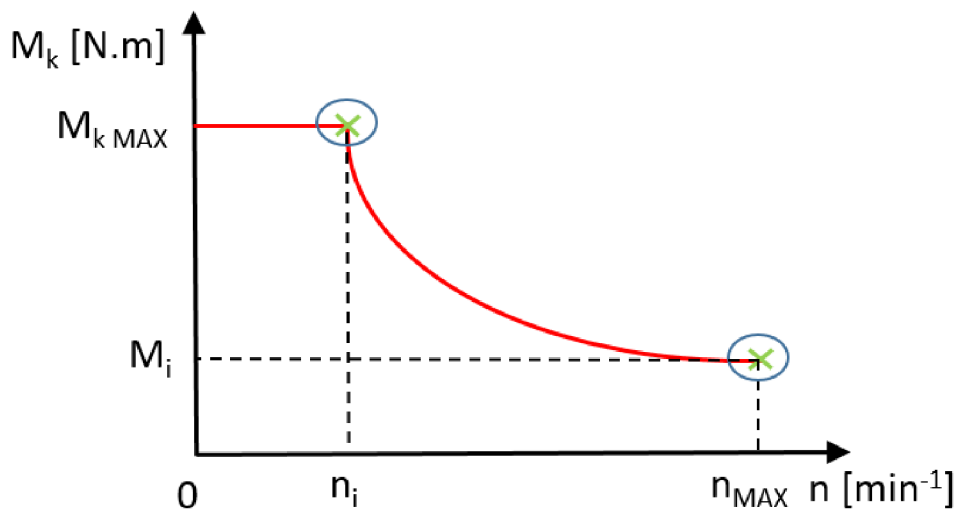
Graf 1 Metoda stékajícího deště [41]

Tuto metodu ovšem můžeme modifikovat i na kolejová vozidla. Na svislou osu si místo napětí vyneseme točivý moment trakčního motoru. Pomocí měření jsme pak schopni získat průběh točivého momentu na čase. Naměřené hodnoty následně jednoduše vyneseme do grafu. Příklad takového průběhu reálného zatížení trakčního motoru kolejového vozidla je zobrazen v grafu 2.



Graf 2 Určení reálného zatížení kolejového vozidla [25]

Průběh hnacího momentu trakčního motoru z grafu 2 nám však nestačí. Pro výpočet zatížení budeme ještě potřebovat závislost otáček trakčního motoru na čase. Přesné průběhy momentů a otáček na čase bychom však získali měřením v reálných provozních podmínkách kolejového vozidla. Takové měření však nejsme schopni realizovat a takto citlivá data od výrobců kolejových vozidel nelze získat. Simulaci zátěžných stavů pro test spojky tak určíme zjednodušeným přístupem z grafu 3.



Graf 3 Průběh točivého momentu na otáčkách motoru pro určení zatížení

V grafu 3 je zobrazen průběh točivého momentu na otáčkách trakčního motoru. Jsou v něm vyznačeny dva zelené body, které jsou z hlediska provozování spojek nejkritičtější. Spojka v reálném provozu však není stále provozována při těchto kritických hodnotách. Pokud bychom určovali počet zátěžných cyklů z reálného provozu vozidla, test spojky by trval příliš dlouho, jelikož testované spojky jsou provozovány v často měnících se režimech zatížení. Proto je z ekonomických důvodů testování vhodné volit počet zátěžných cyklů pro test spojky na základě těchto hraničních hodnot, kdy je spojka nejvíce namáhána.

Souřadnicemi zeleně vyznačených bodů získáme hodnotu jmenovitých otáček při maximálním hnacím momentu a hodnotu jmenovitého momentu při dosažení maximálních otáček. Z hlediska zkrácení celkové doby trvání testu lze tyto maximální hodnoty momentů a otáček navýšit o 15–25%.

Do zátěžných cyklů spojky je nezbytné zahrnout i výchylky hnacích hřídelí. Ty mají razantní vliv na celkové zatížení spojky a její životnost. Přesné hodnoty výchylek bychom opět získali měřeními v reálném provozu kolejového vozidla. Jelikož nejsme schopni taková data získat, budeme spojky v průběhu testu zatěžovat řízenou výchylkou. Hodnoty těchto výchylek budou učeny z parametrů udávaných výrobcí spojek. Přehled těchto hodnot je shrnut v tabulce 7.

Tabulka 7 Přehled výchylek testovaných spojek [28], [33]

Typ spojky	Průměr spojky [mm]	Axiální výchylka [mm]	Radiální výchylka [mm]	Úhlová výchylka [°]
FLENDER ZBG	-	-	-	-
SGFlex	220	±1,9	±1,4	±1
CENTAFLEX T	550	±5	±1	±1,5

4.3 ZVOLENÍ KONCEPCE TESTOVACÍHO STAVU

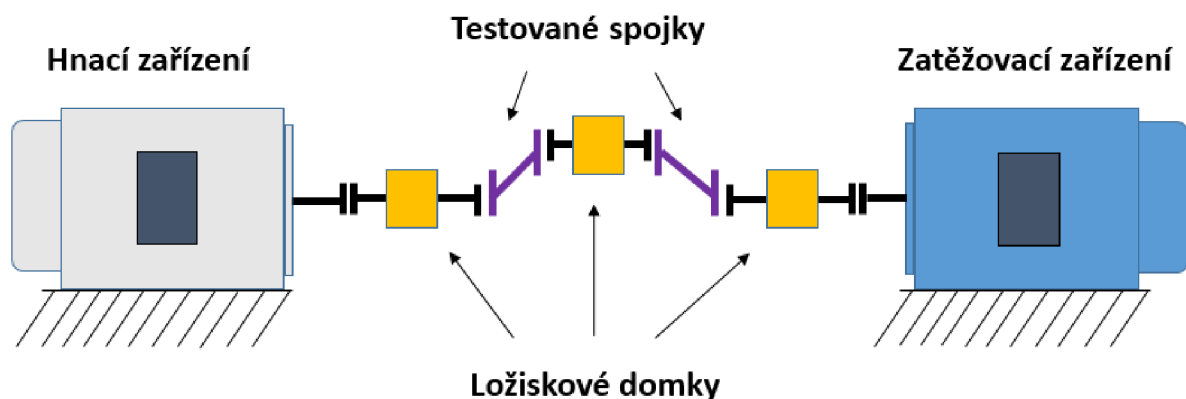
Na základě rozebrané problematiky týkající se segmentového testování spojek bylo rozhodnuto, že navrhovaný testovací stav bude sloužit pouze k testování celých spojek. To je způsobeno především neporovnatelností naměřených výsledků při segmentovém testování různých druhů spojek. V poslední části kapitoly jsou tak rozebrány dvě možné koncepce testovacích stavů. Jedná se o testovací stavy s otevřeným a uzavřeným silovým okruhem. Problematika obou variant je rozebrána v následujících dvou podkapitolách. Na základě řešené problematiky bude zvolena výsledná koncepce testovacího stavu.

4.3.1 TESTOVACÍ STAV S OTEVŘENÝM SILOVÝM OKRUHEM

Metoda s otevřeným silovým okruhem je značně energeticky nevýhodná, jelikož veškerá energie využitá k simulaci provozního stavu je mařena bez jakéhokoliv dalšího využití. Princip testování s otevřeným silovým okruhem je ovšem velice jednoduchý. Funkce systému je patrná z obrázku 30. Energie z hnacího zařízení je využita pro roztáčení testovacího stavu. Následně je energie přivedena do zatěžovacího zařízení, kde je mařena. Jedná se tedy o testovací stav s obrovskými energetickými ztrátami.

Nutno také podotknout absenci převodovky, díky které lze upravovat vhodné otáčky a točivý moment pro testování spojky. Bylo by zde nutné použití vysokovýkonného hnacího zařízení, které je jednak velice drahé, ale má také obrovskou spotřebu energie. Takové testování by pak v praxi bylo velice neekonomické a nevhodné. Tento typ testovacího stavu je tak spíše vhodný pro testování menších komponent, které jsou dimenzovány na podstatně nižší výkony. Na druhou stranu lze vyzdvihnout jednoduchost tohoto typu testovacího stavu.

V praxi se pak můžeme setkat s více modifikacemi těchto testovacích stavů. Ty jsou především dány volbou vhodné kombinace hnacího a zatěžovacího zařízení. Nejčastěji se jedná o asynchronní motory s elektromagnetickými vířivými brzdami. [42]

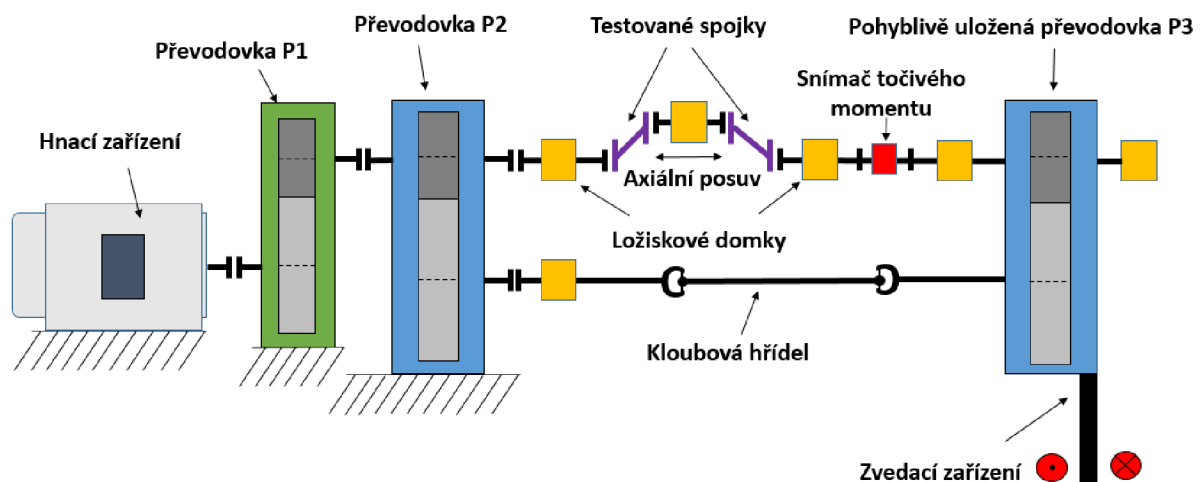


Obrázek 30 Schéma testovacího stavu s otevřeným silovým okruhem

4.3.2 TESTOVACÍ STAV S UZAVŘENÝM SILOVÝM OKRUHEM

Velká výhoda testovacího stavu s uzavřeným silovým tokem spočívá v jeho energetické úspoře. Veškerá energie dodaná hnacím zařízením totiž slouží k pokrytí ztrát vznikajících v celé měřicí soustavě. Testovací stav s uzavřenou momentovou smyčkou se skládá z hnacího zařízení, tří převodovek, zvedacího zařízení, kloubové hřídele a ložiskových domků (viz Obrázek 31). Převodovka P1 slouží k úpravě vstupních otáček a momentu vstupujícího do uzavřené silové smyčky tvořené převodovkami P2 a P3. Převodovka P1 zde není nezbytně nutná, umožňuje však použití elektromotoru se značně nižšími výkonovými parametry. Tím se razantně sníží spotřeba elektrické energie v průběhu testu a zvýší efektivita testování.

Zkušební moment vzniká v uzavřené silové smyčce mezi převodovkami P2 a P3. Zatěžovací zkušební moment se nachází pouze zde a nepřenáší se na hnací zařízení. Je důležité, aby převodovky P2 a P3 byly totožné. Převodovky tedy musí mít identický poměr vstupních a výstupních otáček. V horní části uzavřené smyčky jsou umístěny testované spojky, jejichž pohon je zajištěn pomocí hřídelí vedených ložiskovými domky. Spodní část smyčky je propojena kombinací jednoduchých hnacích hřídelí a kloubového hřídele. Kloubový hřídel zde slouží k pokrytí výchylek hnacích hřídelí, způsobených natočením pohyblivě uložené převodovky P3. Natočením převodovky P3 dojde k vzájemnému předepnutí hnacích hřídelí, čímž vznikne ve smyčce zátěžný moment. Natočení převodovky P3 může být zajištěno pomocí vhodného hydraulického válce nebo může být realizováno pomocí mechanické šroubovice. Uzavřená smyčka musí být také opatřena snímačem točivého momentu, k zajištění přesné aktuální hodnoty zátěžného momentu. [42]



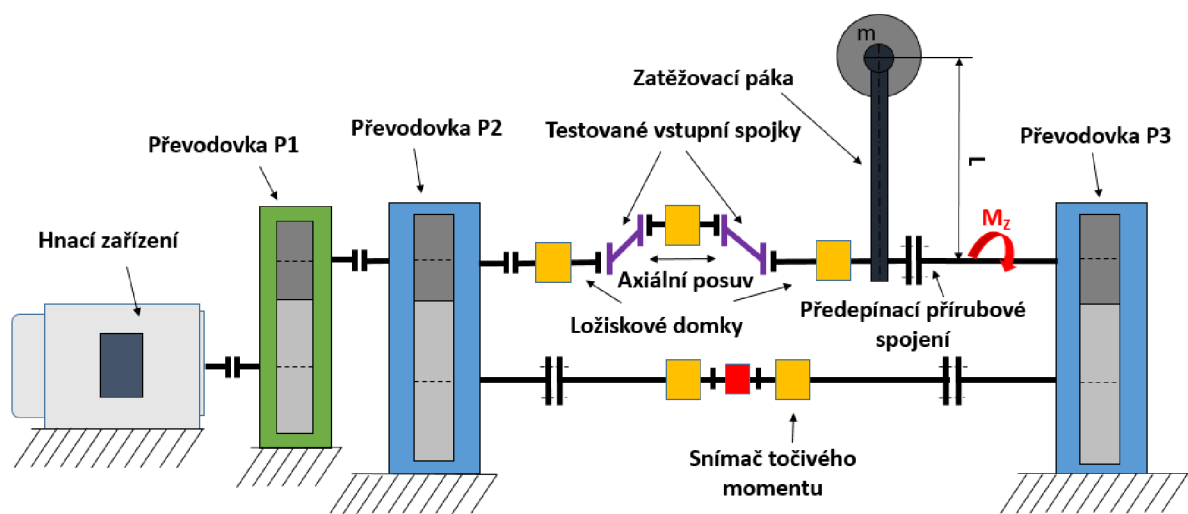
Obrázek 31 Schéma testovacího stavu s uzavřeným silovým okruhem

Testovací stav zobrazený na obrázku 31 slouží k testování více spojek současně. Bylo by značně neekonomické konstruovat takto složité a energeticky náročné zařízení pouze pro test jedné spojky. Z tohoto důvodu bude cílem navrhovaného testovacího zařízení dosažení co nejvyšší efektivity testování. Tím pádem by bylo vhodné využít obě dvě větve smyčky k testování. Zatímco na rychloběžné větvi by se testovaly vstupní, na pomaloběžné větvi by probíhal test pryžo-kovových výstupních spojek.

Simulace vychýlení hnacích hřídelí je realizována pohyblivě uloženým ložiskovým domkem mezi testovanými spojkami. Bylo by dobré, aby byla axiální výchylka v průběhu testu řízená.

Je nutné tedy navrhnout mechanismus, který umožní axiální a radiální posuv ložiskového domku současně. Jako vhodná varianta realizace axiální výchylky se jeví použití hydraulického válce. Druhou možností je volba lineárního vedení v kombinaci s vhodným typem pohonu.

Další možností testovacího stavu s uzavřeným silovým okruhem je koncept Niemannova uzavřeného okruhu, který je zobrazen na obrázku 32. Jedná se o konstrukčně jednodušší, ovšem principiálně identický testovací stav, který je zobrazený na obrázku 31. I v tomto případě platí, že převodovky P2 a P3 musí být identické. K vyvození zkušební zátěžného momentu zde slouží jednoduchá páka. Zátěžný moment zde vzniká umístěním závaží o známé hmotnosti m [kg] na konec zatěžovací páky o dané délce L [m]. Tím dochází k torznímu předepnutí spojovacích hřídelí, v jehož důsledku vzniká v uzavřené smyčce zátěžný moment. [42]



Obrázek 32 Niemannův uzavřený silový okruh

Velikost zátěžného momentu M_Z [N·m] tak můžeme vypočítat ze vztahu (5) jako součin zatěžovací síly F_Z a délky ramena páky L , kde síla $F_Z = m \cdot g$ [N]:

$$M_Z = F_Z \cdot L \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (5)$$

Zařízení podle Niemannova principu je značně konstrukčně jednodušší. Jedinou nevýhodou této koncepce je absence možnosti změny zátěžného momentu v průběhu testu, jelikož torzní předepnutí lze realizovat pouze za klidu. Na druhou stranu lze vyzdvihnout výhodu této koncepce v souvislosti s testováním výstupních pryžo-kovových spojek. Díky absenci kardanova hřídele jsme schopni na spodní pomaloběžnou větev upevnit a testovat tyto spojky bez značného nárůstu délky základní desky, na níž je testovací stav umístěn.

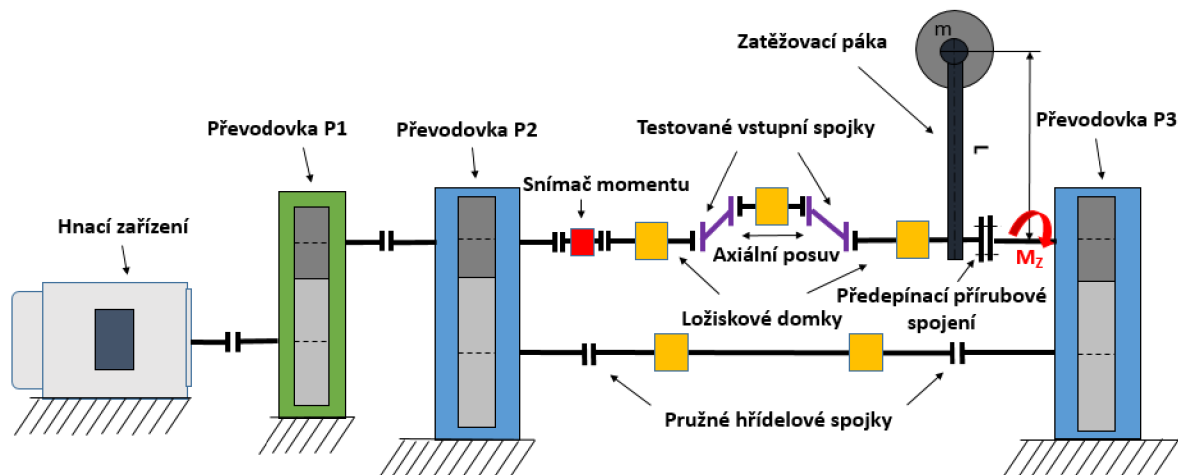
5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU

Z předchozí kapitoly je patrné, že použití testovacího stavu s otevřeným silovým okruhem je pro naši aplikaci nevhodné. Na navrhovaném testovacím stavu budou probíhat dlouhodobé testy spojek pro kolejová vozidla, proto je nutno zvolit koncepci stavu na principu uzavřeného silového okruhu. Toto řešení je konstrukčně komplikovanější, ovšem pro dlouhodobé testování ekonomicky výhodné. Nabízí se tedy řešení s natáčející se převodovkou či řešení se zátěžnou pákou.

5.1 ZVOLENÍ FINÁLNÍ KONCEPCE TESTOVACÍHO STAVU

Testovací stav s natáčející se převodovkou má výhodu v možnosti změny zátěžného momentu v okruhu v průběhu testu. Na druhou stranu je toto řešení konstrukčně složitější a potýká se s jednou zásadní nevýhodou oproti testovacímu stavu se zátěžnou pákou. Aby bylo možné vyvodit vysoké hodnoty zátěžných momentů, je třeba převodovku natáčet kolem osy hřídele ozubeného kola. V důsledku toho jsme nuceni umístit kardanův hřídel na větev pastorku společně s testovanými vstupními spojkami. Tím nám značně narůstá délka testovacího stavu a základní desky, na níž je testovací stav postaven. Nárůst délky základní desky má pak neblahý dopad na pořizovací náklady testovacího stavu a jeho zástavbu.

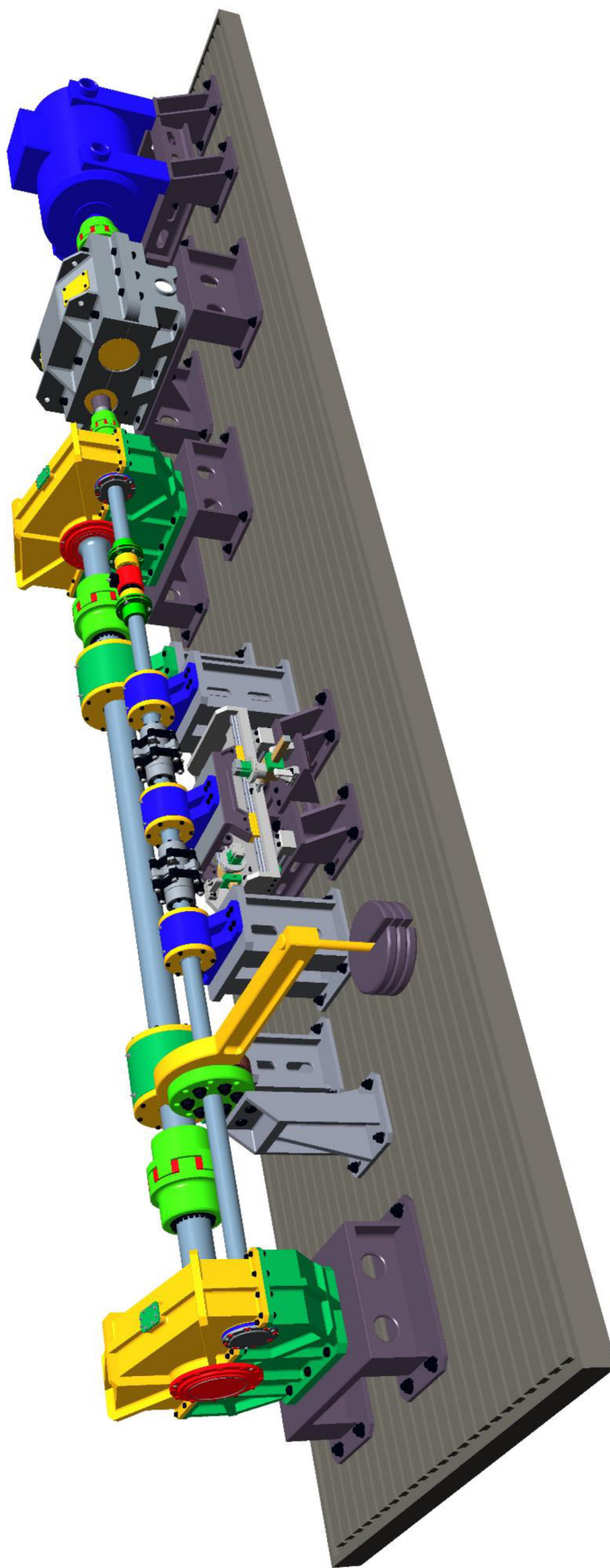
Vzhledem k dlouhodobému testování bylo upuštěno od požadavku regulace zátěžného momentu v průběhu testu. Proto se jako nejlepší možnost jeví koncepce Niemannova okruhu se zátěžnou pákou. Toto řešení je jednak konstrukčně jednodušší, odpadá nám zde především použití kardanova hřídele, a tím nutnosti prodloužení celého testovacího stavu. Finální schéma zvolené koncepce stavu je zobrazeno níže na obrázku 33.



Obrázek 33 Zvolená koncepce testovacího stavu

Jedná se o mírně upravenou koncepci zobrazenou na obrázku 32. Snímač točivého momentu zde byl přemístěn na rychloběžnou testovací větev se záminkou snížení jeho pořizovací ceny. Vyjmutím střední části pomaloběžné větve a po provedení drobných konstrukčních úprav, jsme tak schopni zamontovat a testovat výstupní pryžo-kovové spojky.

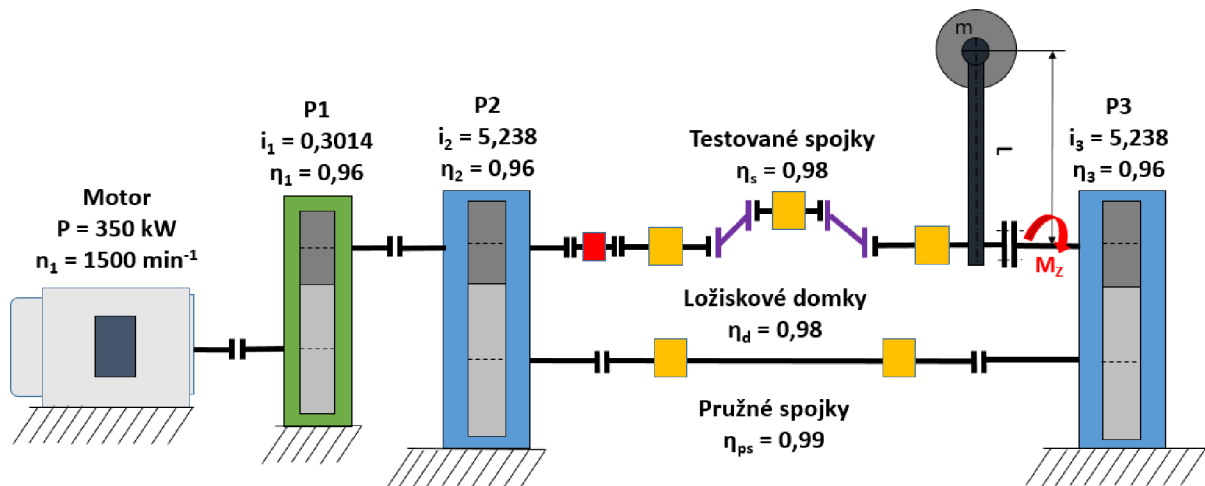
Na základě zvolené koncepce byl v softwaru Creo parametric vytvořen model sestavy testovacího stavu, který je zobrazen na obrázku 34.



Obrázek 34 Model sestavy testovacího stavu

5.2 VÝPOČET ZTRÁT V TESTOVACÍ SMYČCE

Jak již bylo zmíněno, hlavní výhodou uzavřených silových okruhů spočívá v úspoře energie v průběhu testování. Veškerá energie dodávaná hnacím zařízením zde slouží k pokrytí ztrát ve smyčce. Na základě vyčíslení těchto ztrát je potřeba zvolit vhodné hnací zařízení, které pokryje veškeré ztráty v systému a umožní plynulý rozběh testovacího stavu. Prvotně byl pro pohon testovacího stavu zvolen synchronní elektromotor o výkonu 350 kW. Je tedy nutné ověřit, zda zvolený motor bude schopný pokrýt ztráty a zároveň překonat setrvačné hmoty pro uvedení stavu do provozu. Na níže přiloženém obrázku 35, je zobrazena zvolená koncepce testovacího stavu s parametry jednotlivých komponent.



Obrázek 35 Koncepce testovacího stavu s parametry komponent

Ztrátový výkon musí být vyčíslen z maximálních požadovaných hodnot, které jsou na testovací stav kladeny. Jedná se o maximální zátěžný moment a maximální otáčky na rychloběžné větvi, kde $M_z = 2500 \text{ N}\cdot\text{m}$ a $n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$. Účinnosti jednotlivých komponent byly stanoveny na základě provedené rešerše a jejich hodnoty jsou vyneseny do obrázku 35. Nejprve je potřeba si ze vztahu (6) spočítat teoretický výkon [43]:

$$P_{teoretický} = M_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{max}, \quad (6)$$

$$P_{teoretický} = 2500 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{4000}{60} = 1\,047\,197,55 \text{ W}.$$

Následně je potřeba si spočítat ztrátový výkon v uzavřené smyčce tvořené převodovkami P2 a P3. Tento výkon $P_{Zsmyčky}$ spočítáme ze vztahu (7) [43]:

$$P_{Zsmyčky} = P_{teoretický} \cdot (1 - \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_d^n \cdot \eta_s^n \cdot \eta_{ps}^n), \quad (7)$$

Kde η_2 a η_3 [-] jsou účinnosti převodovek P2 a P3, η_d [-] účinnost ložiskového domku, η_s [-] účinnost testované spojky, η_{ps} [-] účinnost pružné hřídelové spojky a n [-] je počet daných komponent ve smyčce.

Po dosazení do vzorce (7) dostáváme ztrátový výkon smyčky:

$$P_{Zsmyčky} = 1\,047\,197,5 \cdot (1 - 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98^5 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^4),$$

$$P_{Zsmyčky} = 242\,385 \text{ W}.$$

Abychom vyčíslili ztrátový výkon celého testovacího stavu, je nutné počítat i se ztrátami vznikajícími ve vstupní převodovce P1 a zbývajících pružných spojkách. Ztrátový výkon vypočítáme z následujícího vztahu (8):

$$P_Z = P_{Zsmyčky} \cdot (1 - \eta_1 \cdot \eta_{ps}^n), \quad (8)$$

$$P_Z = 242\,385 \cdot (1 - 0,96 \cdot 0,99^2) = 14\,325,9 \text{ W}.$$

Celkový ztrátový výkon P_{CZ} [W] pak získáme ze vztahu (9):

$$P_{CZ} = P_{Zsmyčky} + P_Z, \quad (9)$$

$$P_{CZ} = 242\,385 + 14\,325,9 = 256\,710,9 \text{ W}.$$

Z výpočtu je patrné, že v průběhu testu bude nutno hnacím zařízením při maximálních provozních podmínkách testovacího stavu dodávat celkový výkon k pokrytí ztrátového výkonu 256,71 kW. Je ovšem nutné také brát v potaz výkonovou rezervu hnacího zařízení k překonání setrvačných hmot při rozběhu testovacího stavu.

5.3 VOLBA HNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Z předchozí podkapitoly vyplývá, že hnací zařízení pro navrhovaný testovací stav musí disponovat minimálním výkonem 256,71 kW potřebným k pokrytí ztrátového výkonu. Aby nebylo hnací zařízení příliš přetěžováno, volený motor by měl disponovat výkonem alespoň 350 kW. Necelých 100 kW výkonu by tak mělo zajistit bezproblémové uvedení testovacího stavu do provozu. Důležitý je ovšem i průběh točivého momentu v závislosti na otáčkách motoru neboli momentová charakteristika motoru.

Na fakultě se nachází hnací zařízení o požadovaném výkonu, které by bylo možné využít pro navrhovaný testovací stav. Tím by bylo možné snížit pořizovací náklady na stavbu testovacího stavu. Jedná se o starší synchronní elektromotor belgického výrobce značky FOCQUET. Parametry elektromotoru byly převzaty ze štítku a jsou uvedeny v tabulce 8.

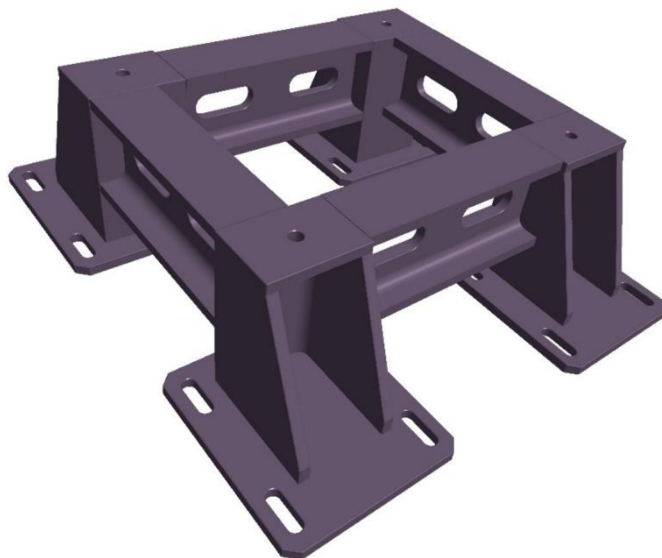
Tabulka 8 Parametry hnacího zařízení výrobce FOCQUET

Synchronní elektromotor FOCQUET ICF 400	
Jmenovitý výkon [kW]	350
Jmenovité otáčky [min^{-1}]	1500
Jmenovité napětí [V]	440
Jmenovitý proud [A]	851
Stupeň ochrany [-]	IP23
Účinnost při plném zatížení [%]	93,5

K volbě vhodného elektromotoru je potřeba znát i jeho momentovou charakteristiku, aby nemohlo dojít v průběhu roztáčení testovacího stavu do provozu k jeho přetížení. Jelikož se jedná o starý typ motoru, který společnost už v současnosti nenabízí, nebylo možné momentovou charakteristiku již dohledat. Ta byla dokonce poptána u samotného výrobce, ten ji ovšem vzhledem k stáří motoru již nedokázal dohledat. Momentovou charakteristiku motoru lze však získat měřením, ke kterému je nutné odpovídající vybavení. Hnací zařízení bylo v návrhu testovacího stavu modelováno pouze ilustrativně a jeho vzhled je patrný z modelu sestavy na obrázku 34.

5.3.1 KONZOLE POD HNACÍ ZAŘÍZENÍ

Hnací zařízení je ustaveno v potřebné poloze na konzoli zobrazené na obrázku 36. Tato konzole je vyrobena jako svařenec z běžně dostupných profilů a laserem vypalovaných plechů. Hlavní nosný rám konzole je vyroben z I profilů, které jsou perforovány za účelem odlehčení konzole. Tyto profily jsou následně přivařeny ke stojkám. Stojky jsou vyrobeny jako svařence z vypalovaných plechů o tloušťce 20 mm. V podstavách jednotlivých stojek jsou vytvořeny drážky pro vhodné ustavení a upevnění konzole k litinové desce s T drážkami. Motor je ke konzoli připevněn pomocí čtyř šroubů M24x50.



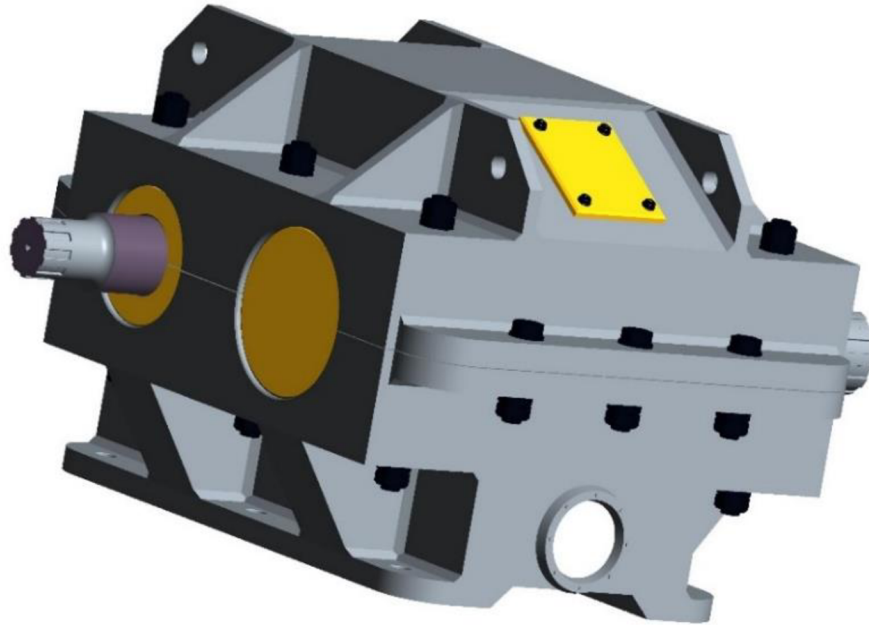
Obrázek 36 Model konzole pod elektromotor FOCQUET ICF 400

5.4 VSTUPNÍ PŘEVODOVKA

Abychom se byli schopni dostat na testovací větví na požadované otáčky, je výhodné využít převodovku ke zvýšení otáček hnacího zařízení. Při absenci převodovky pro úpravu otáček by bylo nutné využít vysokootáčkové hnací zařízení o velkém výkonu, čímž by došlo k navýšení pořizovacích nákladů na navrhovaný testovací stav. Musíme také brát v potaz energetickou úsporu hnacího zařízení o nižším výkonu v případě použití vstupní převodovky, jelikož se jedná o dlouhodobé testy.

Z běžně komerčně dostupných převodovek však žádná převodovka neodpovídala požadovaným vstupním parametrům. Návrh takovéto převodovky včetně návrhu ložisek, ozubení a zajištění dostatečného mazání přesahuje rozsah této diplomové práce.

Na základě rešeršní studie byla nalezena diplomová práce zabývající se převodovkou, jež splňuje námi požadované parametry. Jedná se o jednostupňovou rychloběžnou převodovku z diplomové práce Ing. Jiřího Šucha [44]. Práce byla vypracována v akademickém roce 2013/2014 na Fakultě strojní, Západočeské univerzity v Plzni. Jedná se o převodovku navrženou pro testovací stav převodovek kolejových vozidel společnosti Wikov.

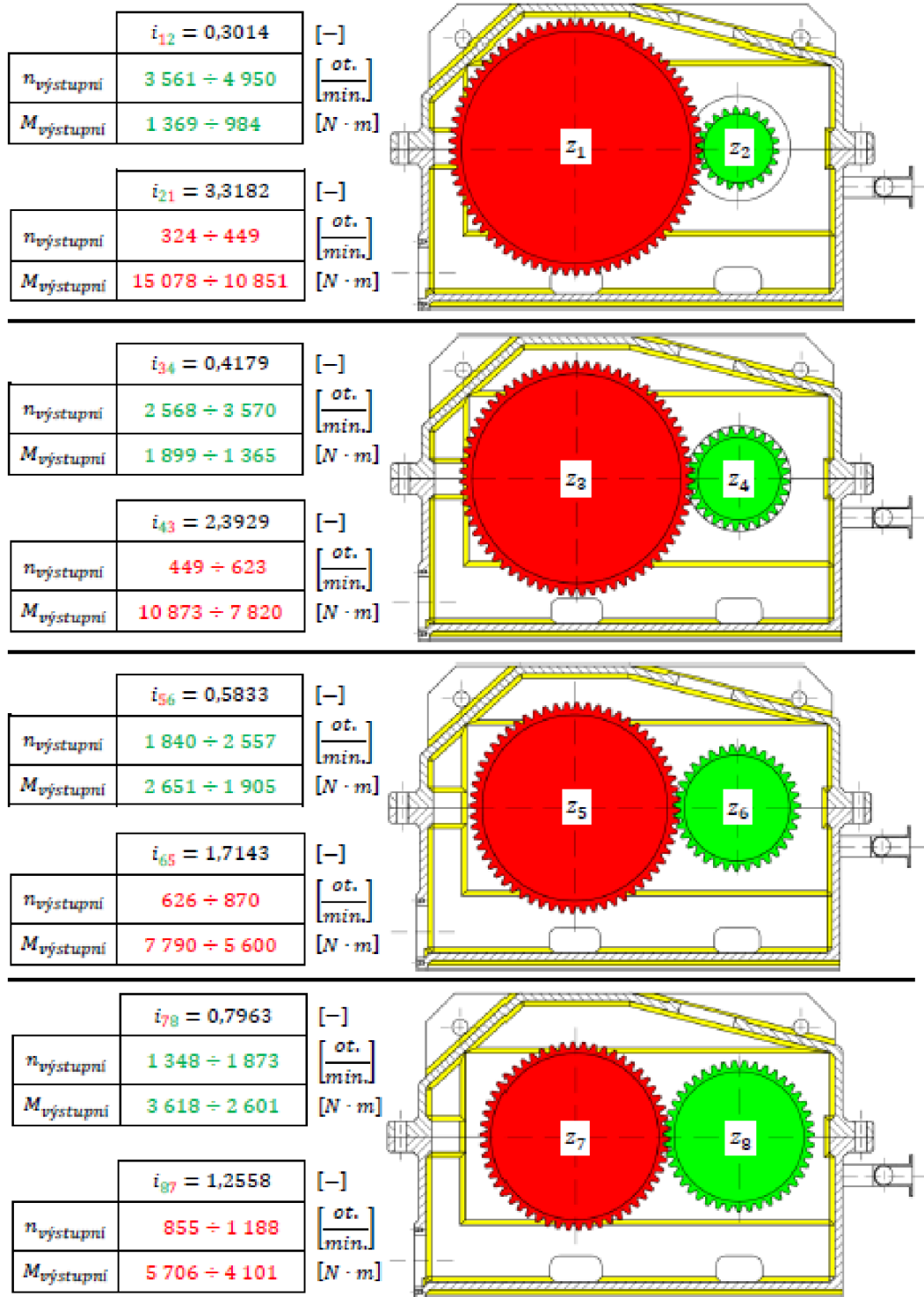


Obrázek 37 Vstupní rychloběžná převodovka

Model převodovky byl vytvořen v softwaru Creo parametric na základě přiložené výkresové dokumentace a je zobrazen na obrázku 37. Převodovka je navržena tak, že je možné vyměnit ozubená soukolí a tím je možné dosáhnout více převodových poměrů. Možnost výměny ozubených soukolí nám tak umožňuje zvýšit potenciál testovacího stavu. Volbou vhodné kombinace ozubeného soukolí jsme schopni pracovat se změnou otáček a momentů na obou větvích uzavřené smyčky. Testovací stav je prozatím navrhován pouze pro testování vstupních spojek na rychloběžné testovací větví. Vstupní převodovka s možností změny převodového poměru nám tak poskytuje možnost testovací stav v budoucnosti rozšířit o testování vstupních a výstupních spojek současně.

Konfigurace všech možných převodových poměrů s parametry otáček a momentů na výstupní hřídeli převodovky jsou zobrazeny na obrázku 38. [44]

Pro testování vstupních spojek na rychloběžné testovací větví se jako nejlepší jeví volba první kombinace ozubeného dvojkolí zobrazené na obrázku 38. Daná konfigurace ozubeného soukolí dosahuje převodového poměru $i_{12} = 0,3014$. Tento převodový poměr je dosažen volbou ozubeného kola se 73 zuby a pastorku s 22 zuby. Na výstupní rychloběžné hřídeli vstupní převodovky se tak dostáváme na požadované otáčky 4000 min^{-1} , při použití hnacího zařízení se jmenovitými otáčkami 1500 min^{-1} .



Obrázek 38 Konfigurace převodových poměrů s parametry dosaženými na výstupní hřídeli [44]

Výstupní hřídel vstupní převodovky z diplomové práce pana Ing. Šucha má průměr 110 mm. Hřídel pastorku převodovky P2, P3 má však průměr 80 mm. Žádná pružná hřídelová spojka však neumožňuje spojení hřídelí s tak odlišnou hodnotou průměru. Proto zde bylo rozhodnuto o obrobení výstupní hřídele převodovky P1 na hodnotu 80 mm. V důsledku obrábění hřídele došlo zároveň i k o obrobení nového rovnobokého drážkování 10x72x78, kterým bude realizován přenos točivého momentu.

5.4.1 VÝPOČET ROVNOBOKÉHO DRÁŽKOVÁNÍ NA VÝSTUPNÍ HŘÍDELI PŘEVODOVKY P1

Obrobení výstupní hřídele vstupní převodovky došlo k odstranění původního drážkování 10x102x108. Tím pádem muselo být opět navrženo vhodné drážkování pro obrobený průměr hřídele. Pro výstupní hřídel převodovky bylo zvoleno rovnoboké drážkování **10x72x78**. Tento typ drážkování je následně volen pro přenos točivého momentu i u následujících komponent v uzavřené smyčce tvořené převodovkami P2 a P3. Drážkování je ovšem nutné ověřit obdobně jako perové spoje, především je potřeba provést kontrolu na otláčení. Přehled vstupních parametrů pro výpočet drážkování je uveden v tabulce 9.

Tabulka 9 Přehled vstupních parametrů pro výpočet drážkování

Vstupní parametry pro kontrolní výpočet drážkování	
Maximální točivý moment - M_{kmax} [N·m]	2 500
Počet drážek - i [-]	10
Zvolená délka drážkování - L [mm]	30
Dovolený tlak - P_d [MPa]	120

Nejprve je potřeba si spočítat obvodovou sílu ze vztahu (10) [43]:

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{D_S} = \frac{2 \cdot M_{kmax}}{\frac{D+d}{2}} = \frac{4 \cdot M_{kmax}}{D+d}, \quad (10)$$

$$F_o = \frac{4 \cdot 2500}{0,078 + 0,072} = 66\,666,6 \text{ N.}$$

Následně je nutné spočítat zatěžovaný povrch drážek. Ten spočítáme ze vztahu číslo (11) [43]:

$$S_{Zatěžovaný} = 0,75 \cdot \frac{D-d}{2} \cdot L \cdot i, \quad (11)$$

$$S_{Zatěžovaný} = 0,75 \cdot \frac{78-72}{2} \cdot 30 \cdot 10 = 675 \text{ mm}^2.$$

Nakonec vypočítáme měrný tlak $P_{měrný}$, který musí být menší než tlak dovolený P_d . Měrný tlak spočítáme ze vztahu (12) [43]:

$$P_{Měrný} = \frac{F_o}{S_{Zatěžovaný}}, \quad (12)$$

$$P_{Měrný} = \frac{66\,666,6}{675} = 98,76 \text{ MPa} < P_d \Rightarrow \text{VYHOVUJE.}$$

5.4.2 KONZOLE VSTUPNÍ PŘEVODOVKY P1

Vstupní převodovka P1 je usazená na konzoli v patřičné poloze tak, aby byla zachována vzájemná poloha spojovaných hřídelí. Konzole je vyrobena formou svařence z běžně dostupných profilů. Základnu konzole tvoří výpalky z plechů o tloušťce 20 mm s drážkami

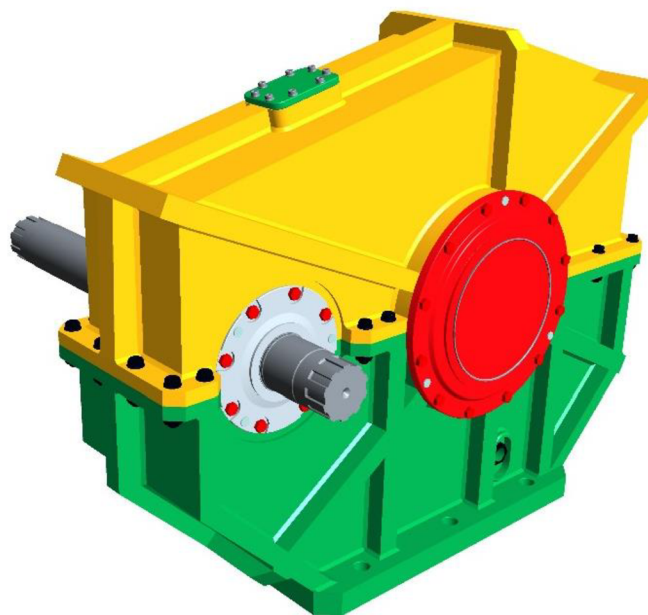
pro připevnění k litinové desce s T drážkami. Na tyto základny jsou přivařeny I profily s perforací pro snížení hmotnosti konzole. Na tyto přivařené profily je následně navařena ocelová deska o tloušťce 40 mm. Pro zvýšení tuhosti celé konzole a zachování si dobrých modálních vlastností jsou použita dvě žebra. Upevnění vstupní převodovky na konzoli je realizováno pomocí šesti průchozích šroubů o rozměru M24x100. Konzole vstupní převodovky je zobrazena na obrázku 39.



Obrázek 39 Model konzole pod vstupní převodovku P1

5.5 PŘEVODOVKA UZAVŘENÉ TESTOVACÍ SMYČKY P2, P3

Převodovka uzavřené testovací smyčky P2, P3 by měla co nejvíce odpovídat svými parametry převodovce využívané v kolejových vozidlech, aby bylo možné ve smyčce vytvořit pokud možno co nejrealističtější podmínky pro testování spojek využívaných v kolejových vozidlech. Jedná se o jednostupňovou převodovku, která svými parametry odpovídá převodovkám, jež využívají lokomotivy s trakčními motory. Model ozubeného soukolí společně s hřídeli a ložisky byl poskytnut vedoucím diplomové práce Ing. Kamilem Řehákem, Ph.D. Cílem bylo na dodané modely komponent navrhnout převodovou skříň. Přehled parametrů převodovky tvořící uzavřenou testovací smyčku je uveden v tabulce 10. Samotná převodovka je pak vyobrazena na obrázku 40.



Obrázek 40 Model převodovky tvořící uzavřenou smyčku

Tabulka 10 Souhrn parametrů převodovky P2, P3

Parametry převodovky P2, P3	
Typ ozubení [-]	Šikmé ozubení
Počet převodových stupňů [-]	1
Převodový poměr [-]	5,238
Počet zubů pastorku [-]	21
Počet zubů ozubeného kola [-]	110
Průměr hřídele pastorku [mm]	80
Průměr hřídele ozubeného kola [mm]	140

Prvním krokem návrhu skříně převodovky P2, P3 bylo rozhodnutí, zda se skříně bude vyrábět formou odlitku nebo svařence. Nakonec byla zvolena forma svařence z důvodu finančních nákladů na případnou výrobu pouhých dvou kusů. V případě sériové výroby by bylo nejspíše výhodnější volit formu odlitku.

Již od začátku bylo nutné dbát na dostatečnou tuhost skříně, aby skříně vykazovala dobré modální vlastnosti. V důsledku toho bylo nutné provést důkladné žebrování zejména v oblasti spodní části skříně z důvodu jejího upevnění ke konzoli a následně k základové desce. Tloušťka stěny navrhované skříně převodovky byla stanovena na 18 mm. Výroba skříně je navržena z běžné konstrukční oceli 11 373 zajišťující dobrou svařitelnost. Převodovka je přimontována ke konzoli, zajišťující její ustavení v patřičné poloze, pomocí šesti průchozích šroubů M24x100.

5.5.1 VÝPOČET PARAMETRŮ UZAVŘENÉ TESTOVACÍ SMYČKY

Průměry spojovacích hřídelí uzavřené testovací smyčky jsou totožné s průměry hřídelí převodovek P2, P3.

Následným krokem byl výpočet otáček a momentů na větvích uzavřené smyčky. V kapitole 5.2 byly pro výpočet ztrátového výkonu testovacího stavu uvedeny požadavky maximálních otáček a zátěžného momentu na rychloběžné testovací větví:

- $n_{\max} = 4000 \text{ min}^{-1}$
- $M_Z = 2500 \text{ N}\cdot\text{m}$

Vlivem převodového poměru převodovky P2, P3 lze pak dle vztahu (13) vypočítat točivý moment na pomaloběžné větví M_p [N·m] [43]:

$$M_p = M_Z \cdot i \cdot \eta_p, \quad (13)$$

kde M_z [N·m] je maximální zátěžný moment na rychloběžné větvi, i [-] je převodový poměr převodovky P2, P3 a η_p [%] je účinnost převodovky P2, P3.

Dosazením do vztahu (13) dostáváme maximální hodnotu točivého momentu na pomaloběžné větvi uzavřené smyčky:

$$M_p = 2500 \cdot 5,238 \cdot 0,96 = 12\,571 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Otáčky pomaloběžné větve n_p [min^{-1}] pak můžeme spočítat ze vztahu (14) [43]:

$$n_p = \frac{n_{max}}{i} \cdot \eta_p, \quad (14)$$

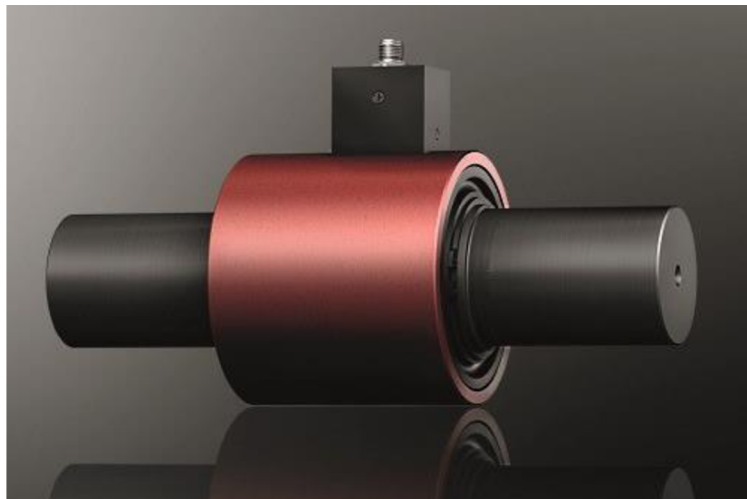
$$n_p = \frac{4000}{5,238} \cdot 0,96 = 733 \text{ min}^{-1}.$$

5.5.2 KONZOLE PŘEVODOVKY P2, P3

Konzole převodovek P2 a P3 jsou konstrukčně obdobné jako konzole vstupní převodovky P1, která byla rozebrána v kapitole 5.4.2. Jediný rozdíl spočívá ve výšce I profilu navařeného na základní desku konzole tak, aby byla dosažena optimální výšková poloha převodovek.

5.6 SNÍMAČ TOČIVÉHO MOMENTU

U testovacího stavu je důležité mít přehled o aktuální přesné hodnotě zátěžného momentu v testovací smyčce. K tomu slouží snímač točivého momentu, který se na trhu objevuje hned v několika variantách. Pro testovací stav byl zvolen snímač točivého momentu DATAFLEX 70/3000 od společnosti KTR [45], který se jeví jako vhodná varianta z hlediska provozního rozsahu a poměru výkon/cena.



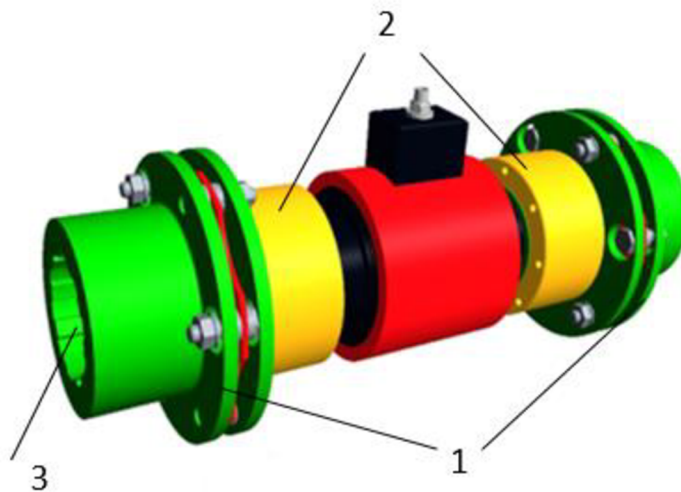
Obrázek 41 Snímač točivého momentu DATAFLEX 70/3000 [46]

Jedná se o typ snímače, který má ve svém těle implementovány logické integrované obvody HTL a TTL. První kanál snímače podává informaci o okamžitých otáčkách, druhý pak o velikosti a smyslu točivého momentu. Výstupní signál snímače je v digitální podobě. Parametry snímače DATAFLEX 70/3000 jsou shrnuty v tabulce 11. [45]

Tabulka 11 Přehled parametrů snímače točivého momentu DATAFLEX 70/3000 [45]

Parametry snímače DATAFLEX 70/3000	
Měřicí rozsah [N·m]	-3 000 až 3 000
Maximální provozní otáčky [min^{-1}]	4 000
Přesnost měření	< 0,1% z měřicího rozsahu
Rozsah pracovních teplot [$^{\circ}\text{C}$]	0 až 55
Napájecí napětí [V]	24
Statické zatížení	150 % z měřicího rozsahu

Společnost KTR tento typ snímače nabízí s lamelovými pružnými spojkami typu RADEX-N (1). Jelikož jsou výstupní hřídele snímače hladké, lamelové spojky jsou k nim připojeny pomocí svěrných upínacích pouzder s kuželovou dosedací plochou (2). Pro přenos točivého momentu z pružných spojek na hnací hřídele se stará rovnoboké drážkování **10x72x78** (3).



Obrázek 42 Model snímače točivého momentu DATAFLEX 70/3000 s lamelovými spojkami RADEX-N

5.7 MECHANISMUS PRO VNÁŠENÍ VÝCHYLKY

Pro nejpřesnější testování je nezbytné v průběhu testu simulovat pokud možno co nejvíce reálné podmínky odpovídající provozním podmínkám spojek v kolejových vozidlech. V průběhu testování spojek na navrhovaném testovacím stavu tak bude probíhat simulace radiální a axiální výchylky. Již z počátku konstrukčního návrhu bylo rozmyšleno nad více možnými koncepcemi. První koncepční variantou bylo využití hydraulického zařízení k vyvození výchylky. Od této koncepce však bylo nakonec upuštěno především pro její vysoké pořizovací náklady a složitost návrhu zařízení. Další diskutovanou možností bylo

využití lineárního vedení, konkrétně použití lineární osy. Problematika tohoto typu řešení bude nastíněna v následující podkapitole 5.7.1. Poslední možností mechanismu vnášení výchylky spočívá v zachování lineárního vedení, kdy je síla potřebná pro simulaci výchylky vyvozena pomocí zdvižných převodovek.

Prvním krokem je určení vstupních parametrů pro samotný návrh mechanismu pro vnášení výchylky. Vedoucím práce byly poskytnuty hodnoty maximálních sil potřebné k vyvození výchylek předepsaných výrobcí spojek. Hodnoty těchto sil jsou uvedeny v tabulce 12.

Tabulka 12 Souhrn hodnot maximálních sil potřebných k vyvození výchylky pro testované spojky

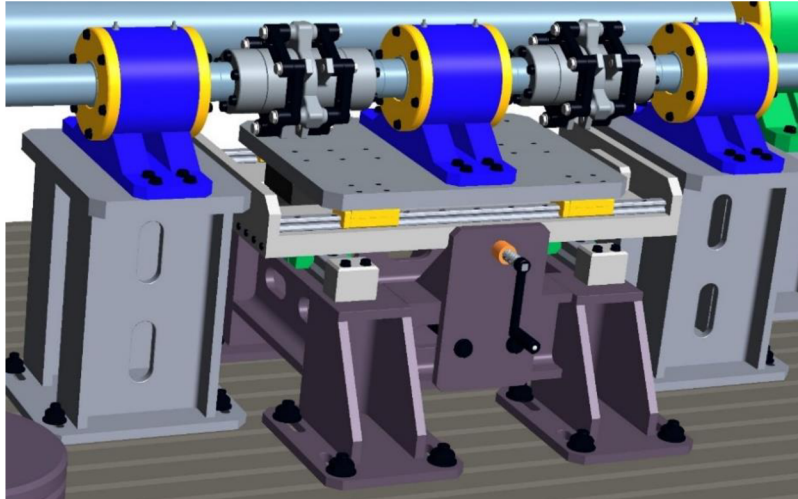
Hodnoty sil k vyvození výchylky	
Síla potřebná k vyvození axiální výchylky [N]	6000
Síla potřebná k vyvození radiální výchylky [N]	7000

5.7.1 MECHANISMUS VNÁŠENÍ VÝCHYLKY POMOCÍ LINEÁRNÍ OSY HIWIN LMU 250

Lineární osa Hiwin LMU 250 byla navržena k vyvození axiální výchylky testovaných spojek. Osa využívá lineární vedení skládající se ze dvou kolejnic LV HGR30R a čtyř vozíků s kuličkovým vedením typu HGH 30HA. Pohon lineární osy zajišťuje lineární motor typu LMFA34. Maximální pracovní zdvih osy činí 100 mm. [48]

Lineární osa LMU 250 je následně umístěna na kolmo uložené lineární vedení skládající se ze dvou vozíků RGH 65 CA. To umožňuje vychýlení osy v radiálním směru. Vyvození výchylky v daném směru zajišťuje mechanický trapézový šroub, kterým je lineární osa odtlačována z nulové polohy. V suportu lineární osy je uloženo bronzové třecí pouzdro, které snižuje koeficient tření pro odvalující se trapézový šroub. Po nastavení potřebné radiální výchylky dojde k aretaci v dané poloze formou kontra matice. Konstrukční návrh mechanismu je zobrazen na obrázku 43.

Výhoda této koncepce spočívá v možnosti vyvození cyklicky opakující se axiální výchylky. Problém nastává ve velikosti provozní síly lineárního motoru LMFA34. Ten dle výrobce dokáže vyvodit špičkovou sílu o velikosti 7 kN, [47] ovšem pouze po krátký časový interval. Požadavkem je možnost setrvání ve stavu maximální hodnoty výchylky po delší časový interval z důvodu porovnatelnosti naměřených hodnot testovaných spojek. Z tohoto důvodu bylo od tohoto typu koncepce upuštěno, přičemž pro vyvození výchylky bude využito zdvižných převodovek. Toto řešení je nastíněno v podkapitole 5.7.2.

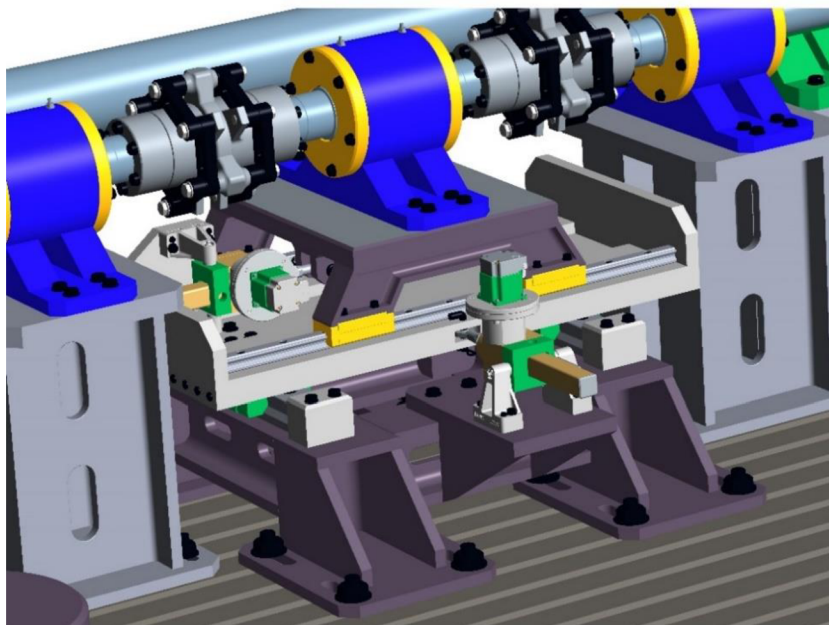


Obrázek 43 Mechanismus řízení výchylky pomocí lineární osy LMU 250 a trapézového šroubu

Lineární osa byla navržena na základě poptávky u společnosti Hiwin. Po dodání veškerých vstupních parametrů byla navržena koncepce lineární osy, jejíž parametry byly popsány výše. Cena lineární osy byla vyčíslena na 326 000 Kč bez DPH. [48]

5.7.2 VYVOZENÍ VÝCHYLKY POMOCÍ ZDVIŽNÝCH PŘEVODOVEK ZIMM GSZ-10-S-KG

Pro možnost záměny koncepce mechanismu pro vnášení výchylky v případě potřeby bylo zachováno co nejvíce původních komponent předchozí koncepce. Zůstalo zde tak původně navržené lineární vedení, na které bylo potřeba aplikovat vhodný typ pohonu, který by zvládl vyvodit síly potřebné pro simulaci výchylek. Na základě rešerše komerčně dostupných převodovek byly vybrány zdvižné převodovky výrobce ZIMM. Vzhledem k rozměrovým parametrům zdvižných převodovek však muselo dojít k jistým konstrukčním úpravám. Finální koncepce mechanismu pro vnášení axiální a radiální výchylky je zobrazena na obrázku 44.



Obrázek 44 Zvolená koncepce mechanismu pro vnášení výchylky testovaných spojek

ZDVIŽNÉ PŘEVODOVKY

V případě navrhovaného mechanismu pro vnášení výchylky byly zvoleny dvě shodné zdvižné převodovky. Jedná se o principiálně jednoduché lineární polohovací mechanismy, které vynikají především nízkou pořizovací cenou v porovnání s hydraulickým zařízením. Ve většině případů jsou převodovky osazeny šroubem s lichoběžníkovým či kuličkovým závitem.

V případě navrhovaného mechanismu pro vnášení výchylky byly vybrány zdvižné převodovky od společnosti ZIMM. Výrobce nabízí širokou možnost konfigurací převodovek dle jejich konkrétní aplikace včetně široké škály příslušenství. Pro navrhovaný mechanismus byly zvoleny dvě shodné zdvižné převodovky ZIMM GSZ-10-S-KG 25x5, které dokáží vyvodit provozní sílu až 10 kN [49]. Každá z výchylek je tedy řízena pomocí samostatné zdvižné převodovky. Parametry zvolené zdvižné převodovky jsou uvedeny v tabulce 13.

Tabulka 13 Parametry zdvižné převodovky ZIMM GSZ-10-S-KG 25x05 [49]

Parametry zdvižné převodovky ZIMM GSZ-10-S-KG 25x5	
Zdvih převodovky [mm]	100
Velký průměr kuličkového šroubu [mm]	25
Stoupání kuličkového šroubu [mm]	5
Převodový poměr [-]	16:1
Maximální statické zatížení [kN]	21,5
Maximální dynamické zatížení [kN]	13,7
Zdvih na otáčku pohonu [mm]	0,31

Pohon zdvižné převodovky obstarává elektrický krokový motor, který zároveň slouží jako brzda v požadované poloze šroubu. Je ovšem nutné brát ohled na momentovou charakteristiku zvoleného motoru. Pro plynulý rozběh zdvižné převodovky je důležité, aby nejvyšší hodnota momentu motoru byla dosažitelná již v nízkých otáčkách. S rostoucími otáčkami motoru pak velikost momentu klesá.

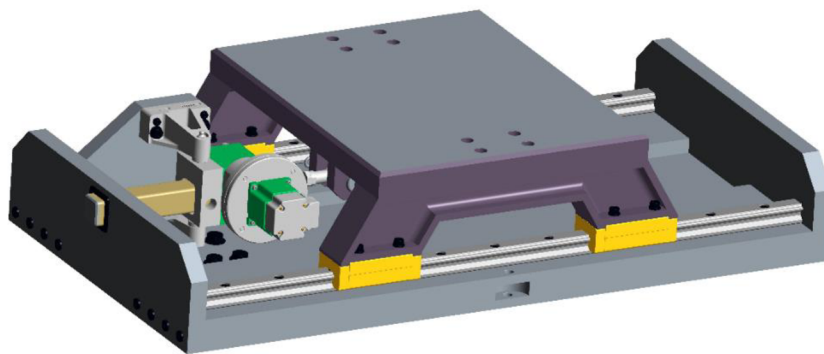
Tyto požadavky splňuje krokový motor značky Ezi-STEP Plus-R BM-60M. Jedná se o krokový motor, který je doporučen dodavatelem zdvižných převodovek ZIMM. Zvolený motor disponuje možností velmi jemného krokování, což nám spolu s nízkou hodnotou zdvihu na jednu otáčku zdvižné převodovky umožní regulaci výchylky s velmi jemným krokem. [49]

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU

Celý mechanismus vnášení výchylky je postaven na konzoli, která je totožná s konzolí pod hnací zařízení rozebrané v podkapitole 5.3.1. Jediný konstrukční rozdíl spočívá ve výšce

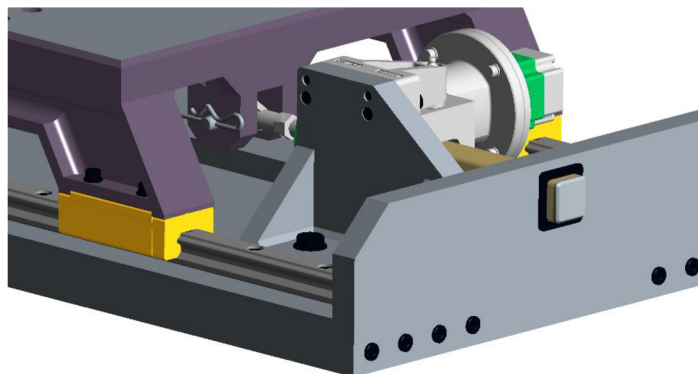
konzole, která je upravena tak, aby bylo možné rozměrově zamontovat mechanismus pro vnášení výchylky. Na konzoli jsou následně přimontovány kolejnice lineárního vedení se dvěma vozíky typu HGH 65 CA. Dále je ke konzoli přimontován svařenec z plechů sloužící k připevnění první zdvižné převodovky, zajišťující výchylku v radiálním směru.

Na lineární vedení je následně pomocí osmi šroubů přimontován suport určený pro simulaci výchylky v axiálním směru. Pojezd se skládá ze základní ocelové desky a dvou bočnic, které jsou k desce připevněny pomocí šroubových spojů. Bočnice zároveň slouží jako dorazy pro lineární vedení. Na suport jsou následně přimontovány dvě kolejnice typu LV HGR30R, na které jsou zamontovány čtyři vozíky s kuličkovým vedením typu HGH 30HA. Všechny komponenty lineárního vedení jsou voleny od společnosti Hiwin. K vozíkům lineárního vedení je přimontován jezdec, který slouží jako nosič ložiskového tělesa. Suport pro řízení axiální výchylky je zobrazen na obrázku 45.



Obrázek 45 Pojezdový mechanismus s lineárním vedením a zdvižnou převodovkou

Z důvodu zástavbových rozměrů musela být druhá zdvižná převodovka generující sílu k vyvození axiální výchylky uložena kolmo k rovině její podstavy. Ukotvení převodovky zajišťuje svařenec, který je k suportu připevněn pomocí dvou šroubů. Přenos tlačné síly zdvižné převodovky na jezdec je realizován prostřednictvím čepu, který je uložen v ocích navařených na spodní straně základní desky jezdce. Navařená oka jsou dostatečným žebrováním vyztužena se základní deskou jezdce. Průměr čepu je odvozen od průměru oka zdvižné převodovky. To je dodáváno výrobcem zdvižné převodovky ZIMM formou příslušenství a má průměr 15 mm [49]. Čep je axiálně zajištěn pomocí ručně odnímatelné závlačky. Celý princip mechanismu je patrný z obrázku 46.



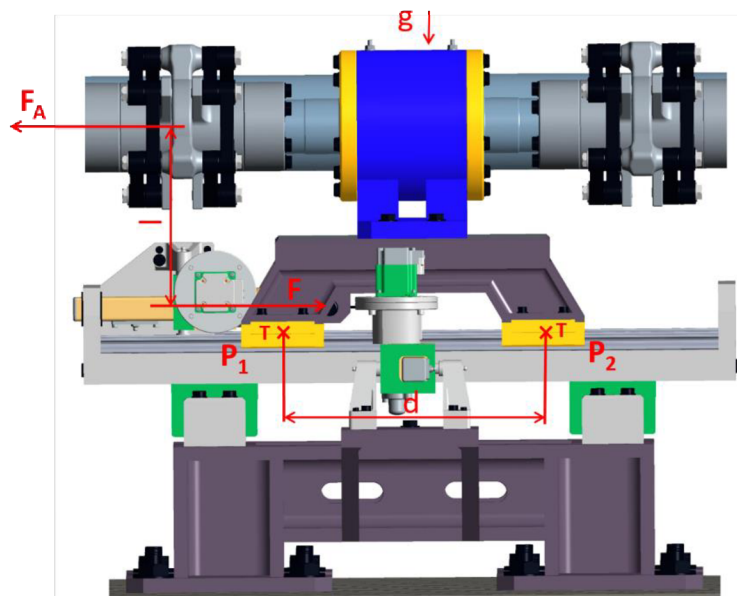
Obrázek 46 Detailní pohled na uchycení zdvižné převodovky

OVĚŘENÍ BEZPEČNOSTI LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Návrh lineárního vedení je nutné ověřit z hlediska bezpečnosti. Vstupními faktory pro výpočet bezpečnosti jsou síly potřebné k vyvození výchylek a především hmotnosti komponent. Tyto hmotnosti byly dohledány v katalogu výrobce nebo v případě navrhovaných součástí odměřeny z modelu sestavy.

Ověření lineárního vedení pro axiální výchylku:

Lineární vedení pro simulaci axiální výchylky se skládá ze čtyř vozíků HGH 30HA. Výpočet zatížení jednotlivých vozíků vyplývá z momentové rovnice statické rovnováhy. Zde je dosaženo do výsledných vztahů odvozených z daných rovnic statické rovnováhy, které výrobce uvádí ve svém katalogu. [50]



Obrázek 47 Model silového působení pro výpočet koeficientu statické bezpečnosti [50]

Z modelu sestavy byly odměřeny potřebné veličiny vstupující do výpočtových vztahů. Do výpočtu zatížení jednotlivých vozíků lineárního vedení vstupuje hmotnost ložiskové jednotky m_l [kg], hmotnost jezdce m_j [kg], tlačná síla zdvižné převodovky F [N], kolmá vzdálenost l [m] mezi tlačnou silou F a reakční silou F_A [N].

Dosažením hodnot získaných z modelu sestavy do vztahů (15) a (16) byly získány výsledné hodnoty ekvivalentního statického pracovního zatížení jednotlivých vozíků [50]:

$$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2 \cdot d}, \quad (15)$$

$$P_1 = P_3 = \frac{1648}{4} - \frac{6000 \cdot 0,265}{2 \cdot 0,38} = -1680 \text{ N.}$$

$$P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2 \cdot d}, \quad (16)$$

$$P_2 = P_4 = \frac{1648}{4} + \frac{6000 \cdot 0,265}{2 \cdot 0,38} = 2504 \text{ N.}$$

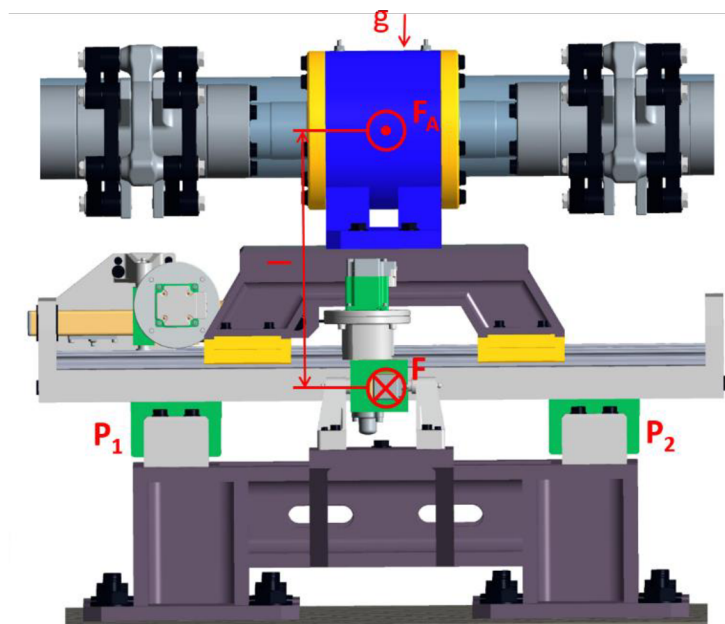
Získané výsledné hodnoty ekvivalentního statického pracovního zatížení P z rovnic (15) a (16) odpovídají reálnému stavu zatížení. Nejvyšší hodnota ekvivalentního statického pracovního zatížení vozíku vyplývá z rovnice (16), $P=2504$ N. Výrobce ve svém katalogu udává hodnotu statické únosnosti C_0 pro vozík typu HGH 30HA, $C_0 = 49\,440$ N [51]. Výsledný koeficient statické bezpečnosti f_{SL} pak určíme ze vztahu (17) [50]:

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P} = 19,75 > (1,25 - 3). \quad (17)$$

Z výsledků je patrné, že navrhované řešení vyhovuje. Konstrukční statická bezpečnost vyšla výrazně vyšší než minimální hodnota koeficientu, kterou udává výrobce ve svém katalogu pro normální zatížení [50].

Ověření lineárního vedení pro radiální výchylku:

Lineární vedení pro realizaci radiální výchylky se skládá ze dvou vozíků. Pro výpočet ekvivalentního statického pracovního zatížení jednotlivých vozíku byla opět sestavena momentová rovnice statické rovnováhy. Přehled vstupujících veličin do výpočtu je zobrazen na obrázku 48.



Obrázek 48 Model silového působení pro výpočet koeficientu statické bezpečnosti

Obdobně jako v předchozím výpočtu byly z modelu sestavy odměřeny potřebné vstupní veličiny. Do výpočtu ekvivalentního statického provozního zatížení vstupuje stejně jako v minulém případě hmotnost ložiskové jednotky, hmotnost jezdce, a především hmotnost celého suportu s lineárním vedením a zdvižnou převodovkou. Dále do výpočtu vstupuje velikost tlačné síly potřebné k vyvození radiální výchylky a kolmá vzdálenost mezi tlačnou a reakční silou.

V práci je uveden pouze výsledný vztah pro výpočet ekvivalentního statického zatížení P , který je podložen katalogem výrobce. [50] Dosazením do vztahu (18) dostáváme výslednou hodnotu ekvivalentního statického zatížení vozíku:

$$P_1 = P_2 = \frac{W}{2} + \frac{F \cdot l}{2}, \quad (18)$$

$$P_1 = P_2 = \frac{3471}{2} + \frac{7000 \cdot 0,35}{2} = 2960,5 \text{ N.}$$

Výrobce ve svém katalogu udává hodnotu statické únosnosti C_0 pro vozík typu RGH 65CA, $C_0 = 411\,600 \text{ N}$ [52]. Po dosazení získaných hodnot do vztahu (17) dostáváme koeficient statické bezpečnosti:

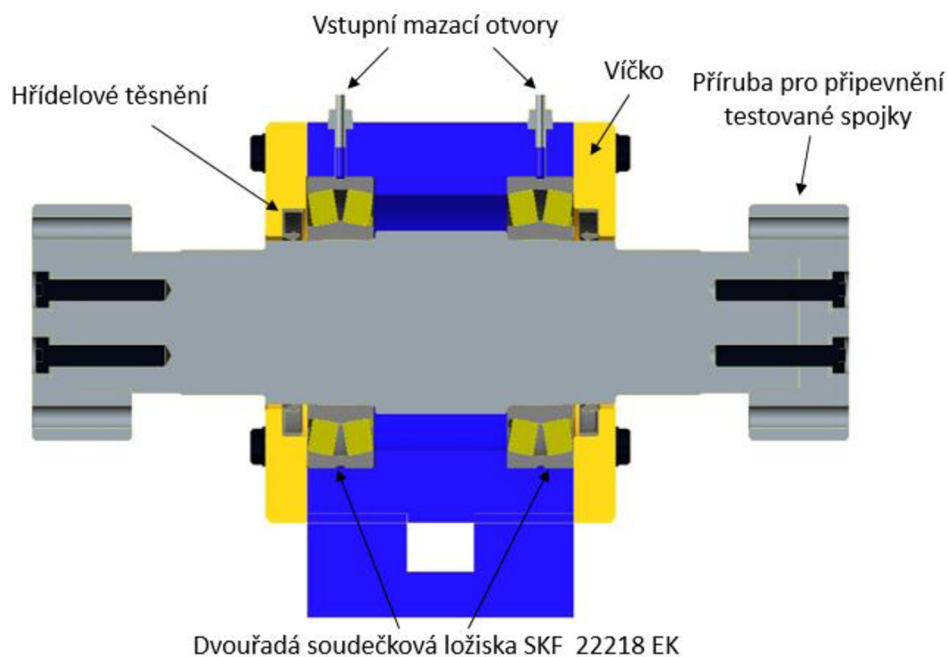
$$f_{SL} = \frac{C_0}{P} = 139 > (1,25 - 3).$$

Z výsledku je patrné, že zvolené lineární vedení umožňující realizaci radiální výchylky je předdimenzované. Jelikož se jedná o testovací stav pro dlouhodobé testování, dosáhneme zde alespoň jeho vysoké životnosti.

5.8 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA RYCHLOBĚŽNÉ VĚTVE

Kombinace vysokých otáček rychloběžné větve, vysoké hodnoty zátěžného momentu spolu s možností simulace axiální a radiální výchylky nám neumožní žádná komerčně dostupná ložisková jednotka. Proto bylo potřeba navrhnout vlastní ložiskové jednotky umožňující zmíněnou kombinaci zátěžných podmínek.

Řez navrženou ložiskovou jednotkou je zobrazen na obrázku 49. Pro ložiskovou jednotku byly zvoleny dvě dvouřadá soudečková ložiska od společnosti SKF typu 22218 EK. Tento typ ložisek je schopný přenášet vysoké hodnoty radiálního a axiálního zatížení současně. Zvolená ložiska jsou mazána pomocí olejového hospodářství, které zajišťuje cirkulaci minerálního oleje. Olej je do ložiskové jednotky přiváděn vstupními otvory a kanály vytvořenými v tělese ložiskové jednotky. O odvod oleje se stará výstupní kanál, který není v řezu viditelný. Utěsnění jednotky obstarávají hřídelová těsnění zvolená taktéž od společnosti SKF konkrétního typu 90x125x12 CRW1 V.



Obrázek 49 Řez navrhovaným ložiskovým tělesem

Je důležité, aby jedno z ložisek jednotky bylo uloženo s axiální vůlí. Vlivem teplotní roztažnosti komponent jednotky dojde k vymezení této vůle. Kdyby byla obě ložiska uložena bez vůle, docházelo by zde za provozu ke vzniku předpětí, které by mělo neblahý vliv na trvanlivost ložisek. Ložiskový prostor jednotky je následně uzavřen pomocí dvou vík, které jsou k tělesu ložiskové jednotky přimontovány pomocí šesti šroubů M8x50. Ve víkách jsou vyfrézované drážky pro již zmiňovaná hřídelová těsnění. Dotazením šroubů vík dojde k ustavení ložisek do jejich patřičné polohy. V následující tabulce 14 je zobrazen souhrn parametrů volených ložisek a hřídelových těsnění.

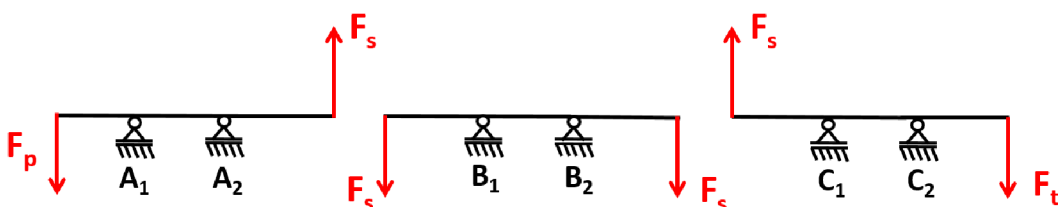
Tabulka 14 Souhrn parametrů ložiska SKF 22218 EK [53]

Parametry ložiska SKF 22218 EK	
Základní dynamická únosnost [kN]	331
Základní statická únosnost [kN]	375
Referenční otáčky [min^{-1}]	3 800
Mezní otáčky [min^{-1}]	5 300
Hmotnost ložiska [kg]	3,35

5.8.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA SKF 22218 EK

K výpočtu trvanlivosti ložisek byl využit volně dostupný nástroj společnosti SKF. Jedná se o kalkulátor ložisek, který pracuje s ověřenými analytickými vztahy. Kalkulačka nabízí širokou možnost volby vstupních parametrů ovlivňující výslednou trvanlivost ložiska.

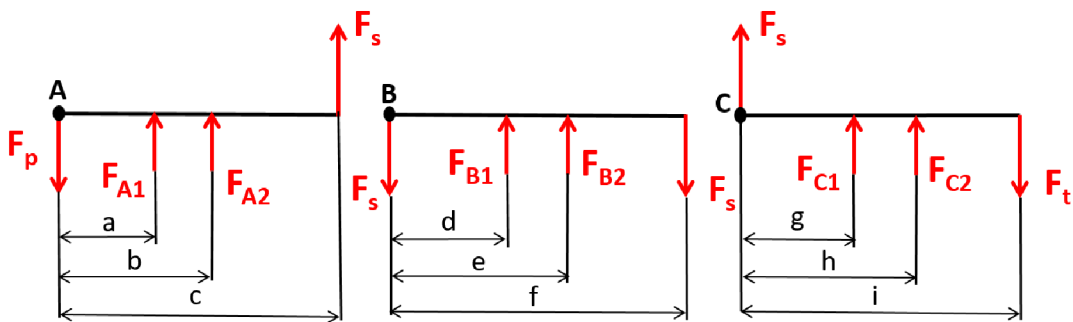
Prvním krokem je výpočet skutečného radiálního zatížení ložisek vstupující do výpočtu trvanlivosti. Vstupem pro výpočet radiálního zatížení ložisek je především síla potřebná k vyvození radiální výchylky testovaných spojek. Pro rychloběžnou testovací větev tak byl proveden model statického výpočtu, kdy byly do míst ložisek na hřídeli umístěny obecné vazby. Hledané radiální zatížení pak vyplývá z vyčíslení reakčních sil v obecných vazbách. Sestavený model pro výpočet radiálního zatížení je zobrazen na obrázku 50.



Obrázek 50 Statický výpočet prutu k určení radiálního zatížení ložisek

Dalším krokem je uvolnění obecných vazeb a následné sestavení rovnic statické rovnováhy. Rozměry vstupující do výpočtu byly odměřeny z modelu sestavy testovacího stavu zobrazené na obrázku 34. Síla F_s je potřebná síla k vyvození radiální výchylky a její hodnota je uvedena v tabulce 12. Síla F_p znázorňuje zatížení od hmotnosti zatěžovací příruby a síla F_t znázorňuje

polovinu hmotnosti snímače točivého momentu. Hodnoty hmotností komponent byly opět získány z modelu sestavy.



Obrázek 51 Statické uvolnění prutu

Z uvolněného prutu z obrázku 51 byly sestaveny rovnice statické rovnováhy (19), (20), (21), (22), (23), (24):

$$\sum F_y = 0: F_s + F_{A1} + F_{A2} + F_p = 0 \quad (19)$$

$$\sum M_{Ai} = 0: F_s \cdot c + F_{A2} \cdot b + F_{A1} \cdot a = 0 \quad (20)$$

$$\sum F_y = 0: F_{B1} + F_{B2} - F_s - F_s = 0 \quad (21)$$

$$\sum M_{Bi} = 0: F_{B2} \cdot e + F_{B1} \cdot d - F_s \cdot f = 0 \quad (22)$$

$$\sum F_y = 0: F_s + F_{C1} + F_{C2} - F_t = 0 \quad (23)$$

$$\sum M_{Ci} = 0: F_{C2} \cdot h + F_{C1} \cdot g - F_t \cdot i = 0 \quad (24)$$

Následně byly z rovnic (19) – (24) vypočteny hodnoty reakčních sil ve vazbách. Výsledky reakčních sil jsou uvedeny v tabulce 15:

Tabulka 15 Hodnoty reakčních sil ve vazbách

F_{A1} [N]	16 103
F_{A2} [N]	-22 655
F_{B1} [N]	5 600
F_{B2} [N]	8 400
F_{C1} [N]	-20 159
F_{C2} [N]	13 375

Z tabulky 15 vyplývá, že síly F_{A2} a F_{C1} působí v opačném směru, než byly uvolněny. Největší hodnoty dosahuje síla $F_{A2}=22\,655$ N. Na tuto hodnotu radiálního zatížení budou navrhovány ložiska rychloběžné testovací větve. V případě axiálního zatížení budou ložiska dimenzována na maximální hodnotu axiální síly potřebné k vyvození axiální výchylky.

Výsledná základní trvanlivost ložiska L_{10} dle SKF kalkulátoru [55] vychází v případě ložiska typu SKF 22218 EK na 4 540 provozních hodin. Jedná se však o výpočet životnosti na základě stanoveného zatížení ložiska bez úvahy spousty dalších faktorů jako je zvolený typ mazání či stupeň znečištění prostředí, v kterém ložisko pracuje.

Pro takto vysoké otáčky ložisek je již výrobcem SKF doporučené mazání olejem místo tukem. S uvažováním olejového hospodářství, které je schopno ložiska zásobovat filtrovaným minerálním olejem vychází životnost L_{10m} dle SKF kalkulátoru [55] na 227 000 provozních hodin.

5.9 LOŽISKOVÁ JEDNOTKA POMALOBĚŽNÉ VĚTVE

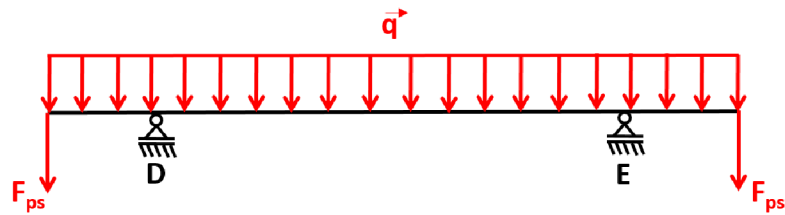
Ložisková jednotka pomaloběžné větve je řešena naprosto obdobným způsobem jako ložisková jednotka rychloběžné větve. Jediný rozdíl spočívá ve volbě typu ložisek. Jelikož je na pomaloběžné hřídeli velmi malé zatížení v axiálním směru, jsou zde volena jednořadá válečková ložiska od společnosti SKF, konkrétního typu NJ 328 ECJ. Tyto ložiska neumožňují přenášet radiální a axiální zatížení současně. Mazání ložiskové jednotky je rovněž řešeno cirkulujícím minerálním olejem proudícím k ložiskům přes vstupní otvory s mazacími kanály, vytvořenými v tělese ložiskové jednotky. O utěsnění ložiskové jednotky se zde starají hřídelová těsnění SKF 140x170x12 HMSA10 RG.

Tabulka 16 Souhrn parametrů ložiska SKF NJ 328 ECJ [54]

Parametry ložiska SKF NJ 328 ECJ	
Základní dynamická únosnost [kN]	780
Základní statická únosnost [kN]	830
Referenční otáčky [min^{-1}]	2 400
Mezní otáčky [min^{-1}]	2 800
Hmotnost ložiska [kg]	20

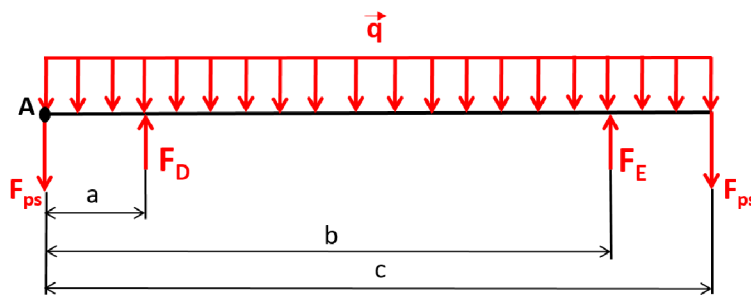
5.9.1 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISKA NJ 328 ECJ

Výpočet trvanlivosti ložisek na pomaloběžné větvi byl proveden obdobným způsobem, jako byl proveden v případě výpočtu ložisek rychloběžné větve. Prvním krokem je opět výpočet skutečného radiálního zatížení ložisek pomaloběžné větve. Následuje umístění obecných vazeb do míst ložisek. Model zatížení pomaloběžné větve je zobrazen na obrázku 52.



Obrázek 52 Statický výpočet prutu k určení radiálního zatížení ložisek

Následuje uvolnění prutu a sestavení rovnic statické rovnováhy. Rozměry byly odměřeny na základě modelu sestavy z obrázku 34. Síly F_{ps} zde simulují zatížení od poloviny hmotnosti pružných hřídelových spojek ROTEX. Liniové zatížení zde vzniká vlivem zatížení od hmotnosti samotného hřídele pomaloběžné větve.



Obrázek 53 Statické uvolnění prutu

Z uvolněného prutu na obrázku 53 byly sestaveny rovnice statické rovnováhy (25), (26):

$$\sum F_y = 0: F_D + F_E - F_{ps} - F_{ps} - q \cdot c = 0 \quad (25)$$

$$\sum M_{Ai} = 0: F_E \cdot b + F_D \cdot a - F_{ps} \cdot c - q \cdot \frac{c^2}{2} = 0 \quad (26)$$

Následně byly z rovnic statické rovnováhy vypočítány hodnoty reakčních sil ve vazbách uvedené v tabulce 17.

Tabulka 17 Vypočítané hodnoty reakčních sil ve vazbách

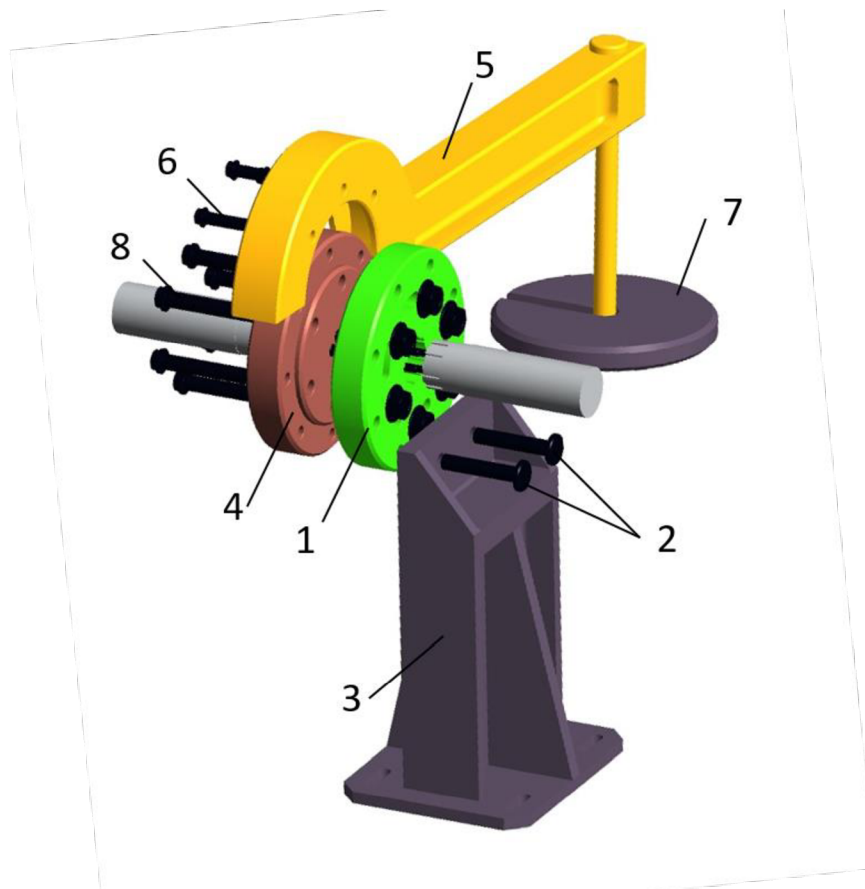
F_D [N]	2 122
F_E [N]	2 122

Dle získaných výsledků byl potvrzen předpoklad, že hodnoty reakčních sil musí být totožné, jelikož se jedná o symetricky zatížený prut. Získané hodnoty zatížení jsou nízké. Trvanlivost zvolených ložisek tak vychází nadměrně vysoká. Trvanlivost L_{10m} dle SKF [55] s úvahou mazání ložisek pomocí minerálního oleje zde vychází větší než 10^6 provozních hodin.

Do budoucna lze počítat s testováním výstupních pryžo-kovových spojek na pomaloběžné větvi, kdy by musela být zvolena odlišná ložiska, jelikož by zde vznikly axiální síly od simulace výchylky jako v případě rychloběžné větve.

5.10 MECHANISMUS VNÁŠENÍ ZÁTĚŽNÉHO MOMENTU DO TESTOVACÍ SMYČKY

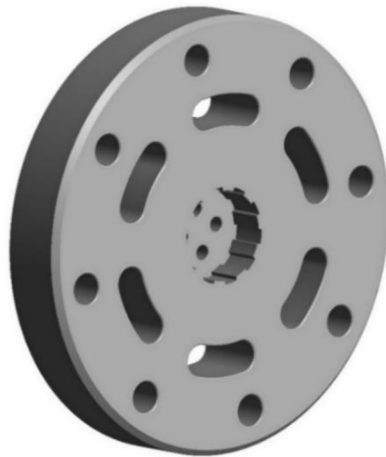
Pro vnesení zátěžného momentu do testovací smyčky je využit princip torzního předeptnutí spojovacích hřídelí. Princip zařízení je patrný z obrázku 54. Toto předeptnutí je vyvozeno pomocí dvou přírub, aretačního zařízení a zátěžné páky. Statická příruba (1) se zajistí v klidové poloze pomocí dvou aretačních čepů (2) k aretační konzoli (3). Na zatěžovací přírubu (4) se umístí zátěžná páka (5), která je na přírubě zajištěna pomocí tří šroubů (6) M20x80. Následně je na zatěžovací páku přidáno závaží o známé hmotnosti (7). Vlivem přidané hmotnosti dojde k pootočení zatěžovací příruby vůči přírubě aretované. Po natočení zatěžovací příruby je potřeba obě příruby spojit pomocí šesti pevnostních šroubů (8) M24x150. Po dotažení se odejme zatěžovací páka i aretační zařízení a tím je do testovací smyčky zanesen zátěžný moment.



Obrázek 54 Mechanismus vnášení zátěžného momentu

5.10.1 ARETAČNÍ PŘÍRUBA

Přenos točivého momentu je u obou přírub realizován rovnobokým drážkováním 10x72x78. Aby nemohlo dojít k neočekávanému pohybu příruby v průběhu vnášení zátěžného momentu, je příruba k hnacímu hřídeli v axiálním směru zajištěna čtyřmi šrouby M12x60. Po vnějším obvodu aretační příruby je vytvořeno 8 otvorů o průměru 25 mm pro aretační čep. Na přírubě je dále vytvořeno celkem 6 drážek pro zajištění šroubovými spoji po vnesení zátěžného momentu na těleso zatěžovací příruby. Aretační příruba je vyrobena z konstrukční oceli třídy ČSN EN 11 600. Aretační příruba je zobrazena na obrázku 55.



Obrázek 55 Aretační příruba

5.10.2 ZATĚŽOVACÍ PŘÍRUBA

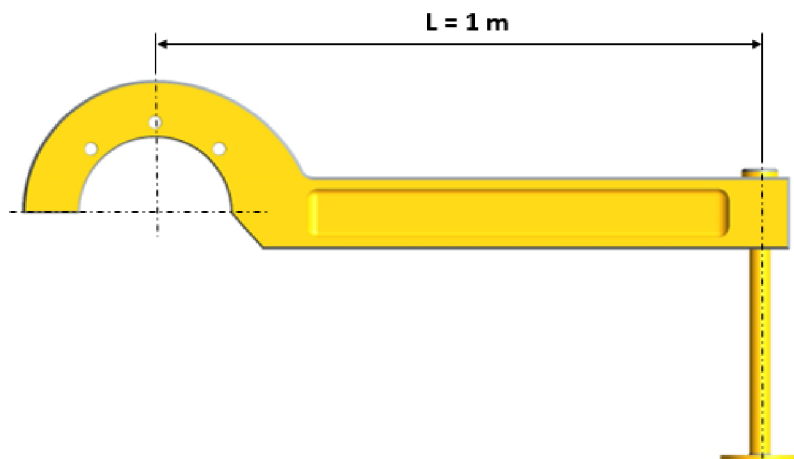
Zatěžovací příruba je velice podobná přírubě aretované. Přenos točivého momentu je zde řešen obdobně jako u aretované příruby pomocí rovnobokého drážkování 10x72x78. Pro možnost nasazení zátěžné páky má zatěžovací příruba vytvořeno vybrání. Po vnějším obvodu příruby je obdobně vytvořeno 8 otvorů o průměru 20 mm, sloužící k zajištění zátěžné páky jak v radiálním, tak axiálním směru. Na obrázku 56 si můžeme dále všimnout vybrání pro čtyři zápusťné šrouby s imbusovou hlavou, kterými se příruba axiálně zajistí se spojovací hřídelí.



Obrázek 56 Zatěžovací příruba

5.10.3 ZATĚŽOVACÍ PÁKA

Zatěžovací páka zobrazena na obrázku 57 a je navržena jako odlitek z litiny s lupínkovým grafitem EN-GJL-300. Zatěžovací páka je navržena tak, aby rozteč v obrázku vyznačených os byla jeden metr a snadněji se tak získala informace o velikosti zátěžného momentu. K určení přesné aktuální hodnoty zátěžného momentu za provozu testovacího stavu pak slouží snímač točivého momentu rozebraný v kapitole 5.6.

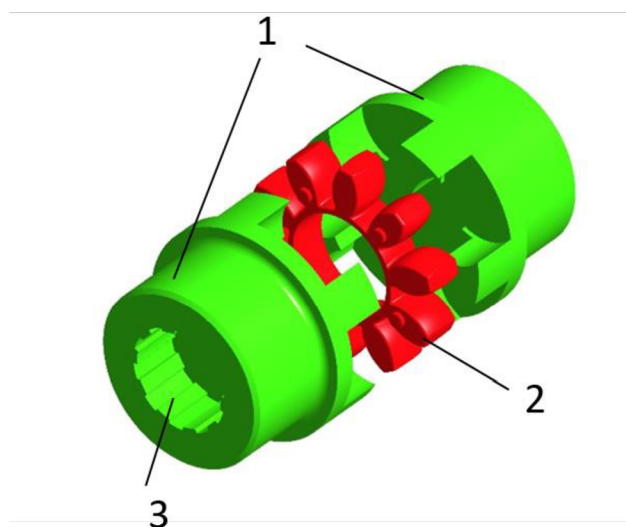


Obrázek 57 Zatěžovací páka

5.11 PRUŽNÉ HŘÍDELOVÉ SPOJKY

K vyrovnání nesouosostí hřídelí vznikajících nepřesným ustavením spojovaných zařízení je nutné použít pružné hřídelové spojky. Nedochází tak k zbytečně nadměrnému namáhání ložisek, což má neblahý dopad na jejich trvanlivost. Pro testovací stav padla volba na výrobce KTR, od kterého je zvolen i snímač točivého momentu. Všechny potřebné hřídelové spojky pro navrhovaný testovací stav pokrývá katalog tohoto výrobce.

Ve všech případech byly zvoleny spojky ROTEX Standart. Jedná se o třídílnou axiálně zásuvnou spojku. Spojka se skládá ze dvou unašečů (1) a střední pryžové části (2), která se nazývá spider neboli pavouk. Ten je mezi unašeče upevněn s předpětím a jeho pružné zuby dokáží tlumit vibrace a kompenzovat nesouososti vzniklé při montáži. Společnost dodává unašeče spojky v předvrtaném stavu. Finální průměr vrtání si lze však dle patřičné aplikace individuálně obrobit. Pro přenos točivého momentu bylo v unašečích spojek obrobeno drážkování 10x72x78 (3). Pružná hřídelová spojka ROTEX Standart je zobrazena na obrázku 58.

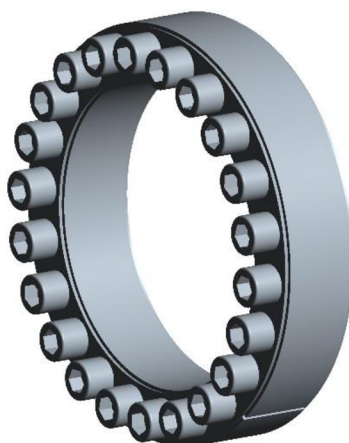


Obrázek 58 Pružná hřídelová spojka ROTEX Standart

Pružné spojení výstupní hřídele hnacího zařízení se vstupní hřídelí převodovky P1 obstarává pružná spojka ROTEX Standart 110 92 Sh-A.

Další pružné spojení hnacích hřídelí je nutno realizovat mezi výstupní hřídelí vstupní převodovky P1 a hřídelí pastorku převodovky uzavřené testovací smyčky P2, P3. V kapitole 5.4 bylo již zmíněno, že výstupní hřídel vstupní převodovky musel být obroben na průměr hřídele pastorku převodovky P2, P3. Po obrobení hřídele byla zvolena pružná spojka typu ROTEX Standart 75 92-Sh-A.

Poslední pružné spojky pro navrhovaný testovací stav byly zvoleny pro pružné spojení střední části hřídele pomaloběžné větve s výstupními hřídeli ozubených kol převodovek tvořících uzavřenou testovací smyčku. Pro tuto aplikaci byly vybrány dvě pružné spojky typu ROTEX Standart 140 92-Sh-A. Zde jako v jediném případě byla pro přenos točivého momentu použita svěrná upínací pouzdra BK 40. Jedná se o přípravek, který má po obvodu rozmístěné šrouby. Vlivem dotahování šroubů na předepsaný moment dochází k rozpínání kleštin, které zajistí pevné spojení spojovaných součástí. Svěrné upínací pouzdro je zobrazeno na obrázku 59. Zvolené upínací pouzdro pro průměr hřídele 140 mm dokáže přenést točivý moment o velikosti až 24 993 N·m [57], což je téměř dvojnásobek hodnoty momentu na pomaloběžné větvi.



Obrázek 59 Svěrné upínací pouzdro BK 40 [57]

V tabulce 18 je shrnut přehled hlavních parametrů zvolených pružných hřídelových spojek ROTEX, které splňují základní parametry pro aplikaci v navrhovaném testovacím stavu.

Tabulka 18 Souhrn parametrů zvolených pružných spojek [56]

	ROTEX Standart 75 92-Sh-A	ROTEX Standart 110 92 Sh-A	ROTEX Standart 140 92-Sh-A
Maximální otáčky [min⁻¹]	4 750	2 950	2 350
Maximální moment [N·m]	2 560	9 600	17 100
Maximální vrtání unašeče d [mm]	95	125	160

6 VÝPOČET MODÁLNÍCH VLASTNOSTÍ

Pro bezproblémový provoz testovacího stavu je nutné ověřit všechny navrhované komponenty, zda nejsou provozovány v oblasti jejich rezonančních frekvencí. Z dynamiky je známo, že k rezonanci dochází, pokud se frekvence vnějšího buzení blíží vlastní frekvenci daného tělesa. I malý vliv vibrací zde může díky rezonancím způsobit rozkmitání tělesa, což může vést k havárii celého zařízení. K výpočtu modálních vlastností slouží modální analýza, která má velký význam v technické diagnostice. Cílem této analýzy je získání úplného dynamického popisu mechanické soustavy. Na základě modální analýzy lze především získat hodnoty vlastních frekvencí, kterým je potřeba se při provozu vyvarovat. Modální vlastnosti těles lze určit jak experimentálním přístupem, tak formou výpočetního přístupu pracujícím na principu metody konečných prvků.

Výpočet modálních vlastností v případě navrhovaného testovacího stavu byl proveden u všech funkčních konzol a navrhované skříňe jednostupňové převodovky, tvořící uzavřenou testovací smyčku.

6.1 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU KONZOL

PŘÍPRAVA MODELU GEOMETRIE

Prvním krokem k vytvoření výpočtového modelu je příprava modelu geometrie. Nejprve byl proveden import geometrie vybraných komponent z CAD softwaru Creo parametric do softwaru ANSYS Workbench, jímž fakulta disponuje. V prostředí Spaceclaim byly následně odstraněny veškeré zkosení a zaoblení, které mají na získané výsledky minimální vliv. Finálním krokem přípravy modelu geometrie bylo pomocí příkazu „project“ promítnout pomyslné plochy ve tvaru kružnic na podstavy konzol, simulující vnější činný průměr podložky pod upínací matici. Na tyto plochy byly následně aplikovány okrajové podmínky vetknutí, simulující připevnění konzol k základní desce.

Vytvoření výpočtového modelu proběhlo pro všechny ověřované konzole stejným způsobem. Všechny konzole jsou vyrobeny z běžných konstrukčních ocelí a byly na ně aplikovány stejné okrajové podmínky. Proto je zbytečné popisovat vytvoření výpočtového modelu pro každou konzoli zvlášť. Jediný rozdíl spočívá ve volbě velikosti prvku konečno-prvkové sítě. Velikost prvku sítě byla vždy volena tak, aby odpovídala rozměrovým parametrům dané prověřované konzole.

MODEL MATERIÁLU

U všech modálních analýz byl zvolen lineárně pružný model materiálu s parametry uvedenými v následující tabulce 19.

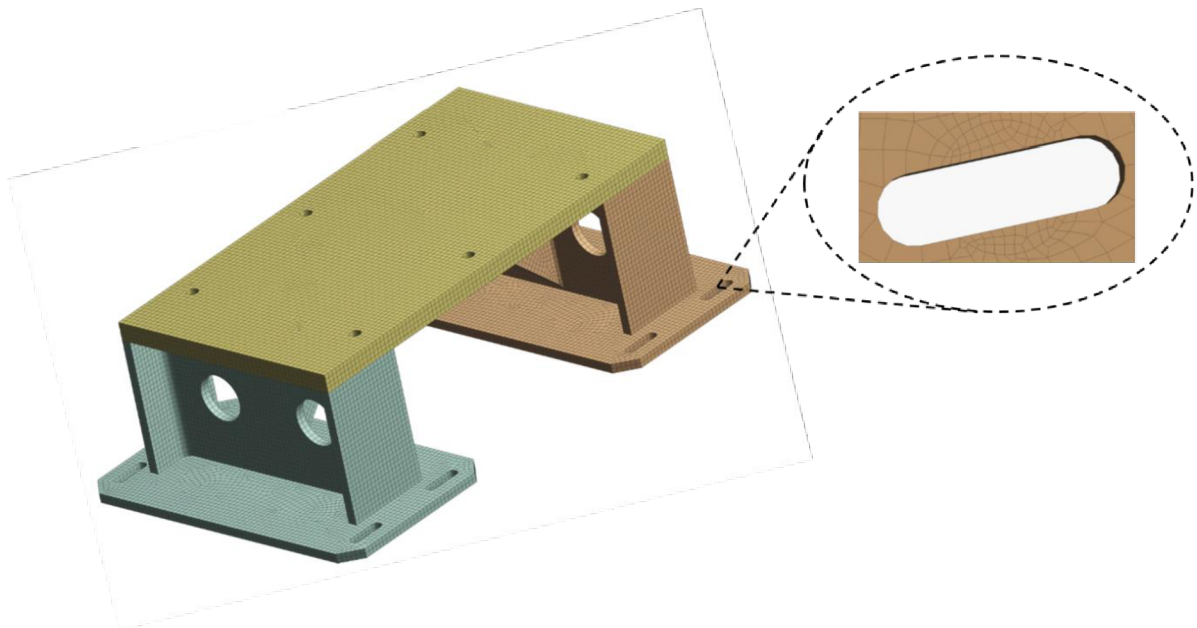
Tabulka 19 Vstupní model materiálu pro modální analýzu

Youngův modul pružnosti [MPa]	210 000
Poissonovo číslo [-]	0,3
Hustota [kg/m ³]	7850

DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

Pro vytvoření konečno-prvkové sítě všech ověřovaných konzol byly zvoleny kvadratické prvky typu SOLID 186 a SOLID 187. K vytvoření sítě byla použita funkce HEX DOMINANT. Velikost prvků byla nastavena pomocí příkazu „*body sizing*“. V případě konzole vstupní převodovky P1 se jednalo o velikost prvku 10 mm, která se vzhledem k rozměrům konzole jeví jako dostatečná. Finálním krokem diskretizace modelu geometrie bylo zjemnění sítě v oblasti promítnutých ploch podložek. Zjemnění sítě bylo provedeno pomocí funkce „*face sizing*“ a byla zde nastavena velikost prvku 3 mm.

Finálně vytvořená konečno-prvková síť v případě konzole vstupní převodovky P1 je zobrazena na obrázku 60 a je tvořena 66 216 prvky a 277 249 uzly.



Obrázek 60 Konečno-prvková síť konzole vstupní převodovky P1

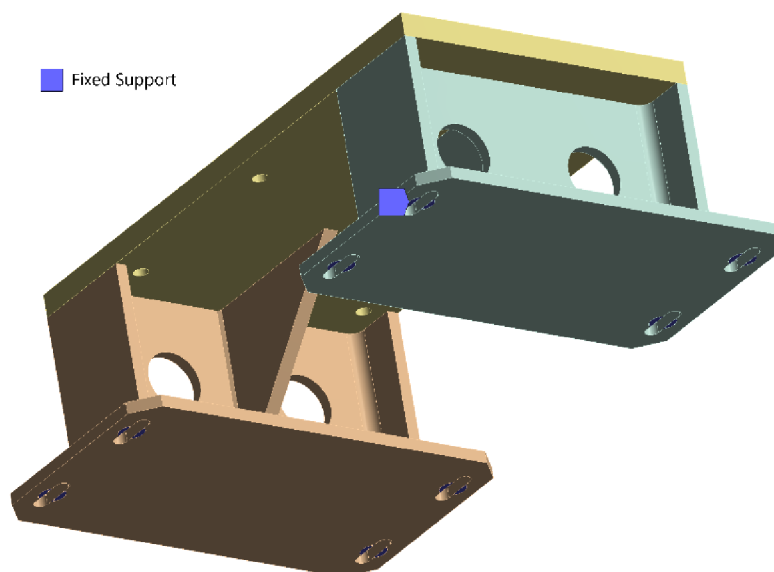
V případě ostatních modálních analýz ověřovaných konzolí byl k vytvoření konečno-prvkové sítě využit obdobný přístup, jako byl popsán zde. Parametry konečno-prvkových sítí ostatních ověřovaných konzolí jsou shrnuty v tabulce 20.

Tabulka 20 Souhrn parametrů konečně-prvkových sítí ověřovaných konzolí

	Počet prvků	Počet uzlů
Konzole pod hnací zařízení	64 534	267 680
Konzole pod převodovku P2, P3	61 421	254 851
Konzole pod ložiskovou jednotku rychloběžné větve	47 272	195 020
Konzole pod ložiskovou jednotku pomaloběžné větve	30 646	137 00

MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

V případě modálních analýz konzolí byla u všech analýz zvolena pouze jedna okrajová podmínka. Jedná se o okrajovou podmínku typu „*fixed support*“ aplikovanou na již zmiňované promítané plochy, simulující vnější činný průměr podložky pod upínací matice, kterými jsou konzole připevněny k základní desce. V případě konzole vstupní převodovky P1 je model okrajových podmínek zobrazen na obrázku 61.



Obrázek 61 Model okrajových podmínek konzole vstupní převodovky P1

6.1.1 PREZENTACE VÝSLEDKŮ MODÁLNÍCH ANALÝZ

Pro každou konzoli byly spočítány hodnoty prvních třech vlastních frekvencí. Pro ověření, zda se nacházíme nad provozní otáčkovou frekvencí, však stačí pouze první vlastní frekvence příslušející prvnímu vlastnímu tvaru. Výsledné frekvence všech provedených analýz jsou vyneseny do tabulky 21, kde je vždy uvedena i hodnota provozní otáčkové frekvence, s kterou je hodnota nutné porovnat. Z tabulky je patrné, že se hodnota první vlastní frekvence všech

analyzovaných součástí pohybuje dostatečně vysoko nad hodnotou provozní otáčkové frekvence. Nejnižší hodnoty frekvence nabývá konzole pro ložiskovou jednotku rychloběžné větve. Jako jediná konzole nabývá hodnoty první vlastní frekvence pod 200 Hz. I přesto lze konstatovat, že výsledná hodnota první vlastní frekvence je téměř trojnásobkem hodnoty frekvence provozní.

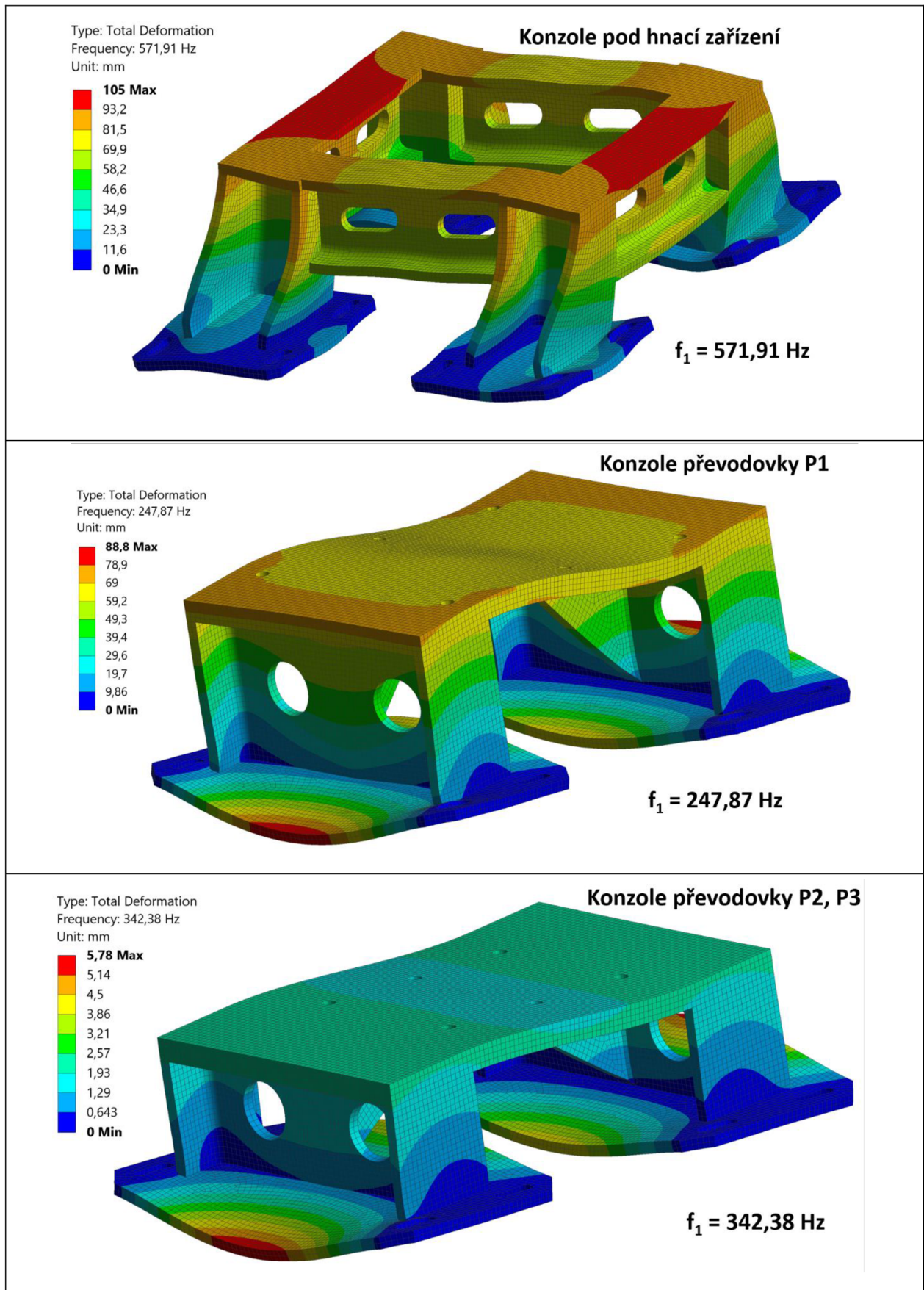
Tabulka 21 Souhrn výsledků modálních analýz

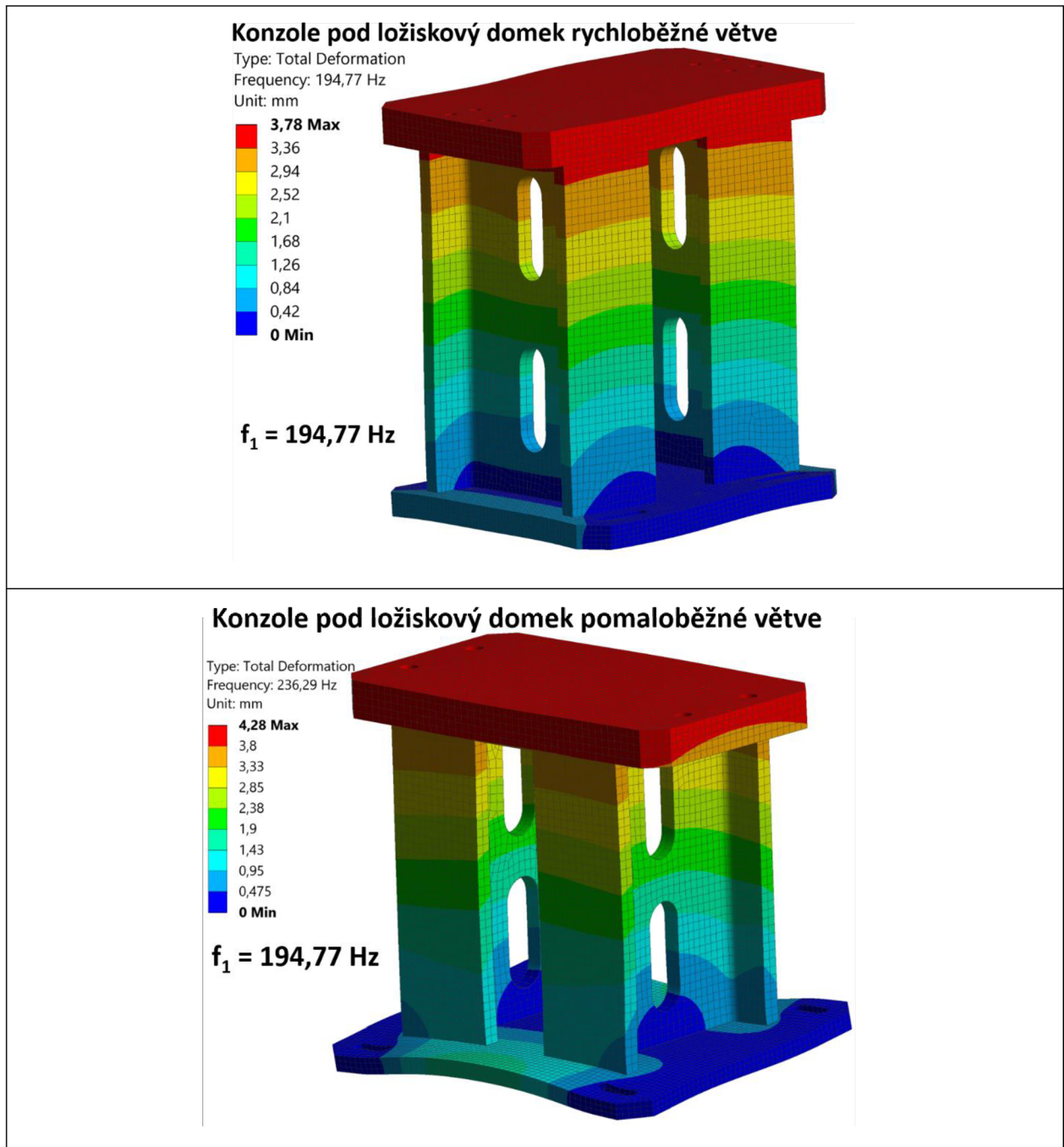
	Provozní otáčková frekvence [Hz]	1. Vlastní frekvence [Hz]	2. Vlastní frekvence [Hz]	3. Vlastní frekvence [Hz]
Konzole pod hnací zařízení	25	581,91	581,36	650,23
Konzole pod vstupní převodovku P1	66,66	247,87	362,73	396,82
Konzole pod převodovku P2, P3	66,66	342,38	400,37	465,11
Konzole pod ložiskovou jednotku rychloběžné větve	66,66	194,77	357,89	368,96
Konzole pod ložiskovou jednotku pomaloběžné větve	12,72	236,29	249,31	339,42

Nutno také podotknout, že nebyla provedena modální analýza konzole pod mechanismus vnášení výchylky. Jedná se o konstrukčně totožnou konzoli s již prověřovanou konzolí pod hnací zařízení. Jediný konstrukční rozdíl spočívá v upravené výšce konzole. Konzole pod mechanismus vnášení výchylky je podstatně nižší, což navyšuje její tuhost a lze proto předpokládat vyšší hodnoty vlastních frekvencí. Z tabulky 21 vyplývá, že hodnota první vlastní frekvence pod hnací zařízení činí 581,91 Hz, což je hodnota mnohonásobně vyšší než je hodnota otáčkové frekvence. Hodnota první vlastní frekvence konzole pod mechanismus vnášení výchylky lze očekávat ještě vyšší, což je zbytečné i vzhledem k vyšší otáčkové provozní frekvenci prověřovat. Stejný případ nastal i u analýzy konzole pod vstupní převodovku P1 a konstrukčně totožnou, ale nižší konzolí převodovky P2, P3.

V tabulce 22 jsou pak zobrazené výsledky prvních vlastních tvarů všech ověřovaných konzolí.

Tabulka 22 Vykreslení prvních vlastních tvarů konzolí





6.2 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU PŘEVODOVKY UZAVŘENÉ SMYČKY P2, P3

PŘÍPRAVA MODELU GEOMETRIE

Konstrukční návrh skříně převodovky uzavřené testovací smyčky byl již rozebrán v kapitole 5.5. Ověření modálních vlastností navržené skříně převodovky je nezbytnou součástí práce. V softwaru Creo parametric byly z modelu geometrie skříně odstraněny zkosení a zaoblení, z důvodu tvorby konečno-prvkové sítě. Následně byl model skříně převodovky uložen do neutrálního formátu STEP a naimportován do softwaru ANSYS Workbench.

MODEL MATERIÁLU

Jelikož je skříň převodovky vyrobena formou svařence z konstrukční svařitelné oceli, byl zvolen lineárně pružný model materiálu se shodnými parametry uvedenými v tabulce 19.

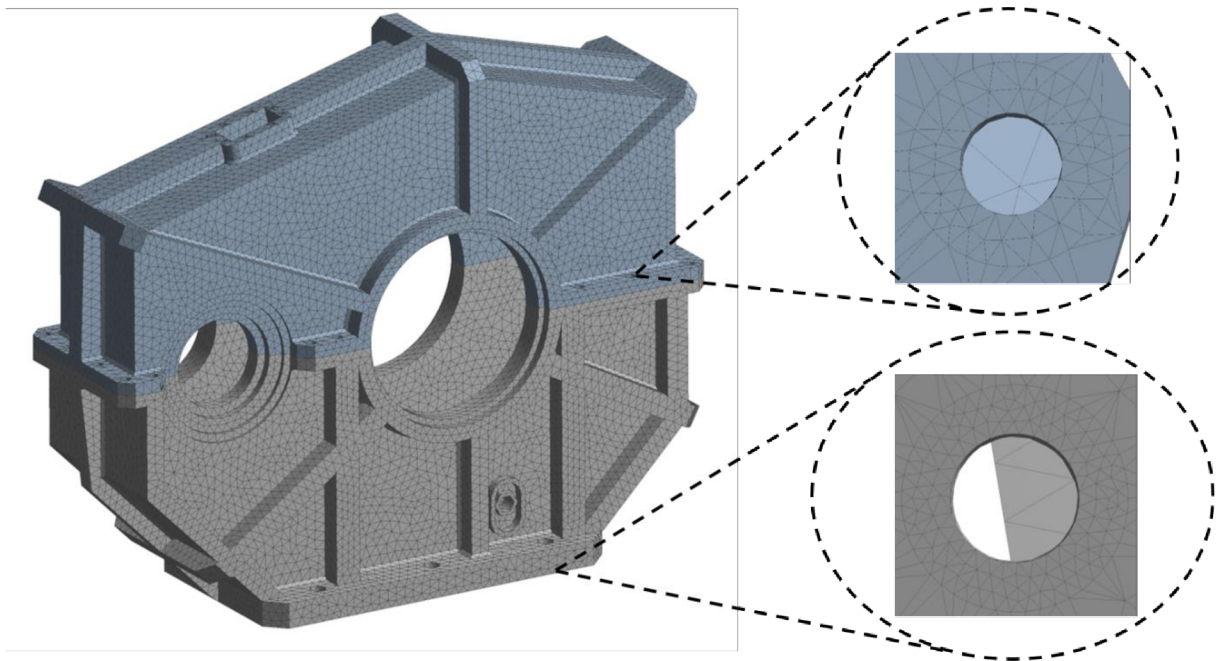
DEFINICE KONTAKTNÍCH DVOJIC

V případě skříň převodovky P2, P3 již musel být nastaven kontakt v oblasti dělicí roviny skříň. Jelikož je vrchní a spodní díl skříň převodovky spojen pomocí průchozích šroubových spojů, byly zde opět v prostředí Spaceclaim vytvořeny pomyslné plochy simulující vnější činný průměr podložky pod maticí šroubu. Na tyto plochy byla následně nastavena kontaktní dvojice typu BONDED. Tímto přístupem pak dostaneme nezkreslené výsledky odpovídající reálnému stavu oproti případu, kdy by byla kontaktní dvojice typu BONDED aplikována přímo na plochy dělicích rovin.

DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

V případě vytvoření konečno-prvkové sítě skříň převodovky bylo postupováno obdobným postupem, který byl popsán v případě diskretizace modelu geometrie vstupní převodovky. Jelikož je skříň převodovky poměrně geometricky komplikovaná, pro tvorbu sítě zde byla použita funkce pro tvorbu sítě AUTOMATIC METHOD. Software si tak sám rozhoduje o volbě typu elementu. Pomocí příkazu „*body sizing*“ byla nastavena velikost prvku na 15 mm. Obdobně jako v analýze konzol došlo k zjemnění sítě pomocí příkazu „*face sizing*“ v oblasti ploch podložek.

Výsledná konečno-prvková síť je zobrazena na obrázku 62 a je tvořena 176 945 prvky a 289 866 uzly.



Obrázek 62 Konečno-prvková síť skříň převodovky P2, P3

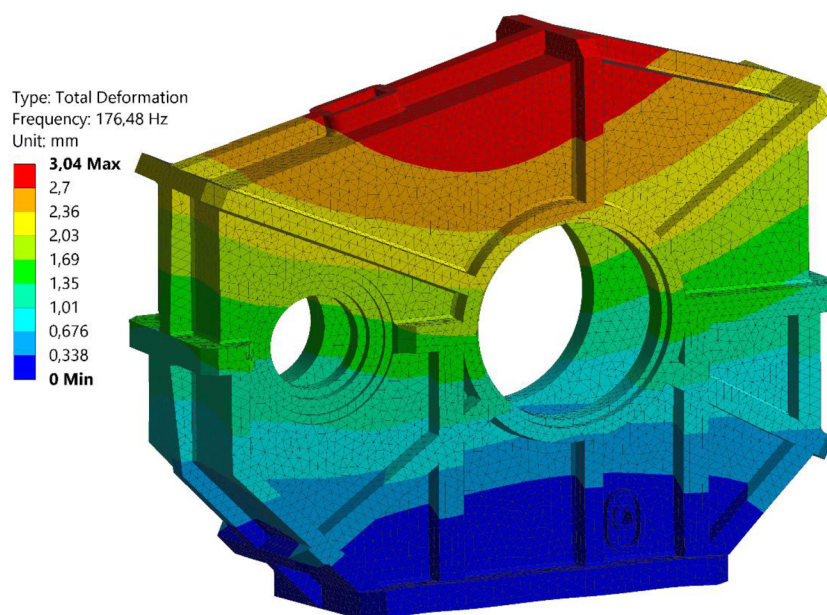
DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Jelikož je převodovka usazena na konzoli pomocí šroubových spojů, byla zde nastavena pouze jedna okrajová podmínka typu „*fixed support*“ na vytvořené plochy pro podložky pod matice. Je však dobré zmínit, že se jedná o převodovku pro kolejová vozidla, kde je převodovka uložena přímo na hřídeli dvojkolí vozidla. V tomto případě by musela být provedena nová analýza s příslušnými okrajovými podmínkami, což by mělo patřičný vliv na získané výsledky analýzy.

6.2.1 PREZENTACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

V první řadě je dobré zmínit již v minulém odstavci popsany vliv volby okrajovým podmínk na získané výsledky. V případě aplikace převodovky na navrhovaném testovacím stavu je převodovka ustavena na konzoli a je s ní spojena pomocí šroubových spojů. Tím pádem zamezíme všem posuvům a rotacím na podstavě skříně převodovky. Navržená skříň je však poměrně vysoký díl a tím pádem má tendenci se naklápět do stran. Tento jev se dá do jisté míry eliminovat dostatečným žebrováním spodního dílce skříně a tím zvýšení jeho tuhosti.

Z výše popsaného důvodu je zřejmé, že bylo provedeno několik iterací výpočtu s cílem dosažení co nejvyšší hodnoty první vlastní frekvence při zachování určité hmotnosti a kompaktnosti skříně převodovky. K správnému umístění žebrování sloužilo vyhodnocení redukovaného napětí podle hypotézy von-Mises. Jedná se ovšem pouze o fiktivní hodnoty, které pouze poukazují na místa, kde je vhodné zvýšit tuhost. Do takto zlokalizovaných koncentrátorů byla následně umístěna výztužná žebra. V případě první iterace výpočtu vycházela hodnota první vlastní frekvence 128 Hz. Finální získaná hodnota první vlastní frekvence činí $f_1=176,48$ Hz. Tato hodnota je již téměř trojnásobkem provozní otáčkové frekvence. Mezi největší zdroje vibrací převodovek patří zubové frekvence vznikající od záběru ozubeného soukolí. Tato hodnota pak mnohonásobně převyšuje frekvenci otáčkovou. Vyhnout se však širokému spektru zubových frekvencí je téměř nemožné. Optimalizované výsledky modální analýzy skříně převodovky jsou zobrazeny na obrázku 63.



Obrázek 63 První vlastní tvar skříně převodovky odpovídající frekvenci $f_1=176,48$ Hz

7 DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

Posledním cílem práce je provedení deformačně-napěťových analýz vybraných konstrukčních uzlů. Na základě konstrukčního návrhu testovacího stavu je nutné ověřit provozní stavy pomocí MKP simulace. V rámci prezentace výsledků jsou detailněji popsány konstrukční uzly aretačního čepu příruby, zatěžovací páky pro vnášení zátěžného momentu a šroubové spojení příruby s unašečem spojky. Všechny analýzy byly provedeny v MKP softwaru ANSYS Workbench, pracující na principu metody konečných prvků.

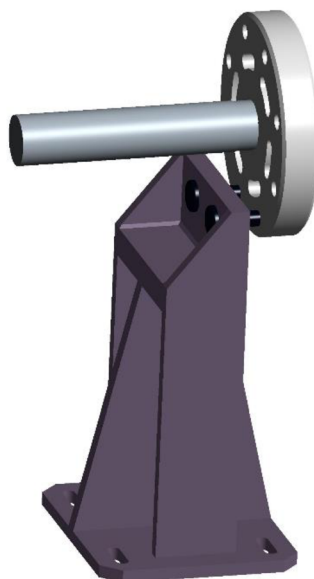
7.1 DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA ARETAČNÍCH ČEPŮ

Princip vnášení zátěžného momentu do uzavřené smyčky byl popsán již v kapitole konstrukčního návrhu testovacího stavu, konkrétně v podkapitole 5.10. Nyní je však cílem ověřit, zda jsou čepy schopny zamezit pootočení aretační příruby při zanesení maximálního zátěžného momentu. Konstrukční výpočet byl proveden pro variantu s jedním čepem, avšak tato varianta nevyhovovala z hlediska rozložení napětí, a proto byla provedena konstrukční úprava pro variantu se dvěma čepy, která je detailně popsána.

7.1.1 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

PŘÍPRAVA MODELU GEOMETRIE

Pro výpočet deformačně-napěťové analýzy aretačního čepu byl zvolen zjednodušený model, který vychází z konstrukčního návrhu testovacího stavu. Na získané výsledky však zjednodušení modelu nemá podstatný vliv. Model se skládá z aretační nohy, aretační příruby, dvou čepů a části hnací hřídele pastorku převodovky s drážkováním. Model geometrie byl opět vytvořen v softwaru Creo parametric, kde byly odstraněny veškeré zaoblení a zkosení, které se nepřímo podílí na získaných výsledcích a zároveň komplikují tvorbu sítě. Následně byl model geometrie exportován do neutrálního formátu STEP a naimportován do výpočetního softwaru ANSYS.



Obrázek 64 Zjednodušený model geometrie aretačního zařízení

MODEL MATERIÁLU

Veškeré komponenty aretačního zařízení jsou vyrobeny z konstrukční oceli. Pro výpočet tak byl použit lineárně pružný model materiálu s parametry uvedenými v tabulce 23. Vzhledem k typu řešené úlohy je pro potřeby vyhodnocení zvolený model materiálu dostačující.

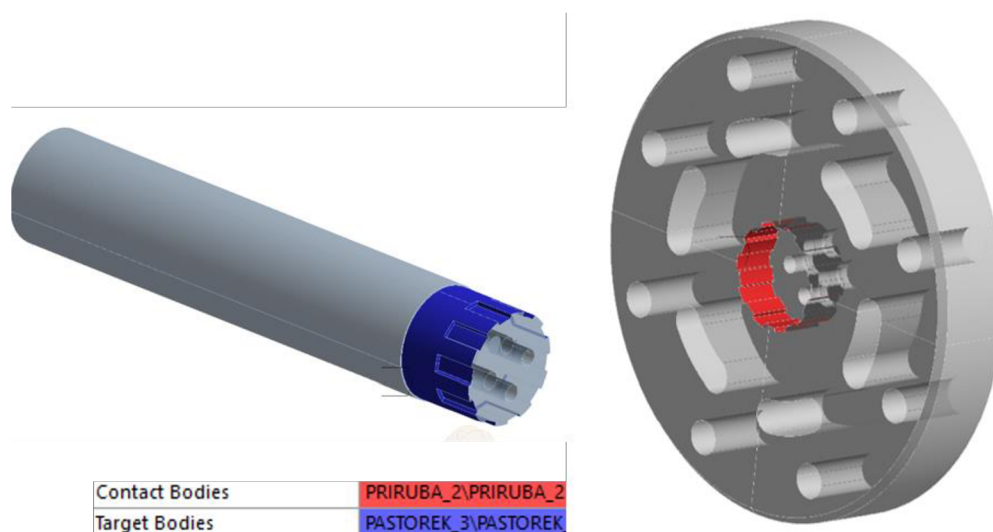
Tabulka 23 Model materiálu pro aretační čep

Youngův modul pružnosti [MPa]	210 000
Poissonovo číslo [-]	0,3
Hustota [kg/m ³]	7850

DEFINICE KONTAKTNÍCH DVOJIC

Kontaktní dvojice typu BONDED:

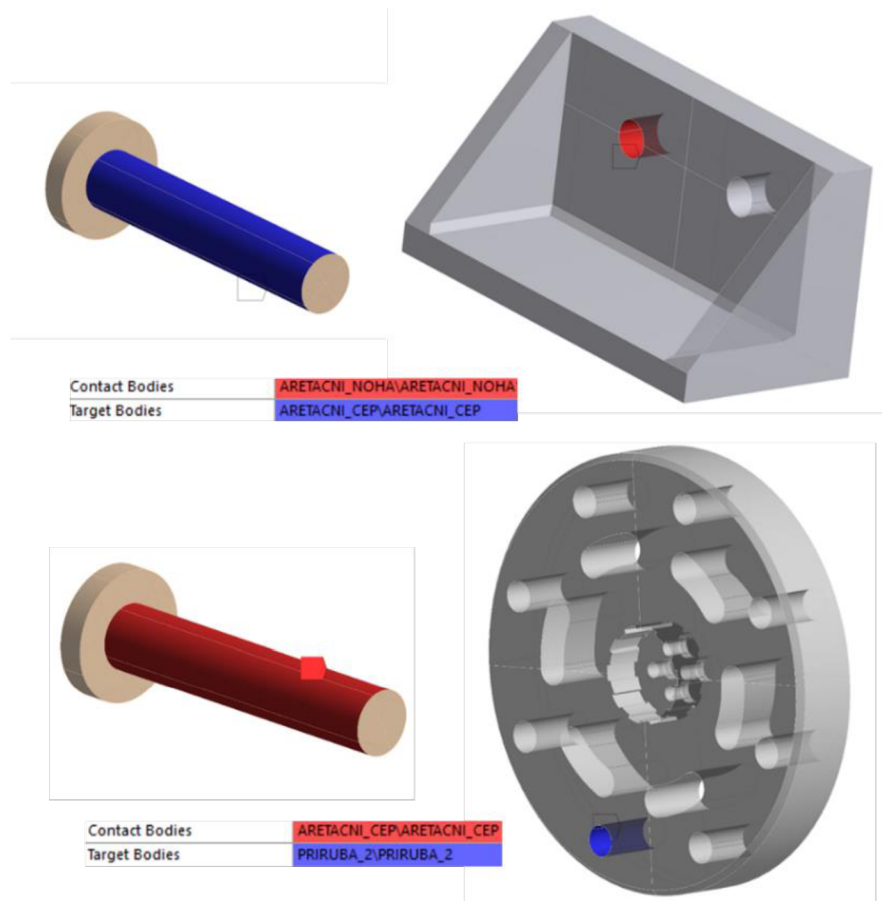
Pomocí kontaktu typu Bonded byl modelován drážkovaný spoj hřídele vůči aretační přírubě. Kontakt je složen z dvojice kontaktních ploch. Ty se v prostředí ANSYS označují jako „contact“ a „target“. Jako „target“ zde byl vybrán tvarový spoj hřídele.



Obrázek 65 Kontaktní dvojice typu BONDED

Kontaktní dvojice typu FRICTIONAL:

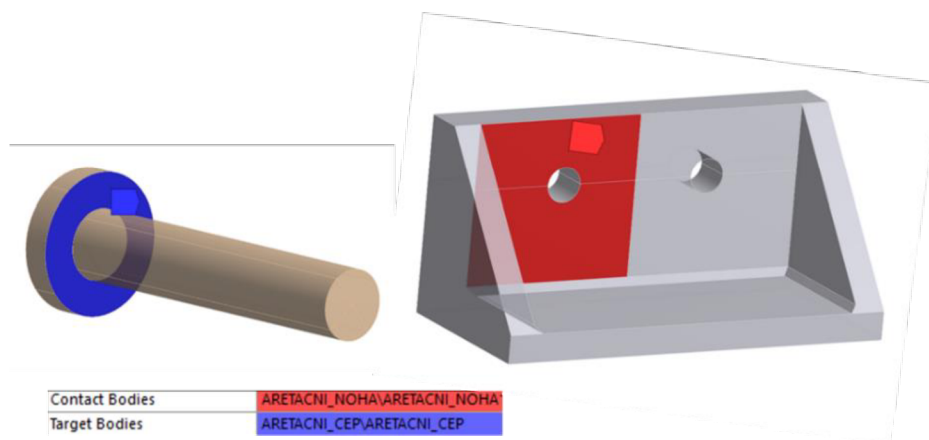
Pomocí kontaktu typu Frictional byl modelován styk těles, u kterých bude docházet k vzájemnému pohybu s uvažováním tření. Jedná se o kontakt mezi aretačním čepem a dříkem v aretační noze a aretačním čepem a dříkem v aretační přírubě. Hodnota součinitele tření pro kontaktní dvojice ocel-ocel byla definována $f=0,2$. Jedná se o běžně využívanou hodnotu. Nastavení kontaktů je patrné z obrázku 66.



Obrázek 66 Nastavení kontaktní dvojice *FRictionAL* s koeficientem $f=0,2$

Kontaktní dvojice typu NO SEPARATION:

Poslední dvojicí kontaktu pro výpočet aretačního zařízení je kontakt typu No separation. Tento typ kontaktu zamezí možnosti čepu vysmeknout se z aretační příruby a napomáhá tak konvergenci výpočtu. Kontakt zároveň umožňuje pootočení čepu jak v dířku aretační nohy, tak v oblasti aretační příruby, ke kterému v reálné situaci dochází. Nastavení kontaktu je patrné z obrázku 67.

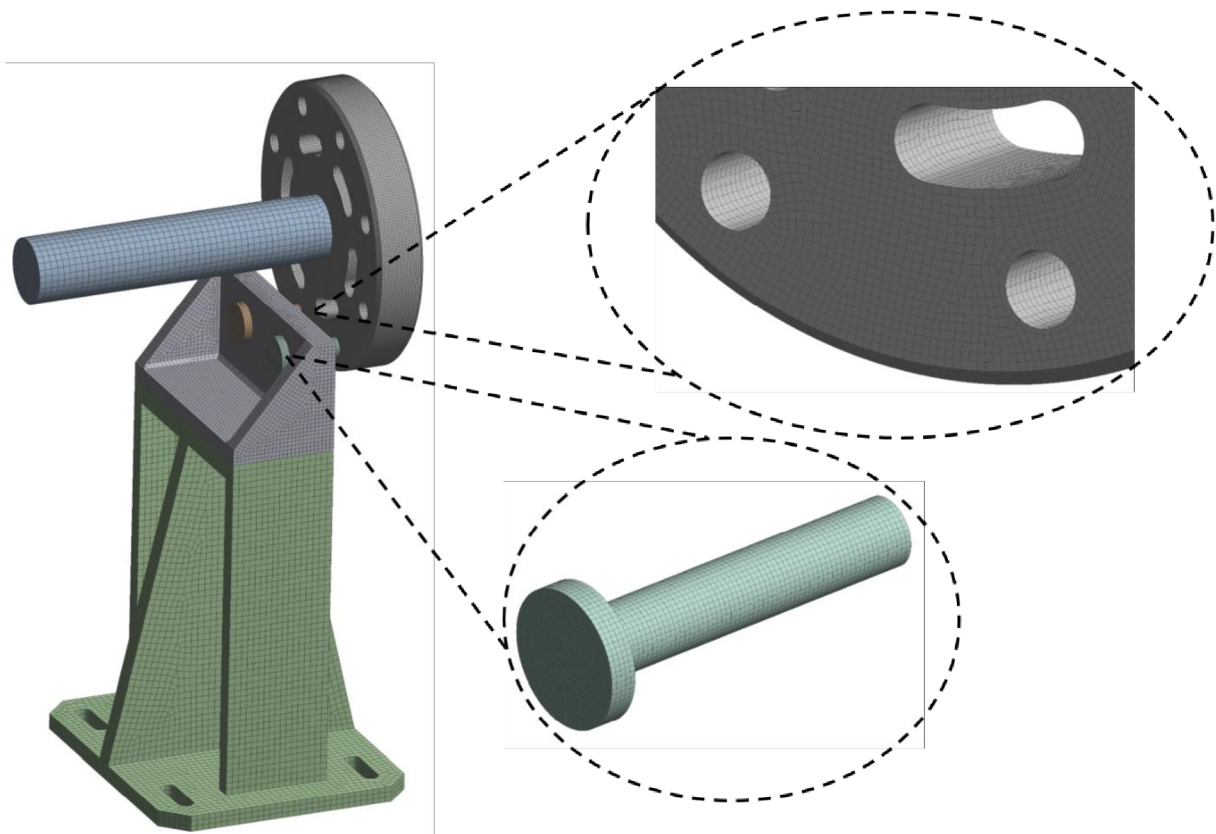


Obrázek 67 Kontaktní dvojice typu *NO SEPARATION*

DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

Pro vytvoření konečno-prvkové sítě byly využity prvky typu SOLID 186 a SOLID 187. V obou případech se jedná o kvadratické prvky se třemi stupni volnosti v každém uzlu. Mezi stupně volnosti těchto prvků patří uzlové posuvy ve třech vzájemně kolmých směrech u_x , u_y , u_z a natočení kolem příslušných os. Na vytvoření sítě byla využita funkce HEX DOMINANT. Velikost prvků byla individuálně nastavena pomocí příkazu „*body sizing*“ na jednotlivé komponenty aretačního zařízení. S volbou velikosti prvku bylo také nutno počítat s hardwarovými parametry výpočetního zařízení a studentské licence softwaru ANSYS dostupné na fakultě. V případě aretačních čepů byly použity prvky o velikosti 2 mm, k vytvoření sítě příruby pak byly využity prvky o velikosti 3 mm. Síť byla také zjemněna pomocí funkce „*face sizing*“ v oblasti čelní dosedací plochy čepu aretační nohy. Na zbylé komponenty pak byly použity prvky o velikosti 5 a 8 mm.

Vytvořená konečno-prvková síť je zobrazena na obrázku 68 a dohromady je tvořena 359 628 prvky a 1 332 398 uzly.

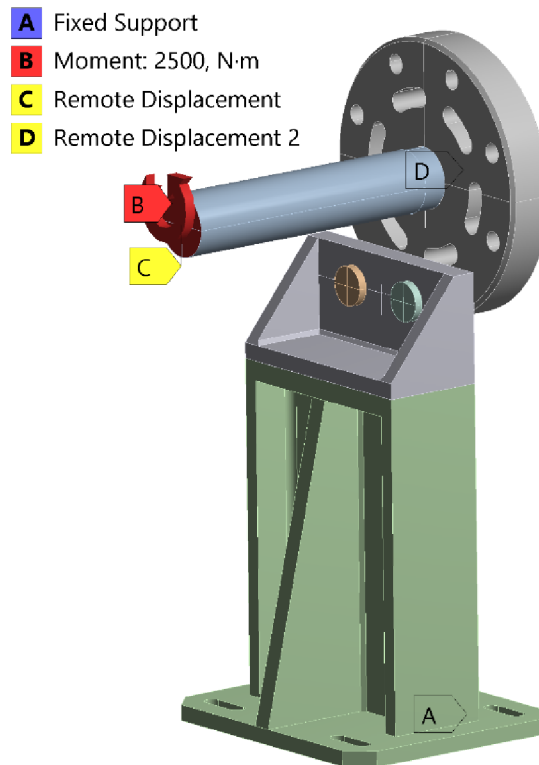


Obrázek 68 Konečno-prvková síť aretačního zařízení

MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Nezbytnou součástí nastavení výpočtového modelu je simulace reálného zatížení na model a definice příčinných okrajových podmínek. Výpočtový model se zvolenými okrajovými podmínkami a nasimulovaným zatížením je zobrazen na obrázku 69. Nejprve byla využita okrajová podmínka typu „*fixed support*“ simulující pevné spojení nohy se základní deskou. Následně byla bodově umístěna do osy hřídele okrajová podmínka typu „*remote displacement*“, pomocí níž se dají povolit či zamezit potřebné posuvy či rotace. V našem

případě došlo k zamezení posuvů ve všech směrech a následně byla povolena pouze rotace kolem osy hřídele. Třetí okrajovou podmínku tvoří opět vazba typu „*remote displacement*“, v tomto případě však umístěná na čelní plochu aretační příruby. Jako v předchozím případě zde bylo zamezeno posuvům ve všech směrech a povolena zůstala pouze rotace kolem osy hřídele. Finálním krokem je pak umístění maximální hodnoty zátěžného momentu na čelní plochu hnacího hřídele o velikosti 2500 N·m.

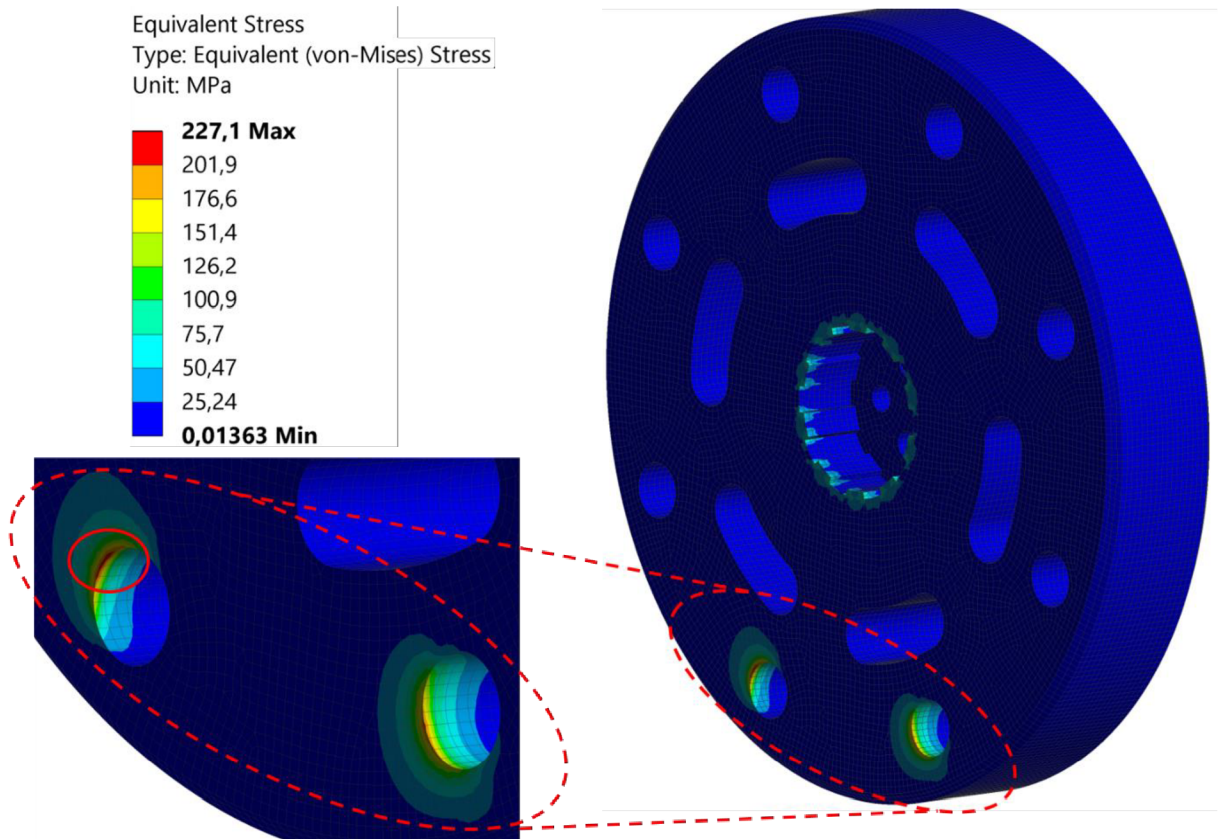


Obrázek 69 Model okrajových podmínek a zatižení

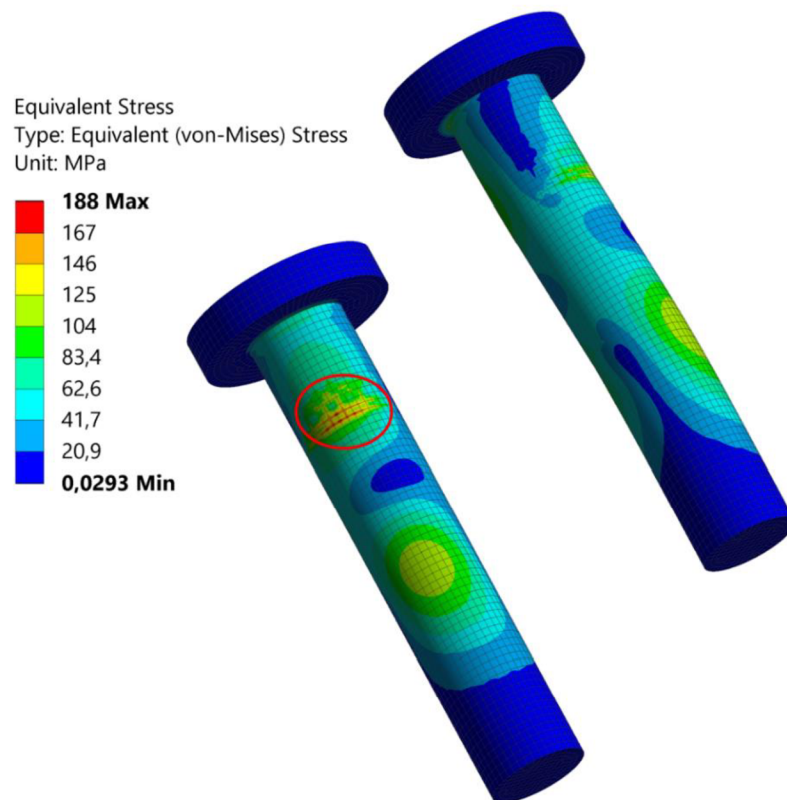
7.1.2 PREZENTACE A ANALÝZA ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Cílem první deformačně-napěťové analýzy bylo ověření, zda jsou aretační čepy schopné aretace příruby při vnesení maximálního zátěžného momentu. K vyhodnocení výsledků analýzy bylo využito redukované napětí podle hypotézy von-Mises. Bylo ověřeno, že se výsledky nachází v oblasti pružných deformací. Rozložení napětí na otvorech příruby pro aretační čepy je zobrazeno na obrázku 70.

Rozložení redukovaného napětí odpovídá předpokládanému rozložení. K maximálnímu namáhání na přírubě dochází v místě uložení čepu v přírubě, tedy v místě, kde dochází k přenosu zatižení na aretační čep. Stejně maximální napětí na čepu se tak nachází v obdobném místě. Rozložení redukovaného napětí na čepu je patrné z obrázku 71.



Obrázek 70 Rozložení redukovaného napětí na aretační přírubě



Obrázek 71 Rozložení redukovaného napětí na aretačních čepch

V kritickém místě příruby vychází nejvyšší hodnota redukovaného napětí $\sigma_{red} = 227$ MPa. Je nutné podotknout, že maximální hodnota vychází na ostré hraně, kde dochází k nejvyšší koncentraci napětí. Aretační příruba bude vyrobena z oceli třídy ČSN EN 12060.1 s mezí kluzu $R_{e,min} = 375$ MPa [58]. Potom lze určit koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti k_k ze vztahu (27) [43]:

$$k_k = \frac{R_{e,min}}{\sigma_{red}}, \quad (27)$$

$$k_k = \frac{375}{227} = 1,65 > 1.$$

V případě, že se pro aretační čepy použije stejný materiál jako pro aretační přírubu s mezí kluzu $R_{e,min} = 375$ MPa [58], bezpečnostní koeficient vychází:

$$k_k = \frac{375}{188} = 1,99 > 1.$$

Z výsledků deformačně-napětové analýzy aretačních čepů vyplývá, že navržené řešení je vyhovující, jelikož oba bezpečnostní koeficienty vychází větší než 1.

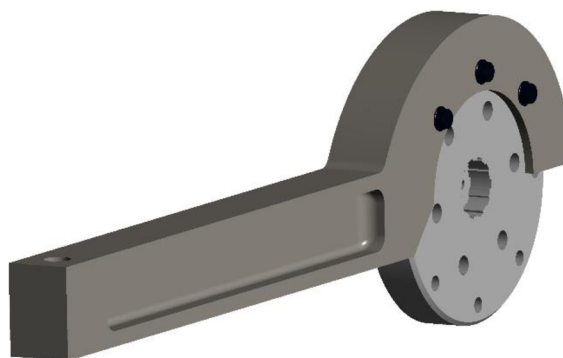
7.2 DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA ZATĚŽOVACÍ PÁKY

Obdobně jak tomu bylo v předchozí úloze, je nutné ověřit formou deformačně-napětové analýzy zbývající část mechanismu vnášení zátěžného moment. Druhá analýza se konkrétně zaměřuje především na pevnostní ověření šroubů zátěžné páky, kterými je páka připevněna k zatěžovací přírubě.

7.2.1 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

PŘÍPRAVA MODELU GEOMETRIE

Prvním krokem bylo provést zjednodušení modelu geometrie. Model byl upraven v softwaru Creo parametric, v němž byly odstraněny zaoblení a zkosení, které nemají vliv na získané výsledky. Model se skládá ze zatěžovací příruby, zátěžné páky a třech šroubů ustavující páku v poloze na zatěžovací přírubě. Následně byl model exportován do neutrálního formátu STEP a naimportován do výpočetního softwaru ANSYS.



Obrázek 72 Zjednodušený model geometrie zátěžné páky

MODEL MATERIÁLU

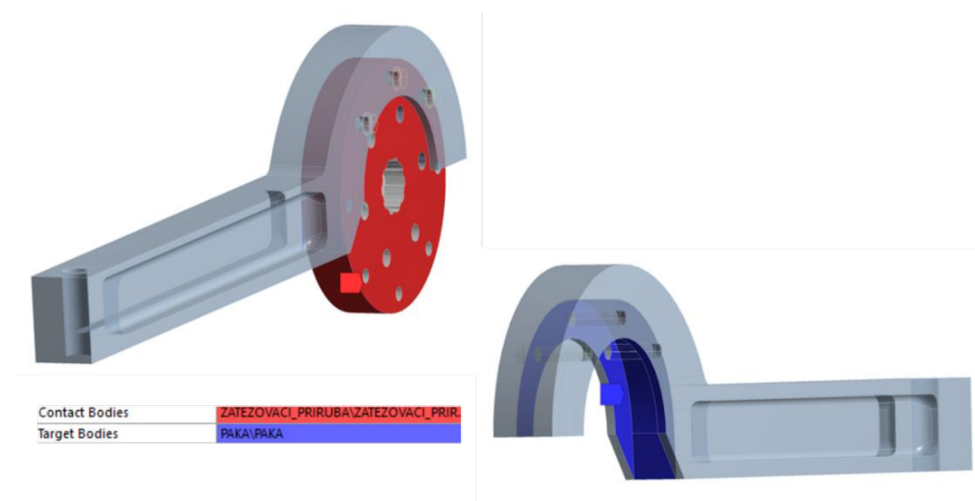
Všechny komponenty výpočetního modelu jsou vyrobeny z konstrukční oceli. Proto zde byl nastaven izotropní homogenní lineární pružný model materiálu se shodnými parametry uvedené v tabulce 23 z předchozí výpočetní úlohy.

DEFINICE KONTAKTNÍCH DVOJIC

Po importu modelu geometrie do softwaru ANSYS bylo nutné z hlediska správného nastavení kontaktů v prostředí Spaceclaim na povrch těla šroubu promítnout pomocí funkce „*imprint*“ hraniční úseky odpovídající čelním plochám zatěžovací příruby. Díky tomu jsme schopni rozdělit tělo šroubu na tři pomyslné plochy, na které pak aplikujeme patřičné kontakty. Tento krok bylo nezbytné provést, jelikož jsou vyhotoveny závity pouze na bočnicích zatěžovací páky, nikoliv v otvorech příruby.

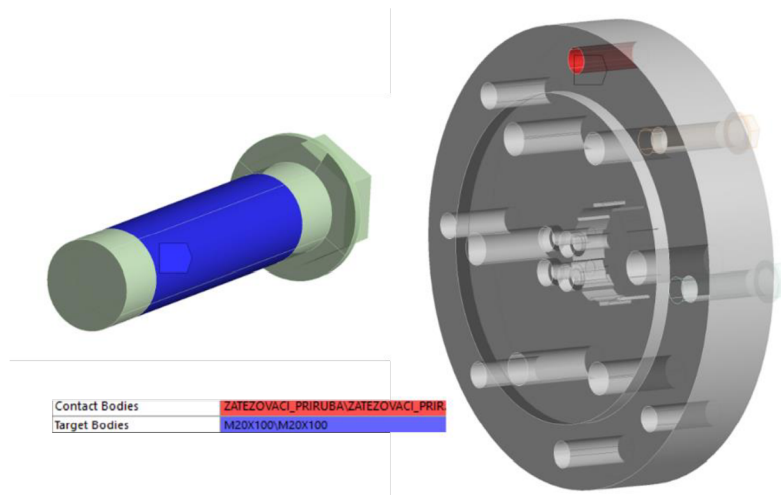
Kontaktní dvojice typu FRICTIONLESS:

Pomocí kontaktní dvojice typu Frictionless byl modelován styk zátěžné páky se zatěžovací přírubou. Jelikož je páka k přírubě připevněna pomocí šroubových spojů, nebude zde docházet k vzájemnému pohybu obou těles.



Obrázek 73 Nastavení kontaktní dvojice FRICTIONLESS

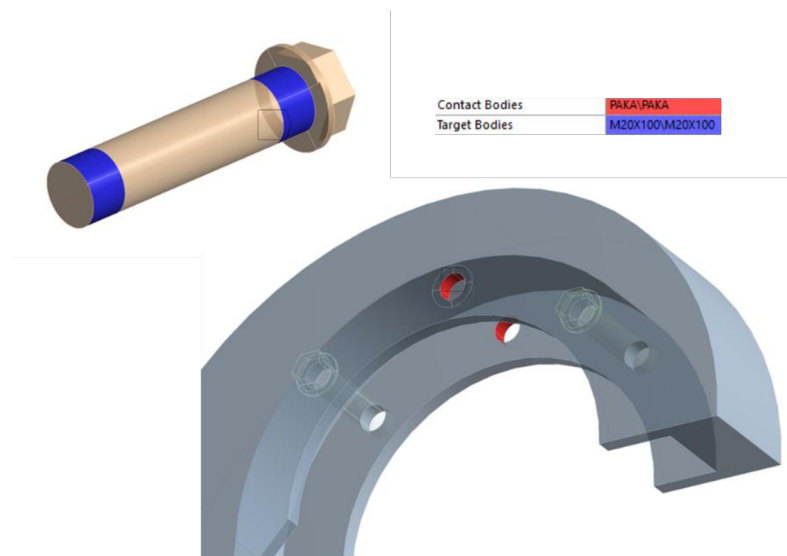
Další kontaktní dvojice typu Frictionless byla nastavena mezi vnitřními plochami otvorů v přírubě a spojovacími šrouby. Tato situace již byla popsána v úvodním odstavci nastavení kontaktů. V otvorech příruby nejsou vyhotoveny závity, a proto zde nelze volit kontaktní dvojici typu Bonded. Tento typ kontaktu je volen spíše jako pomocný kontakt, jehož cílem je zabránit kolidování povrchů, pokud by se v průběhu výpočtu dostaly do kontaktu. Nastavení kontaktu je patrné z obrázku 74.



Obrázek 74 Kontaktní dvojice typu *FRCTIONLESS*

Kontaktní dvojice typu BONDED:

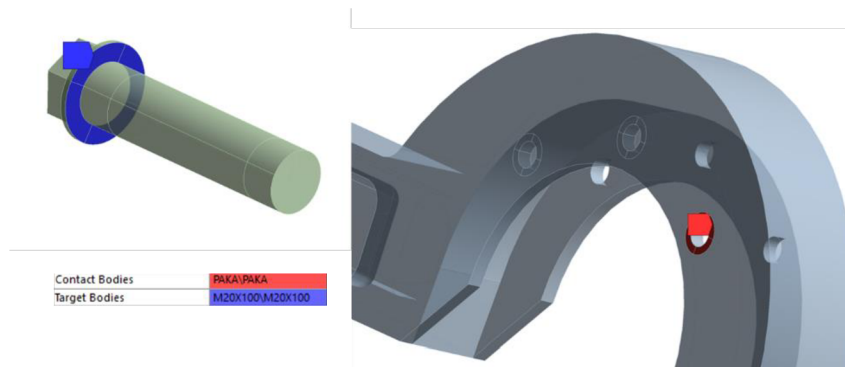
Pomocí kontaktní dvojice typu Bonded bylo modelováno šroubové spojení mezi zátěžnou pákou a šrouby, kterými je páka k přírubě připevněna. Nastavení kontaktní dvojice typu Bonded je zobrazeno na obrázku 75.



Obrázek 75 Nastavení kontaktní dvojice typu *BONDED*

Kontaktní dvojice typu NO SEPARATION:

Kontaktní dvojice typu No separation byla již popsána v předchozí výpočetní úloze. Jelikož zde šrouby pro připevnění příruby plní funkci čepů, závit zde slouží pouze k axiálnímu zajištění těchto pomyslných čepů, které se však mohou pootočit. Kontaktní dvojice No separation tak zlepšuje konvergenci výpočtu a zamezuje pohybu šroubů v axiálním směru.

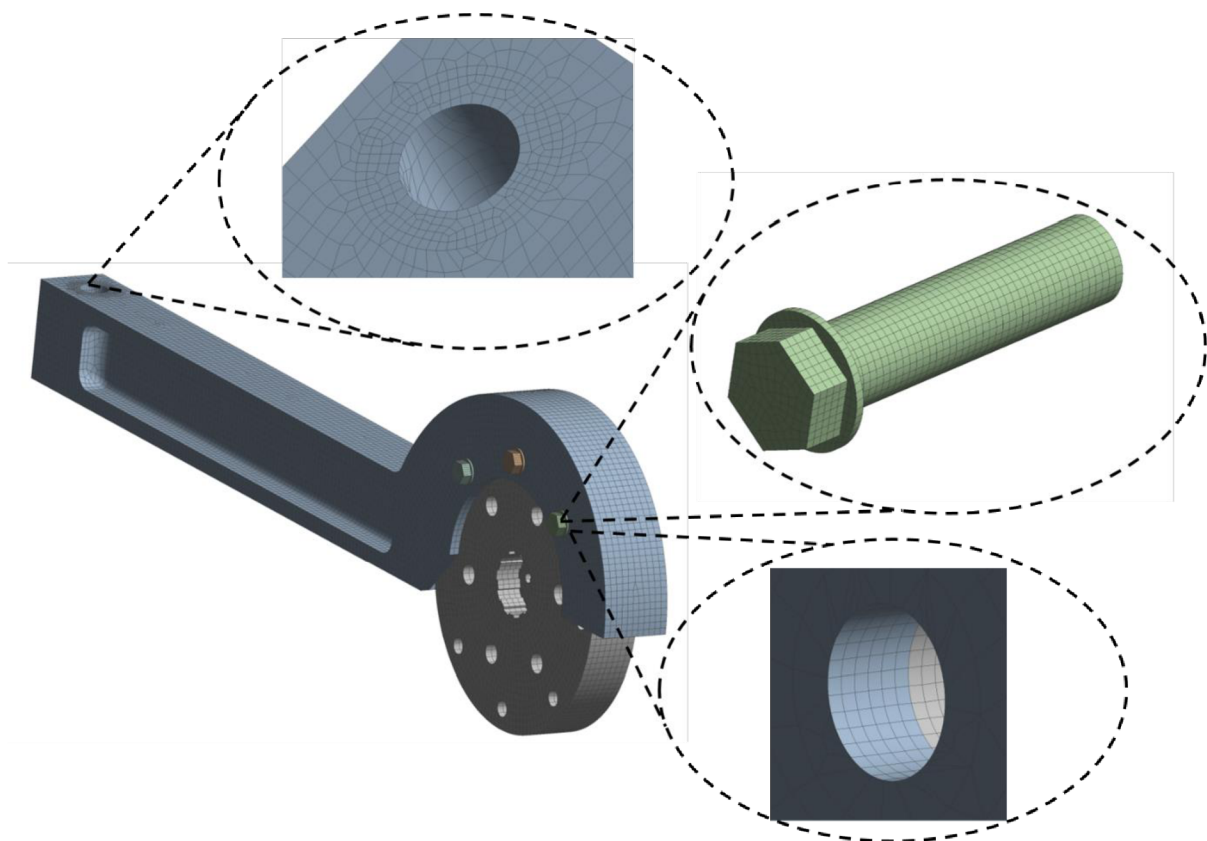


Obrázek 76 Nastavení kontaktní dvojice typu NO SEPARATION

DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

Pro vytvoření konečno-prvkové sítě byly opět využity kvadratické prvky typu SOLID 186 a SOLID 187. Na vytvoření sítě byla využita metoda HEX DOMINANT. Na komponenty, u kterých nebylo předpokládáno vysoké napětí vlivem zatížení, byly použity prvky o velikosti 8 mm. Příkazem „body sizing“ byla nastavena velikost prvku 2 mm na všechny tři spojovací šrouby. Dále pomocí příkazu „face sizing“ byla zjemněna síť v oblasti otvorů pro šrouby u zátěžné páky a zatěžovací příruby. Stejným příkazem pak byla nastavena i jemnější hustota sítě v oblasti aplikace okrajové podmínky maximální zátěžné síly.

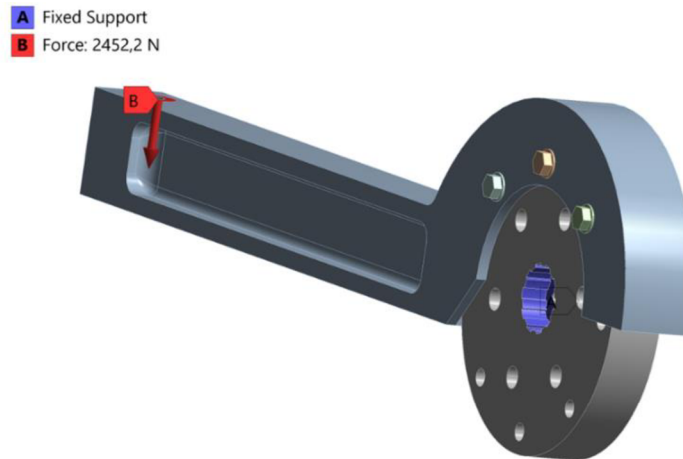
Výsledná konečno-prvková síť je zobrazena na obrázku 77 a celkově je tvořena 98 732 prvky a 352 875 uzly.



Obrázek 77 Konečno-prvková síť zatěžovacího zařízení

MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

V případě druhé výpočetní úlohy je simulace zatížení a nastavení okrajových podmínek patrná z obrázku 78.. Vystačíme si zde pouze s jednou okrajovou podmínkou typu „fixed support“ v oblasti náboje zatěžovací příruby. Tím docílíme zamezení všech posuvů a rotací. Následně již byla pouze aplikována síla, kterou bude vyvozen maximální zátěžný moment.



Obrázek 78 Model okrajových podmínek a zatížení

7.2.2 PREZENTACE A ANALÝZA ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Cílem druhé výpočetní analýzy bylo ověření, zda jsou šroubové spoje, kterými je páka připevněna k zatěžovací přírubě, schopny odolávat i maximální hodnotě zátěžného momentu. Obdobně jako u první analýzy k vyhodnocení výsledků analýzy bylo využito redukované napětí podle hypotézy von-Mises. Rozložení redukovaného napětí v otvorech pro šroubové spoje na zátěžné páce je zobrazeno na obrázku 79.

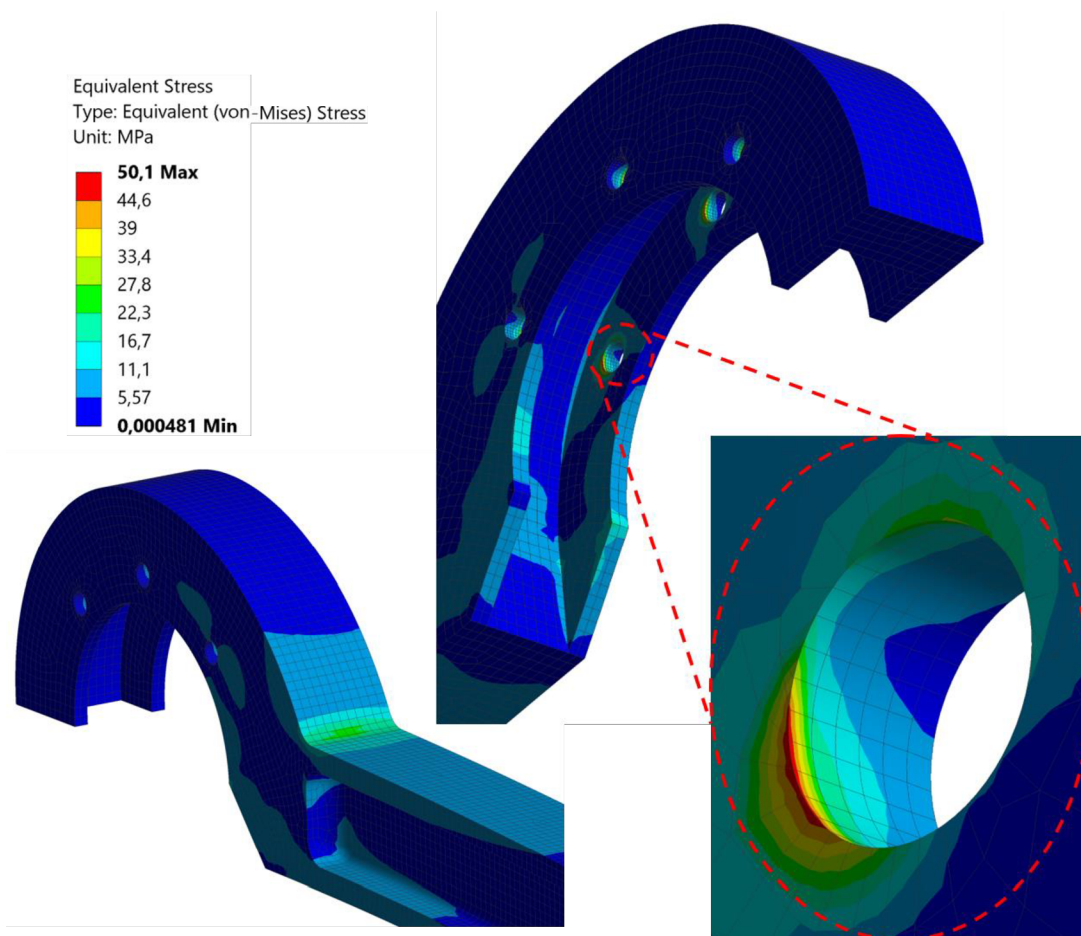
Rozložení napětí odpovídá předpokládanému rozložení. Maximální hodnota napětí byla získána na vnitřní hraně otvoru pro šroub a nabývá hodnoty $\sigma_{red}=50,1$ MPa. Tato hodnota napětí však vychází na ostré hraně, v reálném případě tak bude hodnota napětí ještě nižší. Zátěžná páka je vyrobena jako odlitek z litiny s lupinkovým grafitem EN-GJL-300 se smluvní mezí kluzu $R_{p0,2}=195$ MPa. [59] Potom lze určit koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti k_k ze vztahu (27):

$$k_k = \frac{195}{50,1} = 3,89 > 1.$$

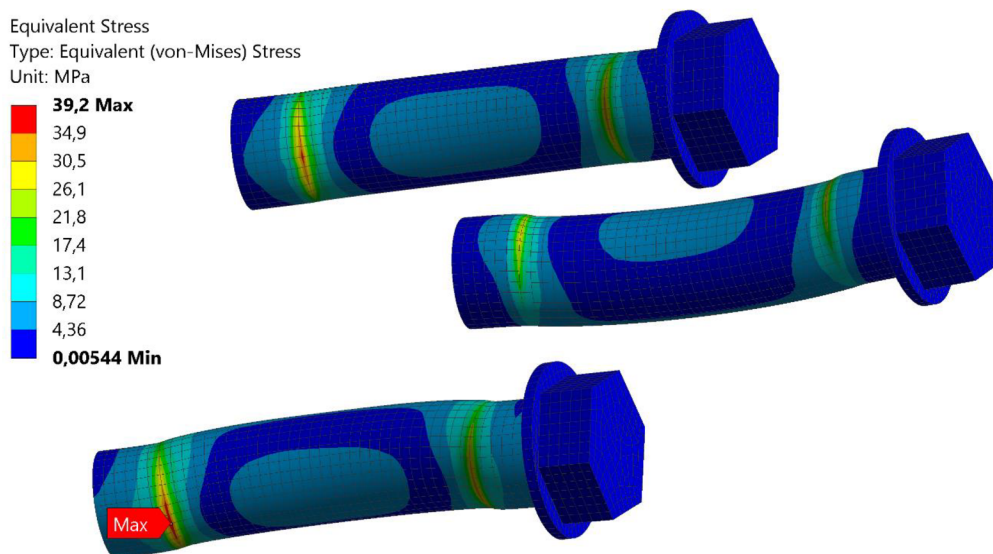
Rozložení redukovaného napětí na šroubových spojích je zobrazeno na obrázku 80 a odpovídá rozložení napětí na zátěžné páce. Maximální hodnota napětí na šroubu se nachází v odpovídající oblasti maximální hodnoty napětí zátěžné páky. Maximální hodnota napětí nabývá hodnoty $\sigma_{red}=39,2$ MPa. Hodnota napětí je poměrně nízká, proto lze volit šrouby pevnostní třídy 4.6, s dolní mezí kluzu $Re_L=240$ MPa [60]. Hodnota součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti pak vychází:

$$k_k = \frac{240}{39,2} = 6,12 > 1.$$

Získané výsledky deformačně-napěťové analýzy jsou pozitivní. Navržené řešení se zdá předimenzované vzhledem k vysokým hodnotám koeficientů bezpečnosti. V obou případech se však jedná o zařízení s nízkými výrobními náklady.



Obrázek 79 Rozložení redukovaného napětí na zátěžné páce



Obrázek 80 Rozložení redukovaného napětí na šroubových spojích

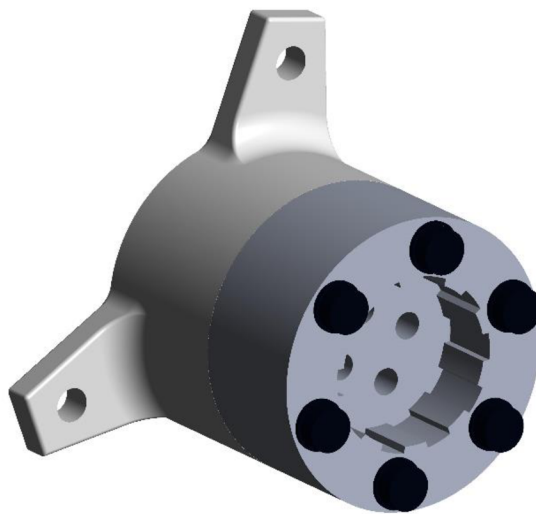
7.3 DEFORMAČNĚ-NAPĚŤOVÁ ANALÝZA ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ TESTOVANÝCH SPOJEK

Přenos krouticího momentu na testované spojky je realizován šroubovým spojením. Unašeče spojek jsou k přírubám obstarávající přenos točivého momentu a realizaci axiální výchylky připevněny pomocí šesti šroubů M12. Nejlepší variantou by bylo použití tvarového spoje, pomocí kterého by byl realizován přenos točivého momentu na testované spojky, šroubové spoje by pak zajišťovaly pouze přenos axiální síly pro simulaci výchylky. Po provedení rešerše daného problému však bylo zjištěno, že zde není možná realizace tvarového spoje kvůli výduti v unašечи spojky. Pro spojení příruby s unašečem spojky tak bylo navrženo šroubové spojení, které je nutné výpočetně ověřit.

7.3.1 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

PŘÍPRAVA MODELU GEOMETRIE

Stejně jako u výše provedených deformačně-napěťových analýz byla prvním krokem úprava modelu geometrie v softwaru Creo parametric. Zde byly opět odstraněny zkosení a zaoblení za účelem zjednodušení tvorby konečno-prvkové sítě. Model geometrie vyplývá z konstrukčního návrhu. Postup exportu geometrie a následného importu byl proveden naprosto totožným způsobem, popsáným v již provedených analýzách.



Obrázek 81 Model geometrie unašeče spojky s přírubou

MODEL MATERIÁLU

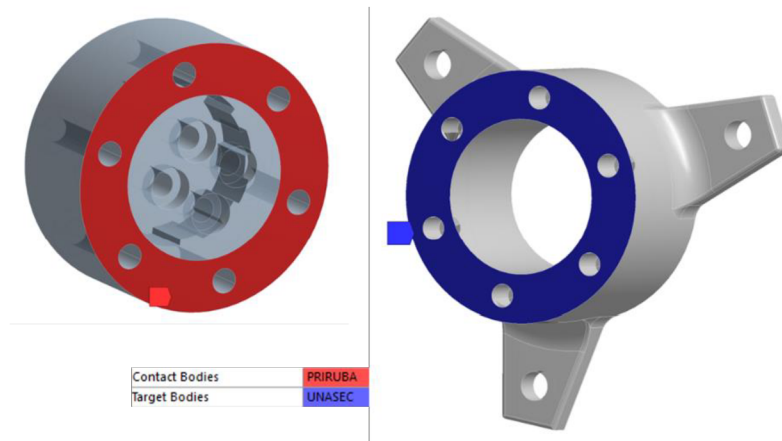
I v poslední deformačně-napěťové analýze jsou všechny komponenty vyrobeny z konstrukční oceli, a proto byl nastaven totožný izotropní homogenní lineární pružný model materiálu se shodnými parametry uvedenými v tabulce 23.

DEFINICE KONTAKTNÍCH DVOJIC

Obdobným způsobem z předposlední výpočetní analýzy byla promítnuta čelní plocha unašeče spojky pomocí příkazu „imprint“ ve Spaceclaim modeláři. Tím bylo dosaženo rozdělení těl šroubů na dvě pomyslné plochy. Na každou z ploch byl nastaven odlišný typ kontaktu.

Kontaktní dvojice typu FRICTIONAL:

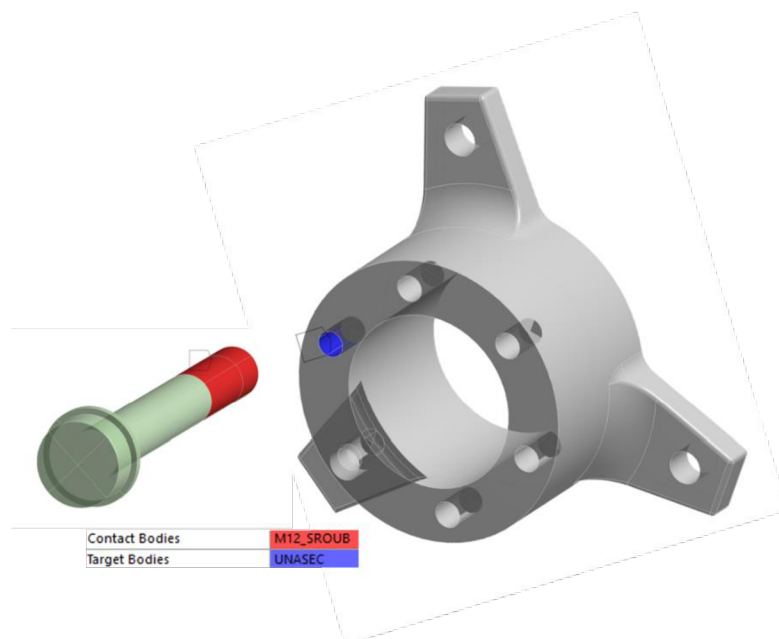
Pomocí kontaktní dvojice typu Frictional byl modelován styk čelních ploch unašeče spojky a příruby, kterou je přiváděn točivý moment. I přes šroubové spojení tu může docházet vlivem zátěžného momentu ke smýkání čelních ploch. Koeficient tření byl definován dle styku materiálů ocel–ocel na hodnotu $f=0,2$. Jedná se o běžně používanou hodnotu.



Obrázek 82 Kontaktní dvojice typu FRICTIONAL s koeficientem tření $f=0,2$

Kontaktní dvojice typu BONDED:

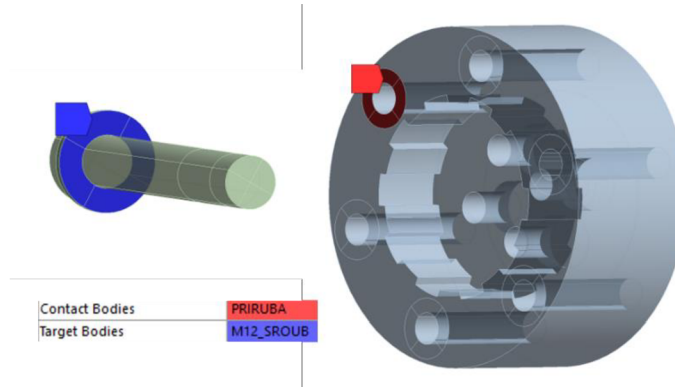
Následným krokem je definice kontaktní dvojice typu Bonded. Závity pro šrouby jsou vyhotoveny pouze v těle unašeče. Z obrázku 83 je patrné nastavení této kontaktní dvojice. Lze taky vidět rozdělení povrchových ploch šroubu pomocí příkazu „imprint“. Obdobným způsobem byla nastavena kontaktní dvojice typu Bonded i na ostatní šrouby.



Obrázek 83 Kontaktní dvojice typu BONDED

Kontaktní dvojice typu NO SEPARATION

Kontaktní dvojice typu No separation byla již popsána v obou předchozích analýzách. V případě poslední analýzy zde kontaktní dvojice neumožňuje vzdálení kontaktních ploch, přičemž tyto plochy budou v kontaktu v důsledku předpětí šroubů. Nastavení je patrné z obrázku 84.

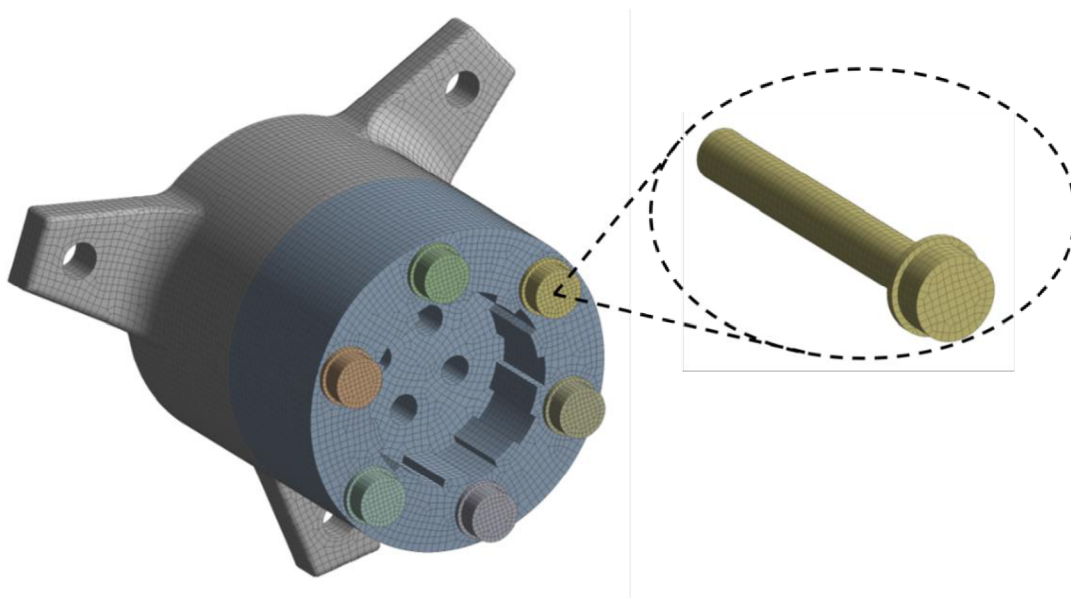


Obrázek 84 Kontaktní dvojice typu NO SEPARATION

DISKRETIZACE MODELU GEOMETRIE

Postup vytvoření konečno-prvkové sítě v případě analýzy šroubového spojení je obdobou předchozích analýz. Síť je tvořena prvky typu SOLID 186 a SOLID 187, pro vytvoření sítě byla využita metoda HEX DOMINANT. Pomocí příkazu „body sizing“ byla nastavena velikost prvku na unašeci spojky a přírubě na 3 mm. V případě šroubů byla pomocí stejného příkazu vytvořena síť o velikosti prvku 2 mm. V místě dosedacích ploch podložek šroubů byla pomocí příkazu „face sizing“ zjemněna síť na velikost prvku 2 mm.

Výsledná konečno-prvková síť je zobrazena na obrázku 85 a celkově je tvořena 112 731 prvky a 401 662 uzly

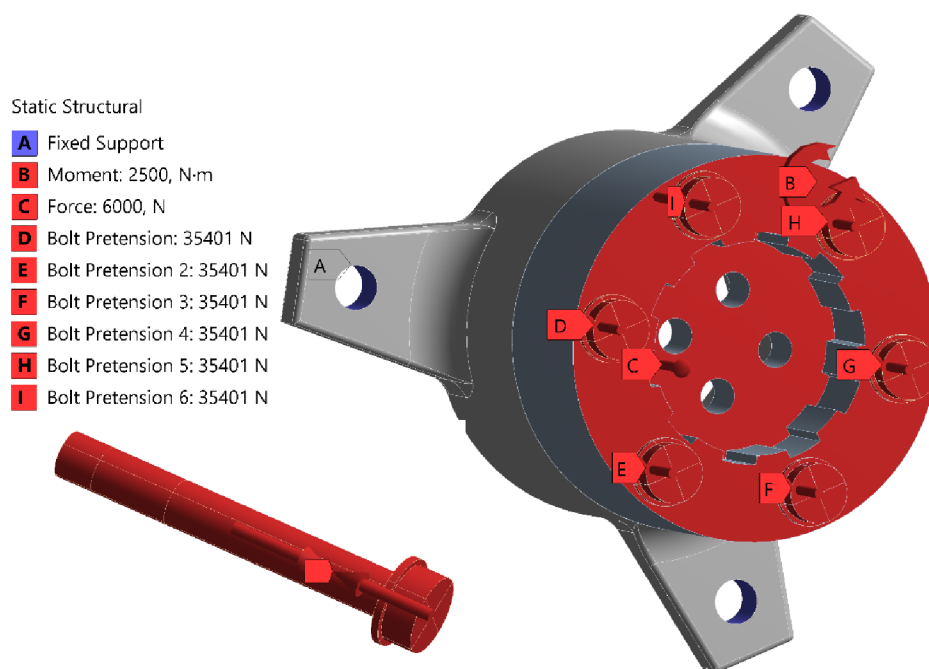


Obrázek 85 Konečno-prvková síť analýzy šroubového spojení

MODEL OKRAJOVÝCH PODMÍNEK A ZATÍŽENÍ

Poslední deformačně-napěťová analýza je z hlediska výpočetního času a simulace okrajových podmínek nejkomplicovanější. První okrajovou podmínkou analýzy je podmínka typu „fixed support“ na vnitřní plochy děr pro šrouby unašeče spojky. V poslední analýze již bylo nutné uvažovat zatížení typu „bolt pretension“ šroubových spojů. Jedná se o zatížení simulující předpětí ve šroubech vznikající dotažením šroubů na předepsaný moment. V tomto důsledku vzniká ve šroubech předpětí, které má podstatný vliv na výsledné rozložení napětí ve šroubech. Hodnota předpětí byla předepsána formou hodnoty osově síly. Konkrétně pro šroub typu M12 pevnostní třídy 8.8 je hodnota osově síly 35401 N [61]. Je důležité, aby bylo zatížení od předpětí aplikováno do místa šroubu, kde se již nenachází závit. To je také patrné z obrázku 86.

Následným krokem bylo vnesení simulovaného zatížení. Pomocí příruby je přenášen točivý moment na unašeč testované spojky. Na čelní plochu příruby tak byl aplikován zátěžný moment o velikosti 2500 N·m. Nakonec byla na vnitřní plochu příruby aplikována axiální síla v ose spojky, jejíž velikost odpovídá hodnotě zátěžné síly pro simulaci axiální výchylky. Model okrajových podmínek a zatížení je zobrazen na obrázku 86.



Obrázek 86 Model okrajových podmínek a zatížení

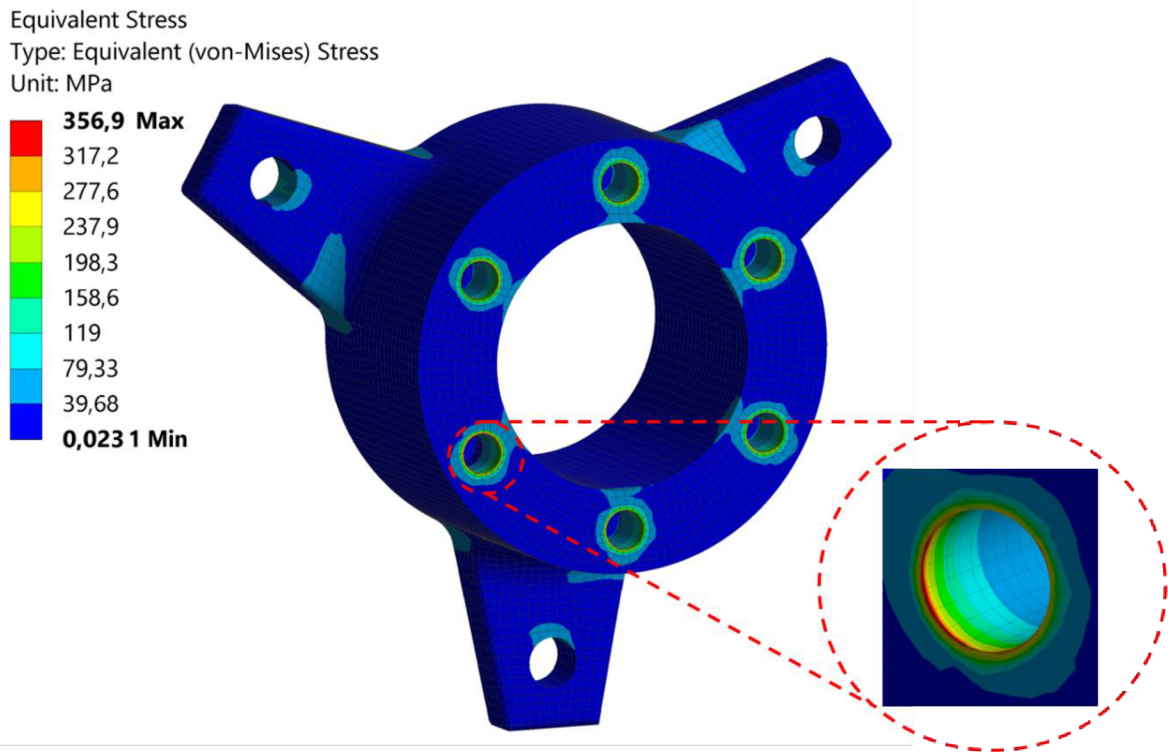
7.3.2 PREZENTACE A ANALÝZA ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Cílem třetí deformačně-napěťové analýzy bylo ověření, zda jsou šroubové spoje, kterými jsou testované spojky připevněny ke spojovacím hřídelím, schopny odolávat maximálním hodnotám zatížení. Stejně jako v předchozích případech bylo k vyhodnocení výsledků analýzy využito redukované napětí podle hypotézy von-Mises. Rozložení redukovaného napětí v otvorech pro šroubové spoje na unašeči spojky je zobrazeno na obrázku 87.

Maximální hodnota napětí byla získána na vnější hraně otvoru pro šroub a nabývá hodnoty $\sigma_{red}=356,9$ MPa. Hodnota napětí vychází na ostré hraně. V reálném případě tak bude hodnota

napětí nižší. Unašeč spojky je vyroben z běžně používané konstrukční oceli 42CrMo4 s mezí kluzu v daném rozměru $R_{e\min}=650\text{MPa}$ [62]. Potom lze určit koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti k_k ze vztahu (27):

$$k_k = \frac{650}{356,9} = 1,82 > 1.$$



Obrázek 87 Rozložení redukovaného napětí na unašeči a přírubě

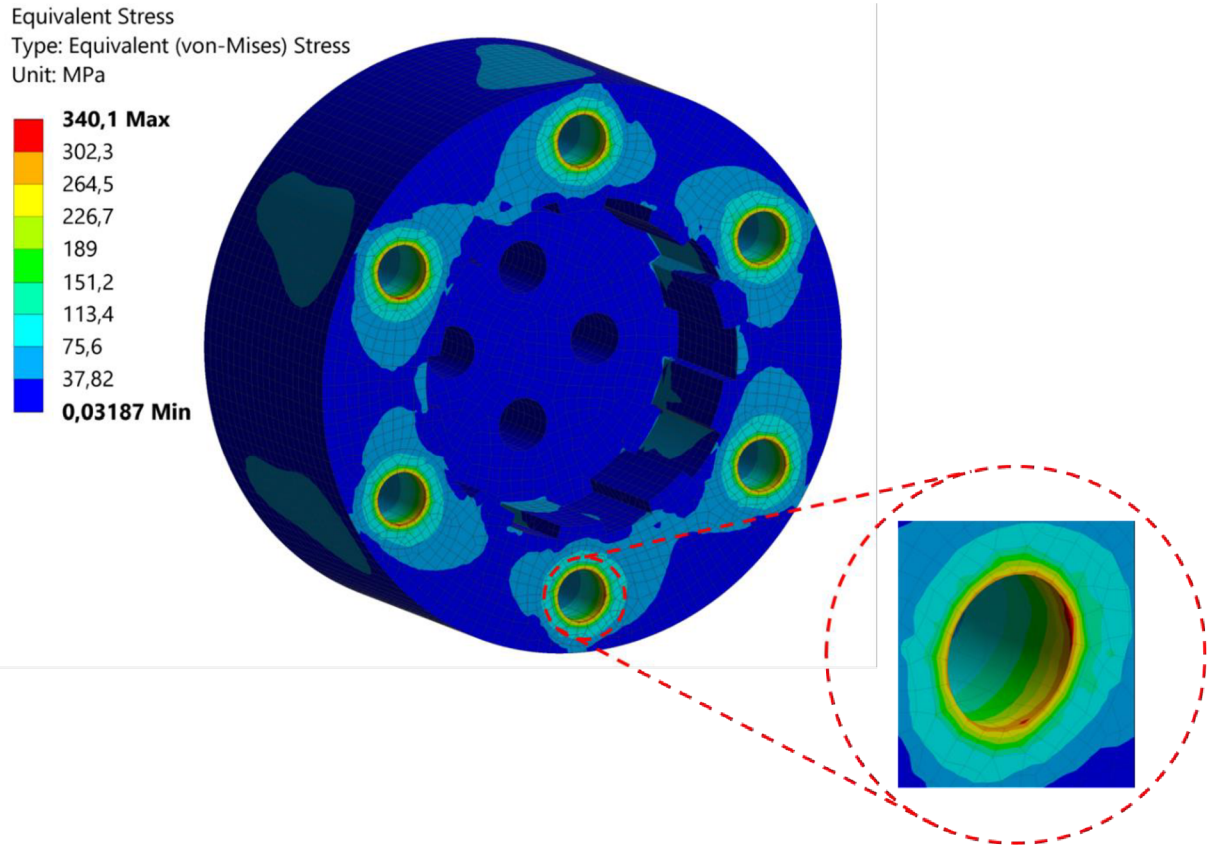
Rozložení napětí na přírubě je zobrazeno na obrázku 88. V případě příruby vyšla maximální hodnota napětí $\sigma_{red}=340,1\text{ MPa}$. Hodnota napětí vychází stejně jako v případě unašeče na ostré hraně. Příruha je taktéž vyrobena z konstrukční oceli 42CrMo4 s mezí kluzu $R_{e\min}=650\text{MPa}$ [62]. Potom lze určit koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti k_k ze vztahu (27):

$$k_k = \frac{650}{340,1} = 1,91 > 1.$$

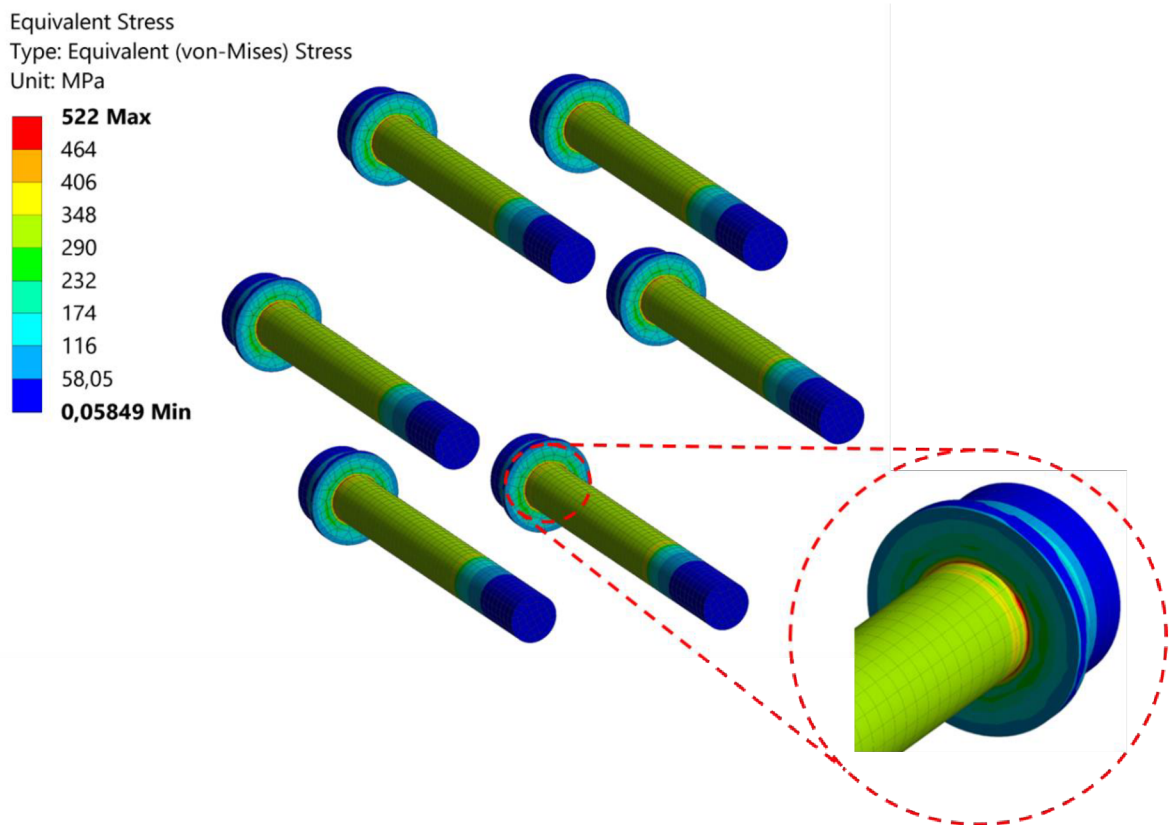
U šroubů vyšla maximální hodnota napětí $\sigma_{red}=522\text{ MPa}$. Hodnota napětí vychází stejně jako v případě unašeče a příruby na ostré hraně. V reálném případě bude hodnota napětí menší vzhledem k absenci přechodového rádiusu. Hodnota maximálního napětí je poměrně vysoká. Vezmeme-li v potaz, že zvolíme šroub pevnostní třídy 9.8 se smluvní mezí kluzu $R_{p0,2}=720\text{MPa}$, [60] koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti k_k vychází:

$$k_k = \frac{720}{522} = 1,38 > 1.$$

Z výsledků deformačně-napěťové analýzy šroubového spojení příruby s unašečem vyplývá, že navržené řešení vyhovuje. Všechny výsledné koeficienty bezpečnosti jsou vyšší než 1.



Obrázek 88 Rozložení redukovaného napětí na přírubě



Obrázek 89 Rozložení redukovaného napětí na šroubech M12

ZÁVĚR

Spojky kolejových vozidel jsou provozovány za extrémních podmínek, přičemž jsou zatěžovány vysokými hodnotami krouticího momentu. Cílem diplomové práce bylo tedy navrhnout univerzální testovací zařízení, které bude sloužit k dlouhodobým testům spojek určených pro kolejová vozidla. Naměřená data testovaných spojek pak mohou sloužit k odhalení nedostatků v oblasti vývoje či výroby, což ve finálním důsledku může mít dopad i na zvýšení efektivity železniční dopravy. Aby bylo možné zařízení navrhnout, bylo potřeba provést rešerši současného stavu řešené problematiky.

Na základě provedené rešeršní studie byla zpracována kapitola popisující možnosti připevnění spojek v hnacích ústrojích kolejových vozidel. Dále byl zpracován přehled v minulosti a současnosti se vyskytujících druhů spojek aplikovaných v elektrických železničních jednotkách. Na základě vytvořeného přehledu byl stanoven souhrn vstupních hodnot momentů a otáček, za kterých jsou spojky v kolejových vozidlech provozovány. Tento souhrn současně slouží jako soubor vstupních parametrů pro samotný návrh testovacího stavu. Následně bylo pojednáno o možnosti segmentového testování, kdy bylo nutné rozhodnout, zda se vydat formou testování celých spojek nebo pouze segmentů, z kterých jsou spojky složeny. Z důvodu neporovnatelnosti naměřených výsledků segmentového testování rozdílných druhů spojek bylo rozhodnuto o návrhu testovacího stavu pro testování celých spojek.

Nedílnou součástí práce byla rešerše v oblasti využívaných typů testovacích stavů. Jelikož se jedná o dlouhodobé testy, byl zvolen testovací stav s uzavřeným silovým tokem, jehož výhoda spočívá v energetické úspoře. Nabízely se zde dvě možné koncepce testovacího stavu s uzavřeným silovým tokem, lišící se mechanismem vnášení zátěžného momentu. Z důvodu jednoduchosti a především výsledných zástavbových rozměrů byla zvolena koncepce testovacího stavu na principu Niemannova okruhu. Tento typ testovacího stavu využívá pro vnesení zátěžného momentu princip torzního předeprnutí spojovacích hřídelí pomocí dvou přírub a zátěžné páky.

Po zvolení finální koncepce testovacího stavu bylo možné přejít k samotnému konstrukčnímu návrhu. Prvním krokem bylo provést výpočet ztrátového výkonu testovacího stavu, na jehož základě bylo možné zvolit vhodné hnací zařízení. Výpočet ztrátového výkonu byl proveden z maximální hodnoty otáček a zátěžného momentu na rychloběžné testovací větvi. Na základě provedené rešerše byla stanovena maximální hodnota otáček na 4000 min^{-1} a hodnota zátěžného momentu na $2500 \text{ N}\cdot\text{m}$. Jedná se o optimalizované hodnoty, jelikož jsme omezeni parametry nakupovaných komponent, z nichž se testovací stav skládá. Ke zvýšení otáček hnacího zařízení zde byla zvolena vstupní převodovka. Ta nám umožní použít hnací zařízení o nižších otáčkách a výkonu, což vede k úspoře energie.

Uzavřená testovací smyčka je pak tvořena dvěma totožnými jednostupňovými převodovkami, jejichž parametry odpovídají převodovkám využívaných v kolejových vozidlech. Vedoucím diplomové práce byly dodány modely ozubených kol, hřídelí a ložisek, na které bylo nutné navrhnout vlastní skříň. Ta byla navržena formou svařence a bylo nutné provést její optimalizaci za účelem dosažení co nejlepších modálních vlastností.

Pro simulaci reálného zatížení testovaných spojek bylo rozhodnuto o návrhu mechanismu, který umožní simulovat axiální a radiální výchylky vznikající vlivem nesouososti hnacích hřídelí. Pro simulaci výchylek proto byly zvoleny dvě totožné zdvižné převodovky

v kombinaci s lineárním vedením, umožňující vyosení testovaných spojek jak v axiálním, tak radiálním směru. Hodnoty sil pro vyvození výchylek byly dodány vedoucím diplomové práce. Realizace výchylky byla provedena formou pohyblivě uložené ložiskové jednotky, k níž jsou testované spojky pomocí přírub a šroubových spojů připevněny. Ložiskové jednotky umožňující tyto posuvy byly rovněž navrženy.

Princip vnášení zátěžného momentu do uzavřené smyčky spočívá v torzním předepnutí hnacích hřídelí pomocí dvou přírub, aretačního zařízení a zatěžovací páky. Zatěžovací páka je navržena tak, aby bylo možné mít při vnášení zátěžného momentu přehled o jeho přibližné hodnotě. Zpětnou vazbu s informací o aktuálních otáčkách a hodnotě točivého momentu v uzavřené testovací smyčce však poskytuje snímač točivého momentu.

Hnací zařízení, převodovky i mechanismus pro vnášení výchylky bylo nutné ustavit v patřičné funkční poloze. Za tímto účelem byly navrženy konzole z dostupných materiálů, které byly následně i se skříní převodovky tvořící uzavřenou smyčku, podrobeny modální analýze. Konzole byly od začátku navrhovány tak, aby byly co nejvíce tuhé. Pomocí výpočetního softwaru ANSYS tak byly vypočteny hodnoty prvních vlastních frekvencí. U všech konzol bylo v porovnání s provozní otáčkovou frekvencí dosaženo uspokojivých výsledků již v první iteraci výpočtu. U navrhované skříně převodovky tvořící uzavřenou testovací smyčku bylo provedeno iterací několik. Výslednou optimalizací žebrování skříně převodovky byla dosažena dostatečná hodnota první vlastní frekvence 176,48 Hz.

Závěrem práce bylo provést deformačně-napětové analýzy vybraných konstrukčních uzlů. Jednalo se o pevnostní kontrolu a analýzu deformačně-napětových stavů navrhovaných částí testovacího stavu. První dvě analýzy spočívaly v ověření mechanismu pro vnášení zátěžného momentu. U obou analýz byly získány dostatečně vysoké hodnoty součinitele bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti. Poslední zvolenou analýzou bylo ověření šroubového spojení testovaných spojek k přírubám ložiskové jednotky. Šroubový spoj byl analyzován, zda dokáže přenést maximální hodnotu zátěžného momentu současně s maximální hodnotou síly pro vyvození výchylky v axiálním směru. Z výsledků analýzy je zřejmé, že dané řešení je vyhovující.

Navržený testovací stav se podařilo umístit na základní litinovou desku s T drážkami o rozměrech 2x8 m. Pro zvýšení efektivity testování je námětem pro další práci možnost zamontování pryžo-kovových výstupních spojek na odnímatelnou část pomaloběžné větve a testování vstupních a výstupních spojek současně.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BESTA, Petr. *Porovnání jednotlivých druhů dopravy* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: https://www.techportal.cz/download/e-noviny/enlog/porovnani_jednotlivych_druhu_dopravy.pdf?fbclid=IwAR2TocogdmaPZxVRJWFJVxua3odrLISrthLjoTFn69h3VcjHAXDBF9JVwkg
- [2] ČSN EN 13104. *Železniční aplikace-Dvojkolí a podvozky-Poháněné nápravy-Metody konstrukce*. 2001
- [3] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha, 2009. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [4] Atlas lokomotiv. *Typy drážních vozidel* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/page-rozdeleni.html>
- [5] Atlas lokomotiv. *Trakční motory* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: http://www.atlaslokomotiv.net/page-tm.html?fbclid=IwAR2yJoHDLm3M-L0EFRtSgat-SMwqthFDZNdV0fyDe3jgeHu2kVybTDN_g-I
- [6] *Stejnoseměrné elektromotory* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: http://skola.hellebrand.cz/text0910/ele/motory_ss.pdf?fbclid=IwAR1dZsfZadnmvOozNhDf_7Oka1URFnIIXbCPwr5ZjF8kdJky79dHapyXq7c
- [7] ELUC. *Rozdělení indukčních strojů* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/774?fbclid=IwAR1dZsfZadnmvOozNhDf_7Oka1URFnIIXbCPwr5ZjF8kdJky79dHapyXq7c
- [8] *Pohony s motory s permanentními magnety, reluktančními motory, krokové motory* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: http://motor.feld.cvut.cz/sites/default/files/predmety/A1M14PO2/Prednaska_6_Spec_pohony.pdf
- [9] *Trakční motor TE 015 C* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: http://www.skd.cz/firma/tocive_stroje/TE015C.pdf
- [10] SKD TRADE a.s. *Technical parameters of produced machines* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.skd.cz/firma/index.htm>
- [11] KIRLOSKAR ELECTRIC COMPANY LIMITED. *DC Traction Motor KTM-15250* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.kirloskar-electric.com/products/traction/dc-traction-motor-ktm-15250.html>
- [12] *Traktionsmotorenparameter* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: http://www.pragoimex.cz/files/traktionsmotorenparameter_a66f6fd520263fedf96e5008e76e49bb.pdf

- [13] *PRODUCT CATALOG 2012 | TRACTION ELECTRIC* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <https://www.scribd.com/document/267910090/PRODUCT-CATALOG-2012-TRACTION-ELECTRIC>
- [14] Atlas lokomotiv. *Pendolino 680* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-680.html>
- [15] Vozidla. *Evropská lokomotiva ES 64 F4 / 189* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://spz.logout.cz/vozidla/189/189.php>
- [16] PETRÁS, Jan. *Přehled elektrických lokomotiv světových výrobců*. Pardubice, 2008. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Doc. Ing. Jaromír Zelenka, CSc.
- [17] LATA, Michael. *Konstrukce kolejových vozidel II*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2004. ISBN 80-7194-696-6.
- [18] TGVweb. *Under the Hood of a TGV* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.trainweb.org/tgvpages/motrice.html>
- [19] *POPIS LOKOMOTIVY* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/8537377-Popis-popis-lokomotivy.html>
- [20] *Brzdy, spojky* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: http://www.spstjbc.cz/spst_files/projekty/vyuka_v_cizim_jazyce/moduly/modul%20sps/d e/spsn2_brzdy_spojkyx.pdf?fbclid=IwAR1ViEP5aUUjzzYasRF3dWpkokPzAGmDXCb mAKHXjaHJIHT7GPmufsRq56A
- [21] Vseozeleznici. *Mechanická část lokomotivy* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: https://vseozeleznici.webnode.cz/mechanicka-cast-lokomotivy/?fbclid=IwAR1rAxgHf2IQO-aoSScayGCeHqQkujxCQrcns_Ske1NaJJkzTAA_qaiwVmM
- [22] BODÓ, Jiří. *ČÁSTI ELEKTRICKÝCH LOKOMOTIV* [online]. 1991. s. 101 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: http://www.zofsmost.mzf.cz/lokomotivy/1451843481.pdf?fbclid=IwAR3iT83Yqx2nxQt93IMC2RULT_TxGIonqlAnwyAYnIRrgYzFzFueqVMrYDo
- [23] Atlas lokomotiv. *141 | E 499.1* [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-141.html>
- [24] Flender a Siemens Company. *ZBG gear coupling* [online]. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.flender.com/en/Products/Couplings/ZBG-gear-coupling/p/CMS_ZBG_Zahnkupplung?fbclid=IwAR2rd3X1Ola8kchVIO5zd5G5tGeWK5hBVYStPYQbUapimRqNVz30Zr7sCYY
- [25] Siemens a Flender. In: Youtube [online]. 17.11.2018 [cit.2018-11-17]. https://www.youtube.com/watch?v=UW_8xBgNy_k&t=16s&fbclid=IwAR2eTqxDQIpaD751qWilIrj-ljar1p69iC5uhNNCgyd1EYcu9gmT9oQZIOI. Kanál uživatele Siemens.

- [26] COUPLINGS AND CLUTCHES IN SPECIAL DESIGN. *COUPLINGS AND CLUTCHES IN SPECIAL DESIGN* [online]. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.kupplungswerk-dresden.de/en/products/train.html?fbclid=IwAR0GbHOTSE_Pcip3GC5rAAkWx65xqxlsqf10OZjYeaZ_QqL1JyfMryTyBgc
- [27] AMSEL, Friedrich-Wilhelm. *Flexible coupling*. 1983. United States. US4380442A. Uděleno 20.2.1981. Zapsáno 19.4.1983.
- [28] CENTA Antriebe. *CENTAFLEX-T: HIGHLY COMPACT DRIVING WEDGE T YPE COUPLING* [online]. In: . 3.4.2017, s. 14 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: http://www.centa.info/data/products/105/int/cf-t--en-03-17.pdf?fbclid=IwAR1NeYdtNZrS-xu2ZHA2NpjPXPJWe_Rbne0cqKxKjBfM7c6RsYz2YPPQFw
- [29] Virtual market place. *Rubberwedge coupling* [online]. [cit. 2018-11-03]. Dostupné z: <https://www.virtualmarket.innotrans.de/en/Rubberwedge-coupling,p1509927?fbclid=IwAR24FqYsEVLHs-azRAVkgGC3gbyECnISYJXbk9WBUVMgPY6KJtGV38FwsU8>
- [30] Mechanické převodovky Wikov. *Převodovky pro elektrické příměstské jednotky* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://www.wikov.com/cs/mechanicke-prevodovky/produkty/prevodovka-pro-elektricke-primestske-jednotky-10365>
- [31] GMT. *Rubber drive couplings* [online]. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.gmtrubber.com/products/rubber-drive-couplings/?fbclid=IwAR1xO_As2mmpchNnGylFyGkHvrpnze4pZnOnitjePIO-aLPnM2C9zRqO7AA
- [32] CENTA. *Rail products* [online]. In: . s. 13 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: http://www.centa.info/data/content/productIntroRail/382/rail--en-01-12.pdf?fbclid=IwAR0tbXUaiUHfd9tsBssE8_flrS51Cb-TCP5xWgclgZ-gSoS-Fi5mJMFxvGU
- [33] SGF. *SGF cord reinforced coupling systems* [online]. In: . 1.12.2016, s. 9 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: <http://www.virtus.co.th/wp-content/uploads/2018/02/SGF-CATALOG-SGFlex-3F-SERIES-US.pdf?fbclid=IwAR2OOBcCVLqM3qmHivO9sM1cC2yEvUIrNjwceCQtuC4z2rmnruYCGh6NqrA>
- [34] *Cord reinforced coupling system* [online]. , 3 [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: https://www.sgf.de/tl_files/theme/pdf_download/SGF%20Flyer%20SGFlex-LC.pdf
- [35] SGF. *Railway vehicles* [online]. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.sgf.de/en/sgf-sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-english/industrialapplications/applications/railed-vehicles.html?fbclid=IwAR3zrUf1DabUtn4hInT_De3JAXC_8h2-Yny0EwQmHu0A4NVxkigak87hLf0
- [36] Direct industry. *FLEXIBLE COUPLING* [online]. [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/sueddeutsche-gelenkscheibenfabrik-gmbh-co->

kg/product-34796-1822945.html?fbclid=IwAR3YFyY9STel72YJ-njfrUU0kVrso2J0JidU29oiYZUDprRCZsBhBvzJEZU

- [37] GUAN, Yabin, Zongde FANG, Xiaohui YANG a Guoding CHEN. *Tooth contact analysis of crown gear coupling with misalignment* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z:
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X17314118?fbclid=IwAR2as4ViRdweMQPV-0QECmiC1L4nLzFTTGT-JnUUGIxtUZyiEu8uzUZ4d0E>
- [38] GUO, Yi, Scott LAMBERT, Robb WALLEN, Robert ERRICHELLO a Jonathan KELLER. *Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z:
https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X15002748?fbclid=IwAR2TLtuhLILAb2BqfgLVZ6Ve_alyeZegUkkz_yrw0rH0gL_vopY7bJTglmA
- [39] CUFFARO, Vincenzo, Francesca CURÀ a Andrea MURA. *Advances in Fracture and Damage Mechanics XII* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z:
https://www.scientific.net/KEM.577-578.353?fbclid=IwAR1DJRg40KToqyYK4ITBV1qPwpfB8m4dtxYqc-rnStlGjW_Q9c568I8bkY0
- [40] CURÀ, Francesca a Andrea MURA. *Theoretical and numerical evaluation of tilting moment in crowned teeth splined couplings* [online]. [cit. 2019-02-19]. Dostupné z:
https://link.springer.com/article/10.1007/s11012-017-0730-1?fbclid=IwAR2_SPIsxGik99pWo65AajddJL6uDBv_2zupBDOJzXPjDaJz_16k4QL18Y
- [41] NOVOTNÝ, Pavel. *Přednáška k předmětu Počítačové simulace II: Aplikované metody řešení únavového poškození II*. Brno, 2018.
- [42] DYNBYL, Vojtěch. *Výkonová metrologie: experimentální podpora vývoje a inovací mechanismů ve strojírenství*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009. ISBN 978-80-01-04325-7.
- [43] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [44] ŠUCH, Jiří, 2014. *Modernizace zkušebny - návrh pomocné převodovky* [online]. Plzeň [cit. 2019-05-18]. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Eva Krónerová. Dostupné z:
<https://otik.uk.zcu.cz/handle/11025/13561?fbclid=IwAR2u8Ar-ULP-b42MiBk1YLKRWJHKmaT64hbQjloTgiKdSttB9sRoBpC6UDY>
- [45] DATAFLEX, *DATAFLEX 70 Torque Measuring Shaft Operating/Assembly instructions* [online]. In: 2.1.2017, s. 21 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z:
https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Manuals/49017en000000.pdf?fbclid=IwAR2Hh4WmlAGY3pRIH0Kz_njpZHgLMoX94KePKMfmH10oytnOzvRtVRj80Zg

- [46] Dataflex 70. *Diribo - Produkte schnell und zielgenau finden* [online]. Menden Deutschland: diribo, 2019 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.diribo.com/de/produkt/drehmomentsensor-88/?q=dataflex+70>
- [47] Hiwin Motion Control & Systems, *Lineární motor* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.hiwin.de/en/Products/Motors_Drives_and_Accessories/Linear_motors/LMFA/Forcer/20293/4324916?fbclid=IwAR2gAnyzF153I-Ze0Arfpin0xqw3IK2a23aZ2BhrSkWuhqzxZWsVR25kny4
- [48] Hiwin Motion Control & Systems, *Lineární osa LMU250* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-osy/osy-s-linearnim-motorem/112_linearni-osa-lmu250?fbclid=IwAR0sOMbkST40qW_L1ArNAVt813YLcf3YhFXSLzatzQ4sEtzLdh3cLRedt7s
- [49] ZIMM, *GSZ series screw jacks, KGT-S* [online]. In: 2015, s. 2 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://zimmerscrewjacks.com/wp-content/uploads/sites/3/2018/07/10-kn-25%C3%975-s-ball-screw-gsz-series.pdf?fbclid=IwAR3BGMqYzjHc9QcX5m7RaliUCWLjh3r8Lm8Efoi-qPUwu4QcEwyPphjXDM>
- [50] Hiwin Motion Control & Systems, *Lineární vedení* [online]. In: [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/download?fbclid=IwAR1_vHBi_-12UvqOQJUmbMjJAo9-e7dQpCEQJnc6A8caaA6bPK2hlWmDenU
- [51] Hiwin Motion Control & Systems, *Vozík HGH* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hgqh/17_vozik-hgh?fbclid=IwAR1wCHIsn4Ph3QXg0FlnUQyvmAzBf0jFqO6eYD6DHq6Gc-vslIVUwUE19ig
- [52] Hiwin Motion Control & Systems, *Vozík RGH* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/valeckove-vedeni/rada-rgqr/38_vozik-rgq?fbclid=IwAR0mM8eObprfXDRC0Z7rPrVHig6ub2wsw1RsECWuF6E5pyA90-nGDWfwnII
- [53] SKF, *Spherical roller bearings* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22218%20EK&fbclid=IwAR1T03Uua1qn9qksQ3vds_ARGeM1IQGuyCgM9pBMVEoKJybPy1OLwVDZ_II
- [54] SKF, *Cylindrical roller bearings, single row* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NJ%20328%20ECJ&fbclid=IwAR3DQQiz3jYw21ODoeImQeBIMaeuQmys11KhywH5ViGjgMVAUsn2V_7RcyA

- [55] SKF, *SKF Engineering Calculator (Technická kalkulačka)* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.skf.com/cz/knowledge-centre/engineering-tools/skfengineeringcalculator.html?fbclid=IwAR39gFcS6pHcezBY533q3E7-pq8RLE6N_dOUQ1wEHWMxF8-30RMV5_Y_-sc
- [56] ROTEX, *Flexible jaw couplings* [online]. s. 35. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEx.pdf?fbclid=IwAR3W6EN2p3_KMjvBWfCR7w_X0bv2tsES77_NzLkJUpHyKlrKtX8ZNwSacNA
- [57] HABERKORN, *Svěrné upínací pouzdro BK 40* [online]. In: [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/sverne-upinaci-pouzdro-bk-40-sverne-upinaci-pouzdro-bk-40-1.html?fbclid=IwAR01NAV6kJOj5sEoK62RMKV-BRODYTugbVnORFCsYSe7Vaa2V8nzDne7SCU>
- [58] Steel PARADOX, *Mechanické vlastnosti ocelí vyráběných dle ČSN* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.trubky.eu/mechanicke-vlastnosti-oceli-csn.php?fbclid=IwAR3Zcg9TsfGItGo8VFcH8hS12eeXPXeD5qf-MtgmHp0B5GxCcUcsY-yAdCg>
- [59] SKOČOVSKÝ, Petr, PODRÁBSKÝ, Tomáš. *Grafitické liatiny*. vyd. Žilina: EDIS, 2005, 168 s. ISBN 80-8070-390-6.
- [60] KILLICH fasteners & fixing, *Mechanické vlastnosti šroubů* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.killich.cz/stranky/technicke-info/ocelovy-spojovaci-material/mechanicke-vlastnosti-sroubu?fbclid=IwAR2v4pEcGCMhywR6ODoUtshkqZmoSB79RvFHnLj1jwPibugsVe2khw51d2g>
- [61] BRIOL Spojovací materiály, *Utahovací momenty šroubů* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu?fbclid=IwAR3M2P0WJiYgUg21g5vF_LdJQ1EVZCtgr3jNZURVGwNLR4YzSxf6SGVUIlo
- [62] Bolzano Bohdan, *ocel v pohybu, Přehled vlastností oceli 42CrMo4* [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-zuslechtovani-podle-en-10083-1/prehled-vlastnosti-oceli-42crmo4?searched=42CrMo4&advsearch=oneword&highlight=ajaxSearch_highlight%20ajaxSearch_highlight1&fbclid=IwAR1GxRSiGtZnGC49j1EWwITvmV5MfRlwLOXdhRneGH39Wuk5pNFBW3oVloM

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>CAD</i>		Computer Aided Design
<i>HTL</i>		High Threshold Logic
<i>MKP</i>		Metoda konečných prvků
<i>P1</i>		Vstupní převodovka
<i>P2</i>		Převodovka uzavřené testovací smyčky
<i>P3</i>		Převodovka uzavřené testovací smyčky
<i>STEP</i>		Standart for the Exchange of Product Data
<i>TTL</i>		Transistor-Transistor Logic
<i>C₀</i>	[N]	Statická únosnost vozíku lineárního vedení
<i>D</i>	[m]	Průměr hřídele
<i>d</i>	[m]	Průměr kola železničního vozidla
<i>F</i>	[N]	Tlačná síla zdvižné převodovky
<i>f</i>	[-]	Koeficient tření
<i>f_l</i>	[Hz]	První vlastní frekvence
<i>F_A</i>	[N]	Reakční síla od testovaných spojek
<i>f_k</i>	[Hz]	Frekvence otáčení kotvy
<i>F_o</i>	[N]	Obvodová síla
<i>F_p</i>	[N]	Síla od hmotnosti zatěžovací příruby
<i>f_p</i>	[Hz]	Frekvence otáčivého pole
<i>F_{ps}</i>	[N]	Síla od poloviny hmotnosti pružných hřídelových spojek
<i>F_s</i>	[N]	Síla potřebná k vyvození radiální výchylky testované spojky
<i>f_{SL}</i>	[-]	Koeficient statické bezpečnosti
<i>F_t</i>	[N]	Síla od poloviny hmotnosti snímače točivého momentu
<i>F_Z</i>	[N]	Zatěžovací síla
<i>g</i>	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
<i>i</i>	[-]	Počet drážek
<i>i</i>	[-]	Převodový poměr
<i>i₁</i>	[-]	Převodový poměr vstupní převodovky
<i>i₂</i>	[-]	Převodový poměr převodovky P2
<i>i₃</i>	[-]	Převodový poměr převodovky P3
<i>k_k</i>	[-]	Koeficient bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti
<i>L</i>	[m]	Délka zátěžné páky

L	[m]	Volená délka drážkování
l	[m]	Kolmá vzdálenost mezi tlačnou silou a reakční silou spojky
L_{10}	[h]	Základní trvanlivost ložiska při spolehlivosti 90%
L_{10m}	[h]	Trvanlivost ložiska dle SKF
m	[kg]	Hmotnost
M_i	[N·m]	Jmenovitý moment
m_j	[kg]	Hmotnost jezdce
M_k	[N·m]	Točivý moment
M_{kMAX}	[N·m]	Maximální točivý moment
m_l	[kg]	Hmotnost ložiskové jednotky
M_p	[N·m]	Hodnota točivého momentu pomaloběžné větve
$M_{výstupní}$	[N·m]	Hodnota točivého momentu na výstupní hřídeli vstupní převodovky
M_Z	[N·m]	Zátěžný moment
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky pastorku převodovky
n_2	[min ⁻¹]	Otáčky ozubeného kola
n_i	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
n_{MAX}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky
n_p	[min ⁻¹]	Otáčky pomaloběžné větve
N_s	[min ⁻¹]	Otáčky zubové spojky
$n_{výstupní}$	[min ⁻¹]	Otáčky na výstupní hřídeli vstupní převodovky
o	[m]	Obvod
P	[W]	Výkon
P	[N]	Ekvivalentní statické pracovní zatížení vozíku lineárního vedení
P_{CZ}	[W]	Celkový ztrátový výkon testovacího stavu
P_d	[MPa]	Dovolený tlak
$P_{Měrný}$	[Pa]	Měrný tlak
$P_{teoretický}$	[W]	Teoretický výkon
P_Z	[W]	Ztrátový výkon s uvažováním vstupní převodovky
$P_{Zsmyčky}$	[W]	Ztrátový výkon uzavřené smyčky
R_{eL}	[MPa]	Dolní mez kluzu
R_{emin}	[MPa]	Mez kluzu
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
s	[-]	Skluz

σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
$S_{Zatěžovaný}$	[m ²]	Zatěžovaný povrch drážek
W	[N]	Tíhová síla
η_1	[-]	Účinnost vstupní převodovky
η_2	[-]	Účinnost převodovky P2
η_3	[-]	Účinnost převodovky P3
η_d	[-]	Účinnost ložiskového domku
η_{ps}	[-]	Účinnost pružných hřídelových spojek
η_s	[-]	Účinnost testovaných spojek