



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

ANALÝZA ZPŮSOBŮ PŘIPOJOVÁNÍ A ODPOJOVÁNÍ KOMPONENTŮ POHONNÉHO TRAKTU HYBRIDNÍHO VOZIDLA

ANALYSIS OF CONNECTION AND DISCONNECTION METHODS OF THE POWERTRAIN COMPONENTS OF
A HYBRID VEHICLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vít Milan Kažuža

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Vít Milan Kažuža**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Aleš Prokop, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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 bakalářské práce:

Analýza způsobů připojování a odpojování komponentů pohonného traktu hybridního vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem studenta bude vypracováním rešerše na téma připojování a odpojování klíčových komponent pohonné jednotky hybridního vozidla.

Na základě nabytých znalostí následně student vyhotoví analýzu zadaného odpojovače hybridního pohonu s cílem identifikace klíčových parametrů, ovlivňujících distribuci krouticího momentu a následně provede vlastní konstrukční návrh s vyhověním předem zadaným technickým požadavkům.

Cíle bakalářské práce:

Vyhotovení rešerše v oblasti distribuce momentu přes připojovací a odpojovací komponenty pohonného traktu.

Vyhotovení koncepčních návrhů s cílem optimalizace připojovacích a odpojovacích komponent s vyvozením výhod a nevýhod v oblasti zvolených kritérií.

Vyhotovení vlastního konstrukčního návrhu zadaného odpojovače hybridního pohonu s cílem optimalizace distribuce krouticího momentu.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIAM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ, Wolfgang NOVAK. Automotive Transmissions. Springer Verlag, 1999, ISBN 978-3-642-16213-8.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá komponentem pro odpojování a připojování krouticího momentu pohonného traktu automobilu s hybridním pohonem. Tento komponent je použitelný pro odpojení a připojení elektromotoru na pozici P4, což označuje umístění elektromotoru na samostatné sekundární ose. Řešený komponent využívá pro svou funkci princip západkové volnoběžky a zubové spojky. Teoretická část přibližuje různé koncepce hybridních automobilů. Popisuje, jak pohonnou část se spalovacím motorem, tak pohonnou část s elektromotorem. Uvádí, jaké formy spojek se využívají u moderních automobilů. Koncepční návrh zpracovává tři řešení problému s deaktivací volnoběžky při přenosu krouticího momentu elektromotoru. Bylo vytvořeno a implementováno řešení s talířovou pružinou za účelem omezení přenášeného krouticího momentu. V rámci konstrukčního návrhu je zpracovaný komponent umístěn na předlohovou hřídel, která přenáší krouticí moment z elektromotoru do diferenciálu. V konstrukčním návrhu je také provedena úprava ozubení náboje komponentu, aby bylo dosaženo správné funkce koncepce, která chrání volnoběžku před přetížením a mechanickým poškozením.

KLÍČOVÁ SLOVA

volnoběžka, zubová spojka, odpojovací a připojovací komponent, hybridní pohon

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with component which is used for disconnection or connection of the drivetrain torque of hybrid electric vehicle. This component is used for disconnection or connection of an electric motor which is a part of independent secondary axis also called position P4. There are two clutch principles of this component, one-way ratchet clutch and dog clutch. Theoretical part of this thesis is focused on different concepts of hybrid car. There is also description of drivetrain systems with internal combustion engine and with electric motor. The thesis describes which forms of clutches are used in modern cars. Conceptual design consists of three problem solutions of the one-way clutch deactivation during electric motor torque transmission. The solution with a plate spring has been developed and implemented in order to provide torque limiter function of one-way clutch. In the structural design developed component is placed on the intermediate shaft which transmits torque from electric motor to differential. There has also been performed tooth adjustment of component's hub to achieve functional concept which protects the one-way clutch from an overload or mechanical damage.

KEYWORDS

one-way clutch, dog clutch, disconnect and connect component, hybrid powertrain

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KALUŽA, Vít Milan. Analýza způsobů připojování a odpojování komponentů pohonného traktu hybridního vozidla. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148761>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 55 s. Vedoucí práce Aleš Prokop.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 25. května 2023

.....

Vít Milan Kažuha

PODĚKOVÁNÍ

Touto formou bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Alešovi Prokopovi, Ph.D. za vedení, podnětné připomínky, odborné rady a konzultace během tvorby závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Ľuboslavu Slezákovi za jeho čas, ochotu a nepostradatelné rady z praxe pro tvorbu této bakalářské práce. Poděkování také patří mým rodičům a blízkým za jejich výraznou podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Převodové ústrojí automobilů se spalovacím motorem	11
2 Spojky pro automobily se spalovacím motorem	12
2.1 Rozjezdové spojky	12
2.1.1 Třecí spojky	12
2.1.2 Hydrodynamické spojky	15
2.2 Řadící spojky	17
2.2.1 Zubové spojky	17
2.2.2 Synchronizační spojky	17
2.2.3 Volnoběžky	18
3 Převodové ústrojí automobilů s elektrickým motorem	19
4 Hybridní elektrické vozidla	21
4.1 Dělení hybridů dle uspořádání hnacího řetězce	22
4.1.1 Sériový hybrid	22
4.1.2 Paralelní hybrid	22
4.1.3 Kombinované hybridy	23
4.2 Dělení paralelních hybridů dle umístění elektromotoru	24
5 Odpojovací a připojovací komponenty hybridních elektrických vozidel.....	26
6 DCU.....	28
7 Koncepční návrh.....	32
7.1 První koncepční návrh	32
7.1.1 Výpočet prvního koncepčního návrhu	32
7.1.2 Zhodnocení prvního koncepčního návrhu	35
7.2 Druhý koncepční návrh	36
7.2.1 Zhodnocení druhého koncepčního návrhu	37
7.3 Třetí koncepční návrh	37
7.3.1 Výpočet třetího koncepčního návrhu	38
7.3.2 Zhodnocení třetího koncepčního návrhu	42
7.4 Výběr nejlepšího koncepčního návrhu	43
8 Konstrukční návrh	44
Závěr	49
Použité informační zdroje.....	50
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	53
Seznam příloh	55

ÚVOD

Automobilový průmysl za poslední roky prochází velkou proměnou. Z důvodu legislativních nařízení a snahy o redukci emisí CO₂ na minimum se výrobci osobních automobilů odklání od pohonů vozidel s čistě spalovacím motorem k šetrnějším ekologickým možnostem jako jsou hybridní pohony nebo kompletně elektrické pohony. Vývoj osobních automobilů a jeho součástí směřuje cestou elektromobility a vytváří nové technologické řešení a produkty.

Ve vozidlech s čistě elektrickým pohonem zaniká potřeba využití vícestupňových převodovek a tím i potřeby odpojování a připojování krouticího momentu pro řazení jako tomu bývá u klasických převodových ústrojí automobilů se spalovacím motorem. Pohonné ústrojí je tak zredukováno a zjednodušeno. Ve vozidlech s hybridním pohonem je stále přítomný spalovací motor, který je doplněn o elektrický pohon. V tomto případě se používají stávající řešení spojek a převodovek doplněné o komponenty, které umožňují integraci sekundárního pohonu a vzájemnou spolupráci těchto technologií při pohonu automobilu.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout vhodné řešení problému s odpojením, popřípadě připojením části zadaného odpojovacího a připojovacího komponentu hybridního pohonu, dále jako DCU, který je vyobrazen na obrázku 1. Pro pochopení funkce a smyslu použití DCU pojednává teoretická část práce o uspořádání obou částí pohonného traktu hybridního vozidla. Zabývá se komponenty, které slouží pro přenos točivého momentu a jeho přerušování.

V rámci koncepčního návrhu jsou navrženy a následně porovnány různé koncepce řešení problému. Jednotlivé řešení jsou porovnány na základě zadaných kritérií a je vybrán nejvhodnější koncept. V konstrukčním návrhu je zvolen koncept konstrukčně zpracován a integrován do zástavby DCU. Při řešení této problematiky byly využity vědomosti nabyté nejen během studia, ale také z odborného kurzu zabývající se převodovými ústrojími automobilů.



Obr. 1 DCU [1]

1 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ SE SPALOVACÍM MOTOREM

Součástí každého moderního automobilu poháněného spalovacím motorem je převodovka, spojka nebo rozvodovka. Všechny tyto strojní celky se dají zahrnout do převodového ústrojí automobilu. Základním úkolem převodového ústrojí jako celku je přenos točivého momentu z pohonné jednotky až na kola vozidla.

Jednotlivé komponenty pak plní svoje dílčí funkce, a to: [2]

- přerušení přenosu točivého momentu – spojky
- změna velikosti a smyslu točivého momentu a otáček – převodovky, spojovací hřídele
- rozdělení točivého momentu na nápravy a hnací kola – rozvodovky, diferenciály

Smysl použití komponent převodového ústrojí vychází z charakteristiky spalovacího motoru. Spalovací motor rozvíjí krouticí moment pro rozjezd vozidla začne pracovat při poměrně vysokých otáčkách, přičemž rozjezd vozidla nastává z nulových otáček kol. Tento nepoměr je eliminován právě rozjezdovou spojkou. Efektivní využití spalovacího motoru nastává pouze za určitých otáček a zátěže, ale pro překonání všech jízdních odporů je vyžadována dostatečná hnací síla na kolech, a proto je nutné použít vícestupňovou převodovku. Rozvodovka dokáže rozdělit rovnoměrně točivý moment na poháněná kola, ale tímto způsobem by vozidlo nebylo schopné zatačet. Při jízdě v zatáčce vnější kolo, které opisuje větší oblouk, se potřebuje otáčet rychleji než vnitřní kolo, což umožňuje diferenciál. [3]

V praxi se používají různé koncepční uspořádání převodového ústrojí, které vycházejí z: [4]

- typu karoserie vozidla – sedan, kombi, hatchback, SUV
- umístění spalovacího motoru – motor vpředu, motor vzadu, motor mezi nápravami
- způsobu pohonu automobilu – přední pohon, zadní pohon, pohon všech kol

Jedna verze zadního pohonu má umístěn motor společně se spojkou a převodovkou vpředu vozidla a pomocí spojovací hřídele, rozvodovky a kloubových hřídelů je poháněna zadní náprava. Další možná verze zadního pohonu nepoužívá spojovací hřídel, protože celé převodové ústrojí je situováno na zadní nápravě a jsou pouze poháněná zadní kola. [2]

Středně umístěný motor využívá vhodného rozmístění hmotnosti a umístění těžiště vozidla za cenu zmenšení prostoru uvnitř auta. Motor se spojkou je umístěn před zadní nápravou, převodovka se nachází za zadní nápravou a rozvodovka je součástí zadní nápravy. [2]

Koncepce transaxle má motor a spojkou vpředu, převodovka a rozvodovka jsou umístěny na poháněné zadní nápravě. Přenos točivého momentu ze spojky na převodovkou je proveden dlouhým spojovacím hřídelem, který je uložen v hřídelové trubce. [2]

Přední pohon používá umístění celého převodového ústrojí před nebo za přední nápravou. Motor může být uspořádán podélně nebo příčně. [2]

Pro pohon všech kol je nutný mezinápravový diferenciál. Pohon všech kol je stálý nebo zapínatelný. [2]

2 SPOJKY PRO AUTOMOBILY SE SPALOVACÍM MOTOREM

Podle plnění účelu rozdělujeme u osobních automobilů spojky rozjezdové a řadící. Rozjezdové spojky přenáší točivý moment ze spalovacího motoru do převodovky. Plní funkci plynulého a měkkého rozjezdu vozidla a při řazení převodových stupňů odpojují na krátkou dobu převodovku od motoru. Řadící spojky se nacházejí přímo v převodovkách a umožňují přeřazení mezi jednotlivými převodovými stupni. Spojky také můžou odpojovat a připojovat další funkční celky automobilů jako pohony všech kol. [2]

Rozjezdové spojky pro osobní automobily dělíme na:

- třecí – suché a mokré
- hydrodynamické

Řadící spojky pro osobní automobily dělíme na:

- třecí – lamelové
- zubové
- synchronizační
- volnoběžky

2.1 ROZJEZDOVÉ SPOJKY

2.1.1 TŘECÍ SPOJKY

Přenos točivého momentu je dosažen silovým stykem. Základní dělení třecích spojek vychází z prostředí, ve kterém je přenášena třecí síla. Třecí spojky se tak rozdělují na suché, které pracují v suchém prostředí a na mokré, které pracují v kapalině, nejčastěji oleji. [5] Mezi výhody suché spojky, kterou lze vidět na obrázku 2, patří jednoduchá konstrukce, nižší cena a mezi nevýhody vyšší náchylnost k přehřívání a méně komfortní řazení. Mokré spojky dokážou přenést vyšší krouticí moment a mají plynulejší řazení. Olej působí jako chladicí médium. Vytváří tak nároky na úplné utěsnění systému a tím zvyšuje cenu spojky. Kvůli proudění oleje vznikají ztráty při vypnuté mokré spojce. [1]



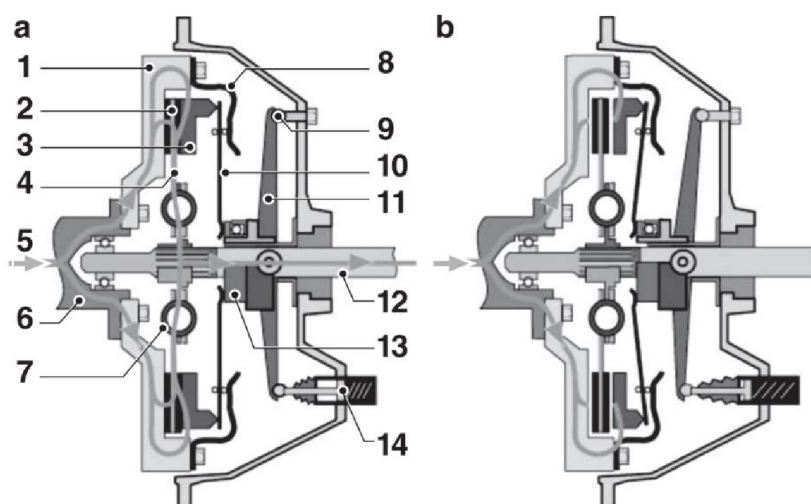
Obr. 2 Suchá rozjezdová spojka [6]

KOTOUČOVÉ SPOJKY

Jednokotoučová třecí spojka se používá jako rozjezdová a je instalována do většiny moderních automobilů s manuálním řazením převodových stupňů a skoro výhradně pracuje v suchém prostředí. Otevření a sepnutí spojky je tak ovládáno řidičem pomocí spojkového pedálu. [7] „Bez působení ovládací síly je spojka sepnutá. K jejímu vypínání dochází přitlačením ovládacího kroužku s ložiskem na vypínací dvojramenné páky.“ [8] K vypínání v minulosti sloužil mechanický pákový převod, ale v dnešní době je využíváno nepřímé hydraulické ustrojí. Kotoučová třecí spojka se skládá ze tří hlavních funkčních částí a to setrvačnicku, přitlačného kotouče a spojkového kotouče viz obrázek 3. „Hnací část tvoří setrvačnick s přitlačným kotoučem. Hnanou částí je spojkový kotouč. Hnací a hnaná část jsou k sobě přitlačovány pružinami.“ [2] V méně častých případech se používá provedení spojky se dvěma kotouči, když je potřeba celkový průměr spojky zmenšit nebo je potřeba přenést značně vyšší točivý moment. [7] Existují také speciální případy dvoukotoučové spojky, kde hlavní kotouč přenáší točivý moment a sekundární kotouč slouží pro zapínání přídatných zařízení. [2]

Setrvačnick je spojen s výstupní hřídelí motoru a díky jeho setrvačnosti dokáže zatlumit vibrace, které vytváří spalovací motor. Místo jednoduchého setrvačnicku se mnohem častěji používá dvoumotový setrvačnick, který se liší svojí konstrukcí. Skládá se ze dvou samostatných disků spojených tangenciálními pružinami, které dokážou zachytit část torzních kmitů od spalovacího motoru. [1] Spojkový kotouč se vyrábí z ocelového plechu se zvlněným okrajem a drážkovaným nábojem. Je uložen na hřídeli převodovky volně v axiálním směru a po svém obvodu má upevněno třecí obložení pro zvýšení třecího součinitele. [5] Spojkový kotouč je obdobně jako dvoumotový setrvačnick vybaven pružinami v tangenciálním směru, aby se zamezilo přenosu chvění klikové hřídele do převodovky. Na spojkový kotouč je tlacen přitlačný kotouč pružinou. Přitlačné pružiny mohou být vinuté, talířové nebo membránové. [2]

- a – sepnutá spojka
- b – otevřená spojka
- 1 – setrvačnick
- 2 – spojkové obložení
- 3 – přitlačný kotouč
- 4 – spojkový disk
- 5 – vstup
- 6 – klikový hřídel
- 7 – torzní tlumič
- 8 – štít spojky
- 9 – otočný bod páky
- 10 – membránová pružina
- 11 – vypínací páka
- 12 – výstup
- 13 – ložisko
- 14 – regulační šroub páky

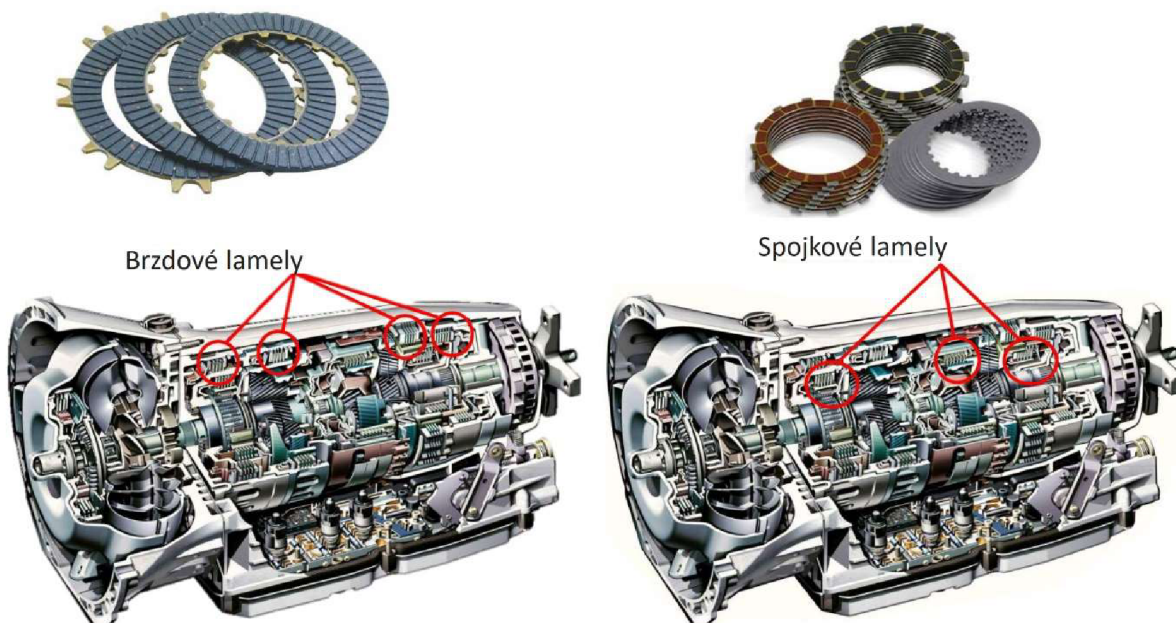


Obr. 3 Schéma suché kotoučové spojky, upraveno dle [7]

LAMELOVÉ SPOJKY

Lamelové spojky fungují na principu silového styku jako kotoučové spojky. Rozdíl nastává v počtu spojkových kotoučů. U lamelové spojky se používá několik spojkových kotoučů, které jsou velmi tenké a z toho také pochází název lamely. Lamely tak dokážou přenést velký krouticí moment s relativně malým průměrem. [2] Lamely rozdělujeme na hnané a hnací. Hnací a hnané lamely jsou střídavě řazeny vedle sebe a při jejich axiálním stlačení pomocí přítlačného kotouče dochází k sepnutí spojky. Stlačení je dosaženo mechanicky za pomoci dvouramenných pák nebo hydraulicky, kdy olej tlačí na píst. Návrat lamel do otevřené pozice zajišťuje vratná pružina. V jednom možném provedení mají hnací lamely vnitřní drážkování a jsou spojeny s hřídelí spalovacího motoru. Hnané lamely mají vnější drážkování a jsou spojeny s hnanou částí spojky, která je spojená s převodovkou. [8] Drážkování, ale také může být prohozeno. Z pravidla lamely s vnitřním drážkováním jsou obloženy třecím obložení a lamely s vnějším ozubením jsou holé ocelové kotouče. Lamelové spojky mohou být suché i mokré. Mokré spojky jsou buď ponořeny v olejové lázni s olejem o malé viskozitě nebo obíhají v olejové mlze bez ponoru. Obložení má v sobě drážky pro lepší chlazení olejem. Suché lamelové spojky přenesou nižší krouticí moment oproti mokrým. [2]

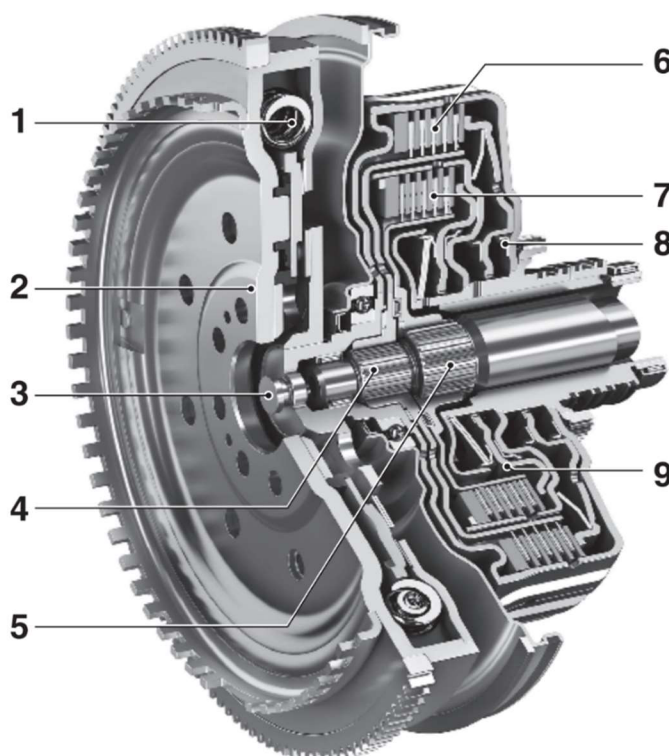
Nejčastější využití lamelových spojek u osobních automobilů je v automatických převodovkách s planetovými převody. Kromě lamelových spojek obsahuje převodovka také lamelové brzdy, které se na rozdíl od spojek tangenciálně neotáčí. Lamelové spojky a brzdy jsou tak přímo součástí převodové skříně, jak lze vidět na obrázku 4. V převodovce je několik planetových převodů, které pomocí aktivace lamelových spojek a brzd vytváří potřebné převodové poměry. Nejedná se tak o rozjezdové spojky, ale spojky řadící. [1]



Obr. 4 Brzdové a spojkové lamely [1]

Další využití lamelových spojek je u automatizovaných převodovek DSG, které využívají dvou třecích spojek. Přebodovka DSG je principiálně tvořená dvěma převodovkami umístěnými vedle sebe, kde každá převodovka má svoji spojku. Na jedné převodovce jsou liché převodové stupně a na druhé sudé. Řazení zajišťuje elektronika. „Při rozjezdu elektronika na první hřídeli zařadí první převodový stupeň a sepne první spojku. Pokud řidič dále drží nohu na plynu, elektronika připraví na druhé hřídeli druhý převodový stupeň. Když se pak otáčky zvýší na tolik, že je možné přeredit, elektronika plynule rozepte první spojku a ve stejnou chvíli plynule sepne druhou spojku a tím dojde k přerazení. Při ubrání plynu nebo brždění zůstává princip stejný, jen elektronika řadí nižší stupně.“ [9] Pro nižší maximální točivé momenty se používá suchá spojka a pro vyšší se využívá spojka v olejové lázni, která má mnohem vyšší kapacitu krouticího momentu a plynulejší rozjezd než suchá. [9]

- 1 - torzní tlumič
- 2 - primární část setrvačníku
- 3 - sekundární část setrvačníku
- 4 - vnitřní hřídel spojky 1
- 5 - vnější hřídel spojky 2
- 6 - spojka 1
- 7 - spojka 2
- 8 - píst pro spojku 1
- 9 - píst pro spojku 2



Obr. 5 Lamelová dvojspojka, upraveno dle [7]

2.1.2 HYDRODYNAMICKÉ SPOJKY

Hydrodynamická spojka je rozjezdová spojka, která se používá u automatických převodovek automobilů. Jedná se o hydraulický komponent, který využívá proudění kapaliny pro přenos točivého momentu, a proto se také někdy nazývají hydraulické spojky. Jako provozní kapalina se používá převodový olej. Hydrodynamická spojka se skládá z čerpadlového a turbínového kola. Čerpadlové kolo je umístěno na vstupní části a je pevně spojeno s motorem. Ve vnitřní části je čerpadlové kolo vybaveno přímými radiálními lopatkami sloužící pro pohon oleje spojky. Skříň spojky je součástí čerpadlového kola a spojku uzavírá, čímž zamezuje úniku oleje. Turbínové kolo se nachází na výstupní části spojky a je pevně spojeno s hnací hřídelí převodovky. Je také opatřeno přímými radiálními lopatkami jako čerpadlové kolo. [10]

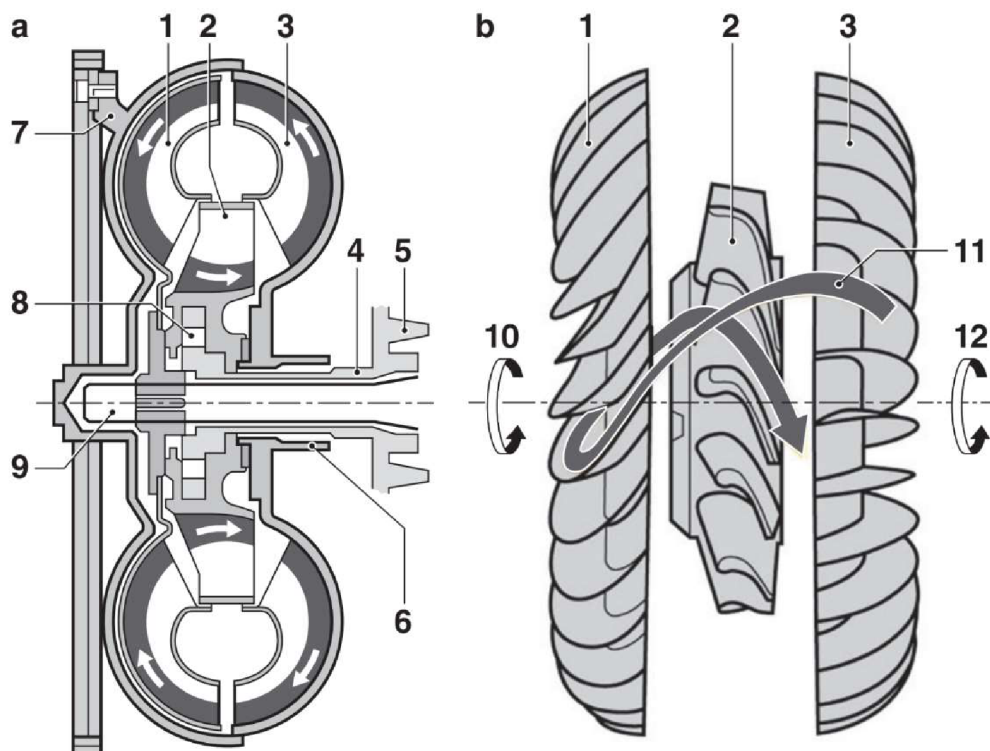
Při spuštění motoru se roztočí čerpadlové kolo s celou skříní hydrodynamické spojky. „Olej v lopatkovém kole čerpadla se začne odstředivou silou pohybovat radiálním směrem od hřídele, na vnějším obvodu přetéká do kola turbíny a tím ho začne unášet.“ [2] Zvýšením

otáček se zvýší i odstředivá síla, která působí na olej, a proto i přenášený točivý moment spojkou vzrůstá. [2] Pro funkci spojky je nutné, aby se čerpadlové kolo otáčelo rychleji než turbínové kolo. Tím vzniká skluz 2–3 %, který způsobuje nižší účinnost než mají mechanické spojky. Nevýhodou je také vyšší skluz při rozjíždění vozidla, protože přenášený moment není dostačující a spojka prokluzuje. [3]

HYDRODYNAMICKÝ MĚNIČ

Hydrodynamický měnič je ve své podstatě a funkci hydrodynamická spojka, která je dále vybavená o stator viz obrázek 6. Stator usměrňuje proud kapaliny mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Lopatky jednotlivých kol nemají radiální tvar, ale jsou vhodně zakřivené. Kapalina proudící do statoru má tendenci ho roztáčet proti smyslu otáčení. Volnoběžka, na které je stator umístěn, tomuto jevu zabraňuje. „Směr proudění kapaliny je zakřivením lopatek změněn asi o 90°, vyniká tak reakční síla, která má za následek zvýšení točivého momentu turbínového kola.” [10] Z těchto skutečností plyne výhoda použití hydrodynamických měničů než hydrodynamických spojek u moderních automobilů s automatickou převodovkou, protože stator dokáže zvýšit moment při rozjíždění automobilu. [10]

U statoru může nastat problém, pokud se převodový poměr blíží k číslu 1. Účinnost přenosu sil je v tento moment velmi nízká. Řešením situace je volnoběžka, která se uvolní a stator se pak unáší kapalinou a nefiguruje ve funkci měniče. [10]



a – schematický diagram, b – proudění oleje,
 1 - turbína, 2 - stator, 3 - čerpadlo, 4 - hřídel statoru, 5 - fixní kryt, 6 - hřídel čerpadla,
 7 - kryt spojený s čerpadlem, 8 - volnoběžka statoru, 9 - hřídel turbíny,
 10 - směr otáčení turbíny, 11 - směr proudění oleje, 12 - směr otáčení čerpadla

Obr. 6 Schéma hydrodynamického měniče, upraveno dle [7]

Pro odstranění skluzu 2–3 % se používá uzamykací lamelová spojka, která spojí čerpadlo a turbínu hydrodynamického měniče a tím zabezpečí přenos momentu bez skluzu. [1] S většími nároky na komfort při jízdě je nutné izolovat torzní vibrace spalovacího motoru. Pro dosažení je tak hydrodynamický měnič u automobilů vybaven určitým torzním tlumičem. Hydrodynamický měnič je tak doplněn o dvoumotový setrvačnick nebo odstředivý kyvadlový tlumič torzních kmitů. [7]

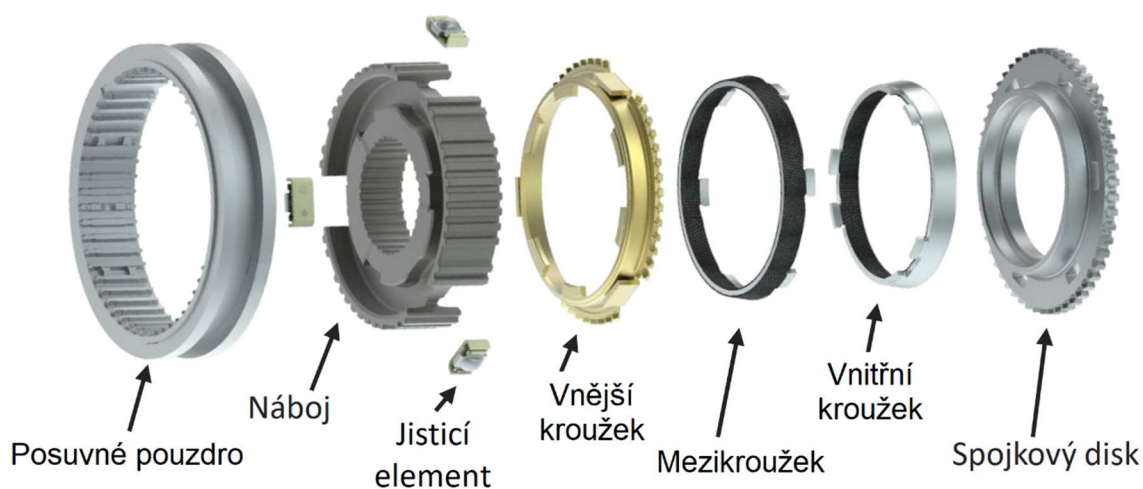
2.2 ŘADICÍ SPOJKY

2.2.1 ZUBOVÉ SPOJKY

Zubové spojky přenáší moment pomocí tvarového styku. Umožňují spojení dvou hřídelí bez skluzu a s minimálním opotřebením. Na rozdíl od třecích spojek nemůžou být použité pro plynulý přenos točivého momentu při odpojování a připojování součástí. Provedení spojky může být v axiálním a radiálním směru. Axiální zubové spojky se skládají z dvou disků, které na své čelní straně mají drážky ve tvaru obdélníkových zubů. Při aktivaci zuby zapadnou do drážek a zajistí přenos momentu. Radiální zubové spojky se skládají z posuvné objímky s vnitřním ozubením a ze spojkového disku s vnějším ozubením. Posuvná objímka se zasune do spojkového disku a krouticí moment je přenášen přes větší počet menších zubů než u axiální. Funguje na podobném principu jako drážkový spoj. [11] Radiální zubové spojky se využívaly pro řazení jednotlivých převodových stupňů u automobilů, ale v moderních převodovkách byly až na řazení zpětného chodu nahrazeny synchronizačními spojkami. [3]

2.2.2 SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKY

Synchronizační spojka, popsána na obrázku 7, je řadicí spojka, která umožňuje téměř bezhlučné a rychlé řazení bez rázů jednotlivých převodových stupňů. Slouží k synchronizaci hřídele s ozubeným kolem převodovky pomocí zubové spojky s třecími elementy. Vložena je mezi dvě sousední ozubená kola, pro příklad mezi první a druhý převodový stupeň. [12] Působením axiální síly ramene od řadicího systému se posune posuvné pouzdro, které následně působí na třecí kroužky. V momentě, kdy se otáčky hřídele a ozubeného kola vyrovnají, zuby spojky do sebe zapadnou a vytvoří trvalý kontakt. Jedná se tak o jištěnou synchronizaci. [1]



Obr. 7 Synchronizační spojka, upraveno dle [1]

Proces synchronizovaného řazení je rozdělen do následujících fází: [12]

1. Neutrál – Posuvné pouzdro je jisticími elementy drženo v prostřední pozici.
2. Předsynchronizace – Axiální pohyb posuvného pouzdra posouvá vpřed synchronizační kroužek proti třecímu kuželi na spojkovém disku. Rychlostní rozdíl mezi spojkovým diskem a synchronizačním kroužkem způsobí rotaci synchronizačního kroužku.
3. Synchronizace – Posuvné pouzdro je dále tlačeno, což přináší kontakt vnitřních zubů posuvného pouzdra se zuby synchronizačního kroužku. Třecí moment v této fázi působí proti setrvačnému momentu a rychlostní rozdíl se zmenšuje.
4. Odblokování – Axiální řadicí síla stále působí na synchronizační kroužek skrze jisticí elementy a posuvný disk. Při dosažení synchronizace je třecí síla nulová a synchronizační kroužek se mírně zpátky pootočí vymizením jisticí síly.
5. Volný posuv pouzdra – Posuvné pouzdro projde přes zuby vnějšího kroužku do kontaktu s ozubením spojkového disku.
6. Zařazení převodového stupně – Posuvné pouzdro je kompletně zasunuto do spojkového disku. Zpětné zúžení zubu zabraňuje rozpojení pod zatížením.

2.2.3 VOLNOBĚŽKY

Volnoběžky, také nazývané jednosměrné spojky, jsou spojky, které přenášejí točivý moment pouze v jednom směru otáčení. Při otáčení v jednom směru je spojka neaktivní a pracuje naprázdno. V momentě, kdy se smysl otáčení změní, se spojka automaticky sepne a začne přenášet točivý moment. Skládá se z věnce a jádra mezi kterými jsou volnoběžné tělíska s pružinou. Tyto vzpěrné elementy mohou být válečky, kladívka nebo západky, které lze vidět na obrázku 8. [3] Provedení volnoběžek může být v radiálním i axiálním směru. Kromě klasických volnoběžek existují také ovládané volnoběžky, které dokážou přenášet, brzdit a odpojovat moment v obou směrech. [1]

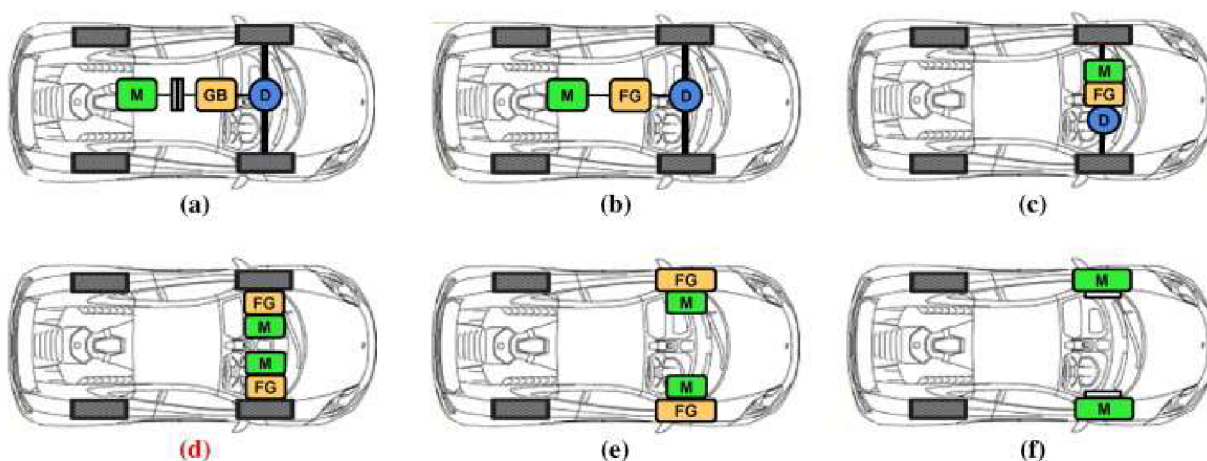


Obr. 8 Západková volnoběžka [1]

V automobilech se setkáme s volnoběžkou u hydrodynamického měniče automatické převodovky. Jednosměrná volnoběžná spojka má kvůli svojí vysoké efektivitě čím dál tím větší zastoupení v moderních hybridních a elektrických automobilech, kde odpojuje a připojuje jednotlivé prvky pohonu. Volnoběžka je běžně užívaná i v zařízeních mimo automobilní průmysl například v zadním náboji jízdního kola, ráčně nebo startovacích táhlech a klikách. [1]

3 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ AUTOMOBILŮ S ELEKTRICKÝM MOTOREM

Převodová ústrojí elektromobilů nevyžadují vícestupňové převodovky z důvodu momentové charakteristiky a schopnosti regulace otáček elektromotorů. V některých případech jsou využity dvoustupňové převodovky pro výhodnější využití při rychlejší jízdě na dálnici nebo pro lepší dynamiku a dojezd vozidla, ale většina elektromobilů je vybavena pouze jednostupňovou převodovkou plnící funkci redukčního převodu. Jedná se tak o značně jednodušší a kompaktnější součást, která je cenově přijatelnější a nevyžaduje rozsáhlou údržbu. S absencí vícestupňových převodovek je spojena absence rozjezdových a řadicích spojek. Použití zbylých převodových komponentů jako rozvodovky a diferenciálu se odvíjí od mechanického uspořádání a počtu motorů. Rozdělujeme šest základních koncepcí elektrického uspořádání pohonu. [13]



M – elektromotor, GB – vícestupňová převodovka, FG – redukční převod, D – diferenciál

Obr. 9 Uspořádání elektrického pohonu, upraveno dle [13]

Podle obrázku 9 uspořádání (a) je elektrický motor umístěn vzadu vozidla, který je spojen s dvoustupňovou převodovkou přes odpojovací spojku. Z převodovky je pak moment přenášen přes hřídele a diferenciál na kola přední nápravy. [13]

Uspořádání (b) je obdobné provedení (a), ale pouze s redukčním převodem bez spojky. [13]

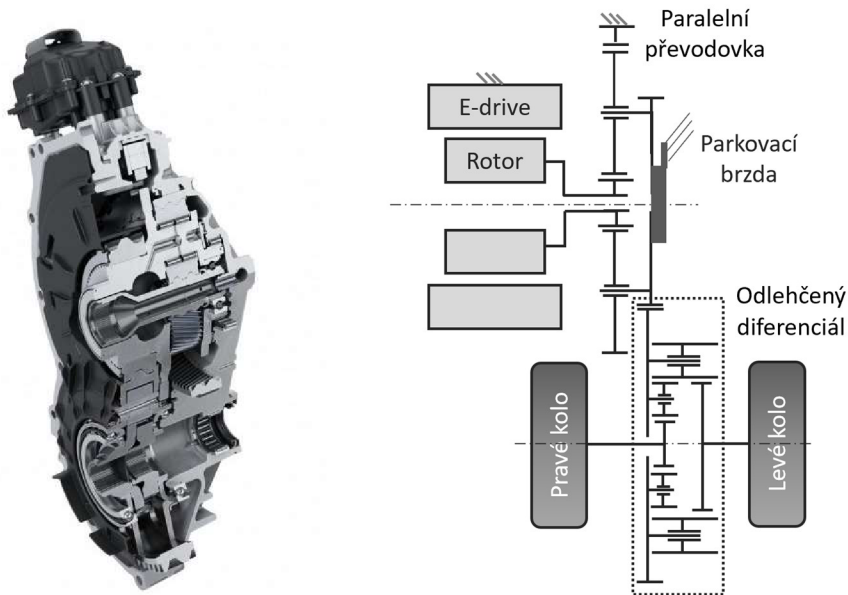
Provedení (c) je ekvivalentem předního pohonu u automobilů se spalovacím motorem. Celý pohonný trakt je umístěn na přední nápravě a její kola. [13]

Konstrukce (d) nevyužívá rozvodovku s diferenciálem, protože jsou využity dva elektromotory. Jeden elektromotor se svým stálým převodem pohání levé přední kolo a druhý motor se svým stálým převodem pohání pravé přední kolo. [13]

Uspořádání (e) vychází z předchozí koncepce (d) a integruje redukční převody elektromotorů přímo do poháněných kol. [13]

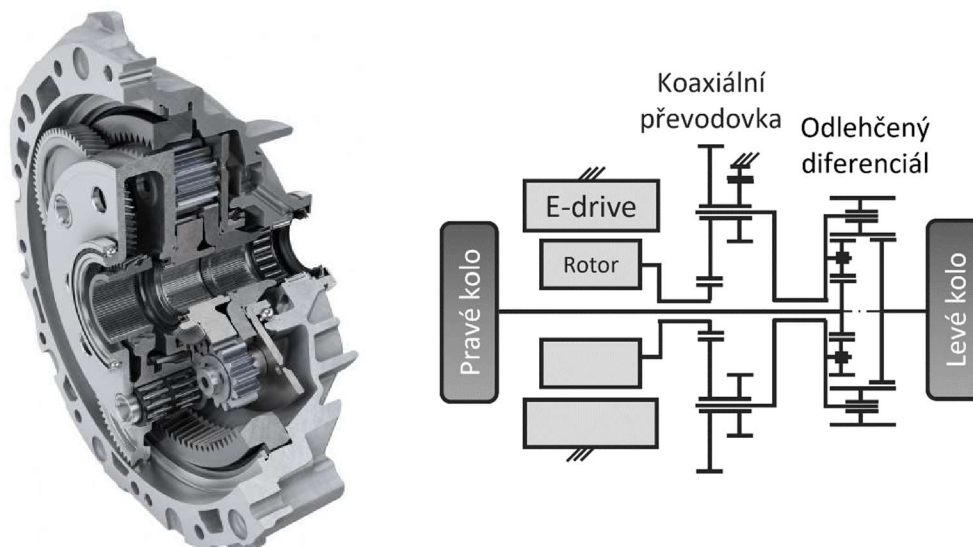
Provedení (f) využívá už pouze dvou elektromotorů, které jsou součástí předních kol. Rychlost otáček elektrických motorů odpovídá tak rychlosti vozidla. Využití nalezneme u malých vozidel pro městskou dopravu. [13]

Koncepce (c), (d), (e) a (f) mohou být dobře využity pro pohon všech kol. Provedení přední nápravy se může stejně použít i na zadní nápravu. V provedení (c) by tak figurovaly dva elektromotory a v provedení (d), (e) a (f) čtyři elektromotory. [13]



Obr. 10 Paralelní převodovka a schéma přední nápravy, upraveno dle [14]

Pro popis typu převodovek a využití pohonu všech kol u elektromobilů lze využít řešení od firmy Schaeffler pro automobily Audi e-tron. Vozidlo je vybaveno jedním elektrickým motorem na přední nápravě a druhým na zadní nápravě. Společnost Schaeffler tak vyvinula dvě rozlišné jednostupňové převodovky. Převodovka pro přední elektromotor viz obrázek 10 využívá planetového převodu. Vstupní a výstupní hřídele jsou umístěny vzájemně paralelně v převodovce. Zadní převodovka je také planetová, ale hřídele jsou vůči sobě koaxiální viz obrázek 11. Součástí je také integrovaná parkovací brzda. V běžném provozu je auto poháněno pouze zadním elektromotorem s koaxiální převodovkou a přední motor není aktivní. Když je vyžadován pohon všech kol nebo řidič náhle zrychlí aktivuje se motor na přední nápravě a vozidlo pohání oba elektromotory. Obě převodovky jsou modulární a umožňují jednoduché přizpůsobení pro jiné automobily. [14]



Obr. 11 Koaxiální převodovka a schéma zadní nápravy, upraveno dle [14]

4 HYBRIDNÍ ELEKTRICKÉ VOZIDLA

Hybridní vozidlo nepoužívá pouze jeden zdroj energie pro svůj pohon, ale kombinuje dva nebo více různých zdrojů získávání energie. Nejčastější kombinací v moderních automobilech je kombinace spalovacího motoru a elektromotoru. Hybridní elektrické automobily, dále jako HEV, mohou být vybaveny zážehovým motorem, vznětovým motorem nebo agregátem na alternativní paliva jako E85, LPG a CNG. [15] Na straně elektromotoru se používají asynchronní motor, synchronní motory s permanentními magnety nebo reluktanční spínací motory. Akumulace elektrické energie se řeší akumulátory nebo palivovými články. Rozšířenějším způsobem je akumulátor. [1]

Na základě následujících pravidel pracují HEV: [16]

- Zdroje energie jsou rozděleny na primární a sekundární.
- Měníče energie jsou rozděleny na primární a sekundární.
- HEV mají primární zdroj palivovou nádrž a sekundární zdroj baterie.
- Primární zdroj má mnohem vyšší objem energie než sekundární.
- Energie může být přenesena z primárního zdroje na sekundární zdroj, ale ne naopak.
- Přenos energie z primárního zdroje na sekundární je proveden přes měniče energie.
- Pro HEV je primárním měničem energie spalovací motor a sekundární elektromotor.
- Část kinetické energie vozidla může být získána bržděním za pomoci sekundárního měniče a uložena v sekundárním zdroji, tento jev se nazývá rekuperace.
- Oba měniče energie mohou dodat kolům trakční točivý moment ve stejný čas.

První hybridní vozidlo bylo zkonstruováno již v roce 1901 Ferdinandem Porsche. Z důvodu nízkých cen pohonných hmot, ale nevznikla potřeba pro další vývoj a následnou hromadnou výrobu automobilů na hybridní pohon. S rostoucím zájmem o redukci emisí, hluku v městech, zlepšení ekologického stavu Země a také na základě legislativních nařízení se v dnešní době automobilový průmysl v široké škále orientuje na hybridizaci a následnou kompletní elektrifikaci pohonů osobních automobilů. [17]

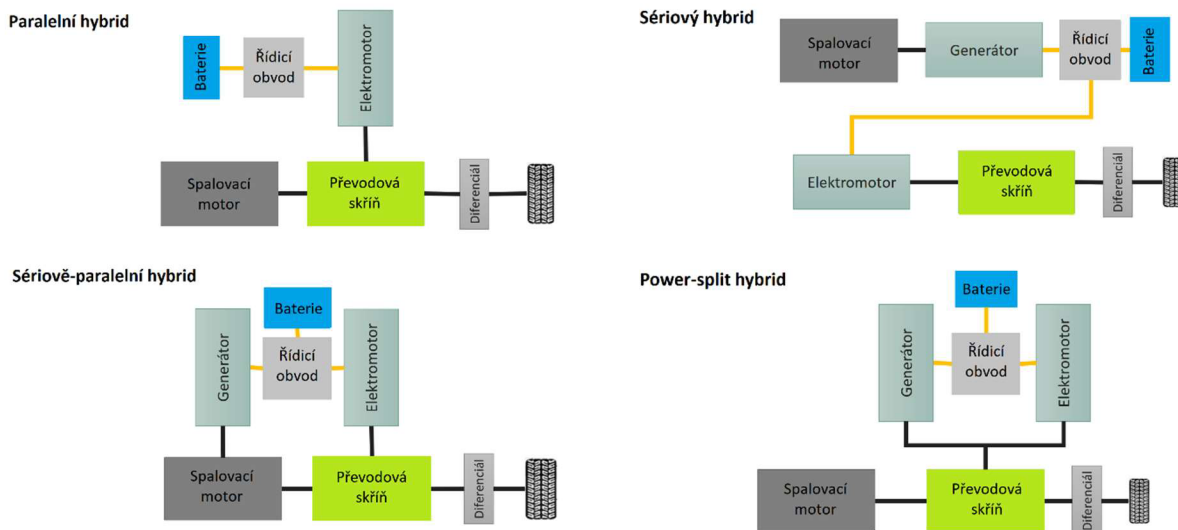
Existují tři hlavní důvody vývoje HEV: [16]

- Snížení spotřeby fosilních paliv a emisí CO₂
- Snížení emisí výfukových plynů
- Lepší dynamika vozidla zvýšením točivého momentu a výkonu

Hybridní pohon můžeme rozdělit dle stupně hybridizace na: [18]

- Mikro hybrid – použití funkce start/stop
- Mild-hybrid (MHEV) – elektromotor funguje pouze jako pomocník spalovacímu motoru při rozjezdech nebo brždění, baterie se dobíjí za jízdy rekuperací nebo motorem, dojezd na elektrický pohon velmi malý, funkce start/stop
- Full hybrid (FHEV) – vozidlo už dokáže ujet delší vzdálenosti pouze na elektrický pohon, akumulátory s vyšší kapacitou, stejné funkce jako předešlé typy
- Plug-in hybrid – jakýkoliv stupeň hybridizace z předešlých typů, dobíjení akumulátoru elektrickou energií je možné i ze sítě

4.1 DĚLENÍ HYBRIDŮ DLE USPOŘÁDÁNÍ HNACÍHO ŘETĚZCE



Obr. 12 Schémata hnacích řetězců hybridů, upraveno dle [1]

4.1.1 SÉRIOVÝ HYBRID

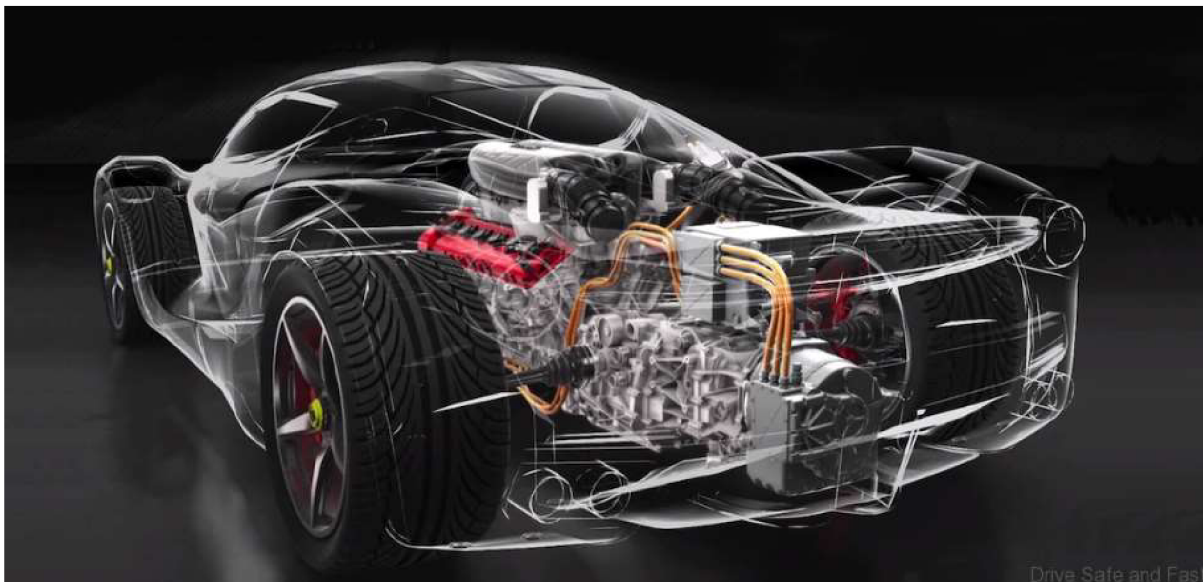
Při uspořádání hnacího ústrojí HEV do série, spalovací motor přímo nevytváří točivý moment, který je následovně přenášen na kola. U sériového uspořádání spalovací motor pouze pohání generátor střídavého proudu, který následně dodává elektrickou energii do elektromotoru, který pak přes stálý převod a diferenciál roztáčí kola automobilu. [19] Tímto způsobem pohonné ústrojí automobilu nepotřebuje klasickou víceúrovňovou převodovku a spojku mezi elektromotorem a poháněnými koly. Celé pohonné ústrojí je tak kompaktnější a jednodušší. Automobil má vysokou účinnost při jízdě ve městě, protože spalovací motor funguje v úzkém spektru otáček a jeho chod je maximálně efektivní. Mezi nevýhody patří nižší účinnost při jízdách na delší vzdálenosti a s tím nevhodnost pro dálniční provoz a také vysoká cena a hmotnost. V praxi se tak sériový hybrid velice nepoužívá. [15]

4.1.2 PARALELNÍ HYBRID

U paralelního uspořádání pohonu spalovací motor a elektromotor dokážou pohánět kola nezávisle na sobě. Otáčky spalovacího motoru jsou spjaté s rychlostí vozidla, takže největší efektivita dosáhne pouze za určitých podmínek. Mechanická a elektrická energie mohou být přímo použity na pohon vozidla. V důsledku se tak účinnost hnacího ústrojí zvyšuje během celé jízdy. [1] U paralelního uspořádání lze tak dobře vynaložit s oběma zdroji energie. Pro kratší vzdálenosti se spalovací motor s elektromotorem omezí na poloviční výkon a při delších vzdálenostech se využije maximálního výkonu spalovacího motoru a potřebné úrovně elektromotoru. Pro prolínání obou pohonů vyžaduje automobil komplexní převodové ústrojí a řídicí prvky. [19]

Při zadním pohonu se běžně používá architektura umístění elektromotoru mezi dvě spojky. První spojka mezi spalovacím motorem a elektromotorem umožní autu čistě elektrický pohon, protože úplně odpojí spalovací motor od pohonného ústrojí. První spojka také zefektivňuje rekuperaci, protože odstraní brzdicí efekt spalovacího motoru. Druhá spojka, která bývá už součástí víceúrovňové převodovky, funguje jako rozjezdová spojka používaná u aut se spalovacím motorem. [19]

Další způsob používaný u pohonu přední nápravy s motorem vpředu, kde nastává problém s prostorem, je paralelní uspořádání s dvouspojkovou převodovkou. V tomto případě se využije existující řešení převodového ústrojí s dvouspojkovou převodovkou DSG a elektrický pohon se integruje na jednu ze dvou vstupních hřídelí za spojkou. Elektrický pohon je tak integrován na sudé nebo liché ozubené převody. [19] Paralelní pohon s dvouspojkovou převodovkou je také pro příklad použit u vozu Ferrari LaFerrari, který je zobrazen na obrázku 13. [20]



Obr. 13 Hybridní pohonná jednotka Ferrari LaFerrari [20]

U axle-split paralelního hybridního pohonu je spalovací motor s automatickou převodovkou umístěn na samostatné ose nejčastěji na přední nápravě a elektromotor s převodovkou se stálým převodem se nachází na druhé ose, která tvoří zadní nápravu. Axle-split provedení tak plní funkci pohonu všech kol. Problém nastává s nabíjením baterie, když auto zastaví. Řešením je druhé elektrické zařízení, které je permanentně připojeno ke spalovacímu motoru a zajišťuje dobíjení baterie při stání a jízdě. [19]

4.1.3 KOMBINOVANÉ HYBRIDY

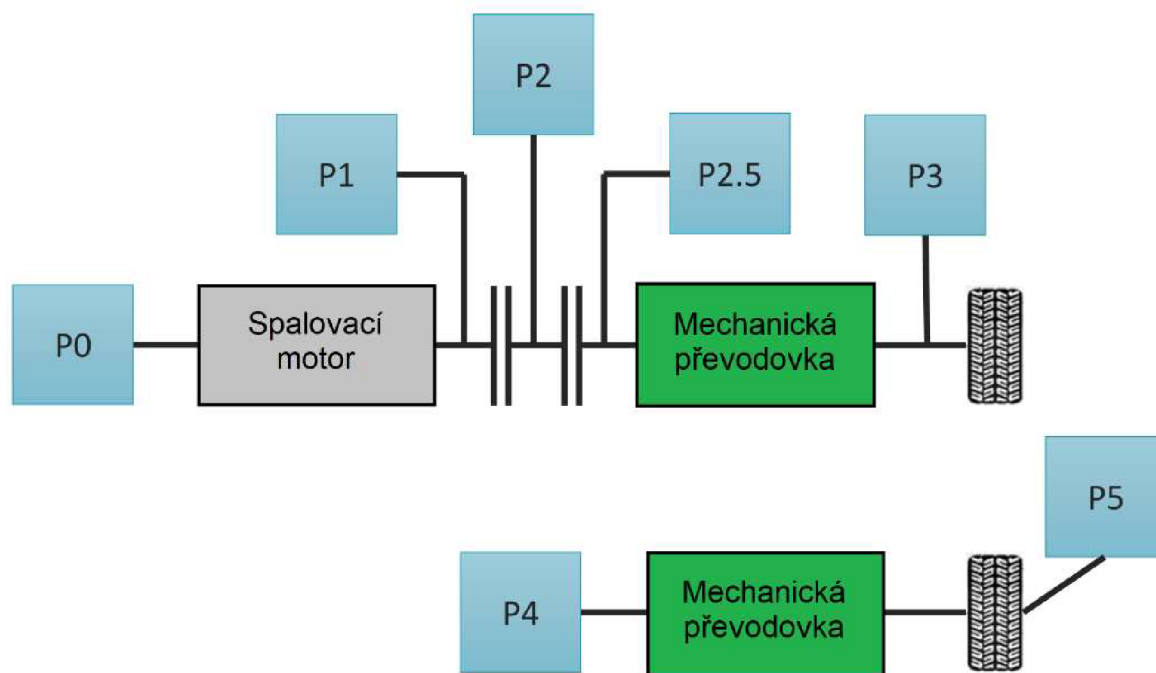
SÉRIOVĚ-PARALELNÍ HYBRID

Sériově-paralelní hybridní pohon vznikne spojením sériového a paralelního uspořádání. K sériovému uspořádání, popsaném v kapitole 4.1.1, se přidá spojka mezi generátor a elektromotor. Při nízkých rychlostech auta je spojka otevřená a kola pohání pouze sériové uspořádání a tím motor funguje v nevhodnějším rozmezí. Při vyšších rychlostech se pak uzavře spojka a auto je poháněno podobným paralelním způsobem jako s využitím dvou spojek, popsaném v kapitole 4.1.2. Ve srovnání se sériovým pohonem není vyžadováno generátoru s velkým výkonem, ale přidáním spojky pohon ztrácí na kompaktnosti. Ve srovnání s paralelním pohonem tato kombinace využívá dvě elektrické zařízení při plnění stejných funkcí, a proto, na základě těchto nevýhod, se sériově-paralelní pohon v automobilním průmyslu moc nevyužívá. [19]

POWER-SPLIT HYBRID

U power-split hybridního pohonu se opět jedná o kombinovaný pohon. Na rozdíl od sériově-paralelního mezi generátor a elektromotor není vložena spojka, ale planetová převodovka s třemi nebo čtyřmi satelity. Princip zůstává stejný jako u sériově-paralelního pohonu, ale zásluhou planetového převodu, se jedná o kompaktnější zařízení a v praxi výhodně použitelné. [19] Pohonné ústrojí plní podobnou funkci jako převodovka s variabilním převodem CVT, a proto je také někdy pohon označován jako ECVT. [15]

4.2 DĚLENÍ PARALELNÍCH HYBRIDŮ DLE UMÍSTĚNÍ ELEKTROMOTORU



Obr. 14 Pozice umístění elektromotoru u paralelních hybridů, upraveno dle [1]

P0 – Elektromotor je dodatečné příslušenství spalovacího motoru. V tomto uspořádání vozidlo nemůže být full hybrid. [1] Elektrické motory vybavené v architektuře P0 dosahují maximálního krouticího momentu až 50 Nm a jejich maximální výkon se pohybuje v rozmezí 12 až 14 kW. [21]

P1 – Elektromotor je spojen s klikovou hřídel spalovacího motoru. Nelze provést jako full hybrid. [1] Provedení P1 využívá automobil Honda Insight 2009, který je vybaven elektromotorem s krouticím momentem 34 Nm a výkonem 10 kW. [21]

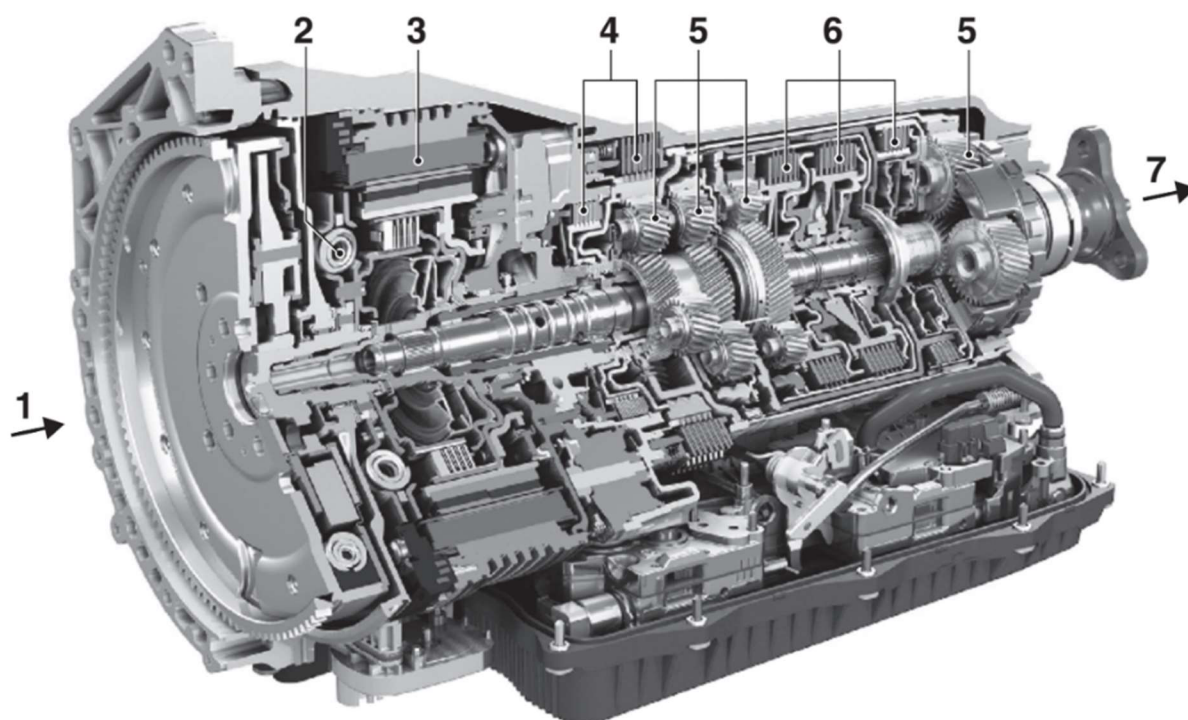
P2 – Elektromotor se nachází mezi spalovacím motorem a převodovkou. Běžné provedení auta se zadním pohonem popsané v kapitole 4.1.2. [1] Provedení je třeba využito u automobilu Nissan X-Trail hybrid. [21] Elektrický pohon také může být integrován do skříně převodovky, což lze vidět na obrázku 15. [7]

P2.5 – Elektromotor je umístěn na vstupu do převodovky. Toto provedení je zmíněno v kapitole 4.1.2 a odpovídá vložení elektromotoru na jednu z hřídelí automatické převodovky DSG. [1]

P3 – Elektromotor je na výstupu z převodovky. Provedení bez rychlostních stupňů pro elektromotor. [1] V této konstrukci se používají spíše silnější elektromotory, které mohou pro příklad dosahovat krouticího momentu 50 Nm a výkonu 21 kW s účinností až 95 %. [21]

P4 – Elektromotor je součástí přídatné e-osy, která pohání jednu nápravu a druhou nápravu pohání spalovací motor na druhé ose. Jedná se o variantu axle-split popsanou v kapitole 4.1.2. V případě potřeby se k odpojení elektrického pohonu na samostatné ose využívá spojka. Kola příslušné nápravy se po odpojení pohonu mohou volně otáčet a eliminují se odpory elektromotoru. [1]

P5 – Elektromotor je přímo součástí kola automobilu. Elektromotory musí být umístěny v kolech nápravy, která není poháněna spalovacím motorem. [1]



1 - vstup převodovky, 2 - torzní tlumič, 3 - elektrické zařízení, 4 - lamelové brzdy,
5 - planetové převody, 6 - lamelové spojky, 7 - výstup převodovky

Obr. 15 Automatická převodovka architektury P2 s integrovaným elektrickým zařízením [7]

5 ODPOJOVACÍ A PŘIPOJOVACÍ KOMPONENTY HYBRIDNÍCH ELEKTRICKÝCH VOZIDEL

V praxi se často vyskytuje odpojování sekundární osy ať už elektronicky nebo mechanicky, jak už bylo uvedeno v kapitole 3 a 4.2. S nárůstem použití synchronních elektromotorů nelze dosáhnout odpojení elektromotoru bez generování mechanických ztrát a zároveň je kladen větší důraz na eliminaci těchto ztrát. Proto společnosti začaly vyvíjet mechanické komponenty pro odpojování a připojování elektromotoru.

Firma Means Industries, která je součástí Amsted Automotive Group, přišla se svým řešením spojky Dynamic Controllable Clutch, dále jako DCC a zobrazené na obrázku 16. Jedná se o elektromagnetický odpojovací komponent, který dokáže odpojit u hybridních a elektrických aut příslušný elektromotor od hnacích os. DCC tak šetří energii a prodlužuje dojezd vozidla až o 10 %. Tradiční spojky používané ve vozidlech se spalovacím motorem nebyly navrženy pro specifické požadavky elektrického pohonu. Hydraulicky nebo elektricky ovládané zubové spojky dramaticky zvyšují výkonové ztráty, celkovou hmotnost a ukázaly se jako složité pro kalibraci při připojování pohonu všech kol, kde se vyžaduje velmi rychlé spojení. Mokré lamelové spojky na druhou stranu dokážou jednoduše a efektivně fungovat pro připojování pohonu, nicméně mají větší hmotnost a vyžadují komplexní hydraulický systém pro ovládní. Elektrický pohon vyžaduje efektivní design odpojovacích komponent, jak už z hlediska funkce, tak z hlediska ceny. [22]



Obr. 16 Dynamic Controllable Clutch [22]

DCC používá elektromagnetického 12 V ovládacího systému, který využívá lineárního aktuátoru pro změnu stavu spojky. Magnetickým spojením je tak čas vyžadovaný k odpojení a připojení komponentu nižší než 20 ms. Robustní design spojky zůstal jednoduchý, kompaktní a odolný vůči vysokým nárokům terénního provozu. DCC dokáže přenést krouticí moment velikosti až 8 500 Nm a vyžaduje velmi nízkou spotřebu elektrické energie pro aktivaci. Provedení DCC je ve dvou variantách. Dvoupolohová DCC se skládá z mechanické

spojky, translatoru a dvupolohového statoru. Třípolohový DCC je navíc vybaven druhou mechanickou spojkou a stator je třípolohový. Příslušné polohy představují volnoběh, jednosměrný pohon a plné spojení v obou směrech. [22]

Společnost Magna International vyvíjí dva odpojovací komponenty pro elektrické pohony s názvem eCoupling a eCoupling Plus. Oba produkty využívají elektromagnetické ovládání pro odpojení přenosu momentu, podobně jako DCC, které eliminuje nároky na vysokotlaké olejové ovládání. Komponent eCoupling, který lze vidět na levé straně obrázku 17, pracuje ve dvou modech Free a Lock. K provozu vyžaduje 3 A pro aktivaci a 1 A pro udržení ve stávajícím stavu. Kompaktní spojka eCoupling je přizpůsobitelná pro požadované spektrum krouticího momentu a snižuje produkci emisí CO₂ automobilu, které by vytvářel nechtěný odpor tradiční třecí spojky. [23]



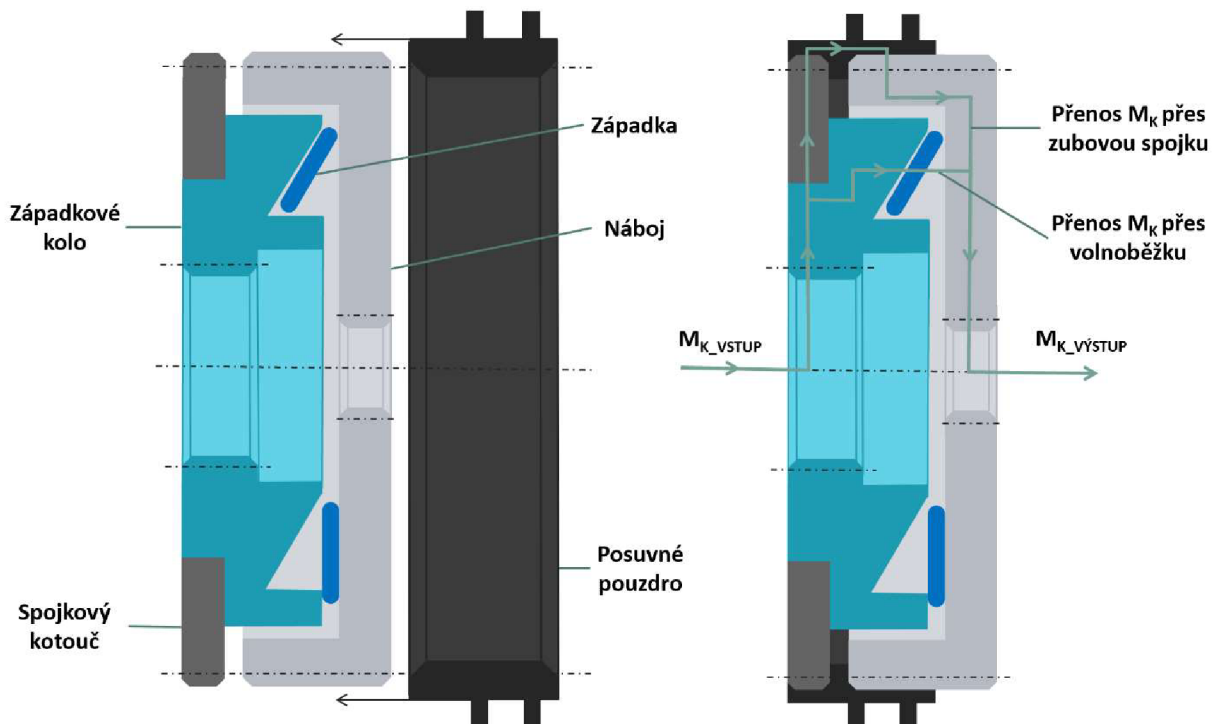
Obr. 17 eCoupling (vlevo), eCoupling Plus (vpravo) [23]

Spojka eCoupling Plus, vyobrazená na pravé straně obrázku 17, vychází ze stejné koncepce jako eCoupling, ale systém je dodatečně vybaven elektricky ovládanou volnoběžkou. Zásadou volnoběžky tak eCoupling Plus dokáže pracovat celkově ve čtyřech režimech. K modům Free a Lock se přidávají módy uzavření otáčení v pravotočivém směru a uzavření otáčení v levotočivém směru. Kombinace tří funkčních režimů tak umožní odpojení a připojení pohonů, ale také jejich plynulý přechod do jednosměrné funkce nebo režimu rekuperace, a to vše ve stejném mechanickém celku. [23]

Další společnosti jako Bosch, BorgWarner, Dana nebo ZF už řeší komponenty odpojování a připojování pohonů přímo jako součást komplexního systému, který obsahuje elektromotor a všechny potřebné komponenty pro přenos krouticího momentu až na kola. Tento systém se nazývá elektrická osa, zkráceně e-osa. Jedná se o kompaktní celek, který zvyšuje celkovou efektivitu pohonu a snižuje náklady na výrobu. Svoji velikostí nezabírá velký prostor v zástavbě automobilu, což pro příklad umožňuje využití baterie s větší kapacitou. [24]

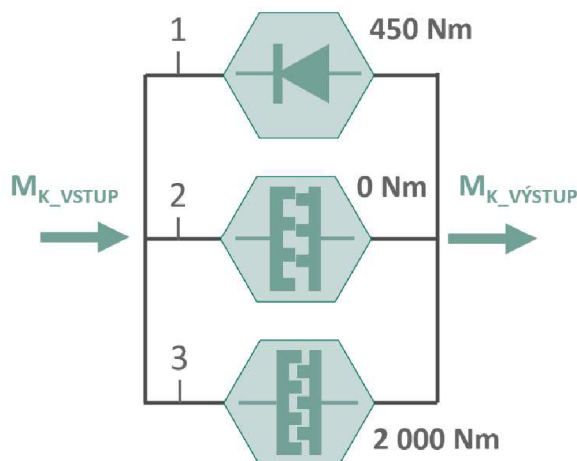
6 DCU

Disconnect and connect unit, zkráceně DCU, je odpojovací a připojovací komponent vyvíjený pro hybridní a elektrické automobily. DCU je designován pro elektromotor, který je umístěn v hnacím řetězci vozidla na pozici P4, jak bylo popsáno v kapitole 4.2. DCU kombinuje a využívá výhod dvou typů mechanických spojek, a to západkové volnoběžky a zubové spojky, jak lze schematicky vidět na obrázku 18. Tento spojovací element je také předmětem koncepčního a konstrukčního návrhu této bakalářské práce.



Obr. 18 Schéma a popis DCU

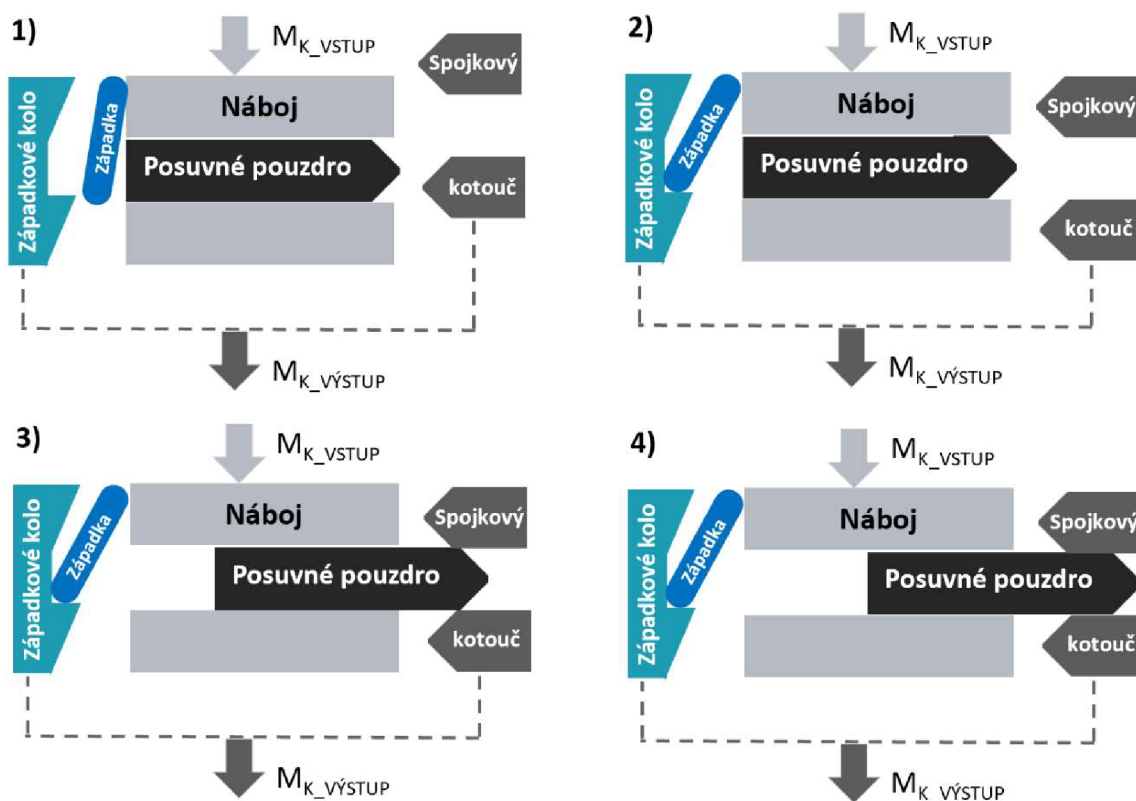
Prvotní spojení uskutečňuje západková volnoběžka, která se zapadnutím západky do západkového kola synchronizuje otáčky vstupní hřídele a výstupu spojky, což je znázorněno ve větvi 1 na obrázku 19. Během této fáze je krouticí moment přenášen právě volnoběžkou, která ale není schopna přenést krouticí moment elektromotoru v jeho plné výši. Západky jsou dimenzovány pro přenos krouticího momentu pouze do 450 Nm. V druhé fázi spojení se zubová spojka aktivuje pomocí vnějšího posuvného pouzdra, které se zasune skrze náboj spojky do zubů spojkového kotouče, jak je znázorněno větvi 3 na obrázku 19. Tvarovým spojením se dokáže přenést mnohem vyšší krouticí moment dosahující až 2000 Nm v obou směrech. DCU je tak schopná rekuperace energie skrze vratný záporný moment. Ve volném stavu znázorněném ve větvi 2 na obrázku 19, kdy není spojka aktivní, se pomocí ovládacího kroužku zasunou západky, aby se zamezilo zbytečnému opotřebení západkových pružin, západek a západkového kola. Deaktivací se také zamezí hluku, který západkový mechanismus vytváří. Zubová spojka je hlavním elementem, který slouží k plnohodnotnému přenosu momentu. Západková volnoběžka plní pouze funkci pozicování a částečného přenosu krouticího momentu elektromotoru pouze v jednom směru.



Obr. 19 Fáze spojení DCU

Funkční polohy DCU dle obrázku 20:

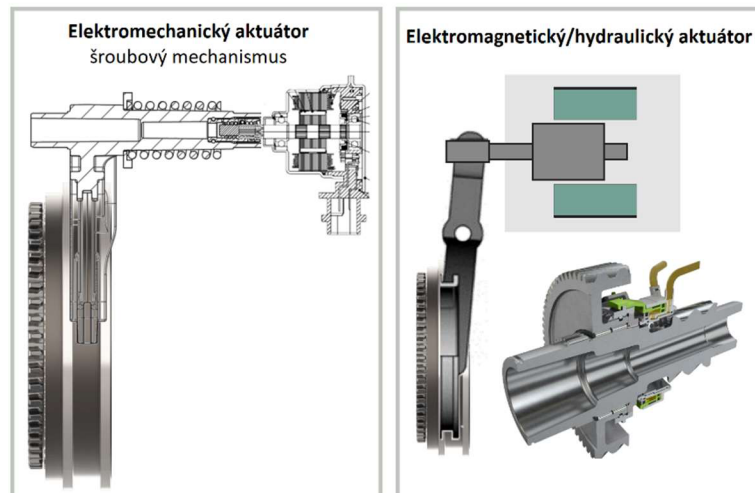
- 1) Volnoběžka je aktivní, ale nepřenáší krouticí moment, protože dochází k protáčení západek vlivem mnohem nižších otáček na vstupu než na výstupu.
- 2) Volnoběžka je aktivovaná a přenáší moment, protože se došlo k zvýšení otáček vstupu vůči výstupu. Západky zapadly do západkového kola a synchronizovaly polohu zubů náboje a spojkového kotouče.
- 3) Prvotní zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče.
- 4) Plné zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče, čímž je umožněn přenos krouticího momentu v obou směrech.



Obr. 20 Funkční polohy DCU

Způsoby aktivace DCU (posouvání posuvného pouzdra) viz obrázek 21:

- Elektromechanický aktuátor – šroubový mechanismus s řadicí vidličkou
- Elektromagnetický nebo hydraulický aktuátor – s řadicí vidličkou nebo bez

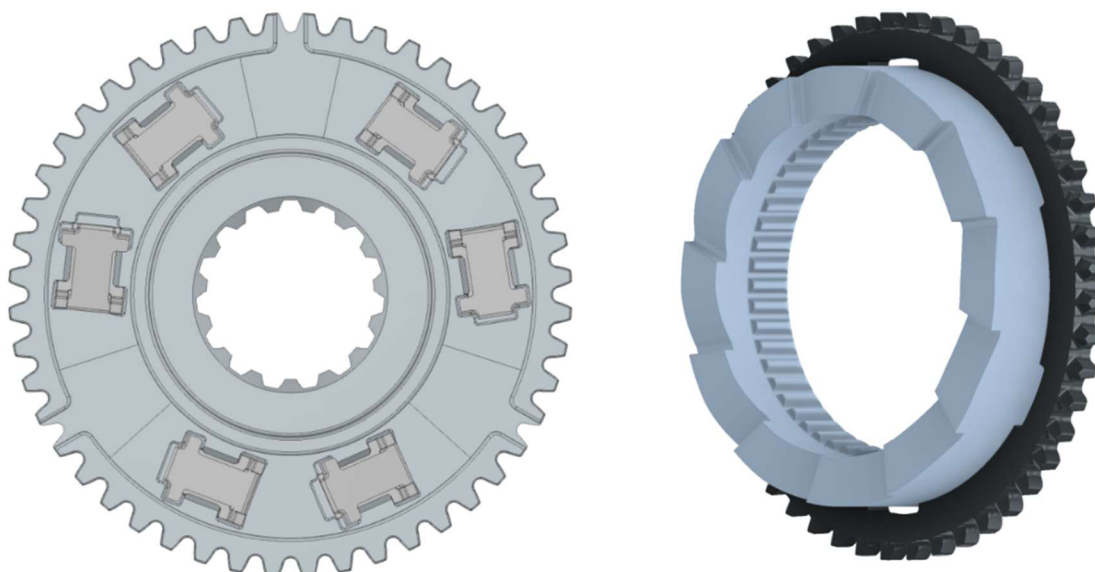


Obr. 21 Způsoby aktivace DCU

V náboji DCU je umístěno celkem 6 západek. Západky se nacházejí vedle sebe v párech, což lze vidět na obrázku 22. Aktivací volnoběžky se zarazí do západkového kola pouze 3 západky a zbylé 3 nejsou aktivní. Západky jsou tak umístěné z důvodu rychlejší aktivace západkového mechanismu.

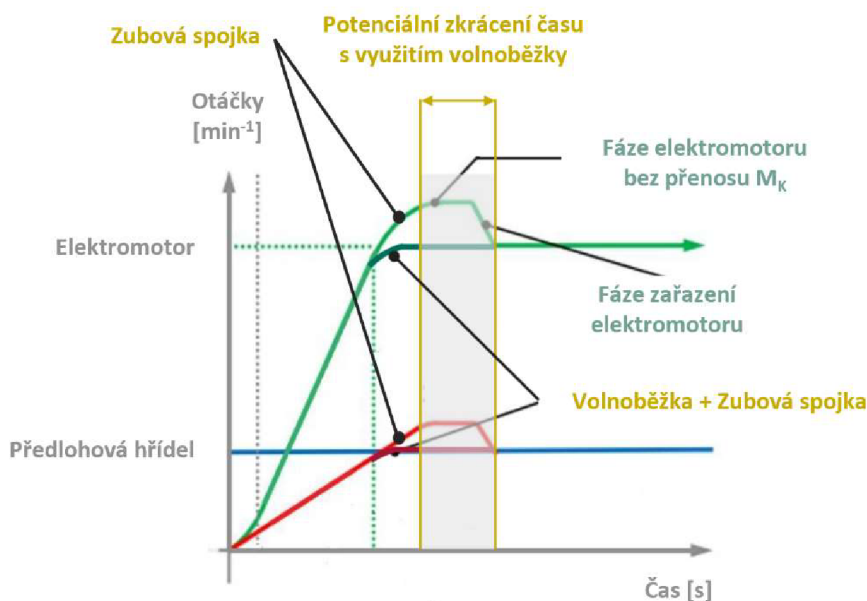
Tab. 1 Parametry DCU

Počet zubů náboje	48 zubů
Úhlová rozteč zubů náboje	7,5°
Počet zubů západkového kola	12 zubů
Úhlová rozteč zubů západkového kola	30°
Natočení západek vůči náboji	4 zuby
Rozestup západkových páru	120°
Maximální pootočení při aktivaci volnoběžky	15°



Obr. 22 Náboj se západkami (vlevo), západkové kolo a spojkový kotouč (vpravo)

Zásadou využití volnoběžky se celkový čas aktivace spojky sníží, jak lze vidět na obrázku 23 a spojení součástí pohonného traktu proběhne v rychlejším čase. Západkový mechanismus je celý zakomponován do těla náboje zubové spojky a tím nedochází k velkému nárůstu rozměrů a hmotnosti spojky. Při řazení ale dochází k problému s odpojením volnoběžky po aktivaci zubové spojky. Když DCU přechází z první fáze, kde přenáší moment volnoběžka, do druhé fáze, kdy celý moment má za úkol přenést pouze zubová spojka, nedochází k odpojení volnoběžky, která zůstává stále aktivní. Volnoběžka se tak dostává do situace, kdy přenášený moment je vyšší, než moment, který je volnoběžka konstrukčně schopná přenést. Tímto by v plné aktivaci spojky mohlo dojít k poškození západek a narušení celé funkce DCU. Tento problém bude řešen v rámci koncepčního návrhu, kde budou navrženy různé koncepce řešení problému s deaktivací volnoběžky. Koncepční návrhy budou porovnány na základě svých výhod a nevýhod a bude určeno nejvhodnější řešení.



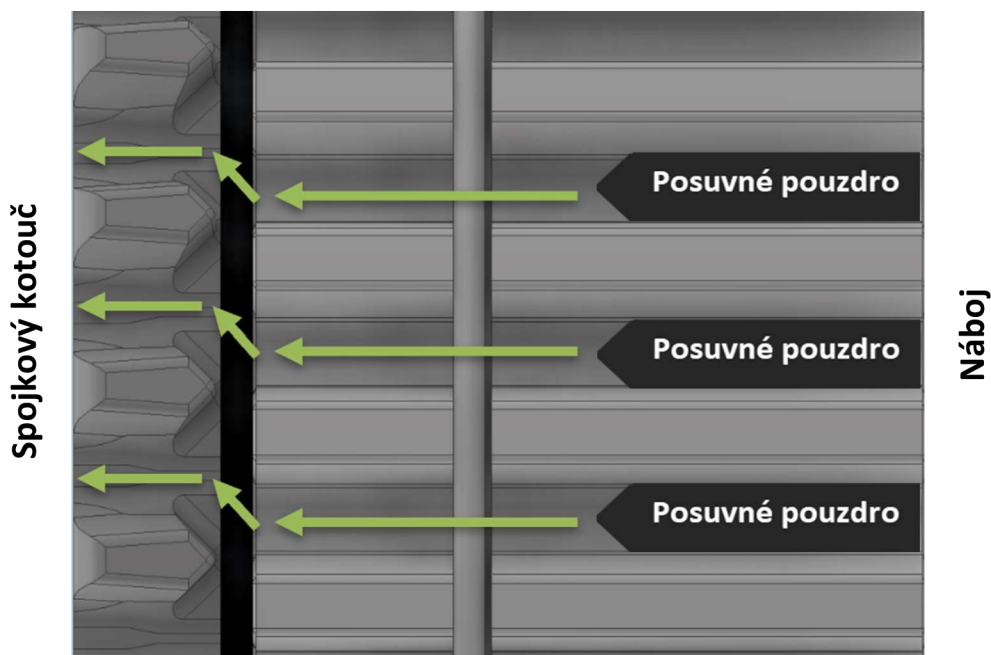
Obr. 23 Potenciální úspora času řazení volnoběžky vůči zubové spojně

7 KONCEPČNÍ NÁVRH

7.1 PRVNÍ KONCEPČNÍ NÁVRH

První koncepční návrh pracuje s myšlenkou malého pootočení spojkového kotouče a tím i západkového kola, které je drážkovým spojem spojeno se spojkovým kotoučem. Když se lehce natočí západkové kolo, západkový mechanismus volnoběžky se deaktivuje a na západky nepůsobí žádné zatížení, protože západkové kolo a západky nejsou v kontaktu. K pootočení dojde v momentu zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče, protože zuby spojkového kotouče a náboje se nebudou nacházet ve stejné pozici, jak lze vidět na obrázku 24. Řadičí aktuátor přetlačí posuvné pouzdro do zubových mezer spojkového kotouče a dojde vzájemně k deaktivaci volnoběžky a aktivaci zubové spojky.

Konstrukčně se budou západky nacházet v posunuté pozici vůči zubům náboje. K prvotnímu zasunutí napomáhá zkosený tvar boku zubů spojkového kotouče. Pro překonání všech odporů bude nutné využít aktuátor s vyšším výkonem, který dokáže působit dostatečně velkou silou, aby při chodu elektromotoru mohlo dojít k zařazení. V kapitole 7.1.1 budou provedeny výpočty směřující k zjištění této potřebné síly.

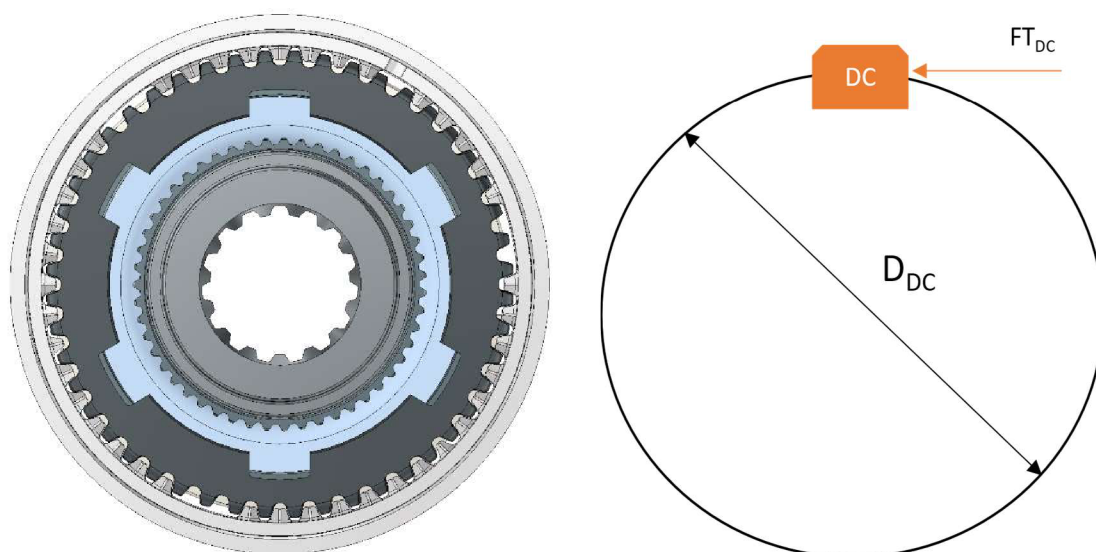


Obr. 24 Trajektorie posuvu posuvného pouzdra

7.1.1 VÝPOČET PRVNÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Tab. 2 Vstupní parametry pro první koncepční návrh

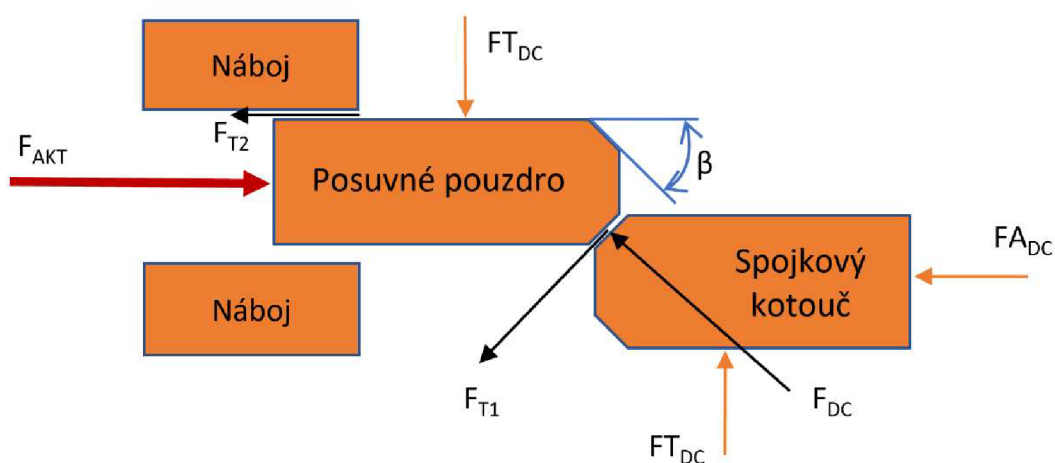
Popis proměnné	Proměnná	Hodnota	Jednotka
Vstupní krouticí moment z elektromotoru	M_K	450	Nm
Střední průměr ozubení DCU	D_{DC}	0,08	m
Úhel mezi čelem a bokem zubu	β	45	°
Koeficient tření	μ	0,1	-



Obr. 25 Přední pohled DCU s průměrem zubové spojky

K zjištění síly potřebné k zařazení zubové spojky potřebujeme provést výpočet tangenciální síly FT_{DC} (1), která působí na ozubení, jak lze vidět na obrázku 25.

$$FT_{DC} = \frac{2 \cdot M_K}{D_{DC}} = \frac{2 \cdot 450}{0,08} = 11\,250 \text{ N} \quad (1)$$



Obr. 26 Silové působení v ozubení DCU při řazení

Následně provedeme výpočet axiální síly FA_{DC} (2) a výsledné síly ozubení F_{DC} (3) z vypočtené síly FT_{DC} a úhlu β .

$$FA_{DC} = FT_{DC} \cdot \tan \beta = 11\,250 \cdot \tan 45 = 11\,250 \text{ N} \quad (2)$$

$$F_{DC} = \frac{FT_{DC}}{\cos \beta} = \frac{11\,250}{\cos 45} = 15\,910 \text{ N} \quad (3)$$

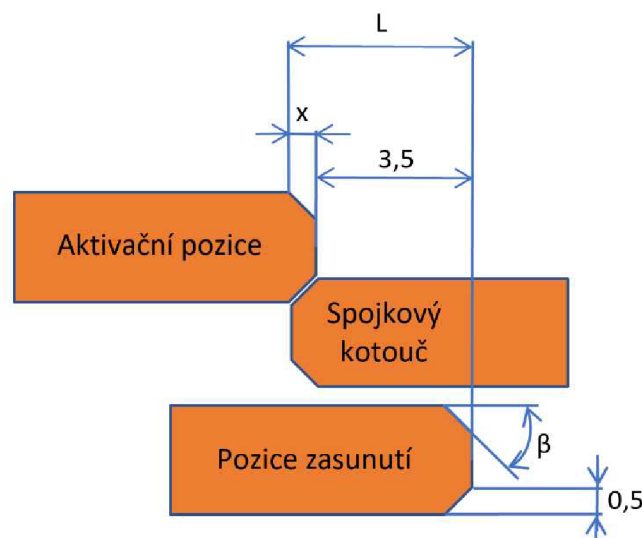
Na obrázku 26 lze vidět působení jednotlivých sil v ozubení při řazení. Další sílu, kterou aktuátor musí překonat je třecí síla na ploše zkosení zubů F_{T1} (4) a třecí sílu na ploše boku zubů náboje F_{T2} (5), protože při aktivaci zubové spojky je posuvné pouzdro ve styku zároveň s nábojem a zkosením zubů spojkového kotouče.

$$F_{T1} = F_{DC} \cdot \mu = 15\,910 \cdot 0,1 = 1\,591 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{T2} = FT_{DC} \cdot \mu = 11\,250 \cdot 0,1 = 1\,125 \text{ N} \quad (5)$$

Síla aktuátoru F_{AKT} (6) je reakční síla, a proto vychází záporně. Do výpočtu (6) vstupují obě třecí síly F_{T1} a F_{T2} a axiální síla FA_{DC} .

$$\begin{aligned} F_{AKT} &= -F_{T1} \cdot \cos \beta - F_{T2} - FA_{DC} = \\ &= -1\,591 \cdot \cos 45 - 1\,125 - 11\,250 = -13\,500 \text{ N} \end{aligned} \quad (6)$$



Obr. 27 Délka dráhy zasunutí

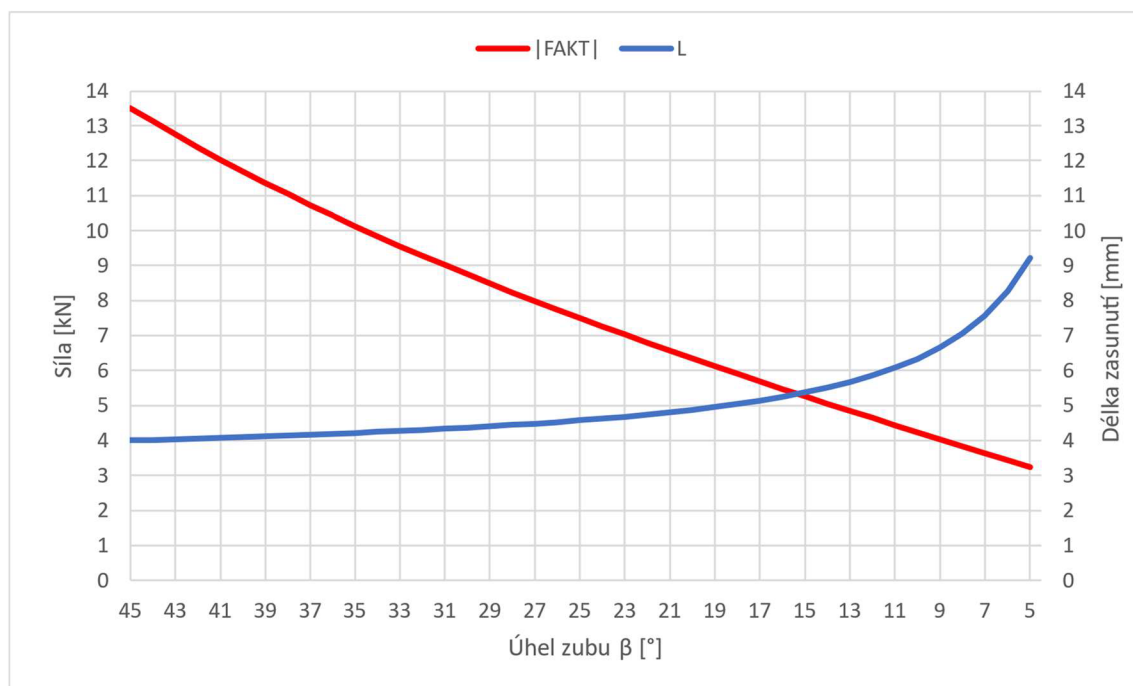
Na obrázku 27 je vyobrazena délka dráhy zasunutí L při aktivaci zubové spojky. Příslušnou délku L vypočteme následujícím vztahem:

$$L = 3,5 + \left(\frac{0,5}{\tan \beta} \right) = 3,5 + \left(\frac{0,5}{\tan 45} \right) = 4 \text{ mm}, \quad (7)$$

kde hodnota 3,5 mm představuje minimální délku styku mezi zuby spojkového kotouče a posuvného pouzdra a hodnota 0,5 mm představuje fixní rozměr úhlu β .

Vypočtená síla aktuátoru F_{AKT} (6) je příliš vysoká pro běžné použití v praxi. Aktuátor s dostatečně velkou zdvihací silou pro pokrytí zařazení DCU by byl příliš drahý na to, aby se použil pro tento komponent. Síla F_{AKT} se tak musí snížit, aby tato koncepce byla použitelná a mohlo se využít méně výkonného aktuátoru.

Z výpočtů lze vypožorovat, že sílu F_{AKT} ovlivňuje velikost momentu M_K a velikost úhlu β . Výpočtový krouticí momentu 450 Nm odpovídá výši momentu, pro kterou je volnoběžka dimenzována. Jedná se o stav, který může při běžném provozu DCU nastat. Ke snížení síly aktuátoru F_{AKT} tak můžeme zmenšit úhel β . Graf 1 zobrazuje vypočtenou změnu délky dráhy zasunutí L a síly F_{AKT} pro nižší hodnoty úhlu β . Pro výpočet jednotlivých proměnných byli použity stejné vzorce a postupy z výpočtů (2), (3), (4), (6) a (7). Hodnota třecí síly F_{T2} (5) zůstává pro jednotlivé řádky tabulky stejná, protože proměnný úhel β není zahrnut v jejím výpočtu. Konkrétní vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v příloze A.



Graf 1 Změna velikosti F_{AKT} a L v závislosti na změně úhlu β

Na základě provedených výpočtů lze v grafu 1 pozorovat, že při snížení velikosti úhlu β se sníží velikost řadičí síly aktuátoru F_{AKT} . Dojde také k prodloužení dráhy zasunutí L , což bude vyžadovat rozšíření šířky náboje. Při nízké hodnotě úhlu β jako je 5° lze vidět, že hodnota síly aktuátoru F_{AKT} se pohybuje nad 3 kN, což je stále příliš vysoká síla pro aktuátor. Délka zasunutí L se nám při této nízké hodnotě také razantně zvýší, což by mělo za následek velké rozšíření šířky DCU.

Pro fungování koncepce se tak musí zařazení provést s vypnutým elektromotorem, aby se nemusel použít aktuátor s velkým výkonem, který by byl příliš drahý. Přenášený krouticí moment by byl nulový a odpory pro zařazení vzniklé třením, které by aktuátor s nižší zdvihací silou zvládl překonat. Pro zařazení se také musí vzít v úvahu setrvačný moment, který vznikne po vypnutí elektromotoru. Toto řešení není příliš vhodné pro použití v běžném provozu, protože vypnutí a opětovné zapnutí elektromotoru by prodloužilo dobu aktivace DCU a volnoběžka by ztratila svůj smysl využití.

7.1.2 ZHODNOCENÍ PRVNÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

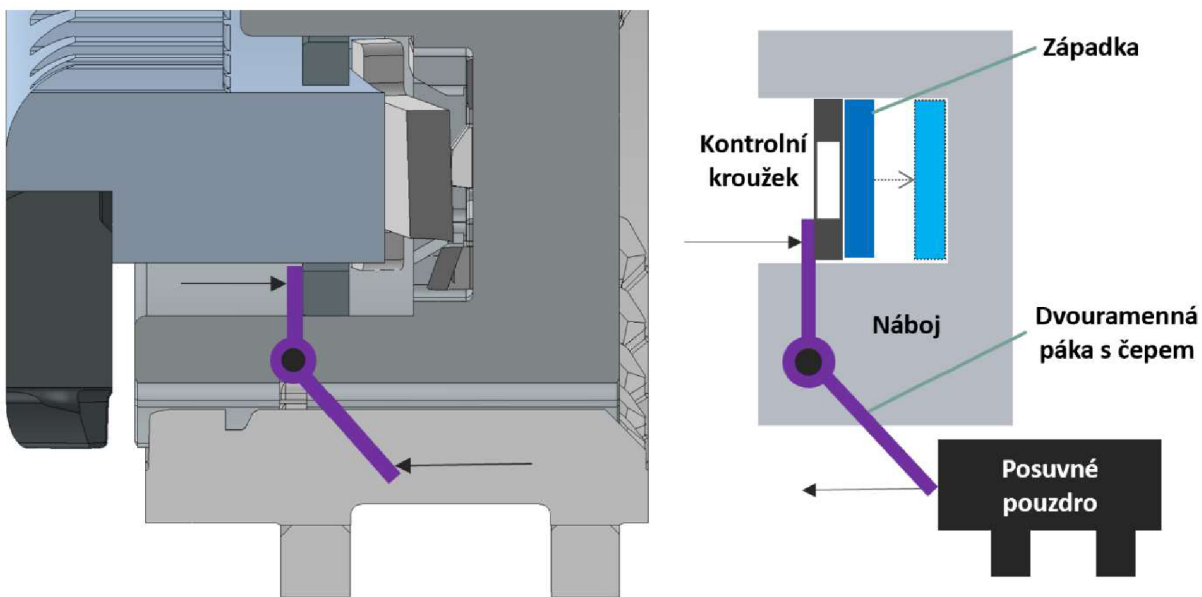
První koncepční návrh na základě provedených výpočtů se neukazuje jako nejvhodnější k užití v praxi. V tomto provedení by návrh nesplňoval požadavek rychlé aktivace, který je u komponentu pro elektrický pohon potřebný. Jedná se ale o jednoduchý koncepční návrh s minimální úpravou konstrukce DCU.

Tab. 3 Výhody a nevýhody první koncepce

Výhody	Nevýhody
Jednoduchost	Pomalá rychlost – vypnutí elektromotoru
Minimální úprava konstrukce DCU	Chvilkové přerušování toku momentu
Cena	Opotřebení zubů

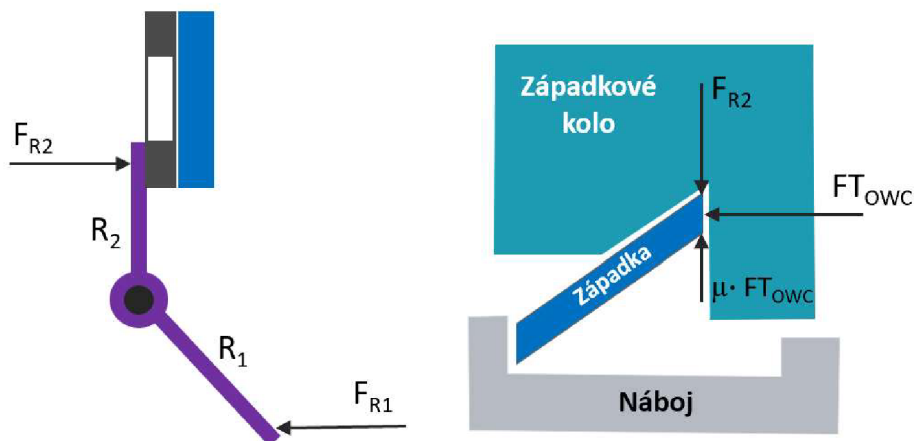
7.2 DRUHÝ KONCEPČNÍ NÁVRH

Druhý koncepční návrh vychází z využití vratného pákového mechanismu, který by při pohybu posuvného pouzdra směrem do spojkového kotouče deaktivoval dvouramennou pákou západky. Při volném stavu DCU je posuvné pouzdro částečně vysunuto mimo náboj a tlačí na kontrolní kroužek, který zasouvá západky. Pružiny v západkách jsou stlačeny a západky nejsou v kontaktu se západkovým kolem. Podobným způsobem by byly deaktivovány západky v momentu přechodu z větve 1 na větev 3 viz obrázek 19. Posuvné pouzdro by při svém pohybu působilo na jedno rameno páky a druhé rameno páky by tlačilo na kontrolní kroužek, který by postupně zasouval západky. V okamžiku plného zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče by došlo ke kompletnímu stlačení pružin západek a tím deaktivace přenosu kroutícího momentu skrze volnoběžku.



Obr. 28 Návrh pákového mechanismu

Pákový mechanismus, znázorněny na obrázku 28, lze zakomponovat do náboje DCU. Rameno páky, na které působí posuvné pouzdro, bude vyčnívat ven z náboje a otáčení páky bude zajištěno čepem uloženým v náboji. Pro rovnoměrné rozložení tlačné síly se použijí tři páky rozmístěné v rozmezí 120° od sebe.



Obr. 29 Silové působení pákového mechanismu

Jak lze vidět na obrázku 29, k deaktivaci volnoběžky pomocí pákového mechanismu je nutná síla F_{R1} , která působí na rameno páky R1. Skrze rameno R2 pak působí na kontrolní kroužek síla F_{R2} . K stlačení západek musí být síla F_{R2} větší než třecí síla, která vzniká mezi západkou a západkovým kolem. Tato třecí síla je závislá na velikosti síly F_{TOWC} , která je ovlivněna velikostí přenášeného krouticího momentu M_k . Zmíněný odpor mezi západkou a západkovým kolem zvyšuje potřebnou sílu aktuátoru pro zařazení.

7.2.1 ZHODNOCENÍ DRUHÉHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

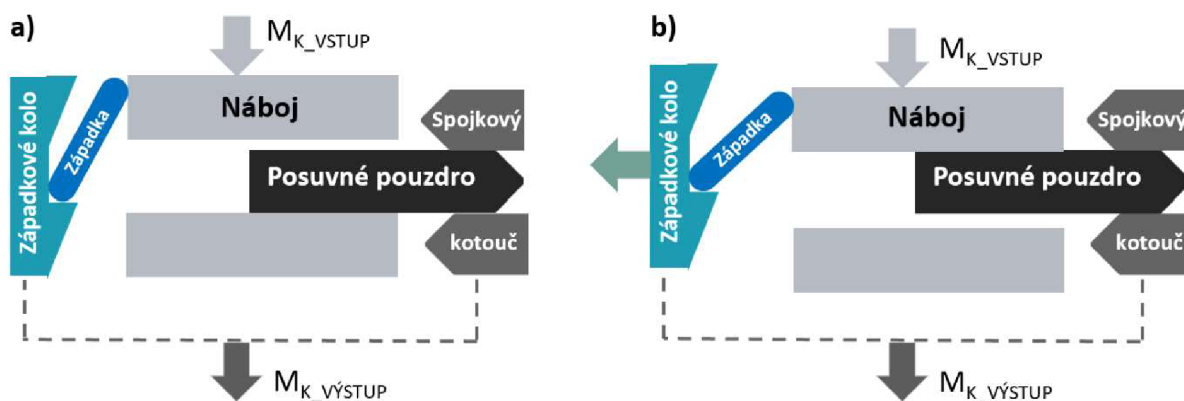
Druhý koncepční návrh vyžaduje příslušnou konstrukční úpravu náboje a posuvného pouzdra. Vložením páky s čepem do zástavby DCU jsou zvýšeny nároky na výrobu jednotlivých součástí a jejich montáž. Druhá koncepce by vyžadovala použití aktuátoru s vyšším výkonem.

Tab. 4 Výhody a nevýhody druhé koncepce

Výhody	Nevýhody
Žádné rozšíření rozměrů DCU	Složitě řešení
Rychlost aktivace	Cena – aktuátor s vyšším výkonem
	Nároky na výrobu a montáž

7.3 TŘETÍ KONCEPČNÍ NÁVRH

Třetí koncepční návrh funguje jako omezovač momentu tzv. torque limiter. Do konstrukce se vloží pružina, která se stlačí při překročení příslušné hodnoty krouticího momentu. Pružina bude vložena do konstrukce DCU na místo, kde při jejím stlačení dojde k posuvu západek. Západkový mechanismus zůstane stále aktivní, ale úhel západky se bude postupným stlačováním pružiny zvětšovat. Posuvem západek dojde k malé rotaci náboje. Mezi zuby posuvného pouzdra a náboje bude konstrukčně vytvořena mezera. DCU se do hodnoty momentu 450 Nm bude nacházet v pozici a) znázorněné na obrázku 30. Při překročení tohoto momentu se náboj pootočí a zuby posuvného pouzdra se opřou svou druhou stranou o zuby náboje, jak lze vidět v b) na obrázku 30. Touto rotací se tak moment přesahující hodnotu 450 Nm bude přenášet skrze zubovou spojku a bude zamezeno mechanickému poškození volnoběžky. Na rozdíl od předešlých koncepcí nedochází k deaktivaci volnoběžky a volnoběžka stále přenáší moment. Pružiny se mohou použít vinuté tlačné nebo talířové. Zvolená pružina musí být schopná snést maximální zatížení při natočení západky v pozici a) i b).

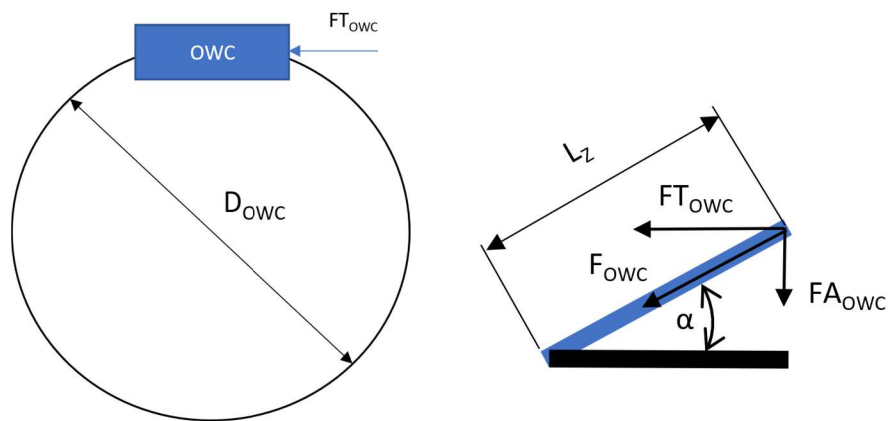


Obr. 30 Pozice DCU při třetím koncepčním návrhu

7.3.1 VÝPOČET TŘETÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Tab. 5 Vstupní parametry pro třetí koncepční návrh

Popis proměnné	Proměnná	Hodnota	Jednotka
Vstupní krouticí moment z elektromotoru	M_K	450	Nm
Střední průměr rozmístění západek	D_{OWC}	0,06	m
Počáteční úhel západky	α_1	16	°
Koncový úhel západky	α_2	22	°
Délka západky	L_Z	13	mm
Průměr roztečné kružnice drážkování náboje	D_{DR}	0,0265	m
Koeficient tření	μ	0,1	-



Obr. 31 Silové působení v západkách

První je potřeba vypočítat tangenciální sílu FT_{OWC} (8) ze vstupního momentu elektromotoru v hraničním stavu M_K a středního průměru rozmístění západek D_{OWC} , která působí na západky podle obrázku 31.

$$FT_{OWC} = \frac{2 \cdot M_K}{D_{OWC}} = \frac{2 \cdot 450}{0,06} = 15\,000 \text{ N} \quad (8)$$

Západky, jak už bylo zmíněno se můžou nacházet ve dvou okrajových pozicích a) a b). Pro pozici a) vypočteme axiální sílu FA_{OWC1} (9) a výslednou sílu F_{OWC1} (10) z vypočtené síly FT_{OWC} a počátečního úhlu západky α_1 . Pro pozici b) vypočteme axiální sílu FA_{OWC2} (11) a výslednou sílu F_{OWC2} (12) z vypočtené síly FT_{OWC} a koncového úhlu západky α_2 .

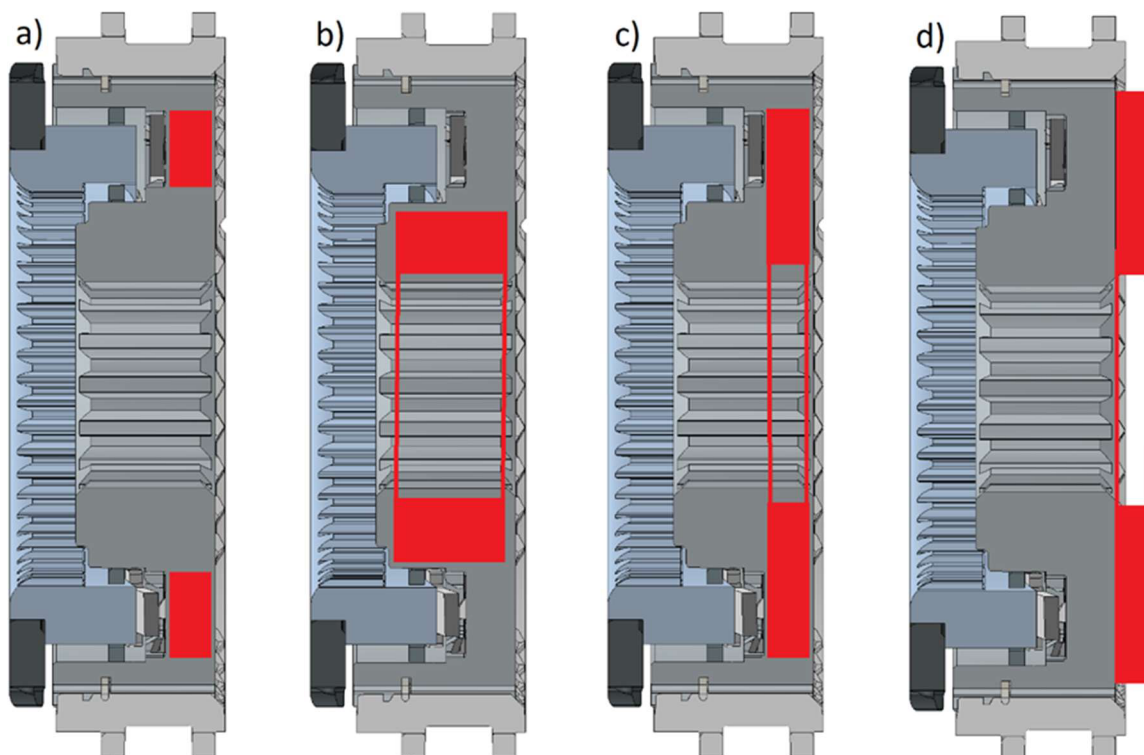
$$FA_{OWC1} = FT_{OWC} \cdot \tan \alpha_1 = 15\,000 \cdot \tan 16 = 4\,301 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{OWC1} = \frac{FT_{OWC}}{\cos \alpha_1} = \frac{15\,000}{\cos 16} = 15\,605 \text{ N} \quad (10)$$

$$FA_{OWC2} = FT_{OWC} \cdot \tan \alpha_2 = 15\,000 \cdot \tan 22 = 6\,060 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{OwC2} = \frac{F_{TowC}}{\cos \alpha_2} = \frac{15\,000}{\cos 22} = 16\,178\text{ N} \quad (12)$$

Na základě porovnání výpočtů (9) a (11) je axiální síla F_{AowC2} větší než axiální síla F_{AowC1} , což znamená, že maximální možná síla pružiny v axiálním směru musí být rovna nebo vyšší než 6 060 N. Na základě porovnání výpočtů (8) a (11) lze vyvodit, že umístění pružin je vhodnější v axiálním směru než v tangenciálním směru, protože síla F_{AowC2} je značně nižší než síla F_{TowC} . Nároky na pružinu tak budou nižší a využije se pružina s menšími rozměry.



Obr. 32 Polohy umístění pružin

Na obrázku 32 jsou vyobrazeny 4 různé pozice umístění pružin v axiálním směru, které jsou z hlediska konstrukce vhodné. Ve variantě a) je vinutá tlačná pružina umístěna přímo pod každou západkou. Jedná se o malý prostor, do kterého se dokáže vložit pružina s největším možným zatížením 20,99 N. Parametry příslušné pružiny jsou vidět na obrázku 33. Když je aktivovaná volnoběžka, jsou vždy v záběru 3 západky, což nám vytvoří maximální možné zatížení 62,97 N. Ve srovnání s požadovanou silou 6 060 N není řešení realizovatelné.

Materiál	d Průměr drátu (mm)	De Vnější průměr (mm)	Di Vnitřní průměr (mm)	L0 Délka bez zatížení (mm)	Ln Max. délka při zatížení (mm)	Sn Maximální zdvih (mm)	Fn Maximální zatížení při Ln (N)	R Tuhost pružiny (N/mm)	Řada	Č. zboží
Strunový drát	0,63	3,83	2,57	5,50	4,00	1,50	20,99	14,02	A	11350



Obr. 33 Parametry pružiny pro polohu a) [25]

Varianta b) pracuje s jednou větší vinutou pružinou. Náboj DCU je rozdělen na dva díly, mezi které je vložena pružina. Do rozsáhlejšího prostoru se vejde pružina s maximálním zatížením 451,94 N viz obrázek 34, což nesplňuje podmínku přenášené síly FA_{OWC2} .

Materiál	d Průměr drátu (mm)	De Vnější průměr (mm)	Di Vnitřní průměr (mm)	L0 Délka bez zatížení (mm)	Ln Max. délka při zatížení (mm)	Sn Maximální zdvih (mm)	Fn Maximální zatížení při Ln (N)	R Tuhost pružiny (N/mm)	Řada	Č. zboží
Strunový drát	4,88	42,85	33,09	38,10	27,66	10,44	451,94	43,32	B	C16871921500M



Obr. 34 Parametry pružiny pro polohu b) [25]

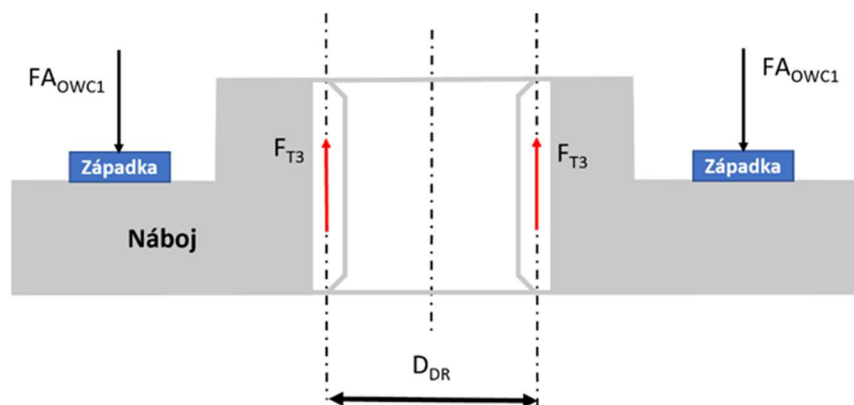
Poloha pružiny c) pracuje s talířovou pružinou. Talířová pružina je vložena pod západky přímo do zástavby náboje. Pružina rozměrově vyhovující má sílu 4 238 N při jejím maximálním stlačení 1,76 mm viz obrázek 35, což stále nevyhovuje síle FA_{OWC2} . Hlavní problém nastává s rozměry náboje. Vnitřní průměr pružiny je 31 mm a průměr patní kružnice drážkování náboje je 28 mm. Mezi drážkováním a odebraným prostorem pro pružinu vznikne 3 mm stěna, která pevnostně není vhodná u drážkového spoje. Pružina s větším vnějším průměrem použít nelze, protože další produktová řada pružin je s větším průměrem 71 mm, který už zasahuje mimo západky.

Materiál	De Vnější průměr (mm)	Di Vnitřní průměr (mm)	t Tloušťka (mm)	L0 Délka bez zatížení (mm)	L Výška při zatížení F (mm)	F Síla (N)	s Max. zdvih (mm)	Č. zboží
Pružinová ocel - Naolejovaný	63,00	31,00	1,80	4,15	2,39	4.238,00	1,76	6300-3100-180



Obr. 35 Parametry pružiny pro polohu c) [26]

Poslední varianta d) má talířovou pružinu umístěnou mimo konstrukci DCU. Pružina je opřena jednou stranou o náboj DCU. Bude tak docházet k posouvání celého náboje a západek, které jsou vloženy v náboji. Posouvání náboje po hřídeli v axiálním směru skrze drážkování bude vytvářet třecí sílu F_{T3} (13), jak je znázorněno na obrázku 36.



Obr. 36 Průměr drážkování a působení třecí síly F_{T3}

$$F_{T3} = \frac{2 \cdot M_K}{D_{DR}} \cdot \mu = \frac{2 \cdot 450}{0,0265} \cdot 0,1 = 3\,396 \text{ N} \quad (13)$$

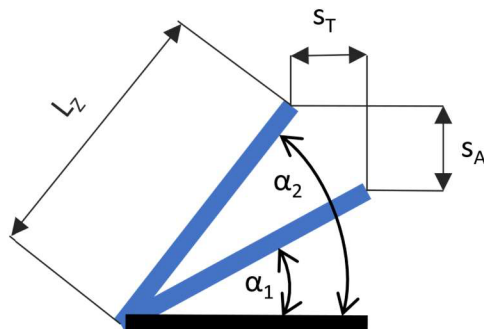
$$F_{T3} < FA_{OWC1} \quad (14)$$

Na základě porovnání (14) třecí síly F_{T3} a axiální síly v počátečním stavu FA_{OWC1} lze vyvodit, že může dojít k posunutí náboje při stlačování pružiny, protože síla F_{T3} je menší než síla FA_{OWC1} .

Třecí síla F_{T3} se musí připočítat k síle FA_{OWC2} , abychom zjistili skutečnou maximální zatěžovací sílu pružiny F_p (15). Tření nám v tomto případě pomáhá a zredukuje sílu pružiny.

$$F_p = FA_{OWC2} - F_{T3} = 6\,060 - 3\,396 = 2\,664 \text{ N} \quad (15)$$

Pro výběr vhodné pružiny se musí také zjistit její požadované stlačení při vypočtené síle F_p . Jak je znázorněno na obrázku 37, západka se posune v axiálním směru z pozice úhlu α_1 do pozice úhlu α_2 o hodnotu s_A (16). V tangenciálním směru se západka posune z výchozí pozice do koncovém o rozměr s_T (17).



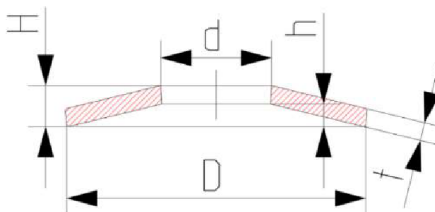
Obr. 37 Natočení západek

$$s_A = (L_Z \cdot \sin \alpha_2) - (L_Z \cdot \sin \alpha_1) = (13 \cdot \sin 22) - (13 \cdot \sin 16) = 1,29 \text{ mm} \quad (16)$$

$$s_T = (L_Z \cdot \cos \alpha_2) - (L_Z \cdot \cos \alpha_1) = (13 \cdot \cos 22) - (13 \cdot \cos 16) = 0,44 \text{ mm} \quad (17)$$

Pružina na základě výpočtů (15) a (16) musí splňovat minimální stlačení 1,29 mm při působení síly o velikosti 2 664 N. Vhodná pružina je vyobrazena na obrázku 38 při stlačení ze 75 % dosahuje stlačení 1,462 mm při síle 2 622 N z čehož lze odvodit, že při působení síly F_p (15) dojde k vyššímu stlačení, než je vyžadováno podle s_A (16). Vyšší hodnota stlačení nevádí funkci tohoto koncepčního návrhu, protože v náboji bude vytvořená zubová mezera příslušná natočení západky z pozice úhlu α_1 do pozice úhlu α_2 . Pozice umístění pružiny d) je ze všech prověřených pozic jako jediná vyhovující.

KATALÓGOVÉ ČÍSLO	D (mm)	d (mm)	t (mm)	H (h+t) (mm)	h (mm)	S = 0,25 h		S = 0,5 h		S = 0,75 h		S = h	
						s (mm)	F (N)	s (mm)	F (N)	s (mm)	F (N)	s (mm)	F (N)
TP 560x285x150x345	56	28,5	1,5	3,45	1,95	0,487	1458	0,975	2259	1,462	2622	1,95	2766



Obr. 38 Parametry pružiny pro pozici d), upraveno dle [27]

Funkčnost třetího koncepčního návrhu je podmíněná vytvořením větší zubové mezery v náboji, aby mohlo dojít k natočení náboje vůči spojkovému kotouči. Jak bylo zjištěno ve výpočtu hodnoty s_T (17), západky s nábojem se posunou v tangenciálním směru o 0,44 mm na průměru D_{OWC} . Přepočtem na střední průměr ozubení D_{DC} dojde k posunutí o hodnotu s_{TDC} (18) a pootočení ve stupních o φ (19). V náboji se tak musí rozšířit zubová mezera o hodnotu s_{TDC} (18) na středním průměru ozubení D_{DC} .

$$s_{TDC} = \frac{s_T \cdot D_{DC}}{D_{OWC}} = \frac{0,44 \cdot 80}{60} = 0,59 \text{ mm} \quad (18)$$

$$\varphi = 90 - \tan^{-1} \left(\frac{D_{OWC}}{2 \cdot s_{TDC}} \right) = 90 - \tan^{-1} \left(\frac{80}{2 \cdot 0,59} \right) = 0,85^\circ \quad (19)$$

7.3.2 ZHODNOCENÍ TŘETÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Třetí koncepční návrh se jeví jako nejvhodnější návrh pro využití v praxi. Ze 4 pozic umístění pružin v axiálním směru vyhovuje pouze jedna ve všech potřebných parametrech. Jedná se o jednoduchý návrh, který vyžaduje minimální úpravy stávajícího designu DCU, a to malé rozšíření zubové mezery v náboji. Vybraná pružina je běžně dostupná, takže není potřeba konstruovat specifickou pružinu pro tento komponent. Cena DCU se tak pouze navýší o cenu pružiny. Na rozdíl od prvního a druhého koncepčního návrhu nepřekonává aktuátor další odpory při řazení. Využije se tak aktuátor se zdvihací silou pouze pro zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče. Pružina funguje jako omezovač krouticího momentu a chrání západkový mechanismus před mechanickým poškozením. Volnoběžka v tomto provedení se nedeaktivuje, ale stále přenáší moment až do výše 450 Nm. Při překročení této hranice se moment nad 450 Nm přenáší skrze zubovou spojku. Dojde tak vlastně k navýšení celkové momentové kapacity ve směru jízdy automobilu, kterou je DCU možno přenést, a to na 2450 Nm. Přenos momentu by byl uskutečněn zároveň přes větev 1 a větev 3 viz obrázek 19. Rekuperace je stále možná, přestože moment nepřesáhne hranici 450 Nm, protože zubová spojka je stále aktivní a při vratném záporném momentu je celý moment přenášen právě jí. Na rozdíl od předchozích řešení je západkový mechanismus aktivní delší dobu. Při umístění talířové pružiny vedle náboje se rozšíří minimálně prostor, který zabírá DCU v zástavbě automobilu.

Tab. 6 Výhody a nevýhody třetí koncepce

Výhody	Nevýhody
Jednoduchost	Rozšíření prostoru v zástavbě automobilu
Cena – katalogová pružina	Delší doba provozu volnoběžky
Aktuátor s nižším výkonem	
Aktivace DCU při chodu elektromotoru	
Zvýšení momentové kapacity	

7.4 VÝBĚR NEJLEPŠÍHO KONCEPČNÍHO NÁVRHU

Hlavní požadavky na komponenty pro elektrické pohony jsou nízká cena, jednoduchost a rychlá aktivace. V tabulce 7 jsou navržené koncepce zhodnoceny na škále od 1 do 10 na základě své ceny, jednoduchosti a rychlosti aktivace. Přidělené body jsou následně sečteny a koncepce s nejvyšším počtem celkových bodů je zvolena jako nejvhodnější pro použití.

Tab. 7 Srovnání výhod a nevýhod koncepčních návrhů

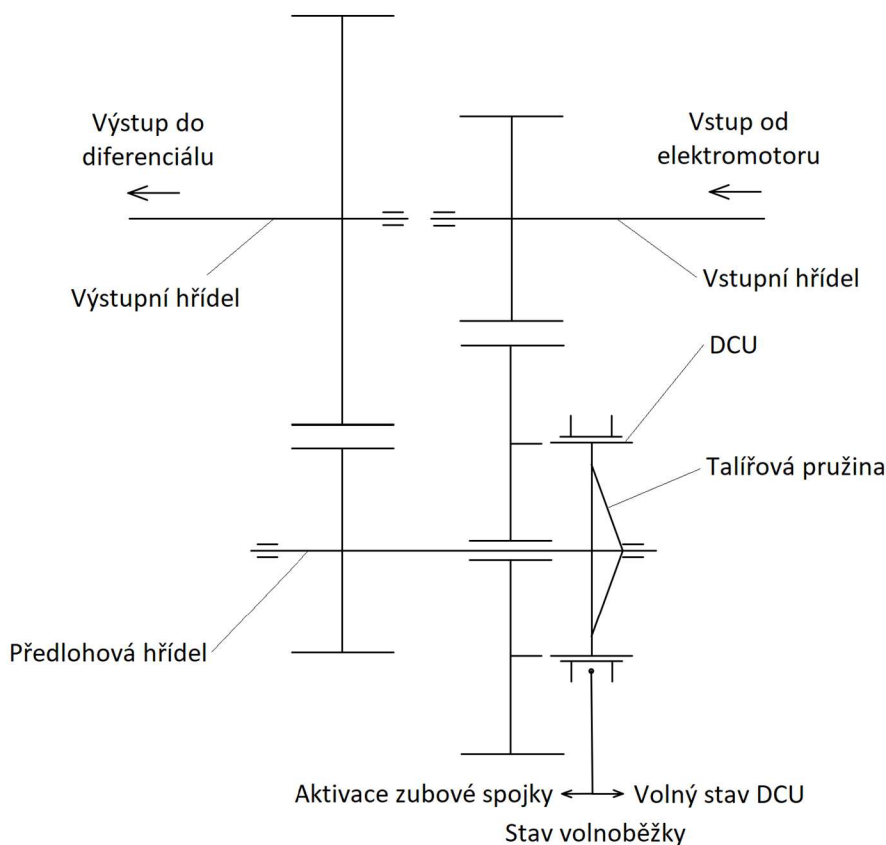
Koncepční návrh	Cena	Jednoduchost	Rychlost aktivace	Hodnocení
Pootočení západek	10 / 10	9 / 10	1 / 10	20 / 30
Pákový mechanismus	4 / 10	4 / 10	8 / 10	16 / 30
Talířová pružina	9 / 10	8 / 10	10 / 10	27 / 30

První koncepční návrh nabízí jednoduché řešení odpojení volnoběžky. Vypnutím elektromotoru lze zamezit odporům pro aktivaci a není nutný vysoce výkonný aktuátor, ale tímto je značně zvýšen čas aktivace. Využitím druhého koncepčního návrh získáme rychlou aktivaci elektromotoru, ale je vyžadován aktuátor s vyšším výkonem, což zvedá celkovou cenu. Druhá koncepce je také oproti ostatním nejsložitější. Třetí koncepční návrh na základě svých výhod jednoznačně vyhrává oproti ostatním koncepcím. Jedná se o jednoduché řešení s minimálním navýšením nákladů pro funkci DCU. Rychlost aktivace není ničím ovlivněna, a dokonce díky využití pružiny je navýšena celková momentová kapacita, kterou je DCU schopné přenést.

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Na základě zhodnocení jednotlivých koncepčních návrhů v kapitole 7.4 byl pro konstrukční návrh zvolen třetí koncepční návrh popsany v kapitole 7.3. Jedná se o koncept s talířovou pružinou umístěnou zvenčí zástavby DCU, kde se pružina jednou stranou opírá o náboj. Vybraná koncepce je jednoduchá a vyžaduje minimální úpravu stávajícího designu, čímž se konstrukční návrh značně zjednoduší. Pro účel vypracování konstrukčního návrhu této bakalářské práce byl dodán 3D model komponentu DCU, který bude následně upravován v 3D CAD programu Autodesk Inventor Professional 2024.

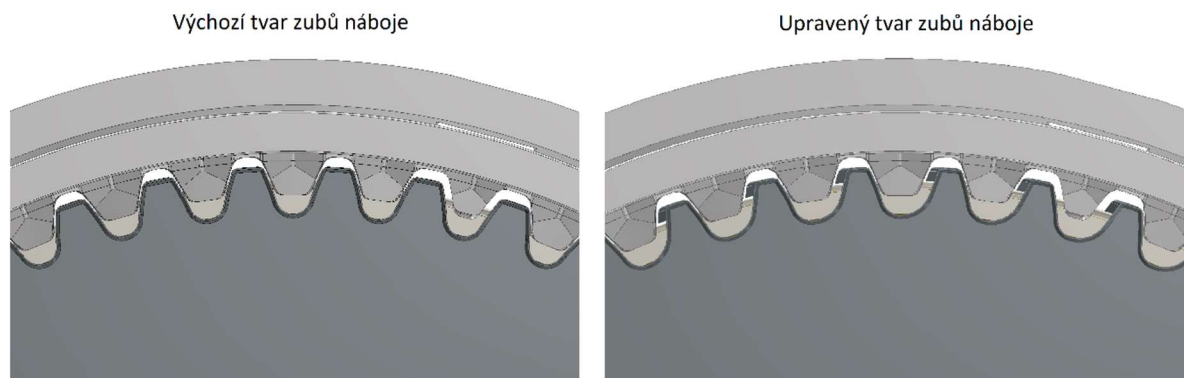
Kromě úpravy designu je v rámci konstrukčního návrhu zadáno integrovat DCU na předlohovou hřídel stálého převodu elektrického pohonu. Zástavba předlohové hřídele s DCU je znázorněna na obrázku 39. Krouticí moment elektromotoru vstupuje do převodu skrze ozubené soukolí se šikmým ozubením. Ozubené kolo umístěno na předlohové hřídeli dále přenáší moment na západkové kolo a spojkový kotouč DCU. Aktivací DCU je přenesen krouticí moment na náboj DCU, který je spojen drážkováním s předlohovou hřídelí. Součástí předlohové hřídele je pastorek, který následně přenesse moment na ozubené kolo výstupní hřídele, která přenesse krouticí moment do diferenciálu.



Obr. 39 Schéma stálého převodu e-osy P4

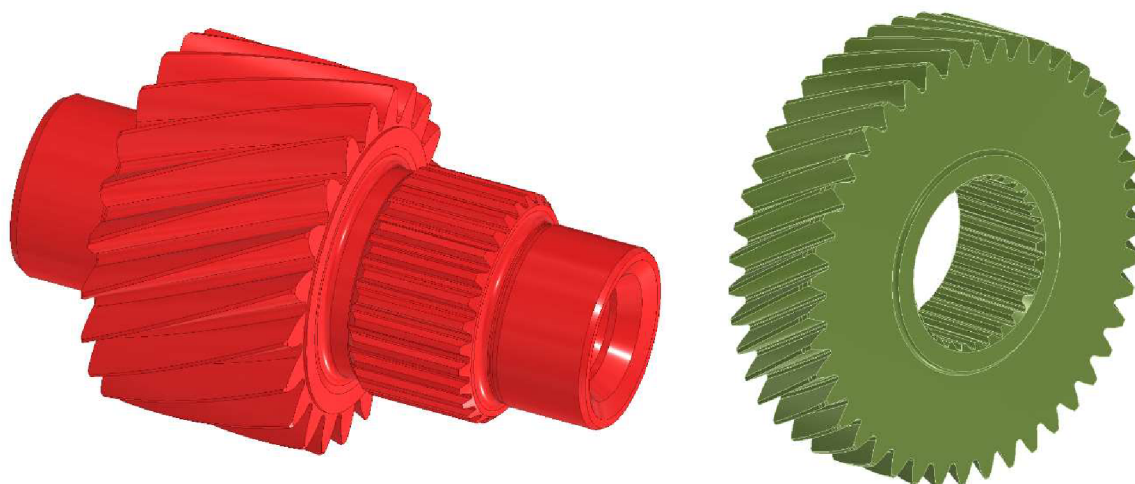
Aby mohl třetí koncepční návrh fungovat, je nutné vytvořit v náboji vypočtenou zubovou mezeru. Redukcí počtu zubů náboje bychom dosáhli zvětšení zubové mezery, ale také by došlo k posunutí vzájemné pozice zubů spojkového kotouče a náboje. Tímto provedením by bylo zamezeno zasunutí posuvného pouzdra do spojkového kotouče, což dělá toto řešení neproveditelné. K rozšíření zubové mezery se tak musí zmenšit tloušťka jednotlivých zubů náboje.

Větší zubová mezera se vytvoří odebráním materiálu pouze na jedné straně zubů. Druhá strana zubů zůstane stejná a ve stejné rovině se zuby spojivého kotouče. Celková tloušťka zubu je zredukována na základě výpočtu $STDC$ (18) a bok zubu je požadovaně upraven, jak lze vidět na obrázku 40.



Obr. 40 Úprava zubů náboje

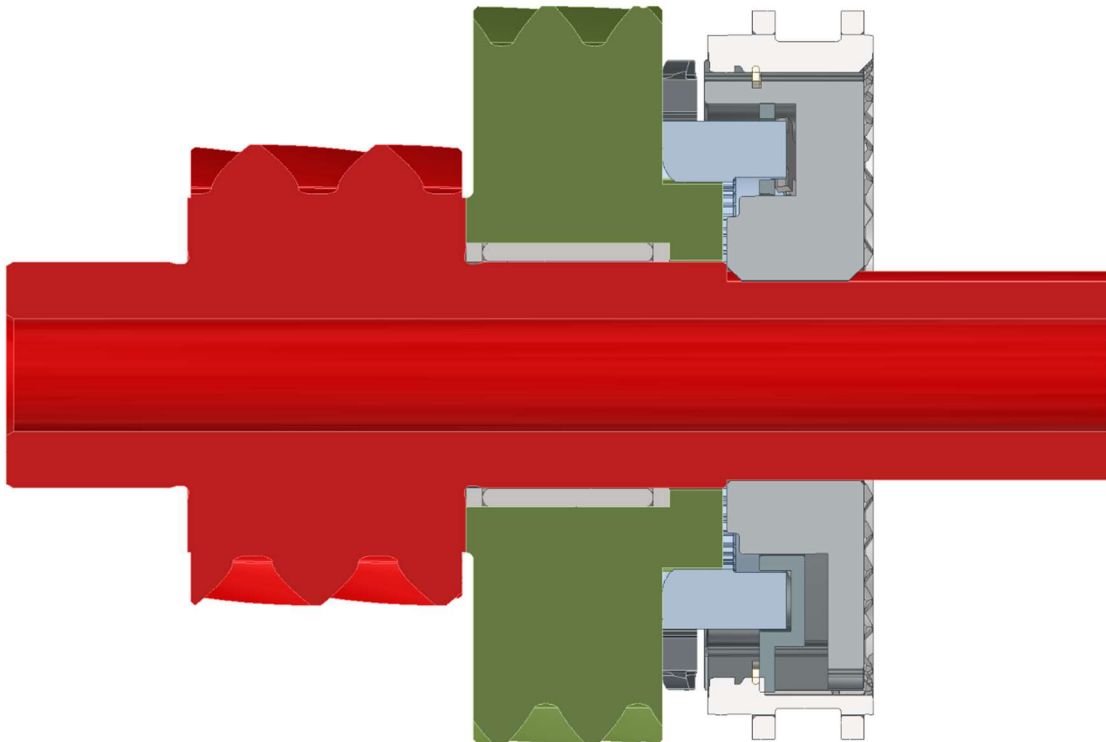
Podobně jako 3D model DCU byly také poskytnuty 3D modely předlokové hřídele a ozubeného kola, které jsou vyobrazeny na obrázku 41. Komponent DCU se vytváří pro široké spektrum elektrických pohonů. Vybraná hřídel demonstruje reálnou předlohou hřídel, která se běžně používá v převodovkách e-os. Předloková hřídel a ozubené kolo ve svém výchozím tvaru nevyhovují pro použití s DCU a budou muset být patřičně upraveny.



Obr. 41 Předloková hřídel (vlevo), Ozubené kolo (vpravo)

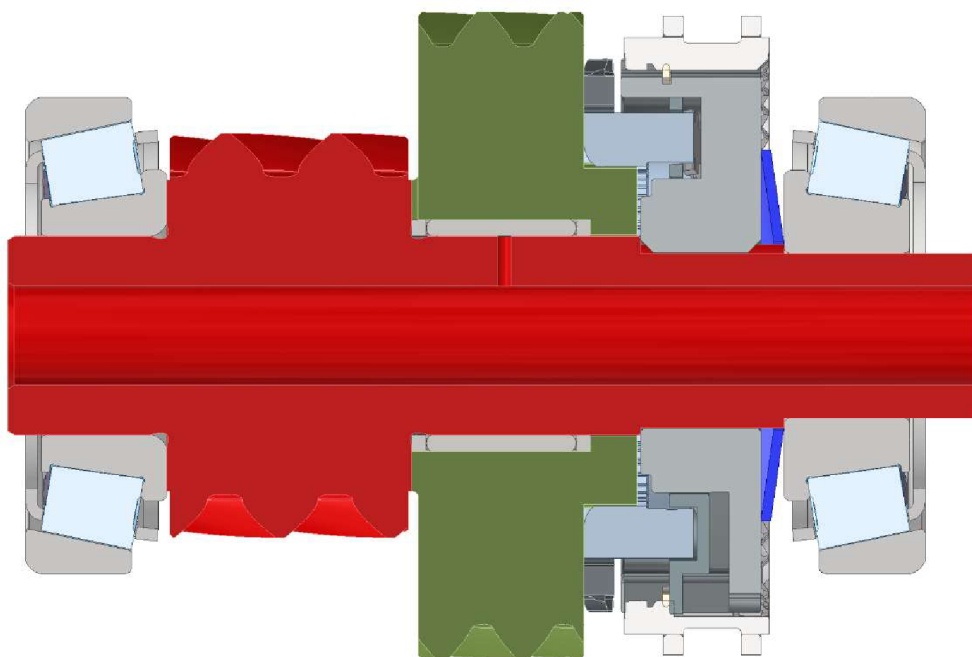
Jak lze vidět na obrázku 41, předloková hřídel je vyrobena s pastorkem, z kterého je přenášen krouticí moment do diferenciálu. Vedle pastorku je vytvořeno drážkování, které spojuje hřídel s dodaným ozubeným kolem, na který je přenášen moment z elektromotoru. Drážkování je nutné odebrat a nahradit ho jehličkovým ložiskem s vnitřním průměrem 30 mm, vnějším průměrem 35 mm a tloušťkou 27 mm. Ložisko umožní volné otáčení ozubeného kola na předlokové hřídeli při odpojení DCU. Pro spojení a rozpojení toku krouticího momentu bude sloužit právě komponent DCU, který nahradí drážkové spojení mezi předlohou hřídeli a ozubeným kolem. Spojení se provede obdobně přes rovnoboké drážkování. Pravý konec hřídele je příliš krátký pro umístění všech potřebných komponent, a proto se rozšíří jeho délka. V náboji je už vytvořeno drážkování, které se zkopíruje do náčrtu. Zkopírovaná kontura se lehce odsadí, aby byla vytvořená vůle a následně se odebere materiál a vytvoří se

drážkování na pravém konci hřídele až k okraji zeleného ozubeného kola. DCU se umístí na drážkování a opře se o boční stranu zeleného ozubeného kola. Dále se provede spojení ozubeného kola se západkovým kolem. Na boční straně ozubeného kola, které je v kontaktu s DCU, se přidá odsazení s vnějším průměrem 55 mm, vnitřním průměrem 30,5 mm a tloušťce 8 mm na kterém se vytvoří drážky. Opět využijeme vytvořeného drážkování v západkovém kole a obdobným zkopírováním a odsazením jeho kontury se odebere materiál v ozubeném kole. Odsazení se také využije pro zajištění posuvu jehličkového ložiska v axiálním směru. Mezi ozubeným kolem a předlohovou hřídelí bude mezera 0,25 mm. Na obrázku 42 jdou vidět prozatímní změny a stav ve kterém se návrh nachází.



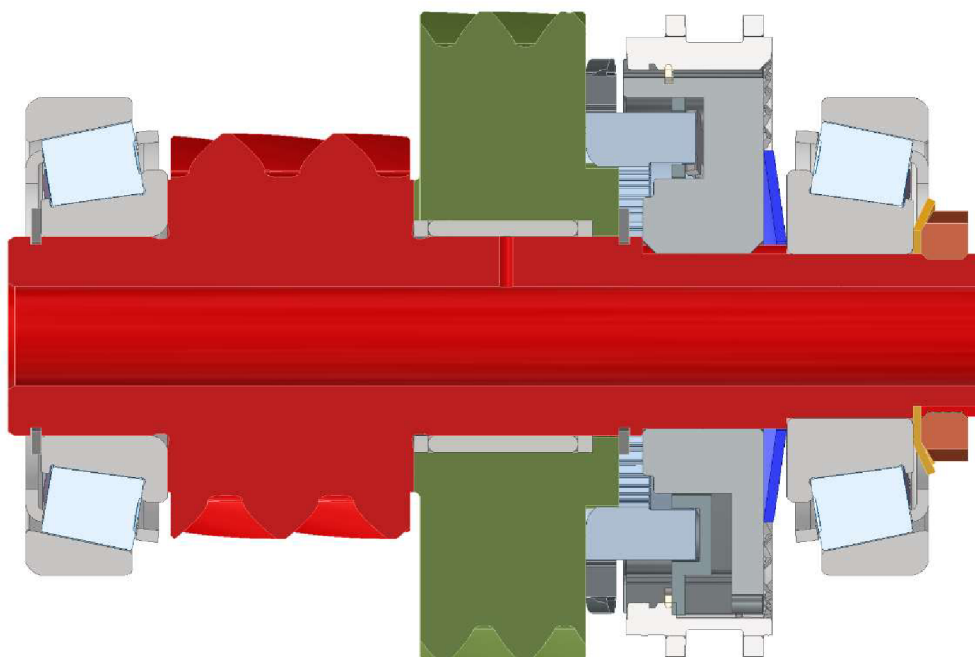
Obr. 42 Konstrukční návrh – stav 1

Zmíněnými úkony bylo dosaženo spojení třech nejdůležitějších součástí převodu. Nyní následuje samotná integrace talířové pružiny. Vybraná pružina se umístí vedle DCU a opře se o pravou stranu náboje. Vnitřní průměr pružiny je 28,5 mm a vnější průměr drážkování je 28 mm, což znamená, že pružina se může nasunout na pravý konec hřídele bez nutné úpravy hřídele. Svou druhou stranou se pružina bude dotýkat o vnitřní kroužek kuželíkového ložiska. Ložisko pro tento konstrukční návrh bylo dodáno od výrobce Schaeffler a jedná se ložisko, které se používá běžně s touto předlohovou hřídelí v praxi. Kuželíkové ložisko má rozměry vnitřního průměru 25 mm, vnějšího průměru 72 mm a celkové tloušťky 21 mm. Pro uložení ložiska na hřídel je nutné zredukovat pravý konec hřídele na průměr 25 mm. Jedná se o totožný rozměr s patním průměrem drážkování, takže dojde k úplnému odebrání drážkování až k vložené talířové pružině. Podobné kuželíkové ložisko s větším vnitřním průměrem se také vloží na levý konec hřídele, který je zkonstruován pro toto ložisko a má průměr 30 mm viz obrázek 43. Zajistit se také musí mazání jehličkového ložiska a třecí plochy mezi pastorkem a ozubeným kolem. Předlohová hřídel je dutá, protože skrze vnitřní průměr se přivádí do hřídele olej. Pro přívod oleje do jehličkového ložiska se tak vytvoří díra, která zajistí mazání ložiska a následně i třecí plochy. Na čelní ploše ozubeného kola dotýkající se pastorku se vytvoří 3 kruhová vybrání, aby při otáčení došlo k mazání třecí plochy.



Obr. 43 Konstrukční návrh – stav 2

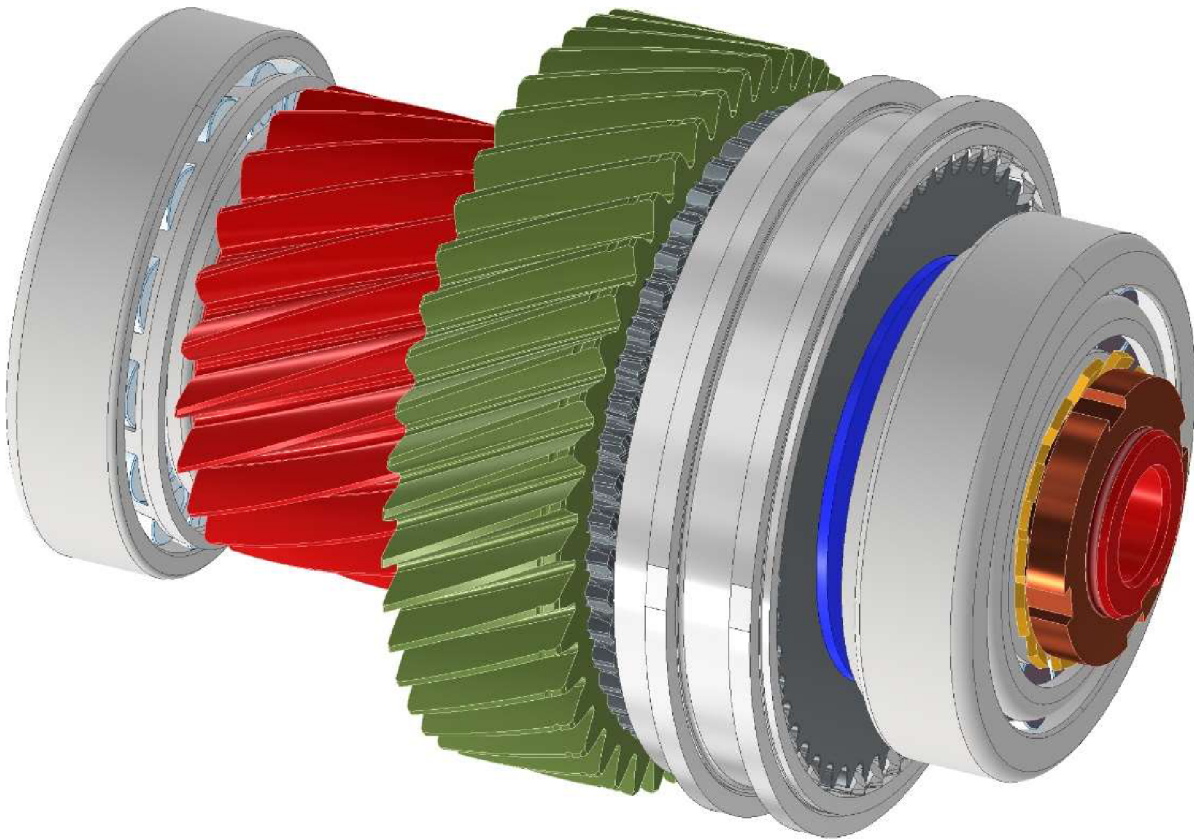
Obě kuželíková ložiska se musí zajistit proti axiálnímu posunutí. Na levé ložisko působí mnohem menší síla v axiálním směru, takže jeho zajištění může být provedeno skrze pojistný kroužek DIN 471 30x1,5. Na hřídeli se vytvoří příslušná drážka dle normy, do které se pojistný kroužek vloží. Pro pravé ložisko by pojistný kroužek byl nedostačující kvůli působení síly F_P (15). Pravé ložisko se tak zajistí KM maticí s MB podložkou. Využije se matice KM 5 s vnitřním závitem 25 mm. Na pravém konci hřídele se vytvoří závit M25 až k boku pravého ložiska. Příslušná podložka MB 5 má vnitřní výstupek, který zajišťuje podložku a matici proti otáčení. Pro tento výstupek je nutné vytvořit v hřídeli drážku, kterou lze vidět na obrázku 44. Drážka má šířku 5 mm a délku 11,25 mm což odpovídá vzdálenosti ložiska od okraje hřídele.



Obr. 44 Řez konstrukčním návrhem

S vytvořenou drážkou a závitem na pravém konci hřídele se vloží MB podložka na hřídel, takže se MB podložka dotýká ložiska. KM matice se zakrouťte na hřídel a opře o MB podložku. Jeden z vnějších výstupků MB podložky se poté ohne do vnější drážky KM matice a zamezí se samovolnému povolení matice.

Ve stavu nestlačené pružiny je ozubené kolo společně s jehličkovým ložiskem zajištěno, protože posuvu brání DCU. Při stlačení pružiny se ideálně posune náboj se západkami a západkové kolo se spojivým kotoučem zůstane ve stejné pozici. Ozubené kolo má šikmé ozubení, takže pro větší bezpečnost se ozubené kolo zajistí z jeho pravé strany pomocí stejného pojistného kroužku DIN 471 30x1,5 jako u levého kuželíkového ložiska. K provedení této úpravy je dostatečný prostor v zástavbě. Využije se odsazení ozubeného kola, které se vytvořilo pro drážkové spojení. Šířka odsazení se zredukuje o 3 mm. V hřídeli se vytvoří drážka pro pojistný kroužek a poté se do ní kroužek vloží. Ozubené kolo tak je zajištěno proti axiálnímu posunutí nezávisle na poloze DCU, což lze vidět na obrázku 44.



Obr. 45 Konstrukční návrh

ZÁVĚR

Hybridní elektrická vozidla v dnešní době využívají spalovacích motorů a elektromotorů pro svůj pohon, kdy mohou využívat obou pohonů zároveň nebo zvlášť na základě velikosti jednotlivých pohonných agregátů nebo jejich vzájemnému umístění v pohonném ústrojí. Kvůli vyšší efektivitě pohonu mnohdy vyžadují speciální komponent určený pro připojení či odpojení elektrického pohonu. Automobily vybavené pouze spalovacím motorem používají pro přerušení toku krouticího momentu různé formy spojky jako třeba kotoučové, lamelové nebo synchronizační spojky. Pro tuto pohonnou větev se spalovacím motorem se stále v hybridních vozidlech tyto spojky využívají, ale pro elektrický pohon svou funkcí a vlastnostmi nejsou úplně vhodné. Elektromotory vyžadují malá, jednoduchá řešení s rychlým časem aktivace a deaktivace.

Konkrétněji se tato bakalářská práce zabývá odpojovacími komponenty určenými pro elektromotory, které jsou v pohonném traktu umístěny na samostatné ose (architektura P4). V praxi se nejčastěji využívají pro tento úkon zubové spojky nebo volnoběžky. Podrobněji práce zpracovává komponent s názvem DCU. Komponent DCU řešený v této práci kombinuje funkci západkové volnoběžky a funkci zubové spojky do jednoho zařízení. Využívá výhody rychlého zařazení volnoběžky a vysokého přenášeného momentu skrze zubovou spojku v obou směrech. Prvotní spojení toku krouticího momentu zajišťuje volnoběžka. Následný přenos krouticího momentu elektromotoru v jeho plné výši uskutečňuje zubová spojka. Tvarový styk zubů také umožňuje rekuperaci energie. Pro funkci DCU se vyžaduje deaktivace volnoběžky, která po prvotním přenesení momentu splní svůj účel a dále není schopna přenést plnou výši krouticího momentu elektromotoru.

Deaktivaci volnoběžky řeší koncepční návrhy, kde jsou navrženy dva způsoby odpojení volnoběžky při přechodu do fáze se zařazenou zubovou spojkou a jeden způsob ochrany volnoběžky před mechanickým poškozením ve formě omezovače momentu. První koncepce využívá natočení západkového kola. Druhá koncepce aplikuje pákový mechanismus. Třetí koncepce využívá pružinu pro omezení momentu přenášeného volnoběžkou. Základní kritéria hodnocení jednotlivých koncepčních návrhů jsou cena, jednoduchost a rychlost aktivace s implementovaným řešením. Jednoznačně se jeví nejlépe třetí koncepční návrh s využitím talířové pružiny jako omezovače momentu, protože oproti prvním a druhému koncepčnímu návrhu nezvyšuje razantně cenu a čas aktivace DCU.

Konstrukční návrh implementuje talířovou pružinu společně s DCU na demonstrativní předlohovou hřídel, která přenáší krouticí moment z elektromotoru na diferenciál. V rámci úprav komponentu DCU je provedena příslušná úprava ozubení náboje, která zajistí správnou funkci pružiny a tím ochranu volnoběžky proti přetížení. Dále konstrukční návrh řeší potřebné úpravy předlohové hřídele a dalších součástí, které tvoří stálý převod elektrického pohonu, pro dosažení funkčnosti celku.

Výsledky této bakalářské práce jsou přínosem pro další vývoj komponentu DCU a jeho následné testování. Testy prověří zpracovaný konstrukční návrh a odhalí jeho nedostatky pro případné vylepšení. Testování také ověří, zda je DCU schopné konkurovat na trhu ostatním podobným odpojovačům. Po úspěšných testech se může DCU s provedeným konstrukčním návrhem začít hromadně vyrábět a využívat v pohonných ústrojích nových hybridních nebo elektrických automobilů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SCHAEFFLER. *Prevodové komponenty* [online]. In: . Skalica, 2022, s. 147 [cit. 2023-03-07].
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 1. vydání. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2.
- [3] KAPLAN, Zdeněk. *Opory pro bakaláře*. Brno.
- [4] NAUNHEIMER, Harald, Bernd BERTSCHE, Joachim RYBORZ a Wolfgang NOVAK. *Automotive Transmissions*. 2. vydání. Berlin: Springer Verlag, 1999. ISBN 978-3-642-16213-8.
- [5] Mechanické spojky. In: *ELUC* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1473>
- [6] Spojky s dlouhou životností. In: *MotoFocus.cz* [online]. [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://motofocus.cz/vyrobci/48988,spojky-s-dlouhou-zivotnosti>
- [7] BOSCH, Robert. *Automotive Handbook* [online]. 11. vydání. Wiley, 2022 [cit. 2023-03-07]. ISBN 978-1-119-91190-6.
- [8] SVOBODOVÁ, Magdalena. Součásti točivého a přímočarého pohybu: Třecí a synchronizační spojky. In: *Střední průmyslová škola a vyšší odborná škola Brno, Sokolská* [online]. Brno, 2013 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: https://www.sokolska.cz/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-11.pdf
- [9] DSG (převodovka) - Jak funguje a na co si dát pozor?. In: *Cebia* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.cebia.cz/novinky/rady-a-tipy/dsg-prevodovka-jak-funguje-a-na-co-si-dat-pozor>
- [10] Hydraulické spojky. In: *ELUC* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://eluc.ikap.cz/verejne/lekce/1474>
- [11] WHAT IS DOG CLUTCH?. In: *INDUSTRIAL CLUTCH PARTS LTD* [online]. [cit. 2023-03-10]. Dostupné z: <https://www.industrialclutch.com/blog/post/what-is-a-dog-clutch/>
- [12] Gear synchro. In: *X-engineer* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/gear-synchro/>

- [13] PARK, Gwangmin, Seonghun LEE, Sungho JIN a Sangshin KWAK. Integrated modeling and analysis of dynamics for electric vehicle powertrains. *Expert Systems with Applications* [online]. 2014, 41(5), 2595-2607 [cit. 2023-03-17]. ISSN 09574174. Dostupné z: doi:10.1016/j.eswa.2013.10.007
- [14] Společnost Schaeffler zahájila minulý měsíc sériovou výrobu převodovek pro elektrický pohon Audi e-tron. In: *MotoFocus.cz* [online]. [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://motofocus.cz/vyrobci/49922,spolecnost-schaeffler-zahajila-minuly-mesic-seriovou-vyrobu-prevodovek-pro-elektricky-pohon-audi-e-tron>
- [15] DUSIL, Tomáš. Není hybrid jako hybrid. Čím se jednotlivé systémy liší?. In: *Auto.cz* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/neni-hybrid-jako-hybrid-cim-se-jednotlive-systemy-lisi-100314>
- [16] What is a Hybrid Electric Vehicle (HEV) ?. In: *X-engineer* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/hybrid-electric-vehicle-hev/>
- [17] Hybrid electric vehicle. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Hybrid_electric_vehicle
- [18] JÁNSKÝ, Martin. Hybridy, plug-in hybridy, elektromobily: Pomůžeme vám vyznat se v moderních pohonech. In: *Garáž.cz* [online]. [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/pomuzeme-vam-vyznat-se-v-modernich-pohonech-21002303>
- [19] Types of Hybrid Electric Vehicles (HEV). In: *X-engineer* [online]. [cit. 2023-03-07]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/types-hybrid-electric-vehicles-hev/>
- [20] Ferrari LaFerrari Hybrid Battery Replacement Price Shared. In: *Drive Safe and Fast* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.dsf.my/2019/03/ferrari-laferrari-hybrid-battery-price/>
- [21] Types of Mild Hybrid Vehicles (MHEV). In: *X-engineer* [online]. [cit. 2023-03-30]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/mild-hybrid-electric-vehicles-mhev-types/>
- [22] DYNAMIC CONTROLLABLE CLUTCH (DCC). In: *Means Industries* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.meansindustries.com/technology/clutch-systems/dcc>
- [23] Powertrain Subsystems & Components. In: *Magna International* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.magna.com/products/power-vision/powertrain-subsystems-components>
- [24] The present and future of electric axles. In: *Fleet Equipment Magazine* [online]. [cit. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.fleetequipmentmag.com/present-future-electric-axles/>

- [25] Tlačné pružiny. In: *Sodemann Pružiny* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/produkty/tlacne-pruziny>
- [26] Talířové pružiny 50CrV4 - 302 - 304 - 316. In: *Sodemann Pružiny* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/produkty/talirove-pruziny>
- [27] TANIEROVÉ PODLOŽKY – TP /STN 026063; DIN 2093; DIN EN 16983/. In: *Pružiny.com* [online]. 2013 [cit. 2023-05-08]. Dostupné z: <http://pruziny.com/images/pruziny/TP%20DIN2093.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CAD		Computer Aided Design
CNG		Stlačený zemní plyn
CVT		Continuously Variable Transmission
DCC		Dynamic Controllable Clutch
DCU		Disconnect and Connect Unit
D_{DC}	[m]	Střední průměr ozubení DCU
D_{DR}	[m]	Průměr roztečné kružnice drážkování náboje
D_{OWC}	[m]	Střední průměr rozmístění západek
DSG		Direct Shift Gearbox
ECVT		Electronically Controlled Continuously Variable Transmission
F_{ADC}	[N]	Axiální síla zubu
F_{AKT}	[N]	Síla aktuátoru
F_{AOWC1}	[N]	Axiální síla západky v počáteční pozici
F_{AOWC2}	[N]	Axiální síla západky v koncové pozici
F_{ADC}	[N]	Axiální síla zubu
F_{DC}	[N]	Výsledná síla zubu
FHEV		Full Hybrid Electric Vehicle
F_{OWC}	[N]	Výsledná síla západky
F_P	[N]	Maximální zatěžovací síla pružiny
F_{R1}	[N]	Síla působící na dvouramennou páku
F_{R2}	[N]	Síla potřebná ke stlačení západek
F_{T1}	[N]	Třecí síla zkosení zubu
F_{T2}	[N]	Třecí síla boku zubu
F_{T3}	[N]	Třecí síla drážkování náboje
F_{TDC}	[N]	Tangenciální síla zubové spojky
F_{TOWC}	[N]	Tangenciální síla volnoběžky
HEV		Hybrid Electric Vehicle
MHEV		Mild Hybrid Electric Vehicle
M_K	[Nm]	Krouticí moment z elektromotoru
$M_{K-VSTUP}$	[Nm]	Vstupní krouticí moment
$M_{K-VÝSTUP}$	[Nm]	Výstupní krouticí moment
L	[mm]	Délka dráhy zasunutí posuvného pouzdra

LPG		Zkapalněný ropný plyn
$R1$	[mm]	Délka ramene 1
$R2$	[mm]	Délka ramene 2
s_A	[mm]	Posunutí západky v axiálním směru
s_T	[mm]	Posunutí západky v tangenciálním směru
s_{TDC}	[mm]	Posunutí náboje DCU na středním průměru ozubení
α_1	[°]	Počáteční úhel západky
α_2	[°]	Koncový úhel západky
β	[°]	Úhel mezi čelem a bokem zubu
μ	[-]	Koeficient tření
φ	[°]	Úhel pootočení náboje DCU

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A: Tabulka síly F_{AKT} a délky zasunutí L s proměnným úhlem zubu β