



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

DIFERENCIÁLY AUTOMOBILŮ

AUTOMOTIVE DIFFERENTIALS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Roman Zavadil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Roman Zavadil**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**
Akademický rok: 2019/20

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:

Diferenciály automobilů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem závěrečné bakalářské práce je komplexní studium automobilních diferenciálů včetně vlastního kritického hodnocení jednotlivých systémů.

Cíle bakalářské práce:

Ucelený soubor poznatků o diferenciálech používaných ve stavbě automobilů.

Popis demontáže poškozeného kuželového diferenciálu s návrhem na jeho opravu.

Teoretická analýza čelního diferenciálu s cílem vytvořit názornou výukovou pomůcku.

Seznam doporučené literatury:

KIRCHNER, E. Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. Springer Verlag, 2007. ISBN 978-3-5-0-35288-4.

ACHTENOVÁ, G. Převodná ústrojí. Diferenciály a děliče momentu. Vydavatelství ČVUT 2011. ISBN 978-80-01-04855-9.

SVOBODA, J. Hydraulické převody pro vozidla, vydavatelství ČVUT, 2004; ISBN 80-01-03006-7.

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B., ČUPERA J. Automobily 2, Převodná ústrojí motorových vozidel. Brno, Avid, 2008, ISBN 978-80-87143-04-9.

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Automobily 3, Motory, 8. vydání, Brno, Avid, 2016, ISBN 978-80-87143-37-7.

JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Automobily 4, Příslušenství, 4. vydání, Brno, Avid, 2013. ISBN 978-80-871-3-29-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o diferenciálech automobilů. Obsahuje ucelený soubor poznatků o diferenciálech používaných ve stavbě automobilů a uvádí čtenáře do problematiky diferenciálů z hlediska konstrukce, demontáže a jejich zjednodušené tvorby. První část práce dělí diferenciály podle konstrukce a objasňuje jejich funkci. Druhá část se zabývá demontáží rozvodovky s kuželovým diferenciálem. V závěrečné třetí části je popsána tvorba modelu čelního diferenciálu.

KLÍČOVÁ SLOVA

diferenciál, otevřené diferenciály, samosvorné diferenciály, aktivní diferenciály, demontáž rozvodovky, tvorba modelu diferenciálu

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with differentials used in cars. The thesis contains a comprehensive set of knowledge about differentials used in cars and introduces the reader to the issue of differentials in terms of construction, disassembly and their simplified creation. The first part of the thesis divides differentials according to construction and clarifies their function. The second part deals with the disassembly of the final drive case with a bevel differential. The final third part describes the creation of a spur-type differential model.

KEYWORDS

differential, open differentials, self - locking differentials, active differentials, final drive case disassembly, creation of differential model

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZAVADIL, Roman. *Diferenciály automobilů*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124578>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 51 s. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Roman Zavadil

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, CSc. za odborné vedení, podnětné a cenné rady a také za možnost častých konzultací. Dále bych chtěl vyjádřit poděkování panu Ing. Petru Krejčíříkovi a Františku Krejsovi – svému dědovi, za jejich přínos pro praktickou část této bakalářské práce. V neposlední řadě patří obrovské poděkování mé rodině a mé přítelkyni za neutuchající podporu během studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Diferenciál	11
1.1 Kinematický rozbor	11
1.2 Rozdělení diferenciálů	12
2 Otevřené diferenciály	14
2.1 Kuželový diferenciál	14
2.2 Čelní diferenciál	15
3 Závěr diferenciálu	17
4 Samosvorné diferenciály	19
4.1 Količkový diferenciál	20
4.2 Diferenciál s třecí lamelovou spojkou	22
4.3 Diferenciál typu Torsen	23
4.4 Diferenciál s viskózní spojkou	24
5 Aktivní diferenciály	27
5.1 Systém ATTS	27
5.2 Systém S-AYC	28
5.3 ZF Friedrichshafen	30
5.4 Ricardo	31
6 Popis demontáže rozvodovky s kuželovým diferenciálem	33
6.1 Teoretická analýza rozvodovky	33
6.2 Demontáž rozvodovky	34
6.3 Zhodnocení stavu rozvodovky a návrh řešení opravy	36
7 Čelní diferenciál jako výuková pomůcka	37
7.1 Teoretická analýza čelního ozubení	37
7.2 Tvorba modelu čelního diferenciálu	39
7.3 3D tisk čelního diferenciálu	42
Závěr	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	48
Seznam příloh	51

ÚVOD

Diferenciál je nedílnou součástí dnešních automobilů a jen těžko si můžeme představit moderní automobily bez tohoto převodového ústrojí. Zajišťuje distribuci točivého momentu na hnaná kola, případně na hnané nápravy automobilu a umožňuje bezpečnou a plynulou jízdu automobilu i při zhoršených jízdních podmínkách.

Tématem této bakalářské práce jsou diferenciály automobilů. V první rešeršní části je práce věnována činnosti diferenciálu a dělí toto převodové ústrojí do jednotlivých skupin podle konstrukce a funkce. Vzhledem k neustále zvětšujícím se požadavkům na tato převodová ústrojí za účelem spolehlivější a účinnější distribuce točivého momentu jsou diferenciály stále posouvány díky novým technologiím kupředu a dosahují optimálních parametrů. Tento vývoj by však nebyl možný bez prvních otevřených diferenciálů, které se používají dodnes a jsou ekonomicky nejvýhodnější. Z této skupiny diferenciálů vychází i některé samosvorné diferenciály, které na rozdíl od otevřených diferenciálů rozdělují točivý moment mezi levým a pravým kolem automobilu nerovnoměrně. Poslední nejpokročilejší skupinou zmíněnou v této práci jsou aktivní diferenciály, které samy řídí velikost točivého momentu na levém nebo pravém kole automobilu.

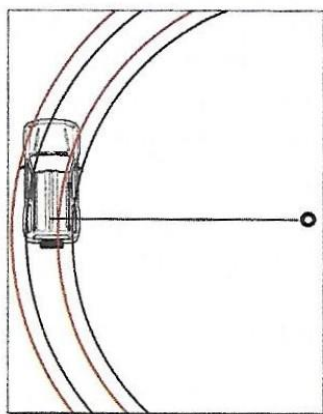
V další části práce je popsána demontáž rozvodovky s kuželovým diferenciálem. Rozvodovka byla pořízena k sestavení užitkového malotraktoru domácí výroby. Před montáží rozvodovky do malotraktoru bylo nutné rozvodovku demontovat, zhodnotit její stav a navrhnout případné řešení opravy. Všechny tyto úkony jsou spojeny s teoretickým rozbořem rozvodovky, který je pro demontáž nezbytný a je nutné ho provést dříve, než k demontáži dojde.

Práce je zakončena poslední částí, ve které je popsána metoda tvorby modelu čelního diferenciálu. Model tohoto diferenciálu má sloužit jako výuková pomůcka k snadnějšímu pochopení výkladu. Tvorba modelu je složená ze stanovení rozměrů čelního ozubení, ze samotné tvorby modelu v softwarové aplikaci a z přípravy celého modelu k tisku na 3D tiskárně.

1 DIFERENCIÁL

Umožňuje samočinně rozdělit točivý moment mezi obě kola nápravy a dovoluje rozdílné úhlové rychlosti hnacích kol. Diferenciální soukolí (diferenciál) je planetové soukolí. [1]

Hlavní aplikace diferenciálu je při průjezdu automobilu (vozidla) zatáčkou, kdy se každé kolo nápravy točí jinou rychlostí v závislosti na poloze středu zatáčení a vzdálenosti kol od sebe. Na obr. 1 lze pozorovat, že každé z kol vozidla při průjezdu zatáčkou jede po kružnici jiného poloměru. Kola přední nápravy se pohybují po červené dráze a otáčejí se rychleji než kola zadní nápravy, která se pohybují po černé dráze. [2]



Obr. 1 Dráhy kol vozidla při průjezdu zatáčkou [2]

V takovém případě diferenciál rozdělí otáčky v požadovaném poměru tak, aby vozidlo projelo zatáčkou plynule. Pokud by toto převodové ústrojí automobil neměl a kola poháněné nápravy by byla na společné hnací hřídeli, vozidlo by se při průjezdu zatáčkou stalo těžce ovladatelné a docházelo by ke smýkání a opotřebení pneumatik. Zároveň by všechny části spojené se smýkajícími se koly byly vystaveny zvýšenému namáhání a snižovala by se jejich životnost. Kola nepoháněné nápravy se mohou volně otáčet odlišnými otáčkami a není tak třeba přítomnosti diferenciálu na nepoháněné nápravě. [2]

1.1 KINEMATICKÝ ROZBOR

Činnost diferenciálu při přímé jízdě a při průjezdu zatáčkou lze popsat následujícími kinematickými vztahy. Nejprve je však nutné pojmenovat použité indexy, kde index l značí levé kolo a index p značí pravé kolo automobilu. Při přímé jízdě vozidla platí, že obě kola opisují stejné dráhy, a proto otáčky n a úhlové rychlosti ω levého a pravého kola jsou stejné [1]:

$$\omega_l = \omega_p; \quad n_l = n_p, \quad (1)$$

Točivý moment M_t je rovnoměrně rozdělen diferenciálem mezi obě hnací kola automobilu i v případě jejich rozdílných otáček (vždy v poměru 50 % : 50 % [3]) [1]:

$$M_l = M_p = \frac{M_t}{2}; \quad M_l + M_p = M_t, \quad (2)$$

Na obr. 2 je znázorněná činnost diferenciálu při průjezdu zatáčkou, kde levé i pravé kolo se pohybuje po odlišných drahách. Pro tento případ musí platit [1]:

$$\omega_l < \omega_p; \quad n_l < n_p, \quad (3)$$

pak obvodové a úhlové rychlosti kol jsou [1]:

$$\frac{v_l}{v_t} = \frac{R - \frac{a}{2}}{R}; \quad \frac{v_p}{v_t} = \frac{R + \frac{a}{2}}{R}, \quad (4)$$

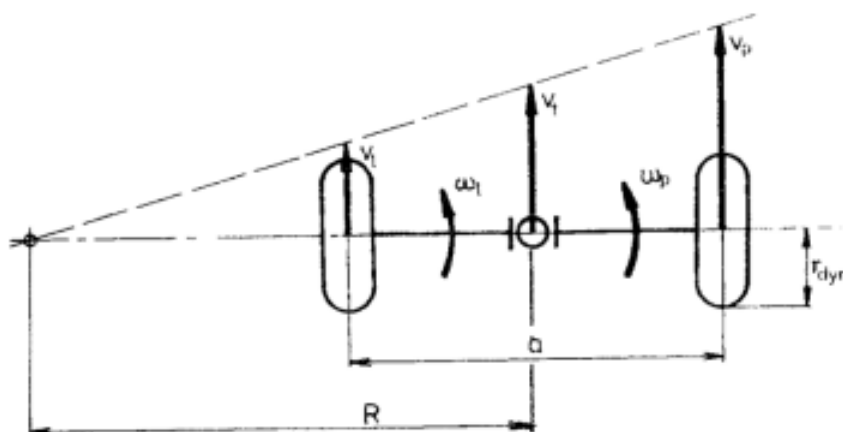
$$\omega_l = \frac{v_l}{r_d} = v_t \cdot \frac{R - \frac{a}{2}}{r_d \cdot R}, \quad (5)$$

$$\omega_p = \frac{v_p}{r_d} = v_t \cdot \frac{R + \frac{a}{2}}{r_d \cdot R}, \quad (6)$$

kde v jsou obvodové rychlosti, ω jsou úhlové rychlosti, a je rozchod kol, r_d je dynamický poloměr kol a v_t je rychlost středu nápravy. Poloměr R je vzdálenost mezi středem nápravy a pólem rychlosti (střed zatáčení).

Úhlová rychlost skříně diferenciálu uprostřed nápravy je pak [1]:

$$\omega_t = \frac{\omega_l + \omega_p}{2} = \frac{v_t}{R}. \quad (7)$$



Obr. 2 Činnost diferenciálu při průjezdu vozidla zatáčkou [1]

1.2 ROZDĚLENÍ DIFERENCIÁLŮ

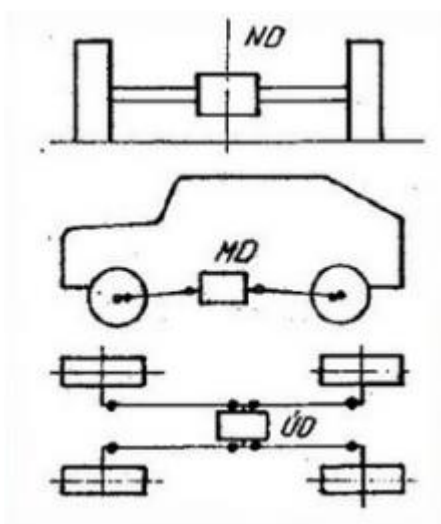
Podle účelu a umístění ve voze rozdělujeme diferenciály na nápravové (ND), mezinápravové (MD) a ústřední (ÚD). Všechny tyto diferenciály jsou schematicky znázorněny na obr. 3.

Nápravové diferenciály jsou umístěny na hnací nápravě vozidla. Tyto diferenciály mohou být poháněny motorem přes spojku, převodovku a stálý převod. V takovém případě je ve vozidle

pouze jeden nápravový diferenciál umístěn na jedné z náprav. Důvod pro použití pouze jednoho nápravového diferenciálu je z čistě ekonomického hlediska, kdy se ušetří použití dílů, které jsou potřeba pro pohon všech kol. Tento diferenciál může být také poháněn mezinápravovým diferenciálem a v takovém případě se jedná o vozidlo s pohonem všech kol. [2] [3]

Jak už víme z obr. 1, každé kolo vozidla při průjezdu zatáčkou se pohybuje po kružnici rozdílného poloměru. Kola přední nápravy se otáčejí rychleji než kola zadní nápravy, a pro vyrovnaní rozdílu těchto otáček je potřeba, aby vozidla s pohonem všech kol byla vybavena mezinápravovým diferenciálem. Ten odstraňuje pnutí hnacího ústrojí mezi oběma nápravami, ke kterému by došlo, kdyby vozidlo tento diferenciál nemělo. Přivedený točivý moment je rozdělen mezinápravovým diferenciálem mezi obě hnací nápravy vozidla v závislosti na rozložení hmotnosti ve vozidle. Diferenciál také optimálně přenese výkon na jednotlivá kola a zlepší tím jejich trakci. Konstrukce vozidel se třemi diferenciály, kdy jsou dva nápravové a jeden mezinápravový, se používá u terénních a vysoce výkonných vozidel. [2]

Ústřední diferenciál se v dnešní době už nepoužívá, jde o diferenciál, který sám rozděluje točivý moment na všechna kola vozidla.



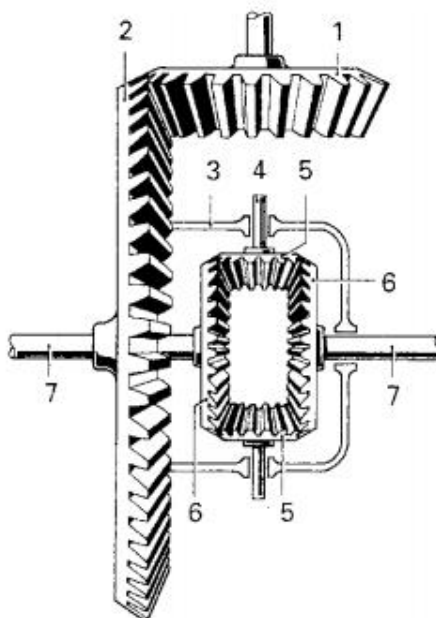
Obr. 3 Rozdělení diferenciálů [14]

2 OTEVŘENÉ DIFERENCIÁLY

Jedná se o nejčastěji používané vozidlové diferenciály, které se vyznačují velmi dobrou vlastní účinností. Nevýhodou těchto diferenciálů je skutečnost, že rozdělují točivý moment rovnoměrně na obě kola i za podmínek, kdy jedno z kol ztratí adhezi mezi kolem a vozovkou (tzn. kolo začne prokluzovat). V takové situaci na obou kolech dojde k poklesu hnací síly a točivého momentu, tudíž velikost hnací síly na kole s větší adhezí (neprokluzujícím kole) nestačí k pohybu vozidla, a proto vozidlo není dále schopno se pohybovat. Otevřené diferenciály jsou běžně použity u vozidel pro provoz na zpevněné vozovce, pro použití v terénních vozech jsou navíc vybaveny uzávěrkou diferenciálu. Do této skupiny patří kuželový a čelní diferenciál. [2] [4]

2.1 KUŽELOVÝ DIFERENCIÁL

Točivý moment je přenášén přes pastorek na talířové kolo, takové soukolí se nazývá stálý převod. U dnešních automobilů se setkáme s kuželovým hypoidním soukolím mezi pastorkem a talířovým kolem, z důvodu větší únosnosti a tiššího chodu. Talířové kolo je pevně spojeno s klecí diferenciálu, ve které jsou kolmo na osu talířového kola umístěny satelity, volně otočné na čepech (viz obr. 4). Čepy satelitů jsou upevněny ve skříni diferenciálu. Satelity jsou v záběru s planetovými koly, které jsou spojeny s hřídeli hnacích kol vozidla. Spojení planetového kola a hnacího hřídele vozidlového kola je realizováno pomocí drážkování nebo výkyvného kloubu. Diferenciály osobních automobilů používají jeden čep s dvěma satelity. Existuje i provedení, kdy se používá křížový čep se čtyřmi satelity, takové diferenciály se vyskytují u těžkých užitkových vozidel. [3] [5]



Obr. 4 Kuželový diferenciál: 1 - Pastorek, 2 - Talířové kolo, 3 - Klec diferenciálu, 4 - Čep satelitů, 5 - Kuželové satelity, 6 - Kuželové planety, 7 - Hnací hřídele kol vozidla [1]

V případě, kdy vozidlo jede v přímém směru a obě hnací kola vozidla vykonávají stejnou dráhu, pak otáčky klece diferenciálu jsou stejné s otáčkami hnacích hřídelů. Satelity obíhají

kolem osy talířového kola, aniž by se otáčely a tvoří tak nepohyblivou zubovou spojku mezi klecí diferenciálu a planetovými koly. [3]

Při průjezdu zatáčkou se kola vozidla odvalují po kružnicích odlišných poloměrů a vykonávají nestejnou dráhu. Vnitřní kolo vozidla začne zpomalovat a s ním i spojené planetové kolo, satelity obíhající kolem osy talířového kola se začnou na čepu otáčet v záběru mezi planetovými koly. Zároveň je satelitem vnější planetové kolo urychlováno a s ním i vnější kolo vozidla. Platí, že o kolik se zmenší otáčky vnitřního kola, o tolik se zvětší otáčky vnějšího kola. Otáčky klece diferenciálu při průjezdu zatáčkou lze popsat následujícím vztahem [3]:

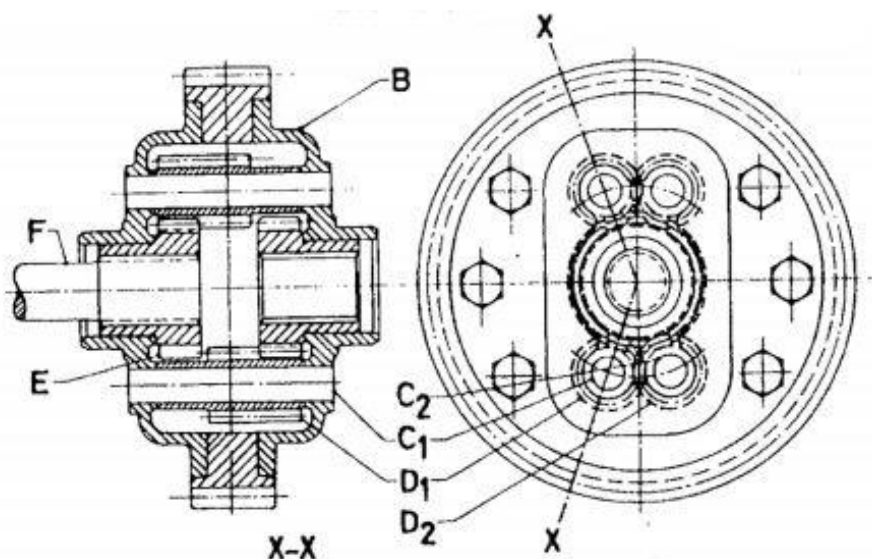
$$n_t = \frac{n_l + n_p}{2}, \quad (8)$$

kde n_t jsou otáčky klece diferenciálu. [3]

2.2 ČELNÍ DIFERENCIÁL

Tento diferenciál není tak rozšířený jako kuželový diferenciál a liší se od něj svou konstrukcí. Vyskytuje se například u nákladních vozidel Tatra. [1]

Odlišnost konstrukce spočívá v tom, že satelity a centrální planetová kola mají čelní ozubení. Skříň diferenciálu přenáší točivý moment na čepy satelitů a slouží tak jako unašeč satelitů. Na čepích jsou volně otočné satelity. Každý satelit je vždy v záběru jednou polovinou s planetovým kolem a druhou polovinou se sousedním satelitem. Následně pak sousední satelit je v záběru s druhým planetovým kolem. Kvůli správnému vyvážení bývají v diferenciálu dva páry satelitů navzájem nastaveny o 180°. Čelní diferenciál má menší průměr skříně a je delší oproti kuželovému diferenciálu [1].



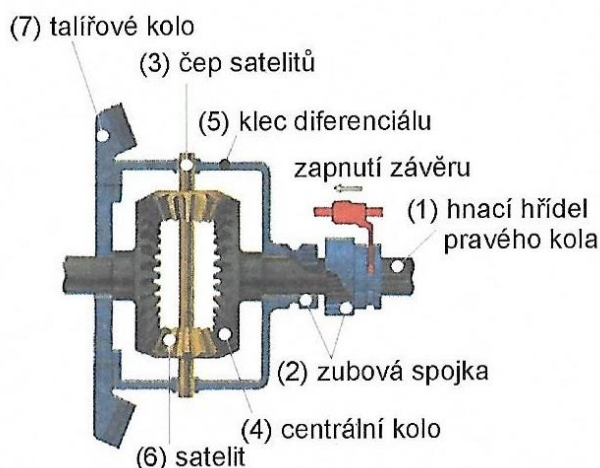
Obr. 5 Čelní diferenciál: B - Skříň diferenciálu, C1, C2 - Čepy satelitů, D1, D2 - Satelity, E - Centrální planetové kolo, F - Hnací hřídel nápravy [1]

Činnost čelního diferenciálu je při jízdě vozidla v přímém směru i při průjezdu zatáčkou stejná jako u kuželového diferenciálu. Zákonitě zase platí při průjezdu zatáčkou, že o kolik se zmenší otáčky vnitřního kola, o tolik se zvětší otáčky vnějšího kola.

3 ZÁVĚR DIFERENCIÁLU

V případě, kdy vozidlo projíždí po vozovce se sníženou adhezí, což může být kluzká vozovka nebo měkký terén. Může nastat situace, kdy jedno z kol vozidla hnací nápravy se vyskytne na tomto sníženém adhezním povrchu a začne prokluzovat. Druhé kolo, které se nachází na povrchu s dobrou adhezí, tak není schopno přenést větší točivý moment, než má prokluzující kolo a zastaví se kvůli malé velikosti hnací síly. Otáčky prokluzujícího kola jsou následně dvojnásobné oproti otáčkám skříně. Vozidlo ztratí svou kinetickou energii, uvízne a není schopno se dále pohybovat. V této situaci je zapotřebí použít závěr (uzávěrku) k vyřazení diferenciálu z funkce a vyproštění vozidla. [1]

Závěr diferenciálu je konstruován jako spojka ve většině případů jako zubová spojka, která pevně spojuje nejčastěji hnací hřídel jednoho z kol nápravy a klec diferenciálu. Zapnutí závěru podle obr. 6 je realizováno objímkou s vnitřním ozubením, která se posune po drážkách na jednom z hnacích hřídelů a spojí tak pevně vnější ozubení klece diferenciálu s hnací hřídelí kola. Satelity se pak nemohou odvalovat po centrálních kolech a otáčky hnacích náprav jsou stejné jako otáčky klece. Diferenciál je tímto vyřazen z funkce. Zapnutí závěru může být aktivováno mechanicky, elektromechanicky nebo elektropneumaticky, ve všech těchto případech je závěr ovládán řidičem [4]. Řidič nesmí zapomenout vypnout závěr ihned po překonání obtížného místa a vyproštění vozidla, jinak by mohlo dojít k poškození nápravy a vozidlo by mělo vlastnosti jako bez diferenciálu. Závěr diferenciálu ovládaný řidičem je vhodné použít, když vozidlo stojí. Ne vždy je ale závěr ovládán řidičem, existují i samočinně ovládané závěry diferenciálu, které aktivují závěr, jakmile některé z kol začne prokluzovat. Nejčastěji se závěr používá u těžkých nákladních vozidel nebo u terénních automobilů. U nákladních automobilů Tatra s čelním diferenciálem je k vyřazení diferenciálu z funkce a k posunutí objímky použito elektropneumatické ovládání [1]. [3]



Obr. 6 Závěr diferenciálu se zubovou spojkou [3]

Jak už bylo zmíněno, nevýhodou otevřených diferenciálů je jejich schopnost rovnoměrně rozdělovat přivedený točivý moment mezi obě hnací kola vozidla i při rozdílných adhezích obou kol. Platí tedy, že točivé momenty kol jsou si rovny [1]:

$$M_l = M_p. \quad (9)$$

Pro diferenciál pak platí, že na levém i pravém kole vzniknou maximálně přenositelné momenty [1]:

$$M_{lmax} = \mu_l \cdot F_l \cdot r_d, \quad (10)$$

$$M_{pmax} = \mu_p \cdot F_p \cdot r_d, \quad (11)$$

kde μ je součinitel přílnavosti.

V situaci, kdy se levé kolo nachází na povrchu se sníženou adhezí, platí [1]:

$$\mu_l < \mu_p, \quad (12)$$

se zjednodušujícím předpokladem, že obvodové hnací síly kol jsou si rovny [1]:

$$F_l = F_p = F, \quad (13)$$

pak pro diferenciál s vypnutým závěrem jsou maximální přenositelné momenty [1]:

$$M_{lmax} = M_{pmax} = \mu_l \cdot r_d \cdot F, \quad (14)$$

$$M_{tmax} = 2 \cdot \mu_l \cdot r_d \cdot F, \quad (15)$$

kde M_{tmax} je maximální přenositelný moment, který je dán dvakrát větší hodnotou momentu kola nacházejícího se na povrchu s menší adhezí.

Pro diferenciál se zapnutým závěrem je maximální přenositelný moment [1]:

$$M_{tmax} = M_{lmax} + M_{pmax} = (\mu_l \cdot F_l + \mu_p \cdot F_p) \cdot r_d, \quad (16)$$

s opět stejným zavedeným zjednodušujícím předpokladem, že obvodové hnací síly kol jsou si rovny [1]:

$$F_l = F_p = F, \quad (17)$$

pak pro diferenciál se zapnutým závěrem jsou maximální přenositelné momenty [1]:

$$M_{tmax} = (\mu_l + \mu_p) \cdot r_d \cdot F. \quad (18)$$

4 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

V předchozí kapitole byla vysvětlena hlavní nevýhoda otevřených diferenciálů a že k jejímu odstranění slouží závěr diferenciálu. Toto řešení však komplikuje ovládání vozu, protože ve většině případů je závěr ovládán řidičem a ten musí sám rozhodnout, kdy závěr použít a kdy ho zapnout nebo vypnout tak, aby nedošlo k poškození nápravy. Zapnutý závěr diferenciálu navíc značně ztěžuje ovladatelnost vozidla. Z těchto důvodů se používají samosvorné diferenciály, které tyto zmíněné nevýhody nemají. [6]

Samosvorný diferenciál plní stejnou funkci jako otevřený diferenciál, pokud vozidlo jede po vozovce s nesníženou adhezí. Ve chvíli, kdy jedno z kol vozidla se vyskytne na povrchu se sníženou adhezí a začne prokluzovat, diferenciál samočinně a nerovnoměrně rozdělí točivý moment. V takové situaci se kvůli zvýšenému tření vnitřní konstrukce zmenší rozdíl mezi otáčkami levého a pravého hnacího kola a je zabráněno volnému protočení kol vůči sobě, díky tomu je větší část točivého momentu přenesena diferenciálem na neprokluzující kolo. Tím je zajištěna plynulejší jízda skrz obtížné místo, bez jakéhokoli zásahu řidiče. Tyto diferenciály mají záměrně sníženou vlastní účinnost a umožňují nerovnoměrně rozdělit točivý moment i ve vyšších rychlostech tím, že jsou samočinně během snížených adhezních podmínek částečně vyřazeny z funkce. [3]

Když už je zřejmé, jak samosvorný diferenciál funguje, je vhodné vysvětlit i kinematické a silové poměry na diferenciálu. Nejprve však musí být pojmenovány proměnné, které budou použity. Třecí momenty na levém a pravém planetovém kole jsou označeny M_{Tl} a M_{Tp} , na satelitu označeny M_{Ts} , poloměr planetového kola je značen r_{pl} a poloměr satelitu je r_s . Za předpokladu, že levé kolo se otáčí rychleji než pravé [1]:

$$n_l > n_p, \quad (19)$$

tedy platí [1]:

$$n_l > n_t; \quad n_p < n_t. \quad (20)$$

Tato situace je znázorněna na obr. 7, kde hnací moment je [1]:

$$M_t = (F_l + F_p) \cdot r_{pl}, \quad (21)$$

moment na levé planetě [1]:

$$F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} = M_l \rightarrow F_l \cdot r_{pl} = M_l + M_{Tl}, \quad (22)$$

moment na pravé planetě [1]:

$$F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} = M_p \rightarrow F_p \cdot r_{pl} = M_p - M_{Tp}, \quad (23)$$

a moment na satelitu [1]:

$$F_p \cdot r_s - M_{Ts} = F_l \cdot r_s. \quad (24)$$

Po úpravě rovnice pro moment na satelitu a jejím rozšíření o poloměr planetového kola r_{pl} je rovnice ve tvaru [1]:

$$F_p \cdot r_{pl} = F_l \cdot r_{pl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s}, \quad (25)$$

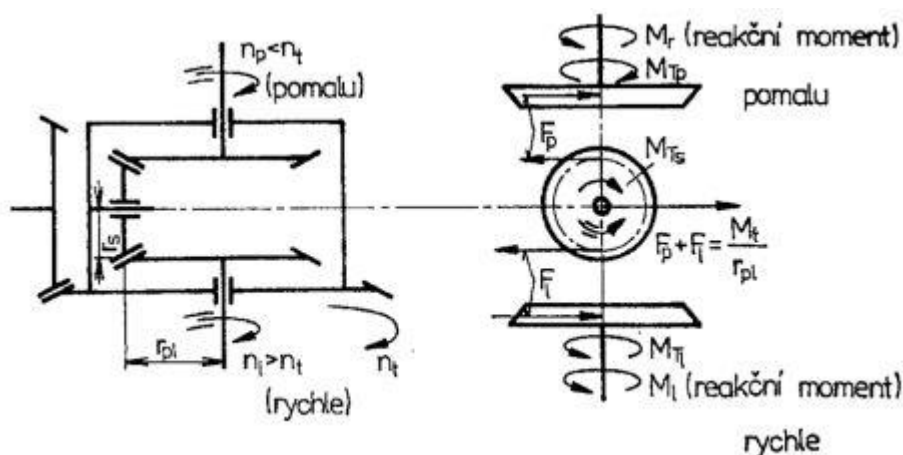
pokud budou do této rozšířené rovnice dosazeny momenty na pravé a levé planetě [1]:

$$M_p - M_{Tp} = M_l + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s}, \quad (26)$$

pak po vyjádření momentu na pomalejším hřídeli (M_p) [1]:

$$M_p = M_l + M_{Tl} + M_{Tp} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s}, \quad (27)$$

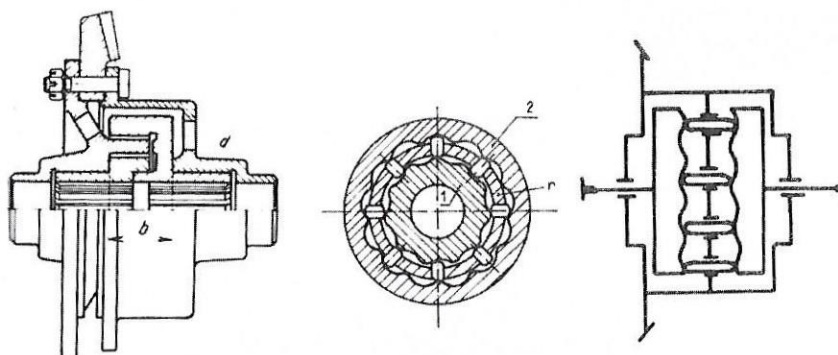
je možné vidět, že tento moment je větší než moment na rychlejší hřídeli (M_l). [1]



Obr. 7 Kinematické a silové poměry na diferenciálu se zvýšeným třením (popis byl uveden v textu) [1]

4.1 KOLÍČKOVÝ DIFERENCIÁL

Kvůli absenci ozubených kol patří kolíčkový (nebo vačkový) diferenciál k netradičním diferenciálům. Planetová ozubená kola jsou nahrazena vačkovými koly a místo satelitů jsou použity posuvné kolíčky, které jsou posuvně uloženy v kleci diferenciálu. Točivý moment je přenášán z klece diferenciálu na posuvné kolíčky, které jsou v záběru s vačkovými koly. Ty jsou opatřeny oblými vačkovými profily, mezi kterými mohou kolíčky klouzat. Při zatáčení nebo prokluzu jednoho z kol vlivem nízké adheze se objeví na stykových plochách tření mezi posuvnými kolíčky a jejich vedením v kleci, to vede ke vzniku samosvornosti. Tyto diferenciály se u běžných vozidel nepoužívají z důvodu jejich hlučnosti a rychlému opotřebení, používají se ve čtyřkolových motorkách a méně často u závodních automobilů. Kolíčkové diferenciály jsou děleny podle umístění kolíčků na diferenciály s radiálními kolíčky a diferenciály s axiálními kolíčky (viz obr. 8). [2] [6]



Obr. 8 Količkový diferenciál s radiálními kolíčky (vlevo) a axiálními kolíčky (vpravo) [2]

DIFERENCIÁL S RADIÁLNÍMI KOLÍČKY

Vačková kola s oblými vačkovými profily jsou v tomto případě radiální a mají rozdílné průměry. Levé vačkové kolo (tzv. jádro) je menšího průměru a má vnější vačkové výstupky, naopak pravé vačkové kolo (tzv. věnec) je většího průměru a má vnitřní vačkové výstupky. S touto konstrukcí jsou spojeny dvě hlavní nevýhody. Pokud by kolíček na obou koncích přenášel stejnou obvodovou sílu, pak by vačkové kolo s větším průměrem přeneslo větší točivý moment než kolo s menším průměrem, což je pro jízdní vlastnosti vozidla nevhodné. Diferenciál navíc rozděluje točivý moment nesymetricky. [2]

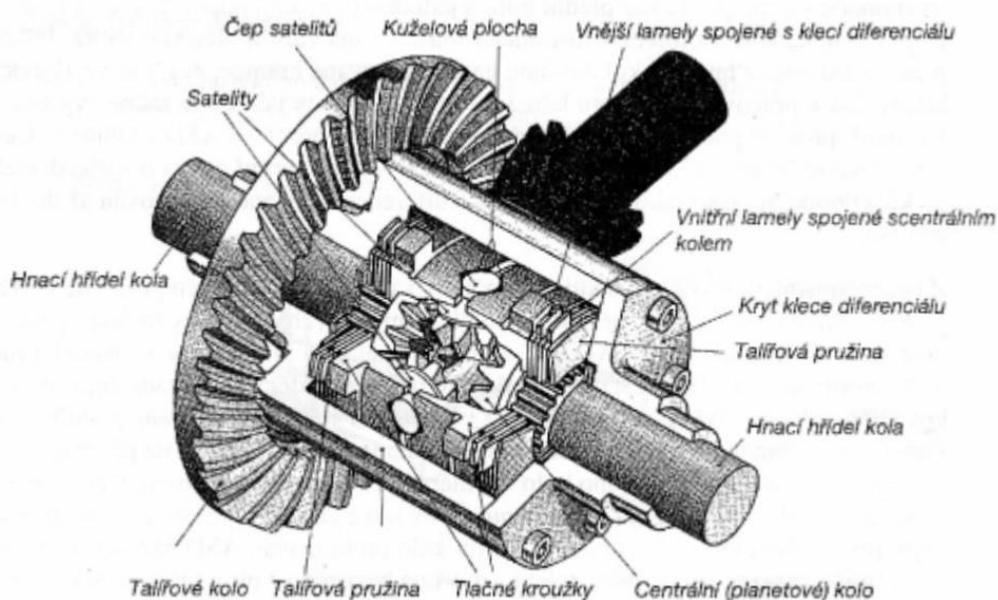
Tyto nevýhody jsou pro dynamiku vozidla nežádoucí a lze je odstranit vhodnou změnou konstrukce, aniž by došlo ke změně průměru věnce nebo jádra. Pro odstranění nestejněho rozdělení točivého momentu jsou sklony výstupků navrženy tak, aby obvodový tlak na kolíček byl menší u věnce a větší u jádra. Nesymetričnost je pak odstraněna tím, že počty výstupků věnce jsou stejné jako počty výstupků jádra. Díky těmto úpravám je zachována samosvornost diferenciálu a jeho žádoucí vlastnosti. [2]

DIFERENCIÁL S AXIÁLNÍMI KOLÍČKY

Konstrukce s axiálně uloženými kolíčky umožňuje, aby obě vačková kola byla stejného průměru. V tomto případě jsou vačková kola s oblými vačkovými profily axiální. Kolíčky posuvně uloženy v kleci jsou umístěny mezi výstupky vačkových kol. Jestliže vozidlo jede v přímém směru, kolíčky se ve svém uložení nepohybují a jsou v záběru s vačkovými koly. Točivý moment je přenášén ze skříně na kolíčky a z kolíčků na vačková kola. Při průjezdu zatáčkou se vačková kola otáčejí rozdílnými otáčkami a čela kolíčků tak začnou klouzat po vrcholcích výstupků. Jakmile kolíčky přeběhnou přes vrcholky výstupků, jsou vačková kola odtlačena od sebe a přitlačena ke skříni diferenciálu, tím vznikne další třecí moment a zvýší se svornost diferenciálu. [6] [2]

4.2 DIFERENCIÁL S TŘECÍ LAMELOVOU SPOJKOU

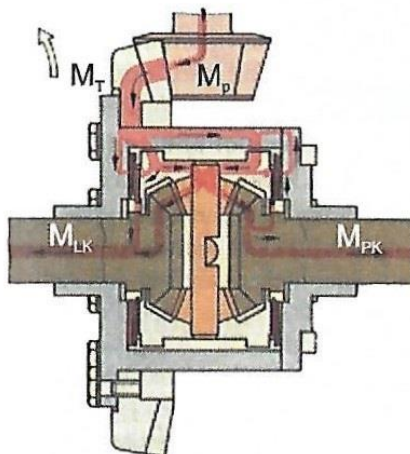
Tento diferenciál vychází z konstrukce nejběžněji používaného kuželového diferenciálu, do kterého jsou navíc přidány dva tlačné kroužky, dvě třecí lamelové spojky a dvě talířové pružiny (viz obr. 9). Klec diferenciálu je na vnitřním obvodu opatřena čtyřmi podélnými drážkami, rovnoběžnými s osou klece. Tlačné kroužky mají na vnějším obvodu výstupky, které zapadnou do drážek v kleci a mohou se tak pohybovat v drážkách axiálně. Stejně jsou usazeny i třecí lamelové spojky, které spojují pomocí výstupků vnější lamely s klecí diferenciálu a pomocí ozubení vnitřní lamely s ozubením na hnacích hřídelích kol. Předpětí lamelových spojek a tlačných kroužků je vytvořeno talířovými pružinami. Ty s lamelovými spojkami a tlačnými kroužky zajišťují samosvorný účinek diferenciálu. Na vnitřních čelech tlačných kroužků jsou vyfrézované čtyři klínové výřezy, do kterých jsou usazeny čepy satelitů. [3]



Obr. 9 Samosvorný diferenciál s třecí lamelovou spojkou [15]

Ve chvíli, kdy obě kola vozidla jedou po vozovce s nesníženou adhezí je točivý moment přiváděn z větší části přes tlačné kroužky a unášené čepy satelitů, z nich je pak přiváděn na centrální kola. Menší část točivého momentu je přiváděna rovnoměrně přes tlačné kroužky a třecí lamelové spojky až na centrální kola. [3]

Jakmile se například pravé hnací kolo vozidla vyskytne na povrchu se sníženou adhezí, začne prokluzovat. Otáčky pravého kola se zvýší oproti otáčkám levého kola a satelity se začnou otáčet. To má za následek, že čepy satelitů usazené v kuželových plochách odtlačují tlačné kroužky od sebe a ty tak stlačují lamelové spojky a talířové pružiny. Vnitřní lamely spojené s hnací hřídelí pravého kola se tedy otáčejí rychleji než vnější lamely spojené s klecí diferenciálu. Od pravého tlačného kroužku pak působí přitlačná síla, která stlačuje vnitřní a vnější lamely, mezi kterými vznikne třecí moment, jehož velikost závisí na rozdílu otáček lamel. Třecí moment je pak přiváděn ze skříně diferenciálu na levou lamelovou spojku a přes ozubení hnacího levého kola až na hnací neprokluzující hřídel levého kola, jak je znázorněno na obr. 10. [3]



Obr. 10 Přenos točivého momentu u samosvorného diferenciálu s třecí lamelovou spojkou (pravé hnací kolo prokluzuje): M_P - Přivedený točivý moment, M_T - Točivý moment talířového kola, M_{LK} - točivý moment přivedený na levé hnací kolo, M_{PK} - točivý moment přivedený na pravé hnací kolo [3]

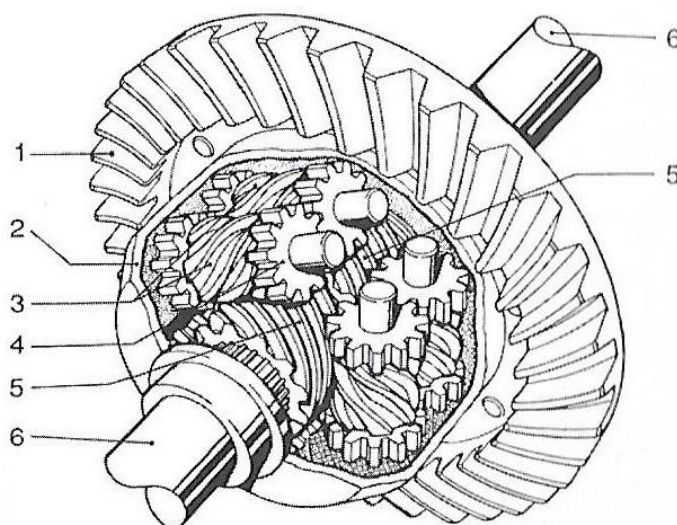
4.3 DIFERENCIÁL TYPU TORSEN

Předtím než bude popsána konstrukce a činnost tohoto diferenciálu, je vhodné vysvětlit, na jakém principu funguje šnekové soukolí a jaké jsou jeho výhody a nevýhody. Diferenciál tohoto typu využívá ke samosvornosti šnekové soukolí, kvůli jeho nízké mechanické účinnosti. Soukolí umožňuje přenos točivého momentu mezi mimoběžnými hřídeli, kde osy jsou zpravidla navzájem kolmé. Šnekové soukolí je tvořeno šnekem a spolu zabírajícím šnekovým kolem. Mezi hlavní přednosti soukolí patří možnost realizace velkých převodových poměrů ($i=10\div 100$) a přenos velkých výkonů. Díky většímu počtu zubů v záběru umožňuje soukolí také klidný a tichý chod. Obecně nevýhodou je velký skluz v ozubení, který zvyšuje ztráty třením. Tato nevýhoda se při použití u šnekového diferenciálu stává výhodou. Kvůli tvarově složitějšímu ozubení je výroba soukolí dražší a náročnější. S tím roste i cena diferenciálu. Soukolí má také nižší životnost a je vyšším třením více opotřebováno. Změnou úhlu stoupání a počtem zubů šneku lze měnit účinnost soukolí, což nabízí konstruktérovi široký interval možných účinností diferenciálu od 20 % do 60 %. Platí, že čím menší má šnek počet zubů, tím nižší má soukolí účinnost. Přenos točivého momentu je možný pouze od šneku na šnekové kolo, nikoli naopak. [7] [8]

Diferenciál typu Torsen je konstrukčně tvořen kombinací čelního diferenciálu (nesamosvorného) a dříve používaného šnekového diferenciálu (samosvorného). Točivý moment je přiváděn ze vstupního talířového kola na klec diferenciálu, která je pevně spojena s talířovým kolem. Čepy jsou usazeny v kleci diferenciálu. Na čepech se nachází otočně uložená šneková kola, ke kterým jsou na čelech připevněny čelní ozubená kola s přímými zuby. Tato kola jsou v záběru se stejnými čelními ozubenými koly, která jsou taktéž upevněna na čelech druhého šnekového kola. Celkem jsou tři dvojice takto uspořádaných ozubených kol, rovnoměrně rozmístěny v diferenciálu. Levé šnekové kolo je pak v záběru s levým šnekem a pravé šnekové kolo s pravým šnekem. Šneky mají vnitřní drážkování, do kterého jsou usazeny výstupní hřídele s vnějším drážkováním (viz obr. 11). Diferenciál typu Torsen se používá buď jako mezinápravový nebo jako nápravový diferenciál. [2] [1]

Při jízdě vozidla v přímém směru po dobrém adhezním povrchu se oba výstupní hřídele točí stejnou rychlostí a diferenciál se otáčí jako celek. Šneková kola se tedy neotáčí a slouží jako zubové spojky. Rozdělení točivého momentu je na oba výstupní hřídele ve stejném poměru. [8]

V případě, kdy jeden z výstupních hřídelů se začne otáčet jinou rychlostí než druhý hřídel vlivem nízké adheze jednoho z kol nebo při průjezdu zatáčkou, začnou se oba šneky otáčet odlišnými otáčkami a dojde tak i k otáčení šnekových a čelních kol. Mezi šneky a šnekovými koly a také mezi čelními koly vznikne tření a tím klesne vlastní účinnost diferenciálu. Dojde tedy k nerovnoměrnému rozdělení točivého momentu. Rychleji se otáčející výstupní hřídel je tím zpomalen a je na něj přivedena menší část točivého momentu. [8] [9]



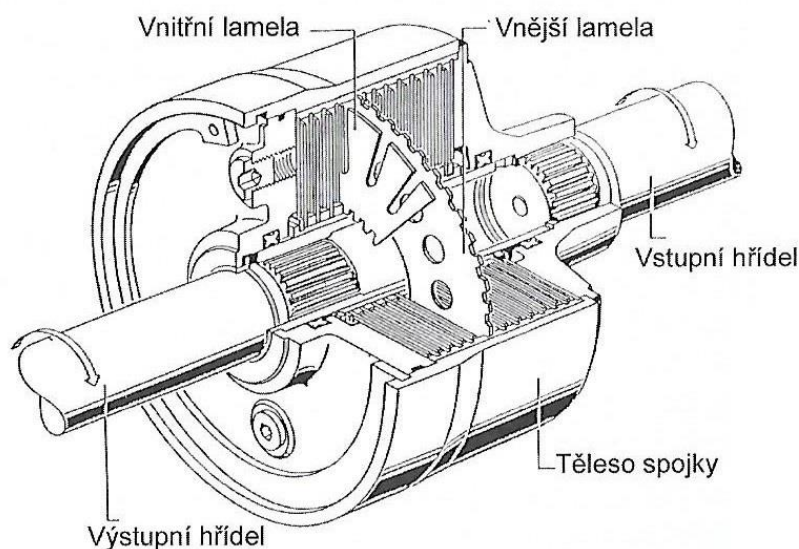
Obr. 11 Diferenciál typu Torsen: 1 - Vstupní talířové kolo, 2 - Klec diferenciálu, 3 - Šneková kola, 4 - Čelní ozubená kola, 5 - Šnek, 6 - Výstupní hřídel [8]

4.4 DIFERENCIÁL S VISKÓZNÍ SPOJKOU

Všechny dosud zmíněné samosvorné diferenciály využívaly mechanické tření k dosažení samosvornosti. Nyní bude popsán a vysvětlen diferenciál, který kromě mechanického tření ještě navíc pracuje s kapalinovým třením a využívá k tomu viskózní spojku. Ta zajišťuje, že diferenciál má proměnnou svornost, která závisí na rozdílu otáček výstupních hřídelů a dokáže také samočinně měnit svornost diferenciálu díky viskozitě oleje.

Pro správné pochopení diferenciálu s viskózní spojkou z hlediska konstrukce a funkce, je potřeba nejprve popsat samotnou viskózní spojku (viz obr. 12). Spojka je tvořena válcovou skříní (tělesem spojky), která je spojena se vstupním hřídelem drážkováním. Vnější ocelové lamely jsou pevně spojeny s válcovou skříní a vnitřní ocelové lamely jsou pomocí drážkování spojeny s nábojem. Prostřednictvím distančních kroužků na náboji jsou lamely usazeny tak, aby mezi nimi byla mezera přibližně 0,35 mm. Náboj je pak spojen s výstupním hřídelem opět drážkováním. Válcová skříň je naplněna silikonovým olejem ze 70 % až 90 %. Podle velikosti náplně je dána charakteristika spojky. Přenos točivého momentu je uskutečněn díky smyku kapaliny mezi lamelami. Pokud má spojka přenést točivý moment z výstupní hřídele

na vstupní, musí se vstupní hřídel otáčet určitými otáčkami tak, aby vzrostl tlak ve skříní, zvýšila se viskozita oleje a tím i pevnost ve smyku mezi hnacími a hnacími lamelami. To má za následek, že dojde skoro až k 100 % uzavíracímu účinku. Při dlouho trvajících vysokých otáčkách lamel dojde ke zvýšení teploty oleje a k pozvolnému poklesu viskozity, a tak i ke snížení uzavíracího účinku. Této skutečnosti se dá zabránit vhodnou změnou oleje nebo umožněním vzájemného dotyku lamel. [2]

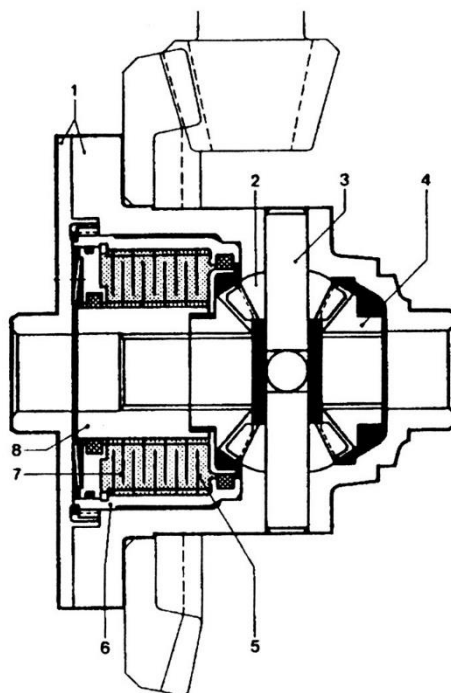


Obr. 12 Viskózní spojka [2]

Na obr. 13 je zobrazen diferenciál s viskózní spojkou, jde o kuželový diferenciál doplněný o viskózní spojku. Náboj lamelové spojky je pevně spojen s planetovým kolem a válcová skříň spojky je pevně spojena se skříní diferenciálu. Zbylá část konstrukce se nijak zvlášť nemění od klasického kuželového diferenciálu. Tento diferenciál se vyskytuje spíše u vozidel s pohonem všech kol jako mezinápravový, jde ovšem použít i jako nápravový diferenciál.

V následujícím popisu je tento diferenciál použit jako mezinápravový. Takový diferenciál při přímé jízdě vozidla po dobrém adhezním povrchu pak rozděluje točivý moment na obě nápravy ve stejném poměru a otáčí se jako celek.

Při normálním zatáčení přední nápravy nemá diferenciál téměř žádný uzavírací účinek na přenos točivého momentu. Pokud však se ocitne například jedna z náprav na povrchu s nízkou adhezí a dojde k velkému rozdílu otáček výstupních hřídelů, pak s tímto rozdílem otáček vzroste i účinek pro přenos točivého momentu. Začne-li se tedy jeden z výstupních hřídelů otáčet vyššími otáčkami (prokluzovat), než druhý výstupní hřídel, diferenciál se začne uzavírat a po určité době protáčení může dojít až k 100 % uzavíracímu účinku. Jak už bylo zmíněno, tento účinek vzniká smykovou silou kapaliny mezi vnějšími a vnitřními lamelami. Nevýhodou tohoto účinku je skutečnost, že diferenciál není schopen vypnout uzavírací schopnost ihned poté, co se nápravy vozidla dostanou na povrch s dobrou adhezí. Diferenciál zůstává uzavřen do té doby, než dojde ke snížení tlaku ve válcové skříní spojky. Zároveň po tuto dobu mohou být všechny části spojené s diferenciálem vystaveny zvýšenému namáhání. [1]



Obr. 13 Diferenciál s viskózní spojkou: 1 - Skříň diferenciálu, 2 - Satelity, 3 - Čep satelitů, 4 - Planetová kola, 5 - Vnější lamely, 6 - Těleso spojky, 7 - Vnitřní lamely, 8 - Náboj spojky [1]

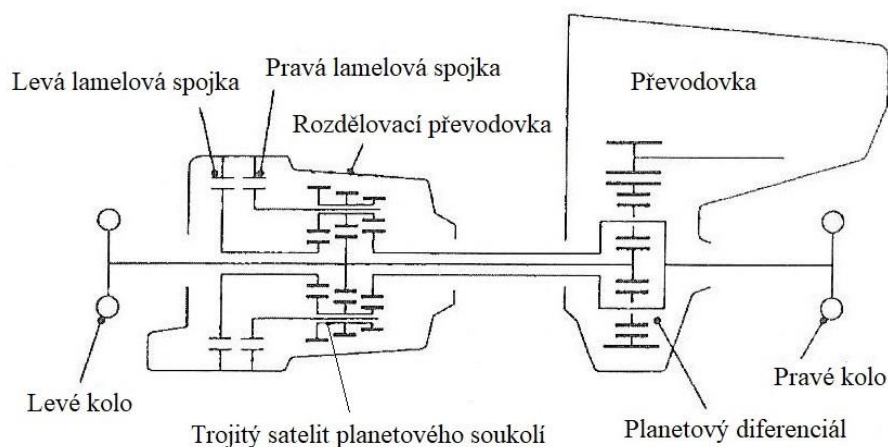
5 AKTIVNÍ DIFERENCIÁLY

Tato skupina diferenciálů dovoluže rozdílné otáčky hnacích kol v zatáčkách a zároveň umožňuje rozdělit točivý moment mezi obě hnací kola v nejvhodnějším poměru pomocí elektronického řízení v závislosti na situaci. Aktivní diferenciály potlačují přetáčivost nebo nedotáčivost vozidla tím, že při zatažení přivedou větší část točivého momentu na vnější kolo a zajistí tak lepší ovladatelnost a stabilitu vozidla i v hraničních případech. Tyto diferenciály tedy umožňují zvýšit nebo snížit točivý moment na jakémkoli hnacím kole. Používají se zejména u luxusních nebo sportovních vozidel. [8]

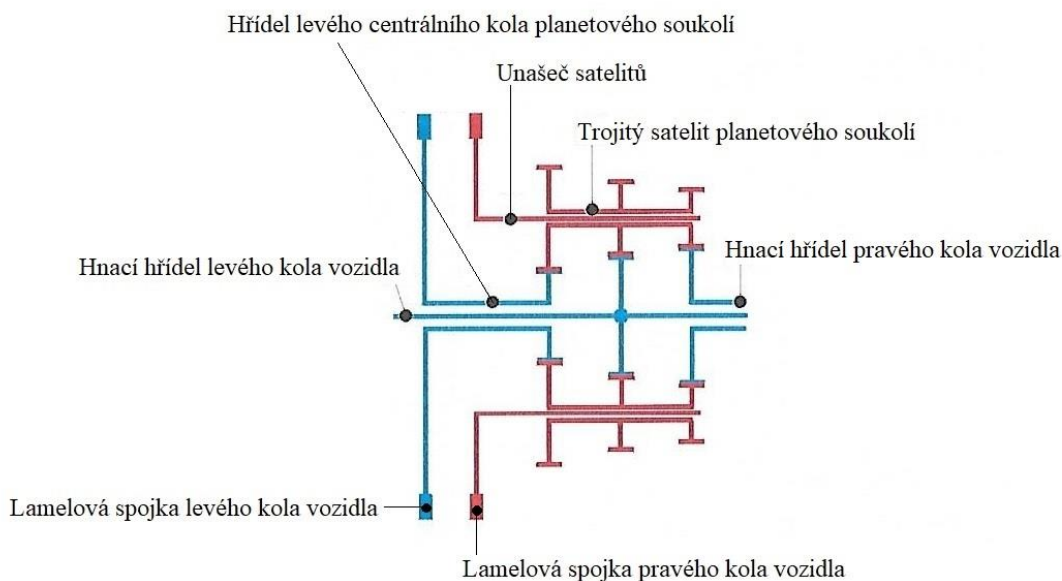
5.1 SYSTÉM ATTS

Systém ATTS (Active Torque Transfer Sytem) je možné použít jak u vozidel s pohonem jedné nápravy, tak i u vozidel s pohonem všech kol. Jako první s tímto systémem přišla automobilka Honda. Pro obraznost je následující popis věnován tomuto systému, který je použit u vozidel s pohonem pouze jedné nápravy. [2]

Na obr. 14 je zobrazeno schéma mechanismu ATTS, jeho hlavní částí je rozdělovací převodovka (viz obr. 15), která je složena ze dvou hydraulicky ovládaných lamelových spojek a tří trojitých satelitů. Tyto satelity jsou vyrobeny z jednoho kusu se třemi řadami rozměrově odlišných ozubení a rozvádí točivý moment pomocí lamelových spojek od planetového diferenciálu až na hnací kola vozidla. Lamelové spojky (brzdící) jsou ovládány elektronickou řídicí jednotkou, která tak umožňuje upravovat otáčky planetového soukolí s trojitými satelity a tím i měnit točivý moment na levém nebo pravém kole. Rozdělovací převodovka se tedy nachází mezi planetovým nápravovým diferenciálem a hnacími koly. Aby bylo zajištěno, že elektronická řídicí jednotka správně vyhodnotí, kdy a kterou lamelovou spojku sepnout, je k ní připojeno hned několik čidel. Tyto čidla snímají otáčky motoru a příčné nebo boční zrychlení vozidla k následnému vypočtení točivého momentu motoru řídicí jednotkou. Dále jsou snímány rozdíly otáček levého a pravého kola, natočení vozu kolem svislé osy a úhel natočení volantu. Řídicí jednotka vyhodnotí snímané veličiny a na jejich základě okamžitě získá aktuální jízdní režim vozidla. [8] [10]



Obr. 14 Schéma mechanismu ATTS [8]



Obr. 15 Schéma planetového soukolí rozdělovací převodovky Honda ATTS [3]

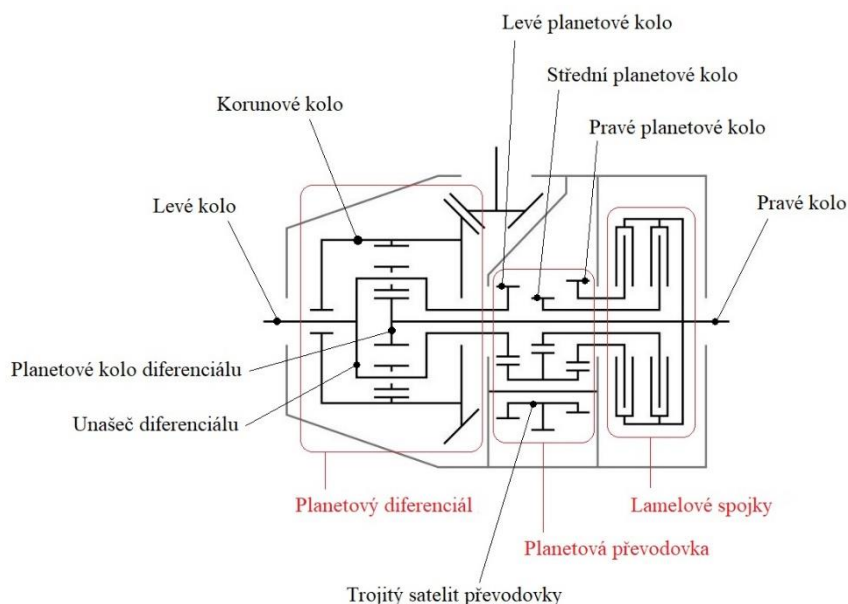
Při jízdě vozidla v přímém směru se systém neaktivuje. Točivý moment je rovnoměrně rozdělen planetovým diferenciálem z planetového kola na levé kolo a z našeče na pravé kolo vozidla.

Ihned poté, co řidič zatočí volantem elektronická řídicí jednotka okamžitě vyhodnotí signály od čidel a začne pozvolně spínat levou nebo pravou lamelovou spojkou rozdělovací převodovky. Po sepnutí jedné z lamelových spojek dojde k přibrzdění případně až k zastavení našeče nebo hřídele levého centrálního kola podle toho, jakým směrem vozidlo zatáčí (vlevo nebo vpravo). Tím je větší část točivého momentu přivedena přes rozdělovací převodovku na vnější kolo vozidla v zatáčce. Zároveň se zmenší úhel potřebný k natočení volantu, sníží se přetáčivost nebo nedotáčivost vozidla a je zajištěna lepší ovladatelnost vozidla při průjezdu zatáčkou. Systém dokáže fungovat i na vozovce s nízkou adhezí, jen při couvání vozidla se sám vyřadí z činnosti. [3]

5.2 SYSTÉM S-AYC

Dalším o něco výkonnějším a novějším přírůstkem do skupiny aktivních diferenciálů je systém S-AYC (Super Active Yaw Control) od automobilky Mitsubishi. Celý systém se skládá ze tří hlavních částí, a to z planetového nápravového diferenciálu, planetové převodovky a dvou lamelových spojek (viz obr. 16). Točivý moment je přiváděn na korunové kolo planetového nápravového diferenciálu, který je vybaven dvěma řadami satelitů. Našeč nápravového diferenciálu je pevně spojen s levým kolem vozidla a zároveň i s prvním levým planetovým kolem planetové převodovky. Ta má pouze jeden trojitý satelit otočně uležený na pevném neotočném našeči. Další dvě zbylá planetová kola převodovky jsou spojena s lamelovými spojkami, které ovládají převodovku a podle sepnutí jedné nebo druhé spojky funguje převodovka jako pomaloběžná (reduktor) nebo rychloběžná (multiplikátor). Vnější lamely obou spojek jsou pomocí drážkování spojeny se svými skříněmi a ty jsou pevně spojeny s pravým kolem vozidla, které je na stejné hřídeli jako planetové kolo nápravového

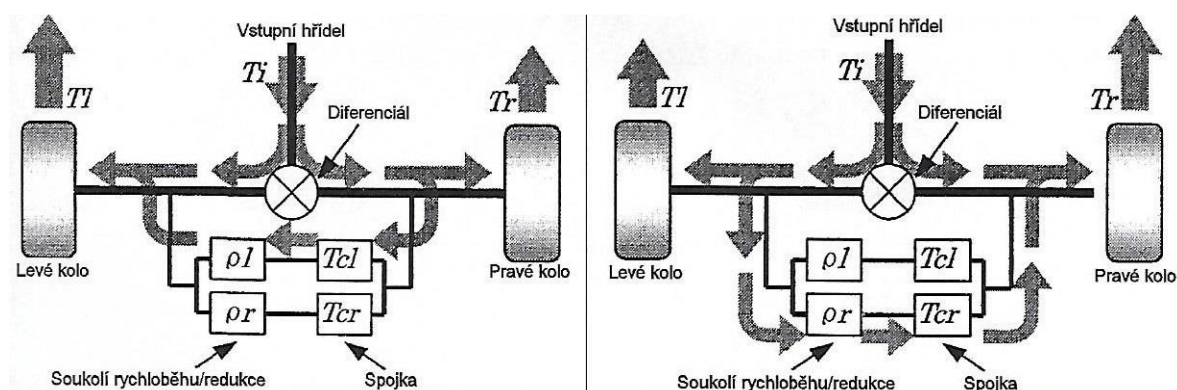
diferenciálu. Lamelové spojky jsou ovládány elektrohydraulicky pomocí elektronické řídicí jednotky, která vyhodnocuje signály od čidel obdobně jako u systému ATTS. Předchůdce systému S-AYC byl systém AYC od stejné automobilky. Tento starší systém měl místo planetového diferenciálu kuželový diferenciál a jeho planetová převodovka měla odlišné odstupňování. Díky konstrukční změně systému AYC na systém S-AYC bylo dosaženo většího rozdílu točivého momentu mezi hnacími koly nápravy při průjezdu zatáčkou. Konkrétně systém S-AYC umožňuje 1,82krát větší rozdíl točivého momentu mezi levým a pravým kolem nápravy. [2]



Obr. 16 Schéma systému S-AYC [16]

Do té doby, dokud řidič natočí volantem, je systém neaktivní. Obě lamelové spojky jsou rozepruté a Točivý moment je rovnoměrně rozdělen na levé a pravé kolo vozidla.

Ve chvíli, kdy elektronická řídicí jednotka zaznamená natočení volantu vpravo, ihned vyhodnotí signály od čidel a začne spínat levou lamelovou spojku. Díky planetové převodovce se zvýší točivý moment na vnějším levém kole vozidla a na pravém vnitřním kole vozidla se moment sníží. Podobně je systém uveden v činnost i při natočení volantu vlevo, elektronická řídicí jednotka okamžitě vyhodnotí signály od čidel a začne spínat pravou lamelovou spojku. Opět díky planetové převodovce je zvýšen točivý moment na vnějším pravém kole vozidla a na levém vnitřním kole vozidla je moment snížen. Obě tyto situace jsou zobrazeny na obr. 17. [2]



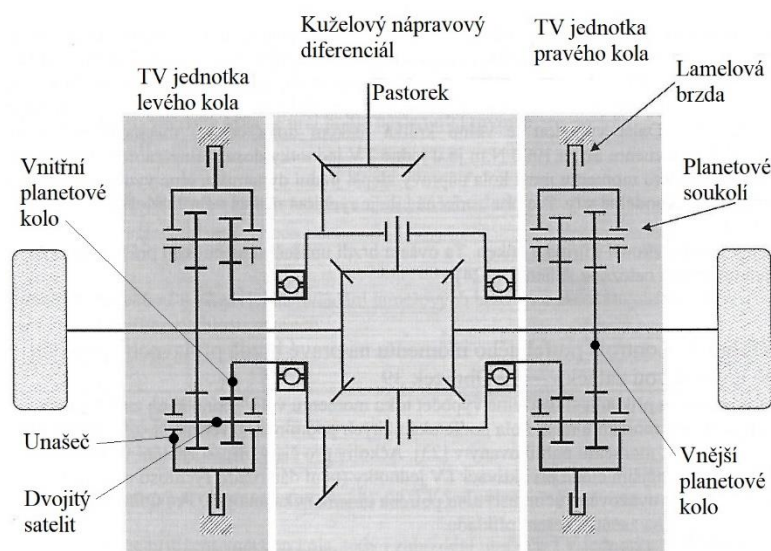
Obr. 17 Tok momentu v systému S-AYC při pravotočivé zatáčce (vpravo) a při levotočivé zatáčce (vlevo): T_i - Vstupní moment, T_l - Moment levého kola, T_r - Moment pravého kola, T_{cl} - Moment levé spojky, T_{cr} - Moment pravé spojky, ρ_l - Pravé planetové kolo, ρ_r - Střední planetové kolo [8]

5.3 ZF FRIEDRICHSHAFEN

Jedná se o německý systém používající takzvané TV jednotky (TV - Torque Vectoring) a kuželový nápravový diferenciál k vhodnému rozdělení točivého momentu při průjezdu zatáčkou. Celé schéma tohoto mechanismu je zobrazeno na obr. 18. TV jednotka je tvořena planetovým soukolím se dvěma planetovými koly, dvojitými satelity a unašečem brzděným lamelovou brzdou. Tyto jednotky jsou symetricky umístěny vůči diferenciálu na obou jeho výstupních hřídelích. Klec kuželového diferenciálu je pevně spojena s vnitřními planetovými koly obou jednotek a oba výstupní hřídele diferenciálu jsou pevně spojeny se svými vnějšími planetovými koly dané jednotky. Vnější a vnitřní planetová kola u každé jednotky jsou pak v záběru s dvojitými satelity. Lamelové brzdy obou TV jednotek jsou ovládány elektromechanicky elektronickou řídicí jednotkou, která na základě signálů od čidel vyhodnotí, kdy a kterou lamelovou brzdu sepnout tak, aby na vnější kolo vozidla v zatáčce bylo přeneseno více točivého momentu. Celý mechanismus se vyznačuje svoji velmi krátkou reakční dobou, nízkou hmotností a optimálním dělením točivého momentu mezi obě kola nápravy. Hmotnost kompletního mechanismu je zhruba kolem 48 kg a každá TV jednotka dokáže přenést až 1800 N·m. [2]

Obdobně jako u předešlých systémů je i u tohoto systému elektronická řídicí jednotka neaktivní při jízdě vozidla v přímém směru. Kuželový diferenciál a TV jednotky se otáčejí jako jeden celek a točivý moment je rovnoměrně rozdělen na obě hnací kola vozidla.

Při průjezdu vozidla levotočivou zatáčkou elektronická řídicí jednotka vyhodnotí signály od čidel a začne spínat pravou lamelovou brzdu. Tím dojde k přibrzdění případně až ke zastavení unašeče pravé TV jednotky a díky planetovému soukolí pravé jednotky, které je tak uvedeno do pohybu je větší část točivého momentu přenesena na pravou výstupní hřídel diferenciálu (pravé kolo). Vozidlo je tak v zatáčce stabilnější a lépe ovladatelné. Obdobně je systém uveden v činnost i při průjezdu vozidla pravotočivou zatáčkou s tím rozdílem, že místo pravé lamelové brzdy je spínána levá lamelová brzda. [2]



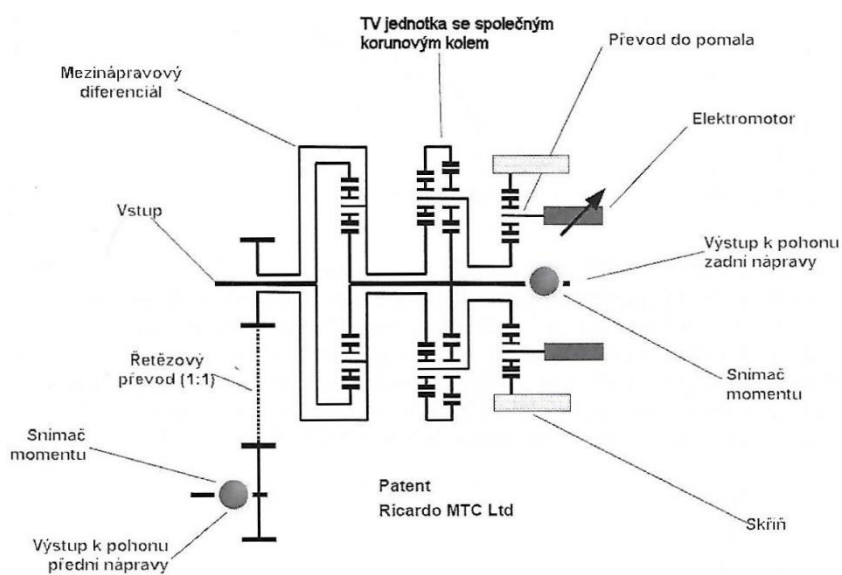
Obr. 18 Schéma systému ZF Friedrichshafen [8]

5.4 RICARDO

Tento systém od britské stejnojmenné společnosti zajišťuje plynulou změnu točivého momentu mezi jeho oběma výstupy a je možné ho použít buď mezi nápravami anebo mezi koly na nápravě. Následující popis se věnuje tomuto prvnímu mezinápravovému systému od společnosti Ricardo. [2]

Mezi hlavní části systému patří mezinápravový planetový diferenciál, TV jednotka a planetové soukolí regulované elektromotorem. Celý mechanismus je zároveň ovládán elektronickou řídicí jednotkou, která vyhodnocuje především signály od snímačů točivého momentu umístěných na vstupu a dvou výstupech. Točivý moment je přiváděn na korunové kolo mezinápravového diferenciálu, které je v záběru se satelity. Unašec mezinápravového diferenciálu přivádí točivý moment na přední nápravu a zároveň je spojen s levým planetovým kolem TV jednotky. Ta na rozdíl od předchozí německé jednotky má dva rozměrově odlišné satelity a společné korunové kolo. Unašec TV jednotky je spojen s planetovým kolem, které je součástí planetového soukolí regulovaného elektromotorem. Planetové kolo nápravového diferenciálu je na stejné hřídeli pevně spojeno s pravým planetovým kolem TV jednotky a přes tuto hřídel je přiváděn točivý moment na zadní nápravu vozidla (viz obr. 19). [2]

Do chvíle, než se aktivuje elektronická řídicí jednotka je mezinápravovým diferenciálem přiváděno 40 % točivého momentu na přední nápravu a 60 % na zadní nápravu. Po aktivaci řídicí jednotky dokáže systém zajistit díky TV jednotce rozdíl točivého momentu mezi přední a zadní nápravou až 100 N·m. [2]



Obr. 19 Schéma systému Ricardo [8]

6 POPIS DEMONTÁŽE ROZVODOVKY S KUŽELOVÝM DIFERENCIÁLEM

Dalším cílem této bakalářské práce byl popis demontáže poškozeného kuželového diferenciálu se záměrem zjistit, zda je diferenciál funkční a případně navrhnout možné řešení opravy. Poškozený diferenciál byl vyroben německou firmou VEB Fahrzeuggetriebewerke někdy v druhé polovině 20. století, která se v této době zabývala výrobou převodových ústrojí vozidel [11]. Diferenciál byl původně použit v malém nákladním vozidle s vyměnitelnými nosiči nástaveb od německé společnosti Multicar, známé také pod lidovým názvem „multikára“. Poté byl z tohoto vozidla vymontován i s rozvodovkou, brzdami a hnacími hřídeli kol a následně umístěn k prodeji na inzerát jako jeden smontovaný celek (viz obr. 20). Takto jsem společně se svým dědou diferenciál pořídil za účelem použít ho k sestavení užitkového malotraktoru domácí výroby s poháněnou zadní nápravou a motorem vepředu. Nevěděli jsme však, jestli je rozvodovka s diferenciálem funkční a jestli bude potřeba některé díly nahradit.



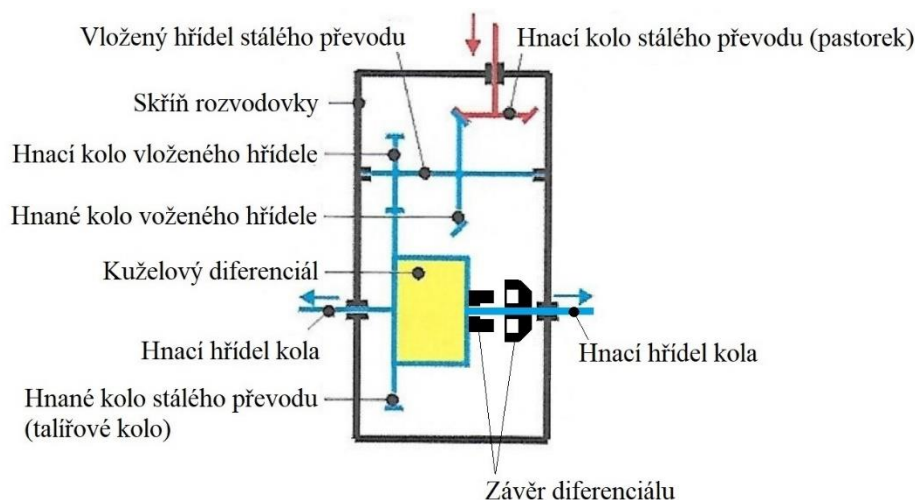
Obr. 20 Rozvodovka s kuželovým diferenciálem [17]

6.1 TEORETICKÁ ANALÝZA ROZVODOVKY

Předtím, než se dostaneme k samotné demontáži rozvodovky a diferenciálu seznámme se s použitou rozvodovkou a s jejím uspořádáním. Je potřeba říct, že konstrukci a funkci kuželového diferenciálu se v této kapitole věnovat nebudeme, protože již byla popsána v kapitole 2.1.

Schéma celé rozvodovky je zobrazeno na obr. 21. Každá rozvodovka je vždy složena ze dvou částí, a to ze stálého převodu a z diferenciálu. V tomto případě se jedná o rozvodovku s dvojnásobně sloučeným stálým převodem a s kuželovým diferenciálem, který je navíc vybaven závěrem. Dvojnásobně sloučený stálý převod je složen ze dvou stálých převodů, které jsou umístěny před diferenciálem. První stálý převod s kuželovým ozubením je tvořen pastorkem a hnaným kolem vloženého hřídele, druhý stálý převod s čelním ozubením je tvořen hnacím kolem vloženého hřídele a talířovým kolem diferenciálu. Konstrukce a činnost závěru diferenciálu již byla popsána v kapitole 3. Je zde ale menší konstrukční změna závěru oproti obr. 6. Na rozdíl od závěru v třetí kapitole využívá tento závěr ke spojení hnacího hřídele kola a klece diferenciálu zubovou spojku s čelními zuby. Závěr je tedy složen z posuvné objímky s vnitřním drážkováním a s čelními zuby, z ovládací vidlice a z čelních

zubů, které jsou pevně připevněny ke kleci diferenciálu. Zapnutí závěru je aktivováno řidičem mechanicky ovládací vidlicí, která posune objímku po drážkách na jednom z hnacích hřídelů a dojde tak k zapadnutí zubů objímky mezi zuby klece diferenciálu. Tím je závěr aktivován a kuželový diferenciál vyřazen z činnosti. [3]



Obr. 21 Schéma rozvodovky s dvojnásobně sloučeným stálým převodem a s kuželovým diferenciálem [3]

6.2 DEMONTÁŽ ROZVODOVKY

Po koupi diferenciálu jsme zajistili potřebný prostor k demontáži a nachystali pracovní pomůcky a nářadí. Poté bylo potřeba si ujasnit, které části rozvodovky budeme demontovat. Rozhodli jsme se ke kompletní demontáži všech částí rozvodovky i brzd, abychom tak zjistili skutečný stav všech dílů a jejich funkčnost. Vzhledem k tomu, že tato práce je věnovaná diferenciálům, nebudeme se zde zabývat popisem demontáže čelistových brzd.

Jako první jsme vypustili olej z rozvodovky. K našemu překvapení byl olej v celkem dobrém stavu a jen málo znečištěn. Z toho jsme usoudily, že rozvodovka v nedávné době prošla aspoň nějakou údržbou.

Abychom mohli demontovat nosnou skříň rozvodovky, ve které jsou uloženy hnací hřídele kol, museli jsme odšroubovat šrouby z krytu hnacích hřídelů a následně vysunout hnací hřídele z jejich uložení. Na šrouby jsme si připravili několik přihrádek, do kterých jsme ukládali odšroubované šrouby a malé demontované díly tak, abychom byly schopni zpětně rozvodovku sestavit. Dále jsme demontovali hnací pastorek od stálého převodu.

Nyní bylo možné odstranit šrouby, které spojují dohromady skříň rozvodovky a rozložit ji tak na dvě části. Rozvodovku jsme tedy rozdělili na nosnou část, ve které byly uloženy hnací hřídele kol a na část, která nesla stálý převod a diferenciál. Po tomto rozdělení jsme konečně mohli vidět čelní ozubení talířového kola a závěr diferenciálu. Bohužel jsme také zjistili první nedostatky (viz obr. 22). Posuvná objímka s vnitřním drážkovaním a s čelními zuby závěru chyběla a jeden z čelních zubů, který je pevně připevněn ke kleci diferenciálu, byl ulomen a

ve skříni rozvodovky se nenacházel. Bylo tedy zřejmé, že rozvodovka byla v minulosti demontována a posuvná objímka i ulomený čelní zub z ní odstraněn.



Obr. 22 Ulomený čelní zub klece diferenciálu (vlevo) a závěr diferenciálu bez posuvné objímky (vpravo) [17]

Pokračovali jsme tedy dále v demontáži závěru. Nejprve jsme demontovali ovládací páku závěru se zkrutnou pružinou umístěnou na vnější straně rozvodovky a následně jsme odstranily ovládací vidlici umístěnou uvnitř rozvodovky. Dále jsme demontovali ložiskové uložení kuželového diferenciálu. Obě uložení byla složena z děleného ložiskového pouzdra, pojistného kroužku a kuličkového ložiska nasazeného pevně na kleci diferenciálu. Spodní část ložiskového pouzdra byla součástí skříně rozvodovky a k ní byla připevněna dvěma šrouby horní část ložiskového pouzdra. Odšroubovali jsme tedy šrouby z horní části pouzder a vyjmuli kuželový diferenciál z uložení (viz obr. 22). Kuličková ložiska zůstala po této demontáži upevněna na kleci diferenciálu a po následné prohlídce ložisek jsme usoudili, že nebude potřeba je dále demontovat nebo je vyměnit za nové.

Začali jsme tedy s demontáží samotného kuželového diferenciálu. Klec diferenciálu byla složena ze dvou částí, kdy obě části klece i celé talířové kolo bylo spojeno dohromady jednou sadou šroubů, které byly navíc pojištěny podložkami s jazýčky (viz obr. 22). Odšroubovali jsme tedy tyto šrouby a odstranily pojistné podložky. Potom jsme obě části klece diferenciálu od sebe oddělili a mohli jsme tak vidět skutečný stav satelitů, planetových kol a čepu. Demontovaná klec diferenciálu je zobrazena a popsána na obr. 23. První část klece diferenciálu byla opatřena čelními zuby závěru, byla také opatřena po obvodu sadou průchozích děr pro spojovací šrouby a byly k ní připojeny dva středící kolíky. Druhá část klece diferenciálu měla také po obvodu průchozí díry pro spojovací šrouby a dvě průchozí díry umístěny kolmo na osu klece pro uložení čepu satelitů. Talířové kolo pak mělo po obvodu sadu děr s vnitřními závity, do kterých bylo možné spojovací šrouby zašroubovat. Po demontáži klece diferenciálu jsme zkontrolovali satelity, planetová kola a čep, na kterém byly satelity otočně uloženy. Všechny tyto součásti nejevily žádné známky poškození ani

opotřebení. Tím jsme dospěli k závěru, že diferenciál by měl být po následné údržbě a zpětnému smontování opět funkční.



Obr. 23 Dvoudílná klec diferenciálu se samostatným talířovým kolem [17]

Demontáž vloženého hřídele stálého převodu a jeho ložiskového uložení jsme neprováděli. Jen jsme odšroubovali šrouby z obou krytů vloženého hřídele, odstranili oba kryty a zkontrolovali funkčnost kuličkových ložisek. Dále jsme zkontrolovali kuželové a čelní ozubení vloženého hřídele. Kuličková ložiska i ozubení vloženého hřídele nejevilo žádné známky poškození ani opotřebení a mělo by tak být funkční.

Podrobnější fotodokumentace demontáže rozvodovky je uvedena v příloze 1.

6.3 ZHODNOCENÍ STAVU ROZVODOVKY A NÁVRH ŘEŠENÍ OPRAVY

Po kompletní demontáži rozvodovky s kuželovým diferenciálem jsme zhodnotily stav všech součástí a dospěli k závěru, že kuželový diferenciál nebyl poškozen a rozvodovka měla jediné dva nedostatky, které znemožňovali pouze funkci závěru diferenciálu. Funkce rozvodovky a kuželového diferenciálu těmito dvěma nedostatky nebyla nijak ovlivněna a ani zamezena.

Závěru diferenciálu tedy scházela posuvná objímka s vnitřním drážkováním a s čelními zuby a také jeden z čelních zubů připevněný ke skříni diferenciálu byl ulomen a ve skříni rozvodovky se nenacházel. Kdybychom rozvodovku zpětně sestavili i s nefunkčním závěrem, nesměli bychom pak s naším malotraktorem vjet do měkkého terénu nebo na kluzkou vozovku. Pokud by se tedy malotraktor dostal na takový povrch se sníženou adhezí, mohl by uvíznout a řidič by neměl možnost vyřadit diferenciál z funkce a následně obtížný povrch překonat. Z tohoto důvodu jsme navrhli řešení opravy, které spočívá v pořízení nové posuvné objímky a nové poloviny klece diferenciálu s čelními zuby. Vzhledem k velkému počtu malých nákladních vozidel od společnosti Multicar na území České republiky není obtížné tyto dvě součásti pořídit.

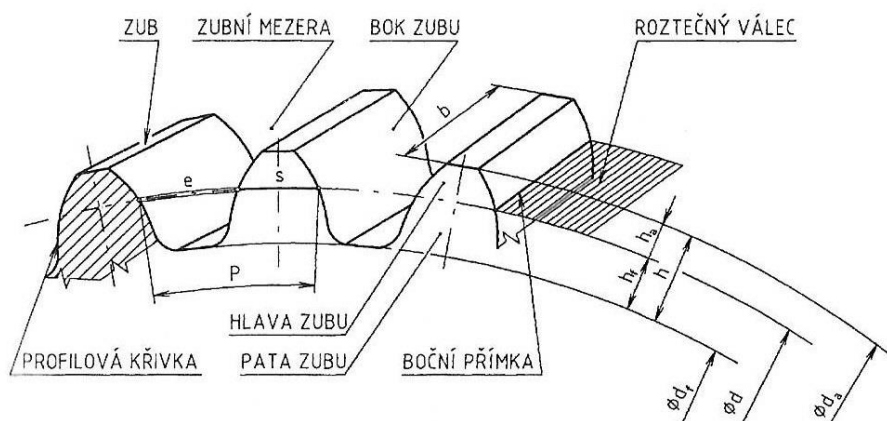
7 ČELNÍ DIFERENCIÁL JAKO VÝUKOVÁ POMŮCKA

Posledním cílem této bakalářské práce bylo provést teoretickou analýzu čelního diferenciálu a vytvořit názornou výukovou pomůcku v podobě tohoto diferenciálu, která by mohla sloužit k snadnějšímu pochopení výkladu. Tato kapitola nebude věnována čelnímu diferenciálu z hlediska konstrukce a funkce, protože z tohoto hlediska byl již diferenciál popsán v kapitole 2.2.

7.1 TEORETICKÁ ANALÝZA ČELNÍHO OZUBENÍ

Před samotnou tvorbou modelu diferenciálu je potřeba stanovit rozměry čelního ozubení. Toto ozubení je charakteristické pro čelní diferenciál a bez jeho znalostí by nebylo možné model diferenciálu vytvořit.

Centrální planetová kola i satelity diferenciálu jsou vybavena čelním ozubením s přímými zuby. Aby bylo možné takové ozubení vytvořit, je potřeba nejprve určit počet zubů ozubení a zvolit modul ozubení, který je jak pro centrální planetová kola, tak pro satelity stejný. Moduly ozubení jsou normalizovány a obecně označovány jako m . Na zvolené velikosti modulu pak závisí další základní rozměry čelního ozubení, které jsou zobrazeny na obr. 24. [12]



Obr. 24 Rozměry čelního ozubení s přímými zuby: h_a - Výška hlavy zubu, h_f - Výška paty zubu, h - Výška zubu, d - Průměr roztečné kružnice, d_a - Průměr hlavové kružnice, d_f - Průměr patní kružnice, p - Rozteč, b - Délka zubu, e - Šířka zubní mezery, s - Šířka zubu [12]

Mezi tyto základní rozměry patří výška hlavy zubu [12]:

$$h_a = m, \quad (28)$$

výška paty zubu [12]:

$$h_f = 1,25 \cdot m, \quad (29)$$

výška zubu [12]:

$$h = h_a + h_f = m + 1,25 \cdot m = 2,25 \cdot m \quad (30)$$

a průměr roztečné kružnice [12]:

$$d = z \cdot m, \quad (31)$$

kde z je zvolený počet zubů.

Dále mezi základní rozměry patří průměr hlavové kružnice [12]:

$$d_a = d + 2 \cdot h_a, \quad (32)$$

průměr patní kružnice [12]:

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (33)$$

a průměr základní kružnice [12]:

$$d_b = d \cdot \cos \alpha, \quad (34)$$

kde α je úhel záběru o hodnotě 20° .

Rozteč zubů je vyjádřena vztahem [12]:

$$p = \pi \cdot m, \quad (35)$$

délka zubu [7]:

$$b \leq 10 \cdot m \quad (36)$$

a šířka zubní mezery [12]:

$$e = s = \frac{p}{2}, \quad (37)$$

kde s je šířka zubu na roztečné kružnici.

Osová vzdálenost satelitu a centrálního kola je pak [12]:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad (38)$$

kde d_1 je průměr roztečné kružnice satelitu a d_2 je průměr roztečné kružnice centrálního kola.

Na základě výše uvedených vztahů byly stanoveny rozměry čelního ozubení pro satelit, pro centrální planetové kolo a pro talířové kolo. Výsledné hodnoty čelního ozubení jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 Rozměry čelního ozubení

Rozměry čelního ozubení				
Název	Znak	Satelit	Centrální planetové kolo	Talířové kolo
Modul	m [mm]	4	4	4
Počet zubů	z [-]	8	23	57
Výška hlavy zubu	h_a [mm]	4	4	4
Výška paty zubu	h_f [mm]	5	5	5
Výška zubu	h [mm]	9	9	9
Průměr roztečné kružnice	d [mm]	32	92	228
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	40	100	236
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	22	82	218
Průměr základní kružnice	d_b [mm]	30,07	86,45	214,25
Rozteč zubů	p [mm]	12,57	12,57	12,57
Délka zubu	b [mm]	100	40	20
Šířka zubní mezery	e [mm]	6,28	6,28	6,28
Osová vzdálenost satelitu a centrálního planetového kola			A [mm]	62

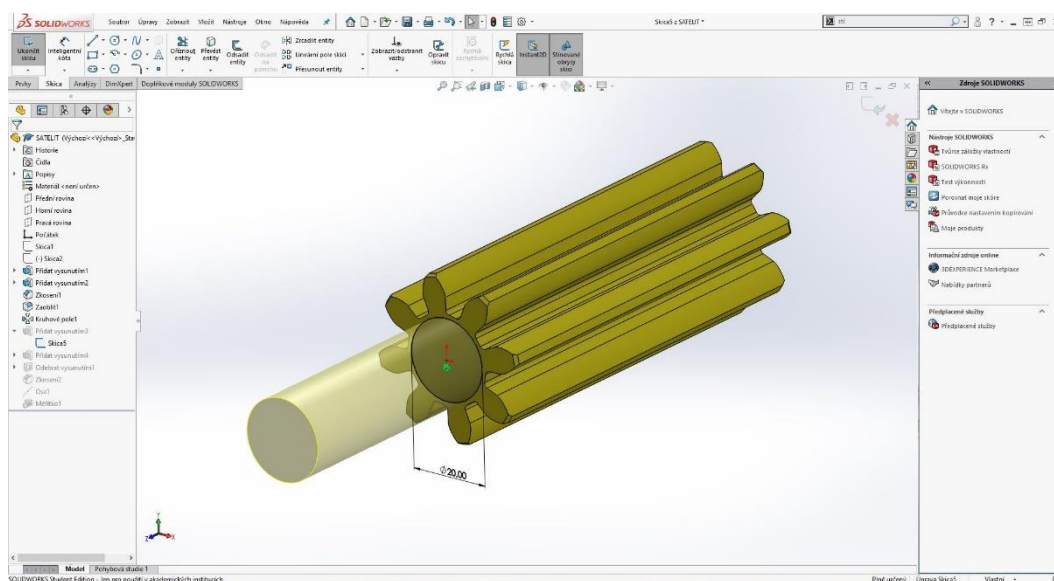
Původní rozměr délky zubu talířového kola byl o polovinu snížena kvůli zmenšení délky skříně a také kvůli snížení výrobního materiálu. Jelikož se jedná o model, který má sloužit jako výuková pomůcka, je snížení tohoto rozměru zanedbatelné.

7.2 TVORBA MODELU ČELNÍHO DIFERENCIÁLU

Pro tvorbu modelu diferenciálu byla zvolena softwarová aplikace Solidworks, která umožňuje konstruktérům nebo jiným tvořivým uživatelům realizovat své součásti v 3D rozměru. Aplikace patří mezi nejrozšířenější nástroje pro konstruktéry a mimo jiné další funkce umožňuje hlavně tvorbu dílů, sestav a výkresů. [13]

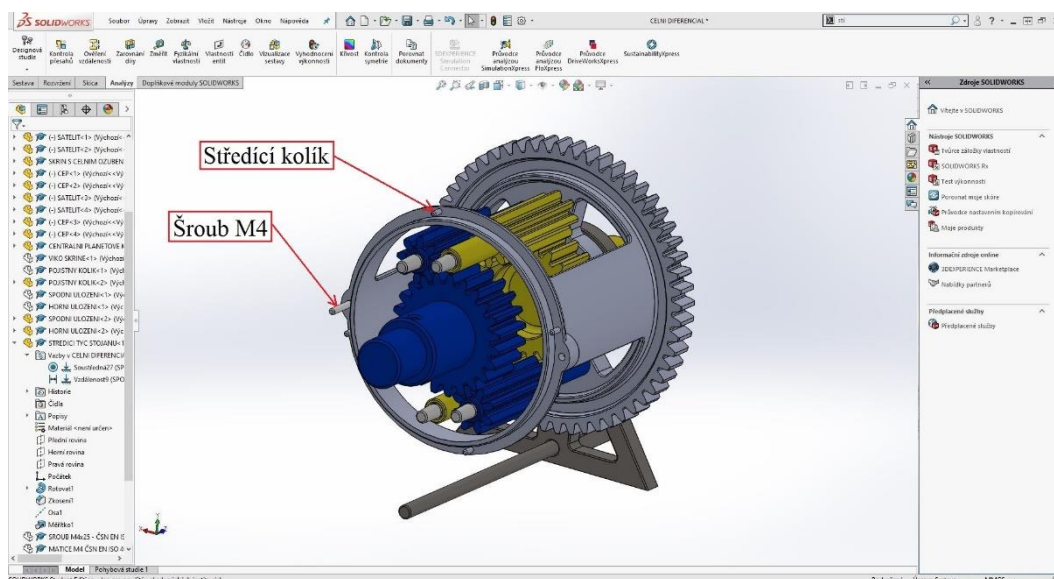
PRINCIP TVORBY MODELU V APLIKACI SOLIDWORKS

Na začátku tvorby modelu je nutné vytvořit v aplikaci jednotlivé díly a poté z těchto dílů vytvořit sestavu v podobě čelního diferenciálu. Každý díl je vytvořen na základě skic v 2D rozměru, tyto skici jsou následně převedeny do 3D rozměru pomocí příkazů nebo funkcí. Skica předtím, než je převedena na prostorový díl, musí být řádně okótována a přesně definována. Na obr. 25 je zobrazena skica použitá k vytvoření satelitu.



Obr. 25 Skica použitá k tvorbě satelitu v aplikaci Solidworks [17]

Z takto vytvořených dílů je pak možné zhotovit sestavu diferenciálu. Každý díl musí být napřed vložen do sestavy a následně pomocí vazeb umístěn na požadované místo. Sestava umožňuje uživateli prohlédnout si složený model v prostoru předtím, než je vyroben a díky pokročilým funkcím lze zkontrolovat, zda jsou rozměry mezi jednotlivými díly v pořádku a případné chyby je možné opravit přímo v sestavě. Na obr. 26 je zobrazena sestava ještě nezhotoveného diferenciálu.



Obr. 26 Nezhotovená sestava čelního diferenciálu v aplikaci Solidworks [17]

KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MODELU V APLIKACI SOLIDWORKS

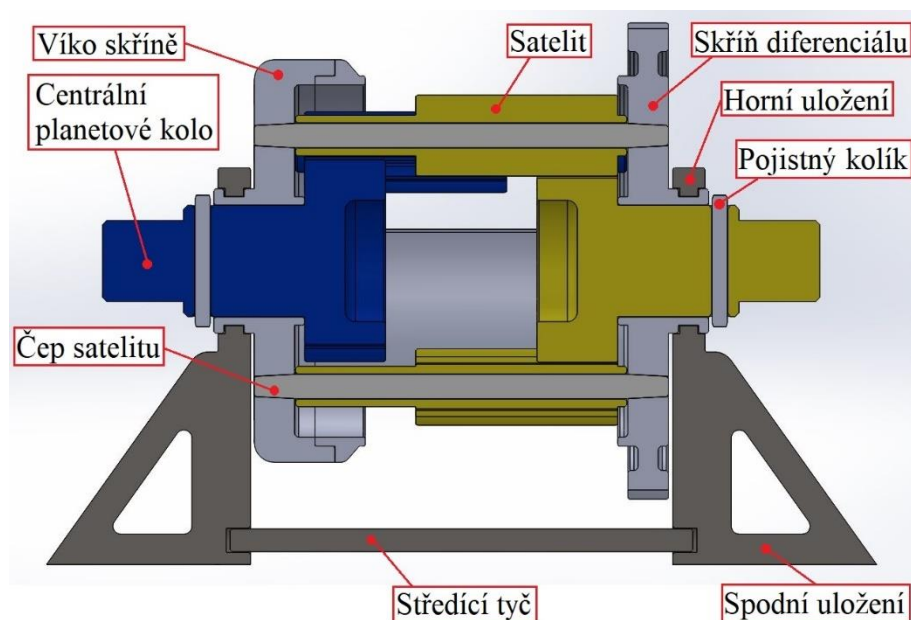
Nejprve byl v aplikaci vytvořen díl satelitu a díl centrálního planetového kola. Rozměry čelního ozubení pro tyto díly byly stanoveny dle vztahů uvedených v kapitole 7.1. Centrální

planetové kolo je ze strany ozubení odlehčeno válcovým otvorem umístěným v ose kola (viz obr. 27) a kolmo na osu planetového kola je z výstupní strany umístěna válcová průchozí díra pro pojistný kolík. Tento kolík má zkosené hrany a jeho průměr je navrhnut s menším přesahem, tak aby pojistný kolík v průchozí díře planetového kola byl nepohyblivě uložen a pojistil tak planetové kolo proti axiálnímu pohybu.

Dále byla vytvořena skříň diferenciálu s talířovým kolem a víko skříně, které celou skříň uzavírá. Talířové kolo je také vybaveno čelním ozubením a je součástí skříně diferenciálu. Spojení skříně a víka je realizováno dvěma šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem a dvěma šestihrannými maticemi. K vystředění víka a skříně slouží čtyři středící kolíky, které jsou ke skříni připevněny (viz obr. 26). Celá skříň je vybavena několika axiálními i radiálními otvory, které slouží k odlehčení konstrukce a k snížení potřebného výrobního materiálu. Díky těmto otvorům je možné vidět uspořádání jednotlivých satelitů a funkci čelního diferenciálu při provozu. Z vnitřní strany víka a skříně diferenciálu se nachází čtyři kuželové otvory pro čepy satelitů. Čepy jsou vybaveny kuželovými konci, které spadají do těchto kuželových otvorů a díky nim jsou po spojení víka a skříně čepy axiálně i radiálně pojištěny proti pohybu.

K čelnímu diferenciálu bylo poté vytvořeno uložení v podobě stojanu. Uložení se skládá z horního a spodního uložení a ze středící tyče. Spodní uložení slouží jako nosná část a je vybaveno třemi odlehčujícími otvory. Diferenciál je umístěn mezi horním a spodním uložením a spojení těchto dvou uložení je realizováno opět stejnými šrouby a maticemi jako u spojení víka a skříně diferenciálu. Středící tyč je pak umístěna mezi levým a pravým spodním uložením.

Po vytvoření všech dílů byla zhotovena sestava čelního diferenciálu, která představuje hotový model. Řez kompletním modelem diferenciálu je zobrazen na obr. 27.



Obr. 27 Řez modelem čelního diferenciálu [17]

Příloha 5 obsahuje celý model diferenciálu i jeho jednotlivé díly. Podrobnější fotodokumentace dílů a sestavy diferenciálu v aplikaci je uvedena v příloze 2.

7.3 3D TISK ČELNÍHO DIFERENCIÁLU

Celý model čelního diferenciálu byl vytvořen se záměrem vytisknout jej pomocí 3D tiskárny. Před samotným tiskem bylo potřeba model diferenciálu zmenšit v rozumném měřítku tak, aby byla snížena výrobní cena a potřebný materiál k výrobě modelu. Zároveň však bylo nutné zachovat dostatečnou velikost modelu, aby model neztratil na názornosti a také aby bylo možné dostatečně vidět funkci diferenciálu při provozu. Proto byl model diferenciálu zmenšen v aplikaci Solidworks v poměru 3 : 4. S tímto zmenšením se snížili i rozměry čelního ozubení (viz tab. 2) a snížil se i čas potřebný k vytištění modelu.

Tab. 2 Zmenšené rozměry čelního ozubení

Zmenšené rozměry čelního ozubení				
Název	Znak	Satelit	Centrální planetové kolo	Talířové kolo
Modul	m [mm]	3	3	3
Počet zubů	z [-]	8	23	57
Výška hlavy zubu	h_a [mm]	3	3	3
Výška paty zubu	h_f [mm]	3,75	3,75	3,75
Výška zubu	h [mm]	6,75	6,75	6,75
Průměr roztečné kružnice	d [mm]	24	69	171
Průměr hlavové kružnice	d_a [mm]	30	75	177
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	16,5	61,5	163,5
Průměr základní kružnice	d_b [mm]	22,55	64,84	160,7
Rozteč zubů	p [mm]	9,43	9,43	9,43
Délka zubu	b [mm]	75	30	15
Šířka zubní mezery	e [mm]	4,71	4,71	4,71
Osová vzdálenost satelitu a centrálního planetového kola			A [mm]	46,5

Dále byly všechny díly zmenšeného modelu exportovány do formátu STL. Díly s tímto formátem je možné otevřít v programu, který dokáže vytvořit tzv. G-kód, což je soubor, podle kterého 3D tiskárna dané díly vytiskne. Díly zmenšeného modelu ve formátu STL byly následně předány kolegům z ústavu konstruování, aby model čelního diferenciálu vytiskli.

Z jednotlivých vytištěných dílů byl poté čelní diferenciál sestaven. Všechny díly byly vytištěny z materiálu PLA. Seznam všech vytištěných dílů je uveden v příloze 4. Na obr. 28 je zobrazen hotový model vytištěného čelního diferenciálu. Po montáži diferenciálu byly konce centrálních planetových kol zvýrazněny oranžovým pruhem, aby byl zřejmý směr rotace a úhel natočení planetových kol při chodu diferenciálu. Detailní fotodokumentace vytisknutých dílů a modelu čelního diferenciálu je uvedena v příloze 3.



Obr. 28 Vytisknutý model čelního diferenciálu [17]

ZÁVĚR

Jedním z cílů této bakalářské práce bylo vytvořit ucelený soubor poznatků o diferenciálech používaných ve stavbě automobilů. Na základě tohoto cíle byla vytvořena rešerše, ve které je v úvodu vysvětlen kinematický rozbor a činnost diferenciálu, a je zde také uvedeno základní rozdělení diferenciálů podle umístění v automobilu.

Dále byly diferenciály rozděleny do tří skupin podle jejich konstrukce na otevřené, samosvorné a aktivní diferenciály. Mezi konstrukčně nejednodušší diferenciály patří diferenciály otevřené, které rozdělují točivý moment na hnaná kola automobilu rovnoměrně a tedy, když se jedno z hnaných kol vozidla dostane na povrch se sníženou adhezí, pak otevřený diferenciál není schopen automobil vyprostit z tohoto obtížného místa. Tuto nevýhodu odstraňuje závěr diferenciálu, který je ve většině případů ovládán řidičem a slouží k vyřazení diferenciálu z funkce a k překonání obtížného místa. Otevřené diferenciály patří mezi nejčastěji používané diferenciály v automobilech kvůli své jednoduchosti a ekonomické výhodnosti.

Do druhé skupiny spadají samosvorné diferenciály, které jsou konstrukčně složitější a odstraňují nevýhodu otevřených diferenciálů tak, že díky zvýšenému tření vnitřní konstrukce rozdělují točivý moment na hnaná kola automobilu nerovnoměrně a tím dokážou překonat obtížné místo plynuleji bez zásahu řidiče. V této práci bylo uvedeno hned několik konstrukčních typů samosvorných diferenciálů.

Poslední skupinou uvedenou v rešeršní části jsou aktivní diferenciály. Patří k nejpokročilejším diferenciálům a dokážou samy zvýšit nebo snížit točivý moment na hnacích kolech automobilu v závislosti na jízdní situaci. Zajišťují také lepší ovladatelnost a stabilitu automobilu na vozovce a tím přispívají k bezpečnější jízdě. Tato elektronicky řízená soukolí jsou konstrukčně nejsložitější a jsou také ekonomicky nejnáročnější. Proto se používají ve většině případů u luxusních nebo sportovních automobilů. Aktivní diferenciály dokážou splnit náročné požadavky dnešní doby a mají také v oblasti vývoje největší potenciál, kvůli svému elektronickému řízení.

Dalším cílem práce bylo provést a popsat demontáž rozvodovky s kuželovým diferenciálem. Rozvodovka s diferenciálem byla vyrobena německou společností někdy v druhé polovině minulého století. Před montáží tohoto letitého ústrojí do užitkového malotraktoru bylo potřeba rozvodovku demontovat a zjistit její funkčnost. Samotná demontáž odkryla pouze dva nedostatky znemožňující výhradně funkci závěru diferenciálu. Prvním nedostatkem byl ulomený zub, který byl původně připevněn ke skřini diferenciálu. Druhým nedostatkem byla chybějící posuvná objímka s vnitřním drážkováním a s čelními zuby. Na základě těchto nedostatků bylo navrženo řešení opravy závěru, v podobě pořízení nové posuvné objímky a nové poloviny klece diferenciálu s čelními zuby. Protože všechny ostatní součásti nejevily žádné známky poškození ani opotřebení, je možné rozvodovku použít k sestavení malotraktoru i bez funkčního závěru. Takové řešení u tohoto druhu vozidla není úplně vhodné, protože pokud by se malotraktor dostal do měkkého terénu, mohl by uvíznout a řidič by neměl možnost vyřadit diferenciál z činnosti.

Posledním cílem této práce bylo popsat metodu tvorby modelu čelního diferenciálu, který má sloužit jako výuková pomůcka. K vytvoření modelu byly nejprve stanoveny rozměry čelního ozubení a poté byly v softwarové aplikaci vytvořeny jednotlivé díly čelního diferenciálu, ze kterých byl model diferenciálu v aplikaci složen. Z ekonomického hlediska musel být model

diferenciálu ještě před 3D tiskem zmenšen v rozumném měřítku tak, aby model neztratil na názornosti. V práci byly uvedeny dvě tabulky s rozměry čelního ozubení, první tabulka obsahuje hodnoty před zmenšením a druhá obsahuje hodnoty po zmenšení modelu. Tisk a sestavení čelního diferenciálu bylo provedeno na ústavu konstruování.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [2] ACHTENOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ, Jiří ČUPERA, Pavel SEDLÁK, Jan JETMAR a Adam POLCAR. *Automobily*. 5. vyd. Brno: Avid, spol. s r.o., 2018. ISBN 978-80-87143-39-1.
- [4] Co je Diferenciál a jak to vlastně všechno funguje ? *Citroen BX 1.9 GTi 16V 4x4* [online]. 2005 [cit. 2020-04-19]. Dostupné z: <http://www.diopan.cz/citroenbx/diferencial.htm>
- [5] Rozvodovky a diferenciály. *ELUC: Elektronická učebnice* [online]. [cit. 2020-04-19]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1479>
- [6] KOREIS, Josef. Řízení distribuce výkonu na poháněná kola vozidla. *Scientific papers of the University of Pardubice* [online]. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2000 [cit. 2020-06-1]. ISSN 1211-6610. Dostupné z: <https://dk.upce.cz/bitstream/handle/10195/32138/CL117.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] ACHTENOVÁ, Gabriela. *Převodná ústrojí motorových vozidel: Diferenciály a děliče momentu*. Praha: České vysoké učení technické, 2011, 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.
- [9] MATHEW, Sabin. Learnengineering: the virtual university. *Learnengineering* [online]. Dillí (Indie), 2014 [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: <https://learnengineering.org/torsen-differential-how-does-it-work.html>
- [10] Honda Prelude Mk5. *Autohit* [online]. Praha: Motormedia Bohemia, 2013 [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: <http://www.autohit.cz/testy/38969-honda-prelude-mk5>
- [11] The company history. *CHEMNITZER ZAHNRADFABRIK* [online]. Chemnitz (Německo) [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: <https://www.czf-getriebe.de/en/company/the-company-history.html>
- [12] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vyd. 6. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.

- [13] FREIBAUER, Martin, Hana VLÁČILOVÁ a Milena VILÍMKOVÁ. *Základy práce v CAD systému SolidWorks*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Computer Press, 2010. ISBN 978-80-251-2504-5.
- [14] MÜLLER, Petr. Rozvodovky. In: *SlidePlayer* [online]. [cit. 2020-04-19]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3186573/>
- [15] HERKA, Miroslav. *Současný stav a vývojové tendence v konstrukci diferenciálu* [online]. Brno, 2009 [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17299.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blatňák.
- [16] SOUKUP, Jan. *Diferenciály s funkcí Torque Vectoring* [online]. Praha, 2018 [cit. 2020-06-1]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/77514/F2-BP-2018-Soukup-Jan-Diferencialy-s-funkci-torque-vectoring.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>.
Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
- [17] Archiv autora.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

<i>2D</i>	Two-dimensional
<i>3D</i>	Three-dimensional
<i>ATTS</i>	Active Torque Transfer Sytem
<i>AYC</i>	Active Yaw Control
<i>G-kód</i>	Označení formátu dat
<i>MD</i>	Mezinápravový diferenciál
<i>ND</i>	Nápravový diferenciál
<i>obr.</i>	Obrázek
<i>PLA</i>	Polylaktid
<i>S-AYC</i>	Super Active Yaw Control
<i>STL</i>	Standard Triangle Language
<i>TV</i>	Torque Vectoring
<i>tzn.</i>	To znamená
<i>tzv.</i>	Takzvaný
<i>ÚD</i>	Ústřední diferenciál
<i>ZF</i>	Zahnradfabrik Friedrichschafen

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

<i>A</i>	[mm]	Osová vzdálenost
<i>a</i>	[m]	Rozchod kol
<i>b</i>	[mm]	Délka zubu
<i>d</i>	[mm]	Průměr roztečné kružnice
<i>d₁</i>	[mm]	Průměr roztečné kružnice satelitu
<i>d₂</i>	[mm]	Průměr roztečné kružnice centrálního kola
<i>d_a</i>	[mm]	Průměr hlavové kružnice
<i>d_b</i>	[mm]	Průměr základní kružnice
<i>d_f</i>	[mm]	Průměr patní kružnice
<i>e</i>	[mm]	Šířka zubní mezery
<i>F</i>	[N]	Obvodová hnací síla

F_l	[N]	Obvodová hnací síla levého kola
F_p	[N]	Obvodová hnací síla pravého kola
h	[mm]	Výška zubu
h_a	[mm]	Výška hlavy zubu
h_f	[mm]	Výška paty zubu
i	[-]	Převodový poměr
m	[mm]	Modul
M_l	[N·m]	Točivý moment levého kola
M_{lmax}	[N·m]	Maximální přenositelný točivý moment na levém kole
M_p	[N·m]	Točivý moment pravého kola
M_{pmax}	[N·m]	Maximální přenositelný točivý moment na pravém kole
M_t	[N·m]	Točivý moment (vstupní)
M_{Tl}	[N·m]	Třecí moment na levém planetovém kole
M_{tmax}	[N·m]	Maximální přenositelný točivý moment (neprokluzujícího kola)
M_{Tp}	[N·m]	Třecí moment na pravém planetovém kole
M_{Ts}	[N·m]	Třecí moment na satelitu
n	[s ⁻¹]	Otáčky
n_l	[s ⁻¹]	Otáčky levého kola
n_p	[s ⁻¹]	Otáčky pravého kola
n_t	[s ⁻¹]	Otáčky klece diferenciálu
p	[mm]	Rozteč zubů
R	[m]	Vzdálenost středu nápravy a pólem rychlosti
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
r_{pl}	[m]	Poloměr planetového kola
r_s	[m]	Poloměr satelitu
s	[mm]	Šířka zubu na roztečné kružnici
v	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost
v_l	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost levého kola
v_p	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost pravého kola
v_t	[m·s ⁻¹]	Rychlost středu nápravy
z	[-]	Počet zubů
α	[°]	Úhel záběru
μ	[-]	Součinitel přilnavosti

μ_l	[-]	Součinitel přilnavosti levého kola
μ_p	[-]	Součinitel přilnavosti pravého kola
π	[-]	Matematická konstanta
ω	[rad/s ⁻¹]	Úhlová rychlost
ω_l	[rad/s ⁻¹]	Úhlová rychlost levého kola
ω_p	[rad/s ⁻¹]	Úhlová rychlost pravého kola
ω_t	[rad/s ⁻¹]	Úhlová rychlost skříně diferenciálu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Fotodokumentace demontáže rozvodovky s kuželovým diferenciálem

Příloha 2 - Fotodokumentace dílů a modelu čelního diferenciálu v aplikaci Solidworks

Příloha 3 - Fotodokumentace vytisknutých dílů a modelu čelního diferenciálu

Příloha 4 - Seznam všech vytištěných dílů čelního diferenciálu

Příloha 5 - Model čelního diferenciálu

- Model a díly ve formátu SLDPRT (Solidworks)
- Model a díly ve formátu STL
- Model a díly ve formátu STEP AP 214
- Model a díly ve formátu STEP AP 203