



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Sada ozubených soukolí pro převodový
agregát osobního vozu**

Gear Set for Front Transverse Car Drive

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2019

Bc. Martin Urbánek

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Václav Tajzich, CSc.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Urbánek** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **439176**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Sada ozubených soukolí pro převodový agregát osobního vozu

Název diplomové práce anglicky:

Gear Set for Front Transverse Car Drive

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši koncepcí pohonu pro osobní automobily s motorem vpředu napřič. Podrobněji se věnujte aplikacím ozubených soukolí v hnacím řetězci předních kol. Znázorněte schematicky možné varianty přenosu hnacího výkonu ozubenými koly. Vypracujte rámcový postup návrhu ozubených soukolí pro zásadní koncepcie převodového agregátu. Vycházejte z převodování, které odpovídá požadovaným trakčním vlastnostem vozidla. Pro toto zadání stanovte postup návrhu určujícího rozměrové údaje a geometrické parametry ozubení jednotlivých soukolí pro řaditelné převodové stupně a stálé převody. Dále je nutno zvážit způsob namáhání soukolí za provozu při zařazení příslušných převodových stupňů. Navrhněte způsob hodnocení únosnosti ozubení navrhovaných soukolí pro odpovídající režimy jízdy. Kriteria hodnocení parametrů a únosnosti ozubení přizpůsobte požadavkům plynoucím z hladin zatížení a podmínek provozu při zařazení příslušných převodových stupňů. Rámcový postup upřesněte při návrhu parametrů ozubených soukolí pro převodový agregát představitele kategorie osobních vozů s předním pohonem 4x2. Využijte poznatky z obdobných aplikací. Zpracujte potřebnou dokumentaci výsledného řešení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Václav Tajzich, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Ing. Václav Tajzich, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Sada ozubených soukolí pro převodový agregát osobního vozu“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Václava Tajzicha, CSc., s použitím zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použitých zdrojů.

V Praze 30. 6. 2019

.....
Martin Urbánek

Poděkování

Na úvod bych chtěl poděkovat panu Ing. Václavu Tajzichovi, CSc. za odborné vedení mé diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za poskytnutí zázemí a trpělivost a také mým přátelům za podporu po celou dobu studia.

Anotační list

Jméno autora: Bc. Martin Urbánek
Název DP: Sada ozubených soukolí pro převodový agregát osobního vozu
Anglický název: Gear Set for Front Transverse Car Drive
Rok: 2019
Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav: Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí DP: Ing. Václav Tajzich, CSc.

Bibliografické údaje:	počet stran	59
	počet obrázků	45
	počet tabulek	17
	počet příloh	5

Klíčová slova: automobilová převodovka, ozubení, únava, pitting, ohyb, zadírání, návrh, soukolí, osobní automobil, geometrie ozubení

Keywords: automotive transmission, gearing, fatigue, pitting, bending, scuffing, design, gear, automobile, tooth geometry

Anotace:

Diplomová práce obsahuje řešerši koncepčních a konstrukčních řešení pohonu osobních automobilů s motorem vpředu napříč a blíže se zabývá variantou s poháněnou přední nápravou. Dále je zpracována řešerše týkající se problematiky hodnocení únosnosti a geometrických parametrů čelních ozubených soukolí. V praktické části se práce zabývá zpracováním postupu pro kontrolu únosnosti a návrh čelních ozubených soukolí v automobilových aplikacích. Zpracovaný postup hodnocení ozubení je aplikován a ověřen na sadě ozubených soukolí z převodového agregátu produkčního automobilu. Na základě výsledků těchto výpočtů a poznatků získaných řešerší je zpracován návrh ozubení pro převodový agregát s novou motorizací.

Abstract:

The diploma thesis contains a research of conceptual and constructional solutions of the drive of passenger cars with transverse engine in front and further deals with the variant with driven front axle. Furthermore, there is a research concerning the evaluation of load capacity and geometrical parameters of spur gears. In the practical part, the thesis deals with the processing of the procedure of checking the load capacity and geometrical design of spur gears in automotive applications. The processed gearing evaluation is applied and verified on a set of gears from a production car transmission unit. Based on the results of these calculations and the knowledge gained in the research, a gear design for new motorization is designed.

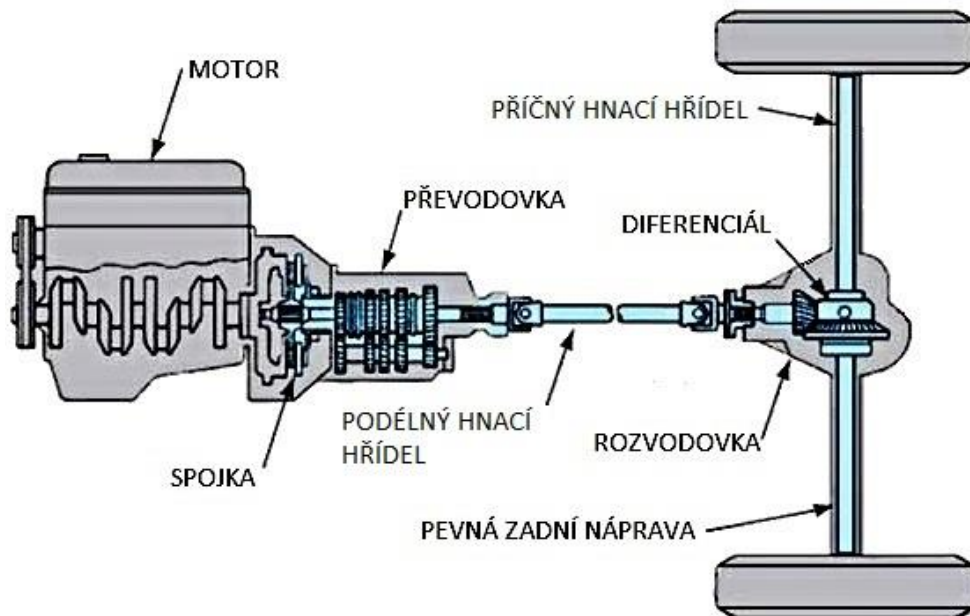
Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Pohon osobních automobilů s motorem vpředu napříč	2
2.1.	Mechanické převodovky	4
2.2.	Automatizované převodovky.....	10
2.3.	Problematika návrhu čelních ozubených soukolí	11
2.3.1.	Poruchy ozubených kol a typické zatěžovací stavy.....	12
2.3.2.	Další kritéria pro hodnocení ozubení	15
2.3.3.	Přístupy některých norem k výpočtům únosnosti.....	16
3.	Metodika hodnocení a návrhu ozubených soukolí.....	21
3.1.	Metodika hodnocení únosnosti	21
3.1.1.	Výpočetní prostředky.....	22
3.1.2.	Vstupní údaje.....	23
3.1.3.	Zatěžovací stavy.....	29
3.1.4.	Postup při výpočtech únosnosti.....	33
3.1.5.	Hodnocení únosnosti dle norem ISO, DIN a AGMA	34
3.1.6.	Hodnocení únosnosti původních ozubených soukolí.....	35
3.1.7.	Hodnocení záběrových parametrů původních ozubených soukolí	37
3.2.	Metodika návrhu	38
3.2.1.	Nová motorová jednotka a převodování agregátu.....	38
3.2.2.	Zatěžovací stavy pro návrh	41
3.2.3.	Návrhový postup	42
3.2.4.	Hodnocení návrhu z hlediska špičkového namáhání.....	43
3.2.5.	Hodnocení návrhu z hlediska únavového namáhání	44
3.2.6.	Hodnocení návrhu z hlediska zadírání	45
3.2.7.	Hodnocení návrhu z hlediska záběrových parametrů.....	46
3.2.8.	Porovnání životností ozubených soukolí převodového agregátu.....	46
4.	Závěr	49
	Seznam použitých zkratk a symbolů	50
	Seznam použitých zdrojů	53
	Seznam obrázků	56
	Seznam tabulek	58
	Seznam příloh.....	59

1. Úvod

Cílem této diplomové práce je vypracování postupu návrhu ozubení pro ozubená soukolí v převodovém agregátu automobilu s předním pohonem a motorem uloženým vpředu napříč a jeho ověření při návrhu ozubení na konkrétním případu. Za tím účelem je provedena rešerše koncepcí převodových agregátů pro spalovací motor uložený v automobilu vpředu napříč a s pohonem předních kol. Dále je navázáno rešerší přístupů k pevnostnímu výpočtu ozubení s ohledem na příslušné normy a požadavky na optimalizaci ozubení. Na základě této rešerše je zpracován postup pevnostního hodnocení ozubení. Pro ověření funkčnosti navrženého postupu hodnocení ozubení, získání další představy o geometrii ozubení, dosahovaných napětích a bezpečnostech v automobilových aplikacích, je zpracován výpočet ozubení z agregátu zvoleného zástupce zadané kategorie vozidel, jehož geometrické parametry byly získány měřením. Následně je zpracován návrh sady ozubených soukolí pro novou motorizaci zvoleného automobilu. K navrženému ozubení je vytvořena návrhová dokumentace vhodná pro další zpracování.

Klasické hnací ústrojí automobilu se zpravidla skládá z motoru, spojky, převodovky, podélného hnacího hřídele (kardanu), rozvodovky s diferenciálem a příčných hnacích hřídelí (poloos). Motor převádí energii uloženou zatím ve většině případů ve fosilních palivech na mechanickou práci. Spojka umožňuje přerušování toku výkonu z motoru do převodovky. Převodovka mění výstupní charakteristiku motoru tak, aby byla co nejoptimálnější pro provoz. Rozvodovka potom mechanickou práci přivádí na obě kola nápravy a diferenciál dovoluje nestejně úhlové rychlosti hnacích kol.

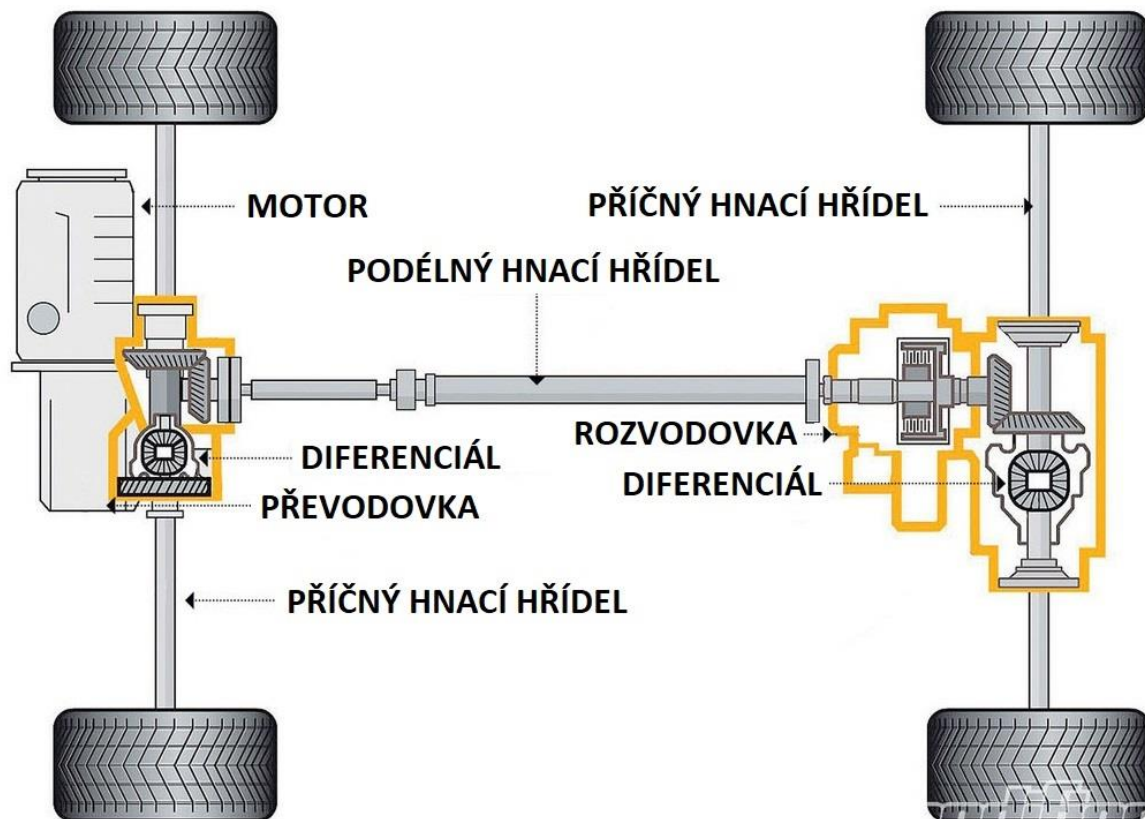


Obrázek č. 1: Schéma standardního pohonu [1]

Pro přehlednost je znázorněn standardní pohon (Obrázek č. 1), který zachovává motor v podélném směru, manuální převodovku a zvláště umístěnou rozvodovku s diferenciálem jako součást pevné zadní nápravy. Standardní pohon nachází dnes své opodstatnění především u těžké techniky, s vylepšenou hnací nápravou se vyskytuje u sportovních osobních automobilů.

2. Pohon osobních automobilů s motorem vpředu napříč

Koncepce hnacího ústrojí je svázána s celkovou koncepcí vozu, do které se promítá celý souhrn požadovaných vlastností vozidla, zejména jeho účel, požadavky na dynamické vlastnosti, vnitřní prostor, druh pohonné jednotky atd. Motor umístěný vpředu s pohonem předních kol se vyvinul ze standardního pohonu přemístěním pohonu nápravy a diferenciálu do přední části vozu. Tím bylo dosaženo řady výhod, hlavními jsou: zatížení řízených a poháněných kol, vyšší jízdní bezpečnost a lepší ovladatelnost zejména na mokré vozovce a při zimních podmínkách, stabilní nedotáčivé chování, jednoduchá konstrukce zadní nápravy, větší zavazadlový prostor a kompaktnost sestavy motor, převodovka, rozvodovka. Hlavními nevýhodami pak jsou: zhoršené možnosti rozjezdu při plném zatížení a při jízdě do svahu, složitá přední náprava s hnacími hřídeli, výraznější délkové omezení motoru a převodovky, omezený poloměr zatáčení a komplikovanější provedení mechanismu ovládání řazení. [2]

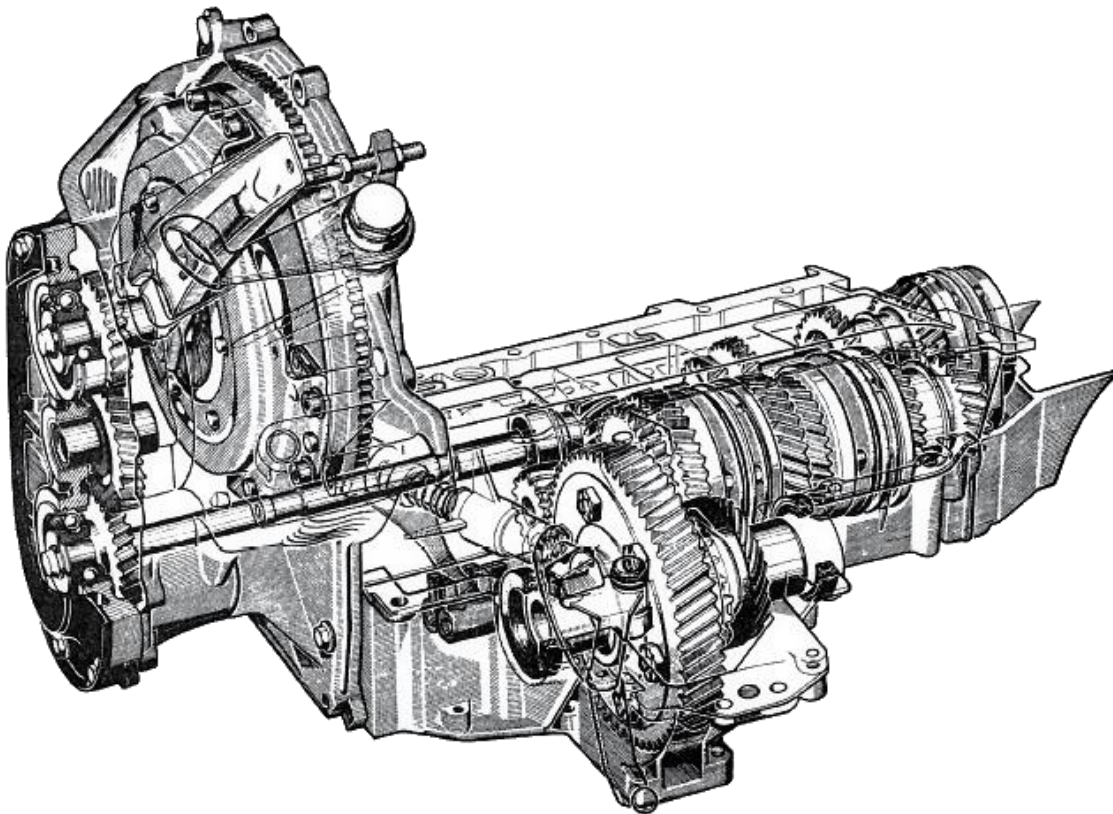


Obrázek č. 2: Schéma pohonu všech kol s motorem vpředu napříč [3]

Přední pohon s motorem vpředu napříč je poměrně snadno rozšiřitelný i o pohon zadních kol (Obrázek č. 2), převodový agregát je doplněn výstupem pro připojení podélného hnacího hřídele a zadní hnací náprava je koncepčně řešena stejně jako u standardního pohonu, v současnosti bývá u osobních automobilů zadní rozvodovce předržena mezinápravová spojka. Z pohledu ozubení se v pohonu vyskytují převážně čelní ozubená soukolí, v případě pohonu pouze předních kol jsou použita všude kromě kuželového ozubení na satelitech a výstupech diferenciálu k příčným hnacím

hřídelím. V případě pohonu všech kol jsou potřeba další kuželová soukolí pro přenos výkonu na příčný hnací hřídel a z něj dále do zadního diferenciálu.

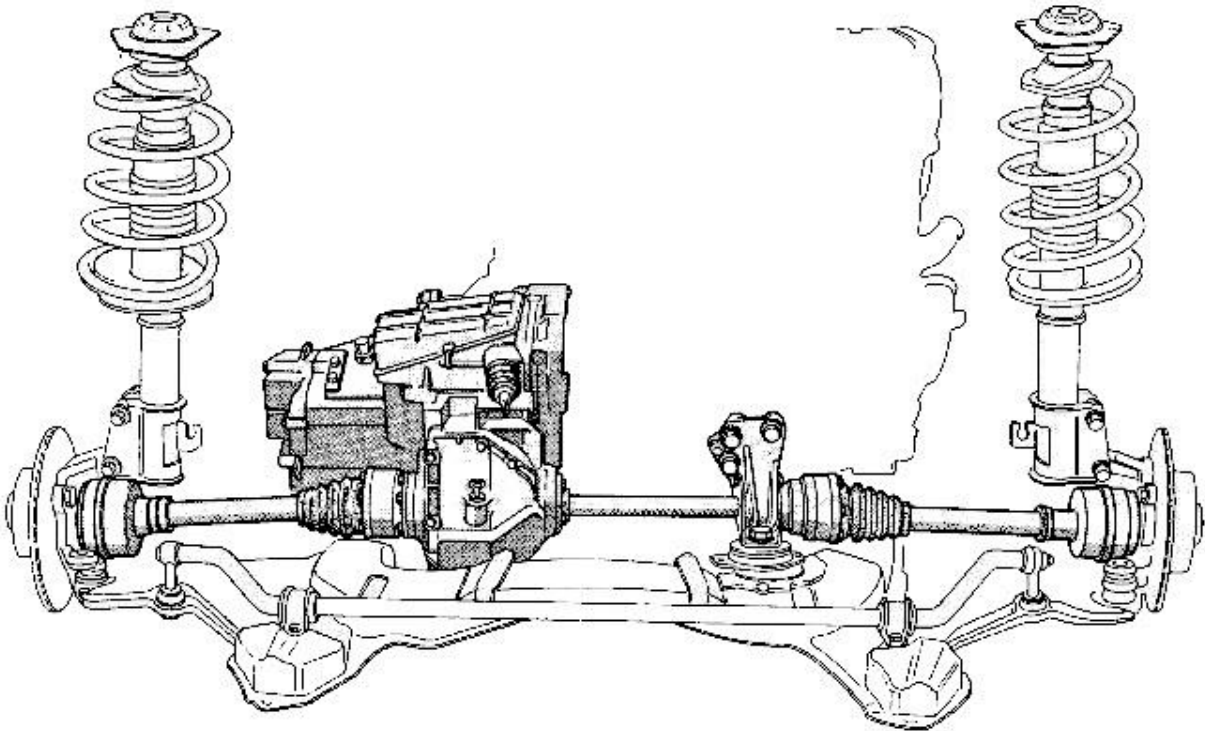
Uložení motoru vpředu napříč dovoluje z konstrukčního hlediska v zásadě dva způsoby uložení převodovky, ta může být pod motorem (paralelně s motorem), nebo vedle motoru. Uspořádání s převodovkou pod motorem je výhodné díky menším nárokům na prostor jak v podélném, tak i v příčném směru. Motor s převodovým agregátem pak ale tvoří poměrně složitý celek, který neumožňuje výrobcům nabízet s co nejmenšími náklady širokou paletu kombinací motorů a převodových agregátů. Malé zástavbové rozměry v automobilu Peugeot 205 jsou příkladem pro využití převodovky pod motorem (Obrázek č. 3), v tomto případě byl použit společný systém mazání pro motor a převodovku [4]. Toto řešení přispívá ke kompaktnosti a tuhosti motoru a převodového agregátu, ztěžuje ovšem některé servisní úkony a do jisté míry zesložituje konstrukci a montáž.



Obrázek č. 3: Převodovka pod motorem ve voze Peugeot 205 [4]

Z důvodu obchodní strategie a optimalizace výroby se u většiny automobilových výrobců daleko více prosadil motor vedle převodovky (Obrázek č. 4). Toto řešení splňuje nároky na malé nároky na prostor v podélném směru. Motor a převodový agregát jsou dva samostatné konstrukční celky a umožňují v rámci automobilky vysokou variabilitu pohonů. Nevýhodou zůstávají nároky na prostor v příčném směru, což má za následek požadavek na co nejmenší délku převodovky a motoru [2], [5]. Z konstrukčního hlediska jsou překážkou nestejně dlouhé poloosy, protože rozvodovka se nenachází ve středu mezi nápravami. Tento nedostatek bývá někdy u silnějších motorizací z důvodu vyššího dynamického namáhání kompenzován přidáním příčnou hnací hřídelí (Obrázek č. 4).

Koncepční uspořádání se v zásadě nemění ani při použití automatizovaných převodovek. Z pohledu ozubení v převodovém ústrojí však u některých typů automatizovaných převodovek přibývá použití planetových soukolí, a tedy kol s vnitřním ozubením.



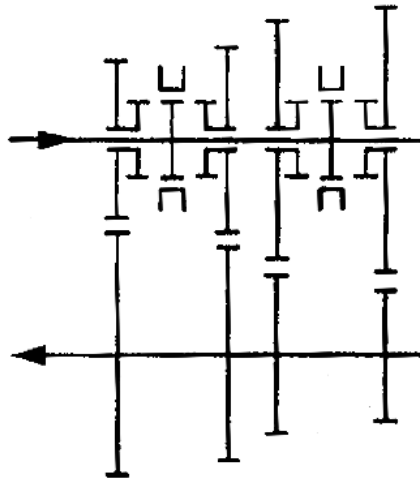
Obrázek č. 4: Převodovka vedle motoru ve voze Lancia Thema [6]

2.1. Mechanické převodovky

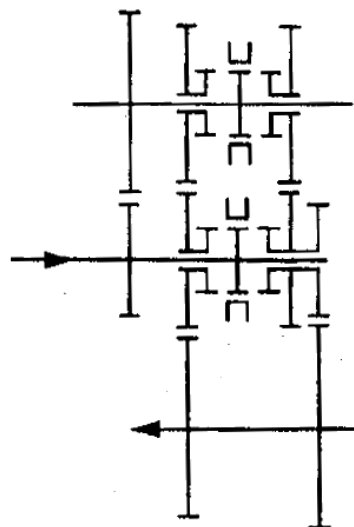
Mechanické manuálně řazené převodovky pro motor vpředu napříč a pohon předních kol charakterizuje malá zástavbová délka (v příčném směru automobilu), nesouosost vstupního a výstupního hřídele a rozvodovka s diferenciálem jako součást převodovky. Vysoká je také mechanická účinnost těchto převodovek, která dosahuje hodnot 95 až 96 % [7]. V případě osobních automobilů střední třídy je hmotnost mechanické převodovky v porovnání se samočinnou převodovkou přibližně poloviční [4]. Obalové komponenty převodovky se většinou skládají ze dvou odlitků z hliníkové, nebo hořčíkové slitiny. Na straně vstupního hřídele je skříň spojky s přírubou, která zajišťuje správnou polohu vstupního hřídele vůči spojkovému kotouči a přes šroubové spoje kompaktní spojení skříně s motorem. Na skříně spojky se nachází také příruba pro startér a výstup pro ovládání spojky. Na skříně převodovky se nachází výstupy z rozvodovky s přírubami pro příčné hnací hřídele, výstup řadicího mechanismu pro externí řazení a zátky pro výměnu oleje. Na skříně převodovky se může nacházet také mechanický výstup od stálého převodu k rychloměru tvořený soukolím se šikmým ozubením a mimoběžnými osami, který byl nahrazen většinou výrobci elektronickým snímačem otáček.

Výrobci se zpravidla snaží používat co nejjednodušší řešení a tím je kombinace paralelní vstupní, výstupní hřídele a stálého převodu jako součásti diferenciálu, ke složitějším řešením je

výrobce většinou donucen omezenými zástavbovými rozměry a ve snaze převodový agregát zkrátit je použita zpravidla ještě jedna předlohová hřídel. Schémata možného uspořádání hřídelů dvouhřídelové a tříhřídelové převodovky jsou na obrázcích (Obrázek č. 5, Obrázek č. 6). V obou případech jsou pro přenos výkonu mezi hřídelemi použita čelní ozubená soukolí, která jsou neustále v záběru.

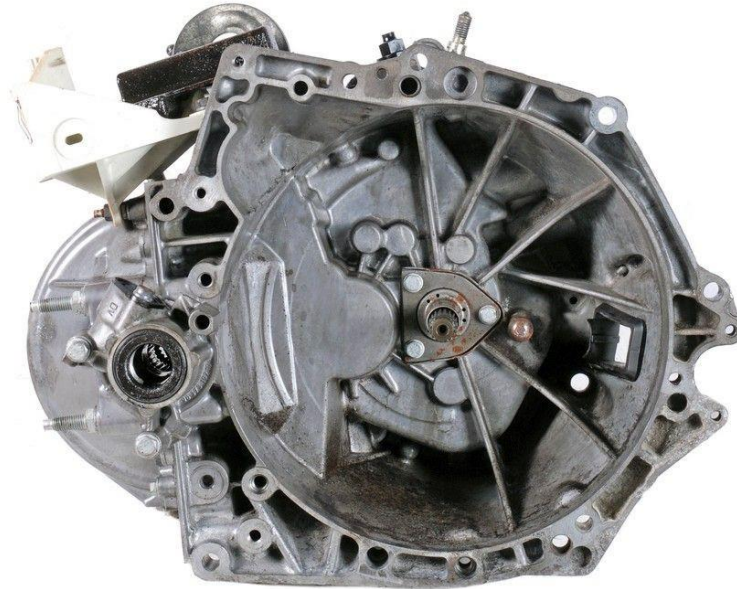


Obrázek č. 5: Schéma možného řešení dvouhřídelové mechanické převodovky [8]



Obrázek č. 6: Schéma možného řešení tříhřídelové mechanické převodovky [8]

Někteří výrobci, jako například Peugeot, používají na převodových agregátech zvláštní víko rozvodovky (Obrázek č. 7, Obrázek č. 8), takže je diferenciál přístupný nezávisle na zbytku agregátu. Vzhledem k tomu, že u moderního převodového agregátu se předpokládá servis maximálně ve formě výměny olejové náplně, usuzuji, že zvláštní víko rozvodovky je výsledkem optimalizace montážního procesu.

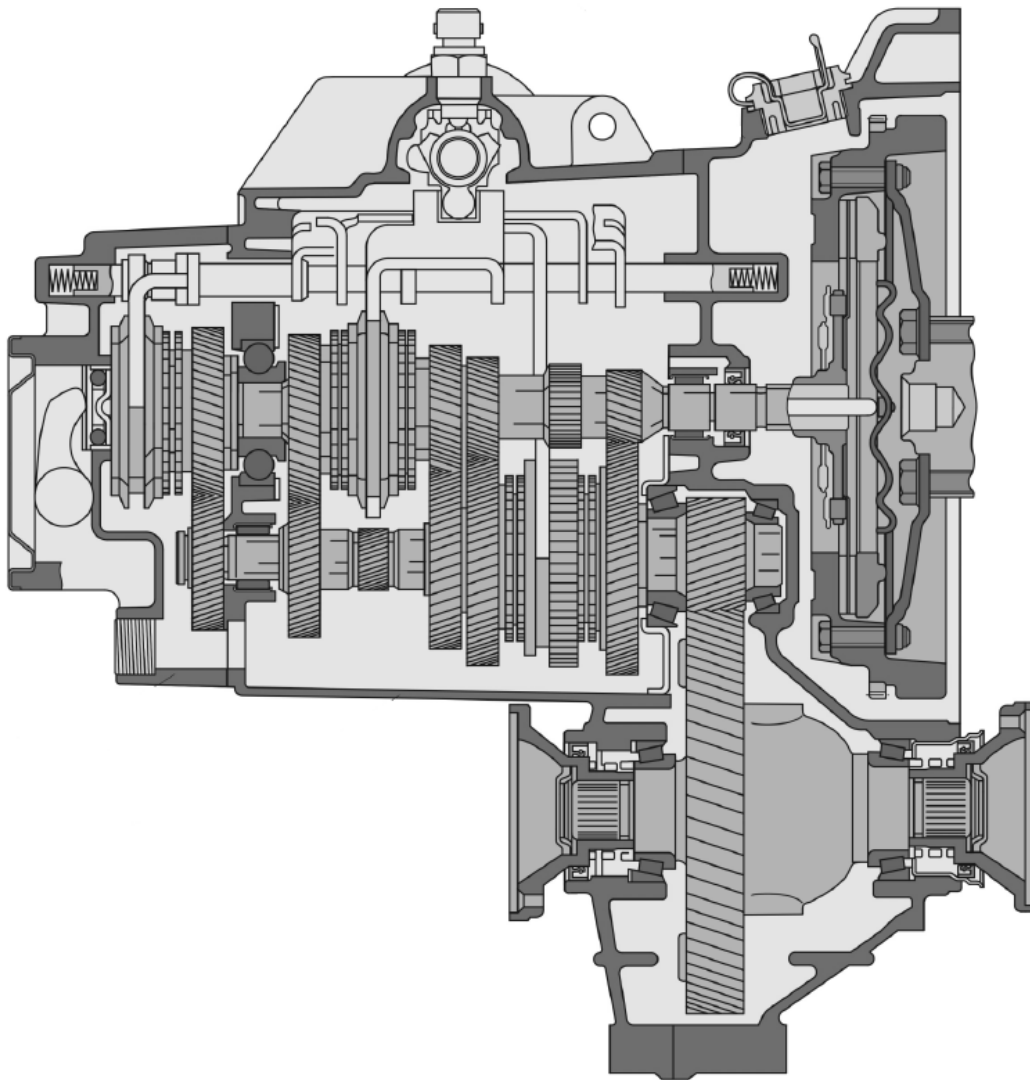


Obrázek č. 7: Převodový agregát Peugeot 20DM75 – pohled od skříně spojky [9]



Obrázek č. 8: Převodový agregát Peugeot 20DM75 – pohled od skříně převodovky [9]

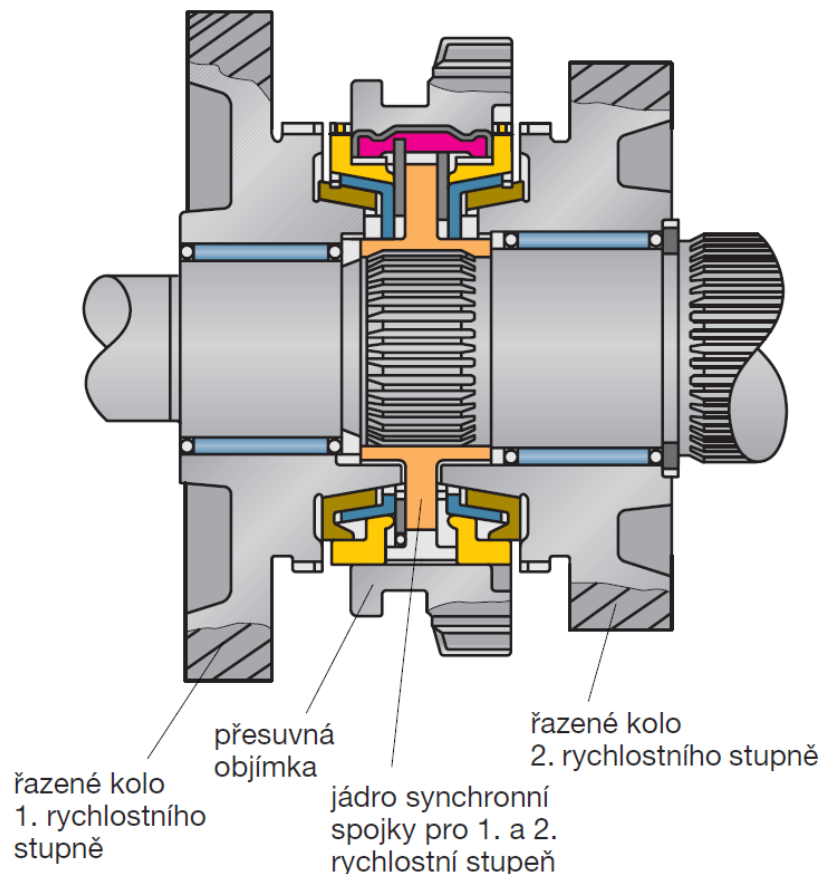
Schematický řez moderním převodovým agregátem MQ200 (Obrázek č. 9) automobilky Škoda znázorňuje uspořádání vnitřních komponentů. Vstupní a výstupní hřídel jsou uloženy paralelně a stejně tak je uložen i diferenciál v integrované rozvodovce. Ovládání řazení je zprostředkováno lankovými táhly, to umožňuje při aplikacích v různých vozech zachovat nezměněný vlastní řadící mechanismus, což je velice běžné řešení i u ostatních automobilek.



Obrázek č. 9: Řez převodovým agregátem MQ200 [10]

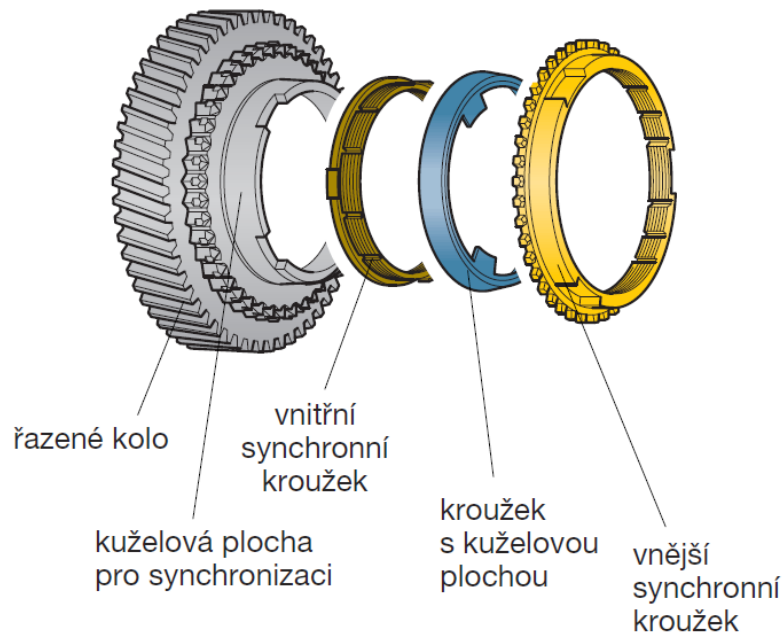
Na schématu je vidět, že soukolí řazených dopředných převodových stupňů jsou neustále v záběru, to umožňuje použití šikmého ozubení, které přináší řadu výhod a které by při použití přesuvných ozubených kol nebylo možno použít. Zároveň toto řešení celkově zvyšuje životnost a kultivovanost provozu převodovky. Často se ale přesuvné čelní ozubené kolo používá u převodového stupně zpětného chodu, který je oproti dopředným převodovým stupňům využíván pouze minimálně. Ozubená kola řazených převodových stupňů, která jsou neustále v záběru, mají vždy jedno z ozubených kol uloženo na hřídeli tak, aby byl zajištěna jeho axiální poloha, a přitom s ním bylo vůči hřídeli možno volně otáčet, pokud zrovna není konkrétní převodový stupeň zařazen.

Toho bývá dosaženo uložením ozubeného kola na ložisku, to může být třecí, nebo valivé, například jehličkové. Druhé ve dvojici ozubených kol je buď přímo součástí hřídele, nebo je s hřídelí spojeno pevně například tvarovým či svěrným spojem. Samotné zařazení převodového stupně je realizováno synchronními spojkami a přesuvnými objímkami. Při řazení je totiž nutné synchronizovat otáčky hnaného a hnacího hřídele řazeného převodového stupně, aby bylo možné převodový stupeň pomocí přesuvné objímky zařadit a řazení doprovázely minimální dynamické rázy, které zhoršují komfort řazení a zkracují životnost komponentů celého pohonu. Synchronizace se uskutečňuje na začátku řazení pomocí třecího kužele na ozubeném kole a na přesuvné objímce jádra synchronní spojky. Dvojnásobná synchronizace použitá v převodovém agregátu MQ200 (Obrázek č. 10) využívá zvětšení třecí kuželové plochy pomocí použití dvou synchronních kroužků. Po dokončení synchronizace se přesuvná objímka přesune do synchronního ozubení na boku ozubeného kola a převodový stupeň je zařazen.



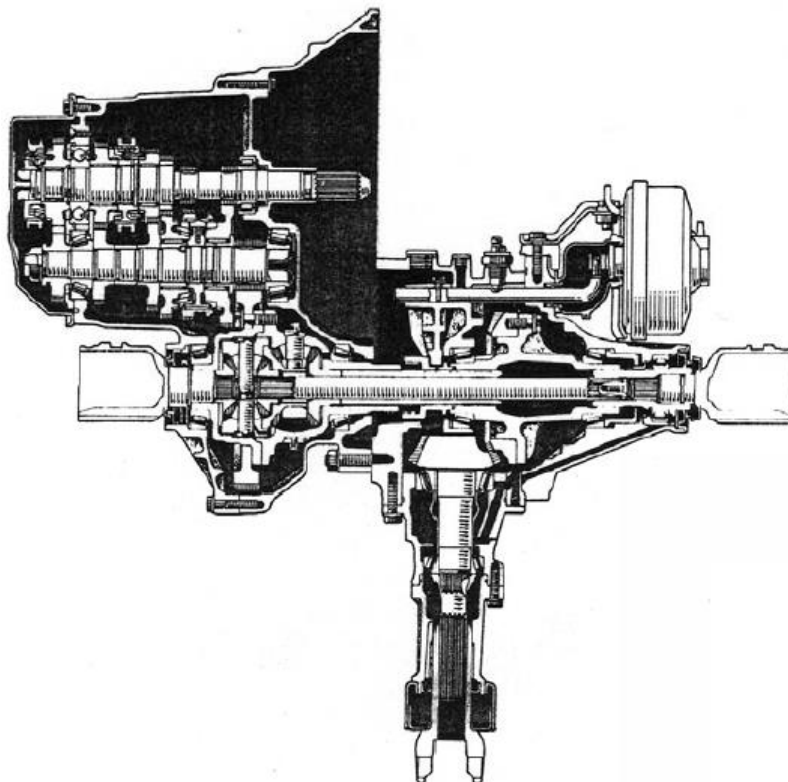
Obrázek č. 10: Řez synchronizací [11]

V převodovém agregátu MQ200 je součástí přesuvné objímky rozjezdového převodového stupně také ozubení převodového stupně zpětného chodu. Na dalším obrázku (Obrázek č. 11) je znázorněn rozpad synchronizace řazeného kola. Jak je možné vidět, řazené kolo je tedy ve výsledku vybaveno dvěma ozubeními, synchronním pro přenos výkonu z hřídele přes objímku na ozubené kolo a šikmým čelním evolventním ozubením pro přenos výkonu z jednoho kola na druhé.



Obrázek č. 11: Rozpad synchronizace řazeného kola [11]

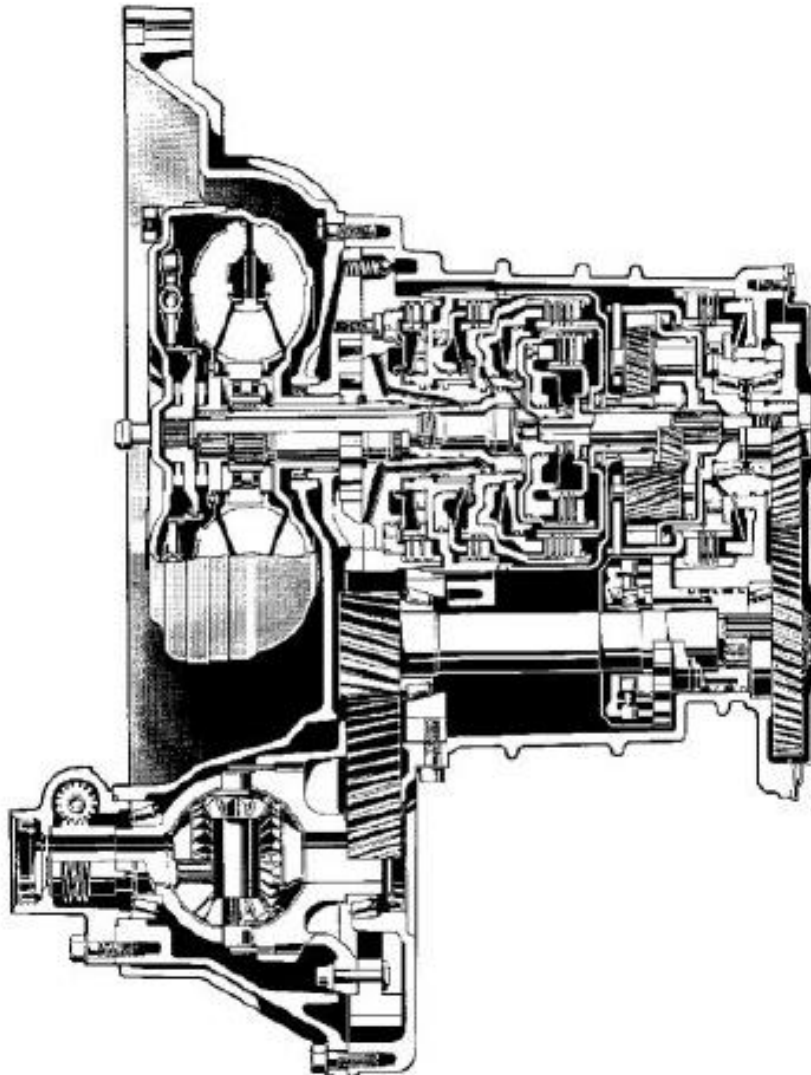
Pro doplnění jsem uvedl příklad konstrukčního řešení přenosu výkonu z přední rozvodovky na podélný hnací hřídel ve voze Toyota RAV4 (Obrázek č. 12). Z pohledu ozubených soukolí přibývá kuželové soukolí s různoběžnými osami.



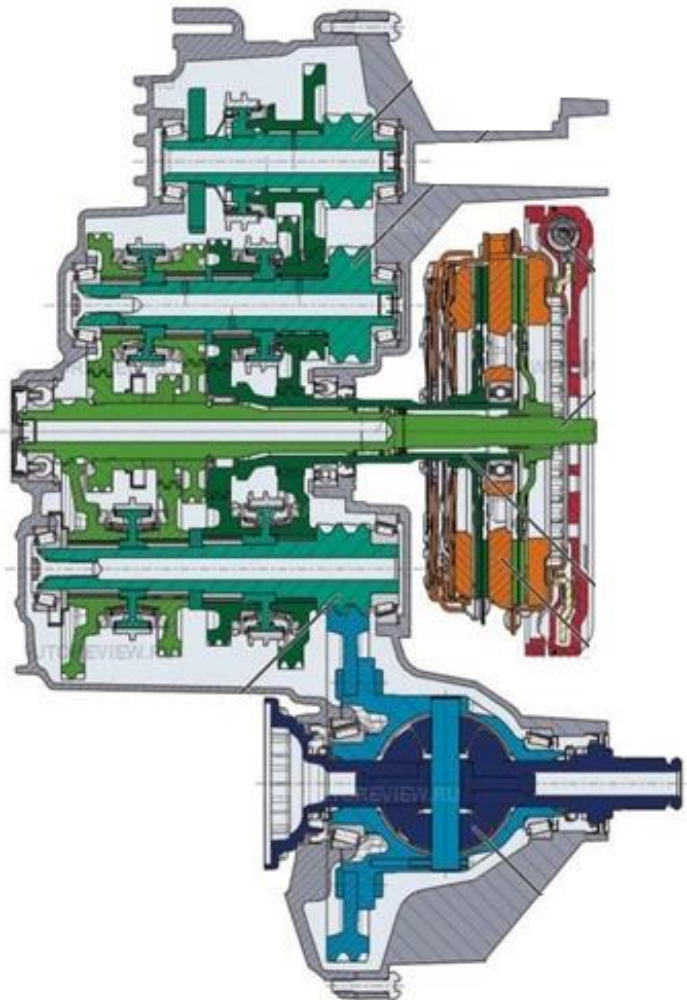
Obrázek č. 12: Konstrukční řešení přenosu výkonu na podélný hnací hřídel Toyota RAV4 [4]

2.2. Automatizované převodovky

Automatizovaná převodovka je v dnešní době z pohledu konstrukčních řešení velice široký pojem. Častým řešením je využití převodovky skládající se z planetových soukolí v kombinaci s komplexním hydrodynamickým měničem, například automatizovaná převodovka ZF 4HP14 (Obrázek č. 13). Další, velice častou variantou, jsou robotizované převodovky konstrukčně vycházející z manuálně řazených mechanických převodovek. Současné požadavky na vysokou mechanickou účinnost převodovek podporují využívání robotizovaných převodovek. Příkladem může být dvouspojková převodovka koncernu Volkswagen, která nese název Direkt Schalt Getriebe, zkráceně DSG. Na obrázku (Obrázek č. 14) je znázorněn řez převodovkou. K přenosu výkonu je opět využíváno čelních ozubených soukolí s šikmým ozubením ve stálém záběru, v tomto případě jsou díky konstrukčnímu uspořádání ve stálém záběru i soukolí realizující zpětný chod. Automatické převodovky mívají mechanickou účinnost 85 až 96 % [7].



Obrázek č. 13: Automatizovaná převodovka ZF 4HP14 [7]



Obrázek č. 14: Automatizovaná převodovka typu DSG [12]

2.3. Problematika návrhu čelních ozubených soukolí

Pro rámcový postup návrhu sady ozubených soukolí jsem vycházel ze souboru informací o koncepci a účelu automobilu, pohonné jednotce, do úvah vstupují také provozní podmínky, za kterých bude automobil provozován. Věnoval jsem se návrhu čelních ozubených soukolí v převodovce příčného převodového agregátu pro automobil s přední hnací nápravou. V této diplomové práci se nezabývám návrhem ani pevnostní kontrolou kuželového ozubení diferenciálu.

Návrh ozubených soukolí vychází z nároků kladených na soukolí. V případě aplikace v automobilovém průmyslu jsou nároky zvláště vysoké a jsou tvořeny požadavky kladenými na automobil jak legislativou, tak spotřebitelem. Z pohledu provozu převodového agregátu je důležité především snadné ovládání, spolehlivost, minimální údržba, minimální podíl na emisích automobilu, a to jak emisích škodlivin, tak emisí akustických. Důraz je dále kladen především na šetrnost k životnímu prostředí a ekonomičnost v průběhu výroby agregátu a jeho recyklace. Při návrhu sady ozubených soukolí je tedy třeba zvážit všechny etapy života převodového agregátu a v každé z nich maximálně vyhovovat všem výše zmíněným nárokům.

Pro první návrh je určující únosnost soukolí v dané aplikaci. Klíčovým problémem je tedy identifikovat provozní stavy, v jakých bude převodový agregát pracovat a z nich odvodit příslušné způsoby namáhání jednotlivých ozubených soukolí. Různé způsoby namáhání iniciují různé poruchy ozubených kol a díky výzkumu těchto poruch jsou k dispozici teorie jejich vzniku a odvozeny výpočty, na základě kterých, jim lze předejít. Klíčový je tedy pevnostní výpočet ozubení spolu s výpočty na další specifické poruchy především únavové povahy. V diplomové práci jsem při geometrickém návrhu ozubení zohlednil klíčové podmínky únosnosti ozubení a doporučené nároky na záběrové parametry ozubení.

2.3.1. Poruchy ozubených kol a typické zatěžovací stavy

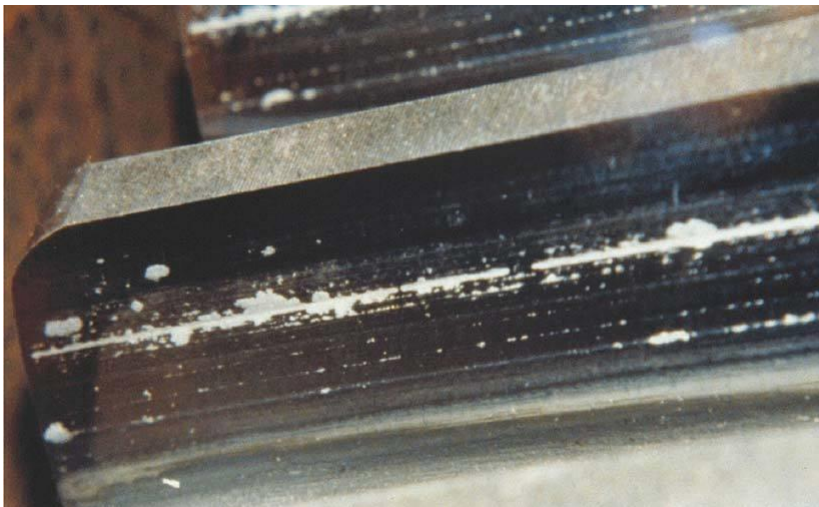
Základními poruchami, které zohledňují při návrhu sady ozubených soukolí jsou: lom zubu v důsledku přetížení, únavový lom zubu, únavové poškození boku zubu, a zvláště pak zadírání. Ke každé z těchto poruch jsem zvolil zatěžovací stav, který je pro konkrétní druh poruchy typický a který aplikuji při kontrolních a návrhových výpočtech.

Únavový lom zubu (Obrázek č. 15) má typicky hladký povrch s charakteristickými čarami kolem místa vzniku počáteční trhliny. Fyzikální podstata únavového procesu nebyla dosud zcela objasněna. Obecně se za příčinu pokládá nehomogenost a defektnost struktury materiálu v místech kritických namáhání součástí při opakujícím se zatěžování [13]. Pro tento únavový výpočet je třeba znát celé spektrum zatížení působící na ozubené soukolí v průběhu jeho provozu. Spektrum zatížení lze definovat jako závislost zatížení, vyjádřeného krouticím momentem, na počtu zatěžovacích cyklů [14]. Takovéto spektrum může být doplněno i okamžitým počtem otáček za minutu na dané momentové hladině. V případě, že neznáme konkrétní provozní spektrum zatížení, je možné využít spektra zatížení z obdobné aplikace, nebo je možno počítat se jmenovitým zatížením, které se upraví podle doporučení jednotlivých norem součinitelem vnějších dynamických sil. Na základě znalosti únavových charakteristik materiálu, spektra zatížení a požadované životnosti se určí výpočtem bezpečnost vůči únavovému lomu zubu a tato se porovná s doporučovanou, či porovnávacími výpočty stanovenou hodnotou.

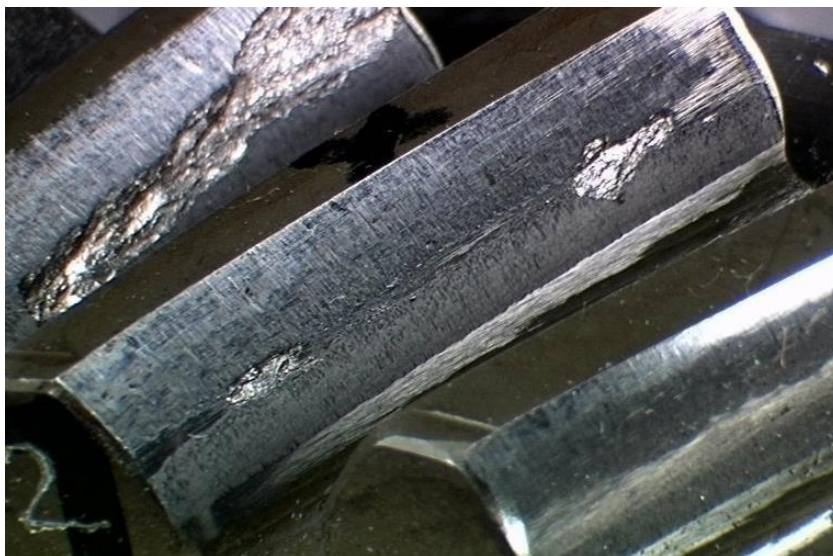


Obrázek č. 15: Únavový lom zubu [15]

Únavové poškození boků zubů je vyvoláváno místním překročením mezního kontaktního tlaku za přítomnosti působení oleje v mazací vrstvě. Předpokládá se, že v místě působení mezního tlaku a působením valivě kluzného tření vznikají na povrchu zubů únavové trhlinky, do kterých působením hydrostatických sil vniká olej a způsobuje vytrhávání částiček povrchu. [13] Pro tento únavový výpočet je třeba znát stejné vstupy jako pro posouzení únavového lomu zubu a výsledkem je bezpečnost vůči únavovému poškození boku zubu a tato se opět porovná s doporučovanou, či porovnávacími výpočty stanovenou hodnotou. Podle velikosti trhlinek se v praxi rozlišuje mikropitting (Obrázek č. 16) a makropitting (Obrázek č. 17).



Obrázek č. 16: Mikropitting [16]



Obrázek č. 17: Makropitting [17]

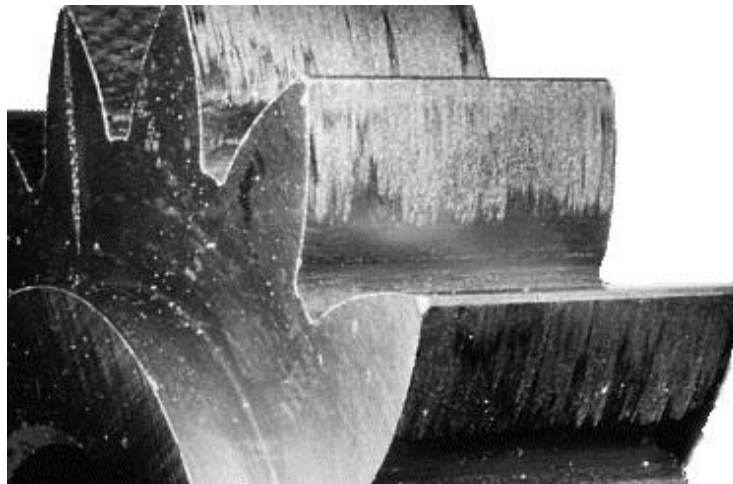
Lom vzniklý v důsledku přetížení zubu (Obrázek č. 18) může být křehký, nebo houževnatý lom způsobený plastickou deformací. Zatěžovacím stavem je náhlé vysoké přetížení pohonu [18].

V případě automobilu s manuální převodovkou tento zatěžovací stav může nastat při rozjezdu na první převodový stupeň či zpětný chod, nebo nedbalým zacházením se spojčným pedálem a akcelerátorem při řazení převodových stupňů. Náhlý ráz může také způsobit porucha jiného členu pohonu. Pro kontrolu možnosti vzniku lomu zubu v důsledku přetížení pro všechny dopředné rychlosti a zpětný chod jsem vycházel z teoreticky maximálních namáhání, která mohou v hnacím řetězci při běžném provozu vzniknout. Výsledkem výpočtu je bezpečnost vůči lomu zubu v důsledku přetížení.



Obrázek č. 18: Lom v důsledku přetížení ozubení [19]

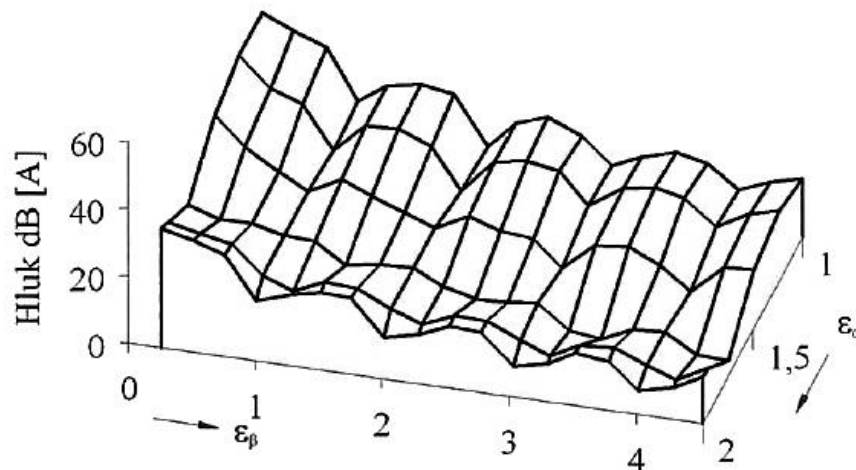
Další poruchou, kterou respektuji výpočtem je zadírání. Je to proces, při kterém je porušena vrstva olejového filmu a dojde mezi dvěma boky zubů ke kovovému dotyku. Za působení vysokých teplot se částičky kovu obou zubových ploch spojují a vytrhávají, nastává přenos materiálu z jednoho zubu na druhý a vytvářejí se na bocích zubů rýhy a nárůstky (Obrázek č. 19) [20]. Zatěžovacím stavem pro tento druh poškození je vysoká obvodová rychlost soukolí a vysoké zatížení.



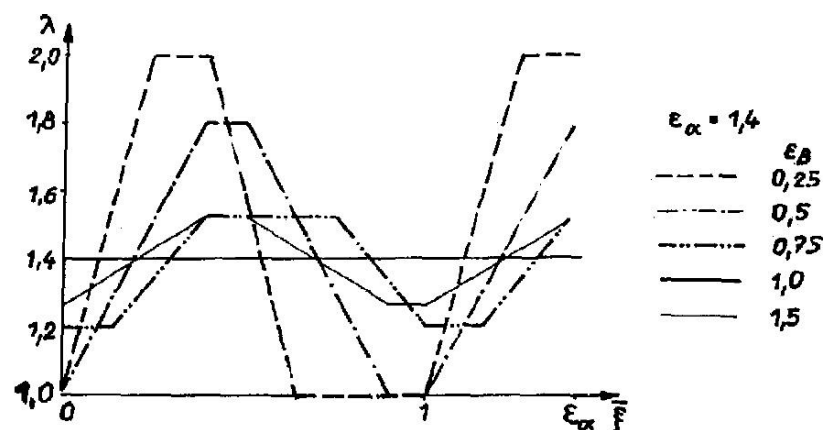
Obrázek č. 19: Zadírání [21]

2.3.2. Další kritéria pro hodnocení ozubení

Při návrhu geometrie ozubeného soukolí je nutno dodržet vedle podmínek únosnosti několik dalších zásad a doporučení. Návrh geometrie je omezen zejména mezemi špičatosti zubů, dále pak interferencí spoluzabírajících profilů zubů, z nichž nejnebezpečnější je interference hranou hlavy jednoho zubu s přechodovou křivkou spoluzabírajícího zubu [20]. Interference může nastat nejen při provozu ozubení, ale při jeho výrobě. Kontrola interferencí probíhá automaticky v programu KISSsoft a špičatost zubů je při návrhu kontrolována interaktivně v průběhu návrhu díky grafickému rozhraní programu. Kvalita záběru ozubeného soukolí je ovlivněna především součinitelem záběru profilem ε_α a součinitelem záběru krokem ε_β , protože se významně podílí na buzení hluku a vibrací [14]. V publikaci [14] je také zveřejněn graf zjištěné závislosti emisí hluku na hodnotě součinitelů záběru (Obrázek č. 20) ze kterého vyplývá, že lokální minima emise hluku se nachází při celočíselných hodnotách součinitelů záběru. Tato skutečnost vychází z teorie uvedené v [22], kde je znázorněna i závislost součinitele záběru profilem ε_α na celkové délce dotyku spoluzabírajících zubů kol λ (Obrázek č. 21). Jak z grafu vyplývá, celková délka dotyku je konstantní pouze v případě, že je jeden ze součinitelů záběru celočíselný a má se za to, že právě konstantní délka dotyku spoluzabírajících zubů kol zaručuje minimální hlukovou emisivitu soukolí.



Obrázek č. 20: Vliv součinitelů záběru na buzení hluku [14]



Obrázek č. 21: Závislost celkové délky dotyku λ pro různé hodnoty ε_β [22]

2.3.3. Přístupy některých norem k výpočtům únosnosti

Pevnostní výpočet čelního evolventního ozubení je shrnut několika světově uznávanými normami, těmito jsou ISO 6336 z roku 1996, částečně přeloženou do českého jazyka, německou normou DIN 3990 z roku 1987, americkou normou AGMA 2001-D04 z roku 2004 a původní českou normou ČSN 01 4686 z roku 1988. Norma ČSN 01 4686 je použitelná pouze pro ozubení se součinitelem trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha < 2$ a výpočet ohybového napětí je definován pouze pro konkrétní normalizovaný základní profil, protože v automobilovém průmyslu jsou běžné nestandardní základní profily a je běžně použito ozubení s prodlouženým trváním záběru, které má součinitel trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha \geq 2$, není tato norma pro výpočet soukolí v automobilové převodovce příliš vhodná. Normy ISO a DIN jsou prakticky shodné, norma DIN však navíc nabízí část DIN 3990-41, specializovanou pro čelní evolventní ozubení v automobilních aplikacích [14]. Norma AGMA 2001-D04 také neumožňuje pevnostní výpočet čelního ozubení s přímými nebo šikmými zuby se součinitelem trvání záběru profilem $\varepsilon_\alpha \geq 2$ [23].

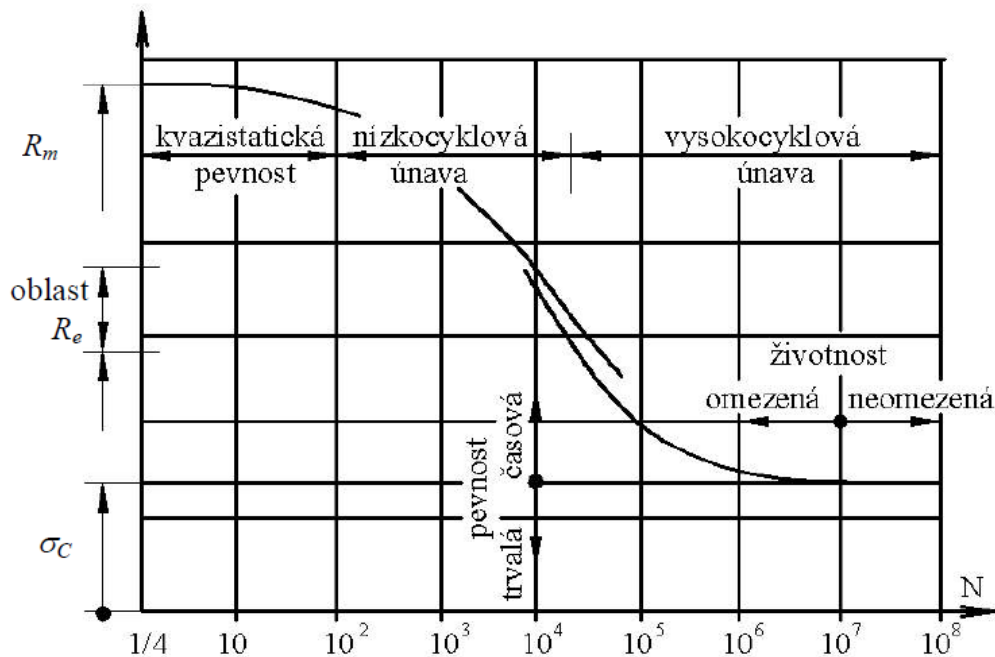
Pevnostní výpočet ozubení ve všech normách vychází z hlavních poruch ozubených soukolí, a to z únavového lomu v patě zubu a z únavového vylamování povrchu zubu v důsledku kontaktních tlaků. Dále se normy věnují výpočtu na zadírání, tedy výpočtu teploty, která se vyskytuje v oblasti dotyku páru ozubených kol. Takto vypočítané hodnoty se dle norem porovnávají s hodnotami limitními a výsledky se vyjadřují ve formě bezpečností. Tyto bezpečnosti jsou poměr dosaženého napětí, dosažené teploty atd., a dovoleného napětí, dovolené teploty atd. Na závěr normy definují doporučené hodnoty těchto bezpečností.

$$\text{Bezpečnost} = \frac{\text{Dovolené napětí}}{\text{Vypočtené napětí}} \quad (1)$$

Normy ISO 6336 a DIN 3990 obsahují doporučení pro únavový výpočet, který bere v potaz, kromě samotné hodnoty napětí, kterým je součást namáhána i skutečnost, že součást je tímto napětím v průběhu života namáhána opakovaně. Zatěžovací stav je tedy definován napětím a počtem cyklů, po který toto napětí na součást působilo. Místo počtu cyklů se často uvádí jiné hodnoty, které jsou relevantní pro daný provoz ozubeného kola, například: počet hodin provozu, kilometrový nájezd automobilu atd. Napětím a příslušným počtem cyklů je určen bod v systému, kde je na vodorovnou osu vynášen počet cyklů a na svislou osu napětí. Ve stejném souřadném systému jsou zpracovány Únavové křivky napětí (Únavové křivky, S-N křivky, Wöhlerovy křivky). Tyto křivky určují pro každou hodnotu napětí počet cyklů, při kterém dojde u součásti k poruše. Únavové křivky jsou získávány experimentálně sérií zkoušek, kdy se stanovený vzorek na testovacím zařízení zatěžuje napětím o určité amplitudě až do poruchy a zaznamená se počet cyklů při poruše.

Typická únavová křivka oceli (Obrázek č. 22) bývá vynesena v semilogaritmických souřadnicích z důvodu vysokých počtů cyklů. V oblasti kvazistatického lomu, orientačně do 10^2 cyklů dochází k poruše přibližně na hodnotě napětí rovné mezi pevností oceli R_m , nejedná se zde o únavový proces, protože růst lomové plochy je velmi rychlý. Oblast nízkocyklové únavy se pohybuje v rozsahu cyklů přibližně od 10^2 cyklů do 10^4 cyklů. Napětí v materiálu v této oblasti jsou tak velká, že v něm vznikají cyklické plastické deformace a únavové lomy jsou hrubší struktury.

Oblast vysokocyklové únavy je životnost vyšší než přibližně $5 \cdot 10^4$ cyklů, únavové lomy jsou charakterizovány hladkým vzhledem bez známky plastické deformace, a jsou snadno odlišitelné od lomové plochy s podílem plastických deformací, která vznikne kvazistatickým dolomením průřezu. [24], [25]



Obrázek č. 22: Únavová křivka napětí oceli [24]

Únavovou křivku dále charakterizují oblasti časované a trvalé pevnosti. Tyto oblasti jsou odvozeny z tvaru křivky a stojí za filosofiemi dimenzování součástí na únavové namáhání. Nejstarší filosofií dimenzování na únavovou pevnost je dimenzování pod mez únavy na tzv. trvalou pevnost, kde lze teoreticky předpokládat neomezený život součásti. Dnes už ovšem výzkum prokázal, že mez únavy neexistuje a únavová křivka napětí má klesající trend i v oblasti gigacyklové únavy, tato skutečnost je některými normami respektována při výpočtu bezpečnosti sklonem únavové křivky i v oblasti trvalé pevnosti, pro svou jednoduchost je ovšem často používán výpočet uvažující takzvanou smluvní mez pevnosti. Návrh v oblasti časované pevnosti předpokládá omezenou životnost součásti a je nutným důsledkem co nejvyšší optimalizace konstrukcí. [24], [25], [26]

Ozubení převodového ústrojí automobilu je specifické tím, že je zatěžováno v čase proměnným a náhodným zatížením, přičemž toto je způsobeno provozem. Není tedy možno ihned určit jednu hodnotu napětí a příslušný počet cyklů a tyto porovnat s únavovou křivkou napětí a získat bezpečnost jako poměr dovoleného a vypočteného napětí. Tato dynamičnost byla dříve zohledňována experimentálně získanými koeficienty, které upravovali hodnotu napětí, vztaženými například k maximálnímu napětí. Přesnější je počítačová simulace provozu převodového agregátu a z ní vyplývající spektrum zatížení a nejpresnější jsou vždy provozní zkoušky. Ke zpracování spektra zatížení je nutno použít některou z teorií kumulace poškození. Tyto metody mají za účel nahradit celé spektrum zatížení ozubeného kola ekvivalentní hodnotou namáhání, která teoreticky působí

na celkovém počtu cyklů, kterému je ozubení vystaveno. Ekvivalence v tomto smyslu znamená to, že ozubení bude mít stejnou životnost při zatížení původním spektrem, jako při zatížení ekvivalentním namáháním po stejný celkový počet cyklů.

Ekvivalentní namáhání lze charakterizovat ekvivalentním napětím, nebo, v případě ozubených kol, ekvivalentním točivým momentem. Rozdíl je v tom, zda se stanoví z momentového spektra namáhání ekvivalentní moment přímo, nebo jestli se momentové spektrum namáhání přepočte na napěťové spektrum namáhání a teprve z toho se stanoví ekvivalentní napětí. Normy ISO 6336 a DIN 3990 tuto situaci řeší zavedením ekvivalentního točivého momentu, působícího na ozubené kolo. Tato volba je na místě, protože do výpočtu napětí vstupuje pouze hodnota ekvivalentního točivého momentu a celkového počtu cyklů a nemusí se počítat napětí pro každou hladinu. Konkrétně v normě ISO 6336 se na základě naměřeného momentového spektra nejdříve stanoví ekvivalentní hodnota točivého momentu T_{eq} (2) a tato se pak vztáhne k maximální hodnotě točivého momentu motoru T_n a na základě tohoto poměru se stanoví součinitel vnějších dynamických sil K_A (3), který se může jinak stanovit i empiricky a vstupuje do dalšího výpočtu. Stejně počítá ekvivalentní točivý moment i norma DIN 3990. Je třeba znát počty cyklů n_i jednotlivých momentových hladinách. Tento výpočet ekvivalentního točivého momentu vychází z Palmgren-Minerovy teorie kumulace poškození, která je široce rozšířená a vychází z předpokladu, že každý cyklus na určité napěťové hladině způsobuje stejně velké poškození. Teorie také předpokládá smluvní mez únavy [26].

$$T_{eq} = \left(\frac{n_1 \cdot T_1^p + n_2 \cdot T_2^p + \dots}{n_1 + n_2 + \dots} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (2)$$

$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_n} \quad (3)$$

Dále je potřeba znát exponent p únavové křivky, v tomto případě to ale již není exponent sklonu šikmé části únavové křivky napětí, ale únavové křivky točivého momentu, to znamená, že pro získání tohoto exponentu se musí únavová křivka napětí přepočítat na únavovou křivku točivého momentu. Dle normy ISO 6336 tento exponent zůstává stejný pro únavové křivky ohybu. Exponent únavové křivky napětí pro kontaktní tlaky je nutno pro přepočet na exponent únavové křivky točivého momentu vydělit dvěma. Konkrétně v normě ISO 6336 je tento exponent přímo určen pro únavové křivky točivého momentu pro únavový lom a otláčení, exponent je stanoven v závislosti na chemicko-tepelném zpracování materiálu (Tabulka č. 1).

Tabulka č. 1: Exponent p dle normy ISO 6336-6 [26]

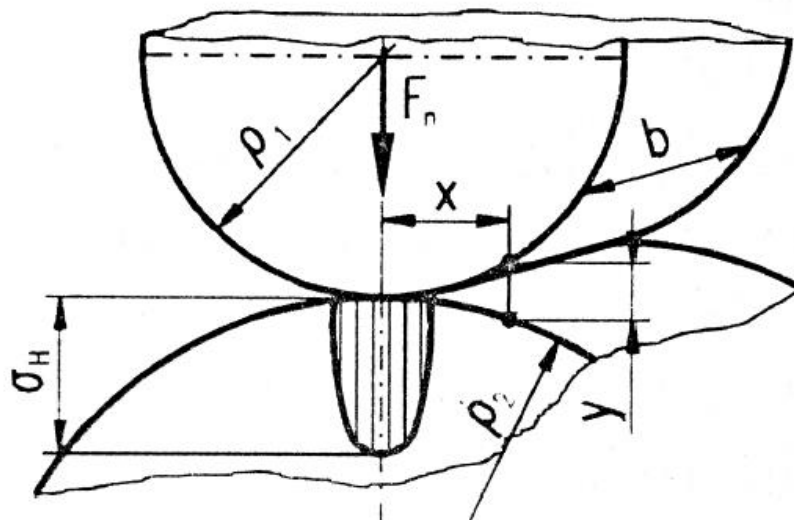
Chemicko-tepelné zpracování	otlačení		lom	
	p	$N_{L,ref}$	p	$N_{L,ref}$
cementování	6,610	5×10^7	8,738	3×10^5

Další nezbytnou hodnotou je počet cyklů N_{Lref} , což je počet cyklů, při kterém únavová křivka dosáhne smluvní meze únavy. Tento počet cyklů je dle normy ISO 6336 také závislý pouze na chemicko-tepelném zpracování materiálu. Norma DIN 3990 používá stejný princip výpočtu, ale exponenty únavových křivek stanovuje složitěji dle DIN 3990-2,3 na základě zpřesněných materiálových charakteristik použité oceli. Norma AGMA 2001-D04 sama o sobě nespécifikuje výpočet ekvivalentní hodnoty namáhání, dle publikace [27] se má součinitel vnějších dynamických sil K_A získat experimentálním výzkumem příslušné aplikace.

V případě normy ISO 6336-6 z roku 2006, která se věnuje výpočtu únavové životnosti při zatěžování proměnnou zátěží a výpočtem součinitele vnějších dynamických sil K_A , jsou výpočty bezpečností na ohyb a dotyk pro špičková namáhání uvažovány zvlášť, protože norma zanedbává v únavovém výpočtu cykly, které se v průběhu života ozubení objeví méně, než 10^3 krát. Norma říká, že ozubení má být zvlášť posouzeno na nejvyšší napětí, které může v průběhu provozu ozubení nastat, protože i jedno takové špičkové napětí může mít za následek plastickou deformaci ozubení, a toto je v únavovém výpočtu zanedbáno. Norma dále výpočet nekonkretizuje a ani nestanovuje specifické minimální hodnoty bezpečností pro tento výpočet. [26]

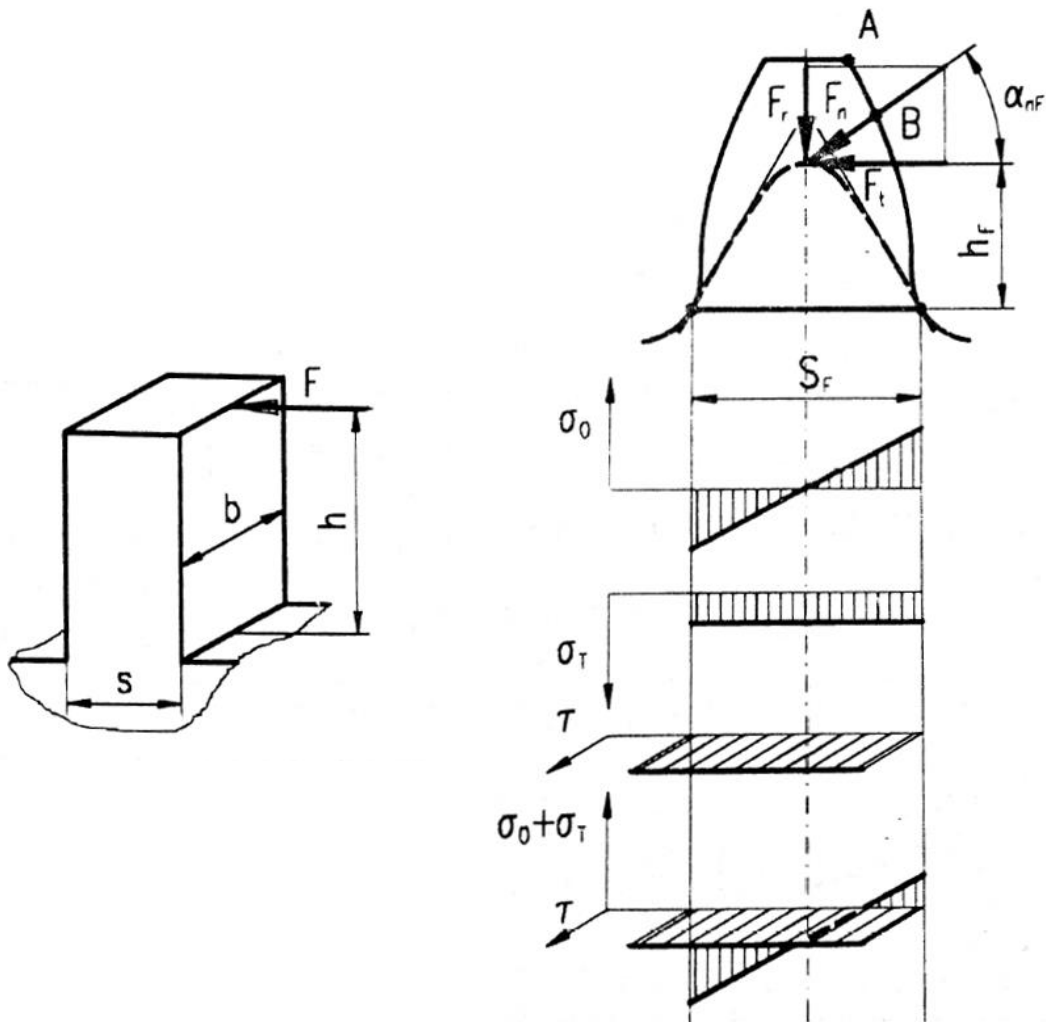
Norma AGMA 2001-D04 nezmiňuje samostatný výpočet na špičková namáhání. Při zatěžování proměnnou zátěží norma předpokládá vhodný odhad dynamického faktoru K_V , který respektuje všechna špičková napětí v únavovém výpočtu [27]. V normě DIN 3990-6, která se, stejně jako ISO 6336-6 věnuje výpočtu únavové životnosti při proměnném namáhání, rovněž není samostatný výpočet na statické přetížení zmíněn.

Samotný výpočet napětí v ohybu a dotyku vychází kromě přesných řešení pomocí metody konečných prvků u všech zmíněných norem ze základních úvah. Výpočet kontaktních tlaků v dotyku zubů podle DIN a ISO vychází z výpočtu Hertzova tlaku dle obrázku (Obrázek č. 23) a vzorce (4). Napětí v ohybu se počítá z představy vzniku ohybového namáhání na pevně vetknutém nosníku dle obrázku (Obrázek č. 24) a vzorce (5). K těmto základním úvahám historicky přibýly další, které precizněji zohledňují namáhání ozubení. Zpravidla je tedy vypočtené napětí v normách upraveno dalšími koeficienty.



Obrázek č. 23: Dotyk dvou válců pro analytický výpočet Hertzových tlaků

$$\sigma_H = \sqrt{0,175 \cdot E \cdot \frac{F_n}{b} \cdot \frac{1}{\rho_e}} \quad [Nmm^{-2}] \quad (4)$$



Obrázek č. 24: Analytický princip výpočtu napětí v ohybu [13]

$$\sigma_F = \frac{F \cdot h}{\frac{1}{6} \cdot s^2 \cdot b} \quad [Nmm^{-2}] \quad (5)$$

Co se týče výpočtu na zadírání, dle ISO 6336-6 je zatěžovacím stavem pro výpočet na zadírání nejhorší kombinace otáček a zatížení. Norma toto dále nekonkretizuje. Existují také standardy ISO/TR 13989-1,2 z roku 2000, které upravují výpočet na zadírání a od roku 2017 jsou přijaty jako části normy ISO 6336-20,21. Normy se věnují výpočtu jiskrové a integrální teploty. Stanovují kritickou zadírací teplotu a porovnávají ji s teplotou dosaženou v kontaktu ozubení. Výsledkem jsou bezpečnosti k integrální a jiskrové teplotě.

Například základní vztahy pro výpočet jiskrové teploty dle [22] vycházejí z určení ztrátového výkonu v záběru páru zubů, který se dá vyjádřit pomocí normální síly působící v dotyku zubů F_n , součinitele tření μ_B a skluzové rychlosti v_s podle vzorce (6).

$$P_z = F_n \cdot \mu_B \cdot v_s \quad (6)$$

Z toho ztrátového výkonu je následně určena hustota tepelného toku q dle vzorce (7), kde f je obsah dotykové plochy páru zubů.

$$q = \frac{P_z}{f} \quad (7)$$

Dále je třeba určit tepelný dotykový koeficient c_T , který je určen vztahem (8), kde λ_M je součinitel tepelné vodivosti materiálu ozubeného kola, ρ_M je hustota materiálu ozubeného kola a c_M je měrné teplo materiálu ozubeného kola.

$$c_T = \lambda_M \cdot \rho_M \cdot c_M \quad (8)$$

Jiskrová teplota (oteplení) v dotykovém bodě je následně počítáno podle vzorce (9), kde T_F je doba kontaktu dotykové plošky páru zubů.

$$\vartheta_f = \frac{\sqrt{\pi}}{2 \cdot \sqrt{c_T}} \cdot q \cdot \sqrt{T_F} \quad (9)$$

3. Metodika hodnocení a návrhu ozubených soukolí

V praktické části diplomové práce jsem se zabýval zpracováním metodiky postupu hodnocení a návrhu sady čelních ozubených soukolí pro aplikaci v hnacím řetězci osobních automobilů. Pro ověření této metodiky jsem si opatřil převodový agregát produkčního automobilu a po jeho rozebrání jsem měřením získal parametry ozubených soukolí. Na tato ozubená soukolí jsem aplikoval navrženou metodu hodnocení, zjistil trendy výsledků a jejich vzájemnou relaci. Na základě těchto výsledků, konzultací s vedoucím diplomové práce a faktů získaných rešerší jsem navrhl sadu ozubených soukolí pro novou motorovou jednotku. Využil jsem při tom dostupného programového vybavení.

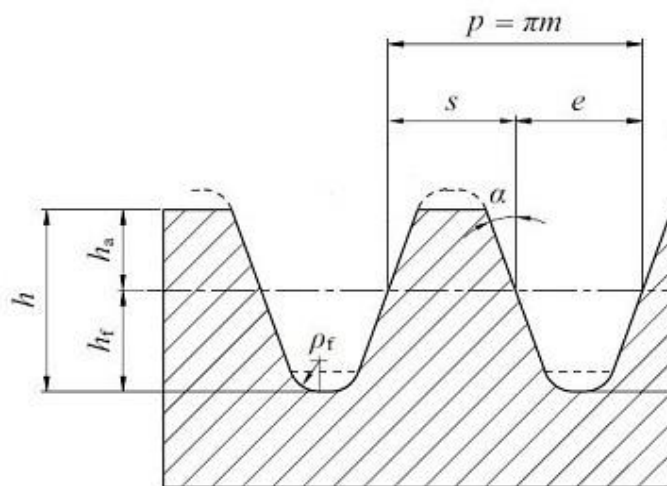
3.1. Metodika hodnocení únosnosti

Pro ověření pevnostních výpočtů jsem provedl několik ověřovacích výpočtů vlastních norem mezi sebou a následně jsem provedl výpočty únosnosti sady ozubených soukolí z převodového agregátu automobilu Škoda Felicia 1.3 LXi. Podle publikace [14] by normy ISO a DIN měli být téměř shodné a dále mne zajímala relace výsledků těchto norem vůči normě AGMA. Přepočtem existujících ozubení jsem chtěl získat představu o hodnotách jednotlivých součinitelů bezpečnosti, které se v automobilových aplikacích mohou lišit od obecně doporučených hodnot.

3.1.1. Výpočetní prostředky

Při tvorbě návrhového postupu a postupu pro kontrolu ozubení bylo nutné práci co nejvíce zefektivnit, proto jsem v programu Microsoft Excel vytvořil sešit (Příloha E) s tabulkami pro zpřehlednění dat vstupujících a vystupujících z výpočtů únosnosti a v tomto sešitu probíhá i vyhodnocení získaných výsledků. Také jsem vytvořil samostatný list, který je schopen vypočítat ekvivalentní točivé momenty z libovolně zadaných spekter podle normy ISO 6336-6 a přehledně je spolu s dalšími relevantními hodnotami vkládat do tabulek. Tento list je přípravou pro další zpřesnění výpočtů, v této diplomové práci jsem použil pro únavové výpočty data z programu SPEKTRUM, jak bude dále upřesněno.

Výpočty geometrie ozubení, pevnostní výpočty a návrh ozubení je realizován v programu KISSsoft. Tento program je komplexním řešením pro návrh ozubení a ozubených soukolí. Základem je výpočet geometrie teoretického profilu ozubení, tento výpočet je doplněn zohledněním výrobních tolerancí. Dále program umožňuje pevnostní kontroly ozubení dle mnoha světově uznávaných norem, přičemž obsahuje široké knihovny materiálů, olejů a nabízí speciální únosnostní výpočty dosud nezahrnuté v normách. Velice užitečné jsou optimalizační prostředky, které dovolují ozubení od začátku návrhu optimalizovat na konkrétní parametry. Navržené ozubené kolo, nebo soukolí umí KISSsoft exportovat jako CAD geometrii a je tedy možné v CAD programu podporujícím daný formát souborů ihned s modelem dále pracovat. Výsledky program uvádí ve zprávách, které se dají taktéž exportovat, a je možné s nimi dále pracovat. Nadstavbou Programu KISSsoft je program KISSsys, ve kterém se dají provádět další analýzy převodového agregátu jako celku. Při kontrole a návrhu používám moduly pro výpočet dvou a tří čelních ozubených kol v záběru. Geometrii ozubení definuji v programu KISSsoft pomocí geometrie základního profilu (Obrázek č. 25), výšku hlavy zubu, výšku paty zubu a poloměr zaoblení v patě přitom do programu zadávám pomocí příslušných součinitelů.



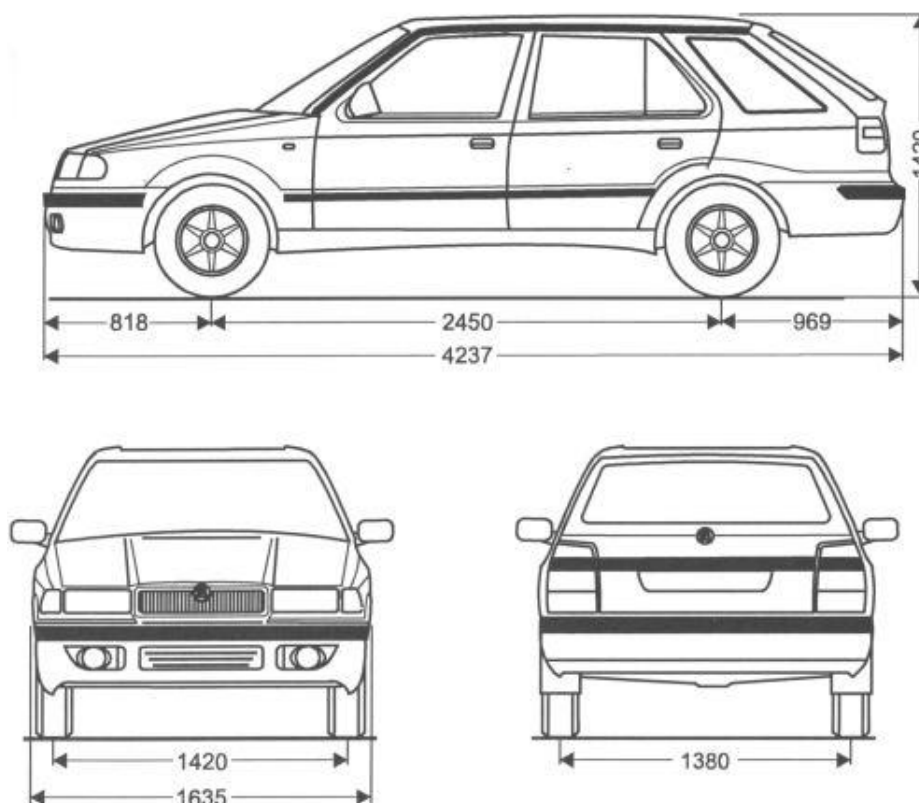
Obrázek č. 25: Základní profil ozubení [28]

Dalším použitým programem je program SPEKTRUM poskytnutý pro studijní účely Ústavem automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Pro výpočet se do programu zadávají hmotnostní, rozměrové a výkonové údaje o automobilu. Program pak metodou zobecněného experimentu vyhodnotí zadané údaje a vypočítá spektrum zatížení na vstupní hřídeli převodovky a

rozvodovky, dopočítá dráhové využití převodových stupňů, ekvivalentní momenty na hřídelích pro jednotlivé převodové stupně a další parametry.

3.1.2. Vstupní údaje

Tento návrh ozubení je zpracován pro známé převodování agregátu. Do výpočtu vstupují údaje o hmotnosti vozidla, předpokládaném provozu, převodových poměrech v převodovce a další relevantní údaje. V příloženém sešitu programu Microsoft Excel (Příloha E) jsem vytvořil soustavu tabulek, do kterých lze zadávat jednotlivě charakteristiky automobilů, motorů a převodovek a uživatel může po zadání vstupních dat jednoduše získat data, která jsou nutná pro výpočty únosnosti v programu KISSsoft. Agregátem pro ověřovací výpočty byla převodovka z automobilu Škoda Felicia Combi LXi (Obrázek č. 26) s motorem 1.3 MPI ve verzi s 50 kW, kterou jsem získal pro účely psaní diplomové práce. Důvodem výběru tohoto konkrétního agregátu byla jeho snadná dostupnost, zároveň je to vcelku typický zástupce automobilu nižší střední třídy a z pohledu konstrukce samotného převodového agregátu nijak výrazněji nezaostává za současnou evropskou produkcí.



Obrázek č. 26: Škoda Felicia Combi [29]

Tabulky ve výpočtovém sešitě jsou připraveny pro zadání více automobilů, převodových agregátů a pohonných jednotek najednou a jsou tedy připraveny pro další detailnější porovnání jednotlivých kombinací a další zpřesňování výpočtového postupu. Do výpočtů vstupuje několik základních údajů charakterizujících vozidlo a převodový agregát. Z údajů o vozidle využiji rozměry a hmotnost pro výpočet zatížení hnací nápravy, využiji také základní informace o pohonné jednotce.

Základní údaje o vozidle jsou shrnuty v tabulce (Tabulka č. 2), v této tabulce jsou i některé uvažované výpočtové konstanty.

Tabulka č. 2: Základní údaje o vozidle

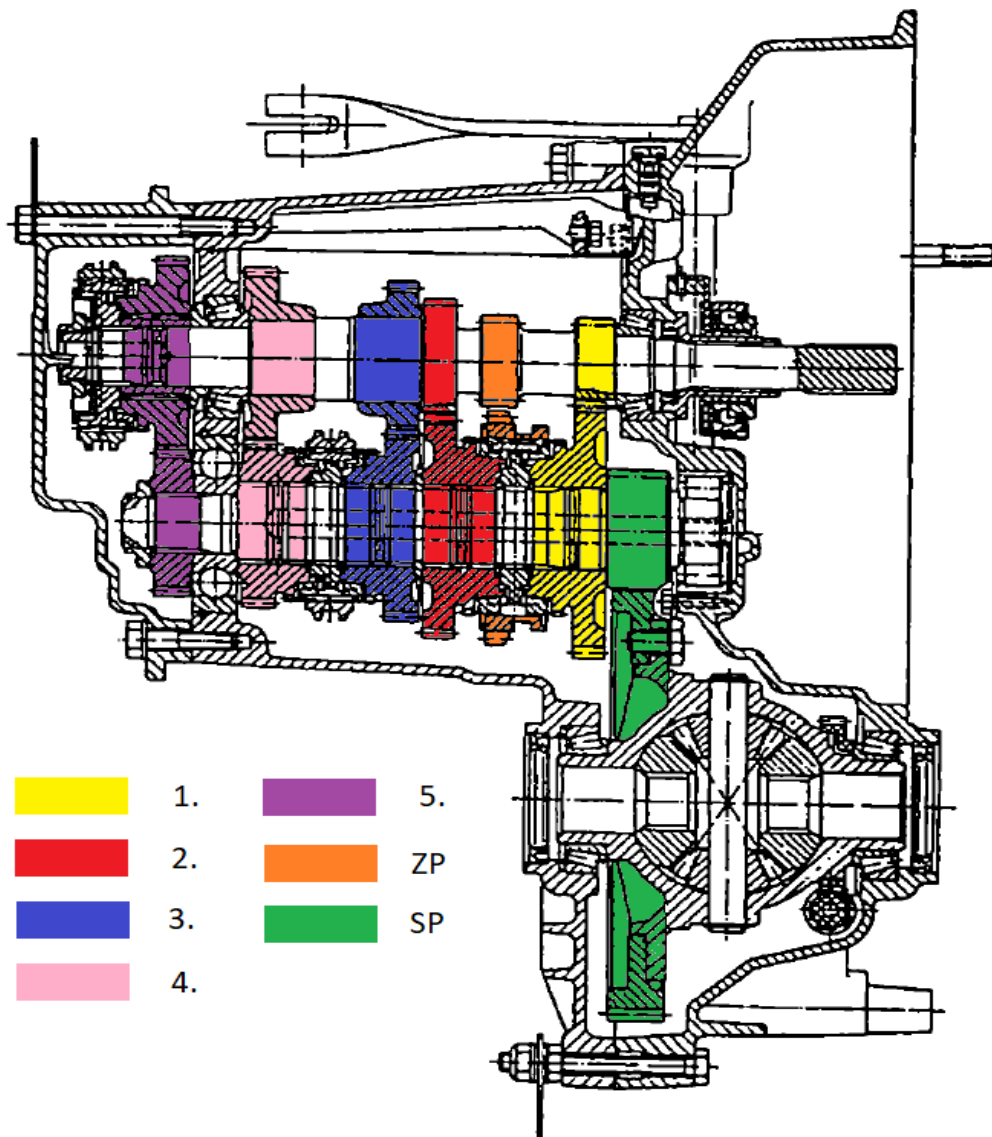
Automobil				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Číslo automobilu	-	-	A1
	Výrobce			Škoda
	Model			Felicia LXi
	Rok výroby			1996
	Karoserie			Combi
	Motorizace			1.3 MPI
	Převodovka			Mechanická 5 stupňová 10S
	Pneumatiky			165/70 R13
Hmotnosti	Pohotovostní	m_p	[kg]	985
	Užitečná	m_u		435
	Celková	m_c		1420
	Nebrzděného přívěsu	m_{np}		400
	Brzděného přívěsu (při 12 % stoupání)	m_{bp}		900
Rozměry	Délka	l	[mm]	4237
	Šířka	w		1635
	Výška	h		1420
	Rozvor	l_c		2450
	Rozchod vpředu	f_p		1420
	Rozchod vzadu	f_z		1380
Výpočtové konstanty	Dynamický poloměr pneumatiky	r_d	[m]	0,273
	Gravitační zrychlení	g	$[ms^{-2}]$	9,81
	Součinitel adheze pro špičkové nam.	μ_p	[1]	0,98
	Součinitel adheze pro únavový výp.	μ_f		0,80

Do výpočtu vstupují maximální hodnoty z vnějších charakteristik výkonu a točivého momentu motoru z katalogu výrobce. Tyto údaje jsou s příslušnými otáčkami shrnuty v tabulce (Tabulka č. 3).

Tabulka č. 3: Základní informace o pohonné jednotce 1.3 MPI

Motor				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Číslo motoru	-	-	M1
	Označení			136M
	Palivo			E5
	Zdvihový objem			$[cm^3]$
Údaje z vnější charakteristiky	Maximální výkon motoru	P_{max}	[kW]	50
	Maximální točivý moment motoru	M_{max}	[Nm]	106
	Otáčky motoru při maximálním výkonu	$n_{P_{max}}$	[min^{-1}]	5000
	Otáčky motoru při maximálním momentu	$n_{M_{max}}$		2600

Převodový agregát (Obrázek č. 27, Obrázek č. 28) je uložen v automobilu vpředu napříč vedle motoru, uložení je spolu s uložením motoru realizováno pomocí pryžových silentbloků, poloha převodového agregátu ovlivňuje zejména olejové hospodářství. U použité převodovky 10S je například pro zlepšení mazání soukolí pátého převodového stupně použit plechový výlisek zajišťující dopravu vhodného množství oleje na soukolí pátého převodového stupně. Vstupní hřídel je uložena na dvou kuželíkových ložiscích v uspořádání do „X“, výstupní hřídel je uložena na straně skříně spojky ve válečkovém ložisku a na straně pátého převodového stupně v kuličkovém ložisku. Sestava diferenciálu je uložena opět na kuželíkových ložiscích v uspořádání do „X“. Jednotlivá soukolí převodových stupňů jsou ve skříni převodovky umístěna od nejnižšího převodového stupně k nejvyššímu ve směru od skříně spojky a převodový stupeň zpětného chodu je řazen přesuvným vloženým kolem, přičemž ozubení je na hnacím hřídeli umístěno na přesuvné objímce rozjezdového a druhého rychlostního stupně. Do výpočtů zatěžovacích stavů vstupují z údajů o převodovém agregátu převodové poměry jednotlivých převodových stupňů zjištěné při měření a ověřené v dílenské příručce pro vozy Škoda Felicia (Tabulka č. 4).

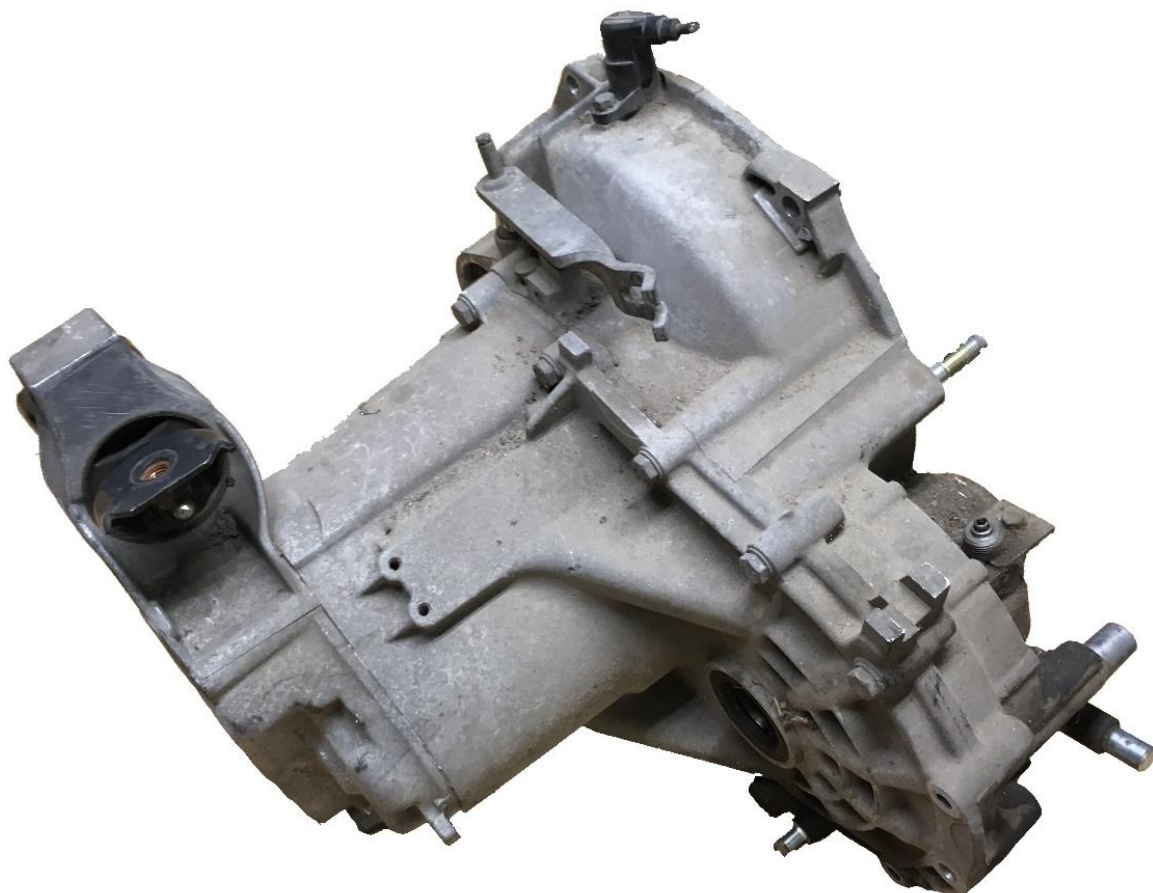


Obrázek č. 27: Řez převodovým agregátem 10S [30]

Tabulka č. 4: Převodové poměry převodového agregátu 10S

Převodovka				
	Název	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Číslo převodovky	-	-	1
	Označení převodovky	-	-	10S
Převodový poměr	I. rychlostní stupeň	i_I	[1]	3,308
	II. rychlostní stupeň	i_{II}		1,913
	III. rychlostní stupeň	i_{III}		1,267
	IV. rychlostní stupeň	i_{IV}		0,927
	V. rychlostní stupeň	i_V		0,717
	VI. rychlostní stupeň	i_{VI}		-
	Zpětný chod	i_z		2,923
	Stálý převod	i_s		4,118

Z vnějšku se na agregátu nachází silentblok pro uložení v motorovém prostoru, páka pro ovládání spojky, která je znázorněna i na řezu převodovkou a dále výstup pro ovládání řazení, snímač otáček setrvačniku motoru, mechanický výstup pro náhon tachometru a v části skříně spojky i příruba pro uložení startéru.



Obrázek č. 28: Pohled na převodový agregát 10S

Geometrické parametry ozubení agregátu s označením 10S jsem získal na základě vlastního měření. Při identifikaci ozubení jsem vycházel ze znalosti počtu zubů z , změřené šířky ozubení b a osové vzdálenosti a . Snadno lze také změřit průměry hlavových d_a a patních d_f kružnic ozubených kol. Dále jsem potřeboval určit úhel sklonu zubů β , ten nelze získat přímo, ale na základě úhlu sklonu zubů na hlavové kružnici β_a ho lze dopočítat. Kde to bylo možné, změřil jsem rozměr přes zuby w a u všech kol jsem změřil rozměr přes kuličky M_{dK} . K odhadu zbýval normální modul ozubení m_n , normální úhel záběru α_n a jednotková korekce x^* . Měření jsem provedl pomocí posuvného měřítka, kovového pravítka a při měření rozměru přes kuličky jsem využil ložiskové kuličky. Použitou metodu identifikace ozubení jsem převzal z publikace [31], přičemž jsem využil dopočítávání nezadaných parametrů ozubení v programu KISSsoft a zároveň i grafický výstup programu. Při odhadování neznámých hodnot jsem postupoval tak, aby odhady co nejlépe respektovaly hodnoty změřené. Je ovšem nutné říci, že chyba měření bude násobně vyšší než při použití moderních měřících center a odhad zbylých hodnot je nutně ovlivněn lidským faktorem. Pro ilustraci uvádím část tabulky pro soukolí prvního převodového stupně (Tabulka č. 5). Při rozebírání převodového agregátu jsem nenarazil na žádnou větší překážku, postupoval jsem podle doporučení v dílenské příručce. Stručný protokol z měření je součástí elektronické přílohy.

Tabulka č. 5: Údaje definující geometrii ozubení

Ozubená kola					
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota	
Identifikace	Číslo převodovky	-	-	P1	
	Převodový stupeň	-	-	1.	
	Převodový poměr	i_i	[1]	3,308	
	Číslo ozubeného kola	-	-	I. hnací	I. hnané
Geometrické vlastnosti ozubení	Osová vzdálenost	a	[mm]	70	
	Počet zubů	z	[1]	13	43
	Šířka ozubení	b	[mm]	17	12,85
	Normální modul	m_n	[1]	2,1	
	Normální úhel záběru	α_n	[°]	20	
	Úhel sklonu boku zubu	β		29,5	
	Smysl stoupání	-	-	Pravý	Levý
	Průměr roztečné kružnice	d	[mm]	31,3665	103,7507
	Jednotková korekce	x^*	[1]	0,6343	0,5582
	Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	28,00	99,71
	Průměr hlavové kružnice	d_a		38,53	110,56
	Průměr kuličky	D_M		4,5	4
	Průměr přes kuličky	M_{dK}		40,68	112,43
Počet zubů pro určení míry přes zuby	z_w	4		9	
Míra přes zuby	w	23,18		55,49	

Dalším nutným parametrem je materiál ozubených kol. Buď je možno při návrhu přistupovat k materiálu jako k proměnné, nebo tak, že je pevně zadán. Snaha snižovat výrobní náklady ve velkosériové výrobě nahrává spíše používání jednoho druhu materiálu v co nejvíce aplikacích, proto ani v této diplomové práci nepřistupuji k materiálu jako k proměnné. Volím ocel **20MnCr5**, která je

dle databáze v programu KissSoft vhodná na cementované strojní součásti. Volím i chemicko-tepelné zpracování, doporučené pro tento materiál v programu KISSsoft.

Tabulka č. 6: Údaje o použitém materiálu a chemicko-tepelném zpracování

Ozubená kola				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Materiálové vlastnosti	Materiál	-	-	20MnCr5
	Hustota	ρ	[kgm ⁻³]	7830
	Mez pevnosti	R _m	[Nmm ⁻²]	1200
	Mez kluzu	R _p	[Nmm ⁻²]	850
	Součinitel tepelné vodivosti	λ_M	[W(mK) ⁻¹]	50
	Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	[Nmm ⁻²]	430
	Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	[Nmm ⁻²]	1500
	Součinitel tepelné roztažnosti	α_t	[10 ⁻⁶ °C ⁻¹]	11,5
Chemicko-tepelné zpracování	Chemicko-tepelné zpracování	-	-	Cementování
	Tvrдость povrchu zubu	-	[HV 30]	680
	Tvrдость jádra zubu	-	[HV 30]	350
	Hloubka tvrzené vrstvy	CHD	[mm]	0,5

Dále jsem na základě informací v bezpečnostním listu k originálnímu převodovému oleji pro manuálně řazené převodovky Škoda **VAG G052171A2**, který je volně dostupný na internetu [32], dále technických listů běžně nabízených alternativ převodových olejů do manuálně řazených převodovek firmy Castrol [33], [34], [35], [36], a knihovny olejů v programu KissSoft zvolil následující výpočtové charakteristiky oleje (Tabulka č. 7).

Tabulka č. 7: Výpočtové charakteristiky oleje

Olej				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Olej	Označení oleje	-	-	Castrol FE 75W
	Výkonnostní klasifikace	-	-	API-GL4
	Viskozitní klasifikace	-	-	SAE 75W
	Viskozitní index	-	[1]	154
	Hustota při 15 °C	ρ_{15}	[kgdm ⁻³]	0,852
	Kin. Viskozita při 40 °C	ν_{40}	[mm ² s ⁻¹]	32,2
	Kin. Viskozita při 100 °C	ν_{100}	[mm ² s ⁻¹]	6,3
	Bod tuhnutí	-	[°C]	-51
	Bod vzplanutí	-	[°C]	226
	Základ oleje	-	-	polyalfaolefin
	Spodní přípustná teplota	θ_{min}	[°C]	-35
	Horní přípustná teplota	θ_{max}	[°C]	120

Pro výpočet jsem zvolil olej **Castrol FE 75W**, který se jen málo odlišuje od originálního oleje Škoda a neznámé výpočtové charakteristiky oleje jsou doplněny z oleje **4 UH 1-32 N Klüberoil**

z databáze KissSoft. Předpokládaným způsobem mazání ozubení je brodění v uzavřené skříni převodovky při střední pracovní teplotě oleje $T_S = 80^\circ\text{C}$.

3.1.3. Zatěžovací stavy

V této diplomové práci jsem nepoužil pro únavový výpočet skutečná měřená spektra, ale vyhodnotil jsem jako vhodné můj výpočet pro tuto variantu uzpůsobit a ve výpočtovém listě s názvem „Spektra měřená“ se nachází tabulka pro výpočet ekvivalentních momentů ze zadaných spekter. Při měření v provozu obvykle získáme hodnoty okamžitých otáček a momentů zvolených komponentů v čase, dalším parametrem bývá informace o zařazeném převodovém stupni. Nejdříve je třeba provést schematizaci [14] naměřených dat, tedy vytvořit matici, která má na vodorovné ose intervaly otáček vstupní hřídele převodovky a na svislé ose intervaly momentu na vstupní hřídeli převodovky. K těmto dvěma parametrům je pak přiřazen počet otáček hřídele (cyklů), které při daných kritériích proběhnou. Pro jeden zařazený převodový stupeň pak může vypadat zpracované spektrum přibližně takto (Tabulka č. 8).

Tabulka č. 8: Ilustrační zatěžovací spektrum

n [min ⁻¹] M [Nm]	<0; 500)	<500; 1000)	<1000; 1500)	<2000; 2500)	<2500; 3000)	<3000; 3500)	<3500; 4000)
<120;140)	X	X	X	X	X	X	X
<100;120)	X	XX	XX	XX	XX	XX	X
<60;100)	X	XX	XXX	XXX	XXX	XX	X
<40;60)	X	XX	XXX	XXX	XXX	XX	X
<20;40)	X	XX	XXX	XXX	XXX	XX	X
<-20;20)	X	XX	XXX	XXX	XXX	X	X
<-40;-20)	X	XX	XX	XX	XX	X	X
<-60;-40)	X	X	X	X	X	X	X

Spektrum přísluší jednomu zařazenému převodovému stupni a spektrum zobrazené na obrázku je pouze ilustrativní schéma. Každé dvojici intervalů točivého momentu a otáčkám motoru přísluší v tabulce okénko s počtem cyklů vstupní hřídele převodovky. S takto zpracovanými zátěžnými spektry je možno dále pracovat, získat z nich například špičkové hodnoty točivého momentu pro výpočet ozubení na špičkové namáhání, a především pak ekvivalentní hodnoty točivého momentu pro únavový výpočet. Tyto ekvivalentní hodnoty jsou vypočteny na základě Palmgren-Minerovy teorie kumulace poškození podle vztahu (2). Pokud není spektrum získáno pro celkovou plánovanou životnost převodového agregátu, je nutné počty cyklů na jednotlivé převodové stupně rozšířit tak, aby odpovídaly celkovému proběhu agregátu.

Pro specifikaci zatížení pro únavové výpočty v této diplomové práci jsem použil program SPEKTRUM poskytnutý Ústavem automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Do programu je třeba z údajů o automobilu zadat celkovou hmotnost automobilu m_c , pohotovostní hmotnost m_p , užitečnou hmotnost m_u , dále pak maximální moment M_{max} a maximální výkon P_{max} z vnější charakteristiky motoru s příslušnými otáčkami, nutné je zadat také převodové

poměry jednotlivých převodových stupňů a dynamický poloměr pneumatiky r_d , k jehož stanovení jsem využil odhad z internetového zdroje [37]. V programu je implicitně nastaven součinitel adheze pro únavový výpočet $\mu_f = 0,8$, který ponechávám nezměněn, viz (Tabulka č. 2). Dále je třeba zadat exponenty p únavových křivek, zjištěné v normě ISO 6336 pro zvolené chemicko-tepelné zpracování (Tabulka č. 1: Exponent p dle normy ISO 6336-6 Tabulka č. 1). Z hlediska zátěžné sekvence lze vybrat ze symbolicky pojmenovaných provozních podmínek, pro další výpočty jsem vybral „12 - Provoz na krátké a střední vzdálenosti“. Program nabízí vyhodnocení na vstupní hřídeli převodovky, nebo vstupní hřídeli rozvodovky, pro další výpočty jsou třeba oba tyto výstupy. Metodou zobecněného experimentu program počítá spektra zatížení pro jízdu automobilem v celkové dráze $s_c = 100 \text{ km}$, použitými výstupy jsou dráhové využití jednotlivých převodových stupňů λ_s a počet cyklů tahu motoru n_{tah} , který toto dráhové využití jednotlivých převodových stupňů na ujeté dráze respektuje. Dále jsou použity rázové součinitele pro výpočet na špičkové namáhání K_{Ap} a poměrné ekvivalentní momenty (vztahované k maximálnímu momentu motoru), což jsou podle normy DIN 3990 vlastně přímo součinitele vnějších dynamických sil pro bok a patu zubu K_{AH} a K_{AF} . Tyto hodnoty vstupují do výpočtového listu v programu MS Excel s názvem „Spektra SPEKTRUM“.

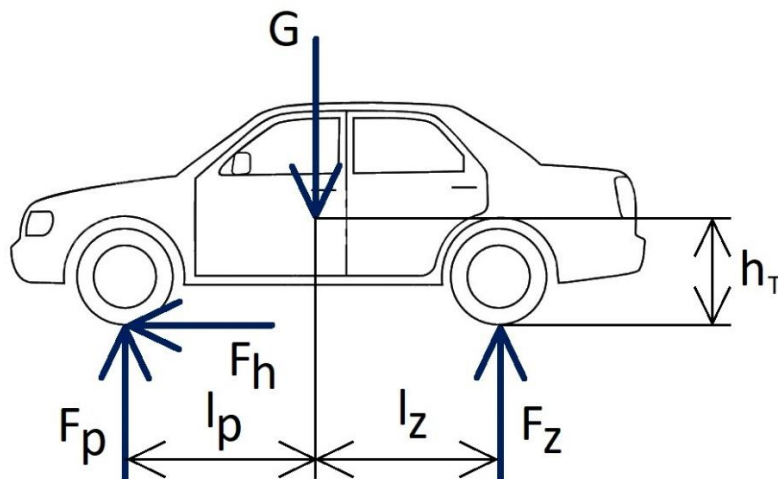
Ve výpočtovém listě je dopočítán počet cyklů tahu motoru n_{200} hnacích i hnaných kol pro uvažovanou výpočtovou životnost $200\,000 \text{ km}$. Ostatní výstupy jsou zpřehledněny pro další porovnání. Počtem cyklů tahu motoru pro výpočtovou životnost agregátu n_{200} , maximálním momentem motoru M_{max} a součiniteli vnějších dynamických sil K_{AH} a K_{AF} je zatížení pro únavový výpočet určeno.

Tabulka č. 9: Shrnutí výstupů z programu SPEKTRUM

Zatěžovací spektra SPEKTRUM				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Kombinace	-	-	K1
	Číslo automobilu			A1
	Číslo motoru			M1
	Číslo převodovky			P1
	Zvolený režim jízdy v programu SPEKTRUM			12
	Převodový stupeň			i_s
Konstanty	Maximální točivý moment motoru	$M_{m \max}$	[Nm]	106
	Exponent pro bezpečnost paty zubu SF	p_F	[1]	8,738
	Exponent pro bok zubu SH	p_H		6,610
	Dynamický poloměr pneumatiky	r_d	[m]	0,273
	Převodový poměr	i	[1]	3,308
Výstupy pro výpočet	Celková ujetá dráha	s_c	[km]	100
	Dráhové využití	λ_s	[%]	1,7
	Ujetá dráha	s	[km]	1,7
	Počet cyklů hnacího kola s kladným momentem	n_{tah}	[1]	11345
	Ekvivalentní moment paty zubu	M_{eqF}	[Nm]	64
	Ekvivalentní moment boku zubu	M_{eqH}		60
	Souč. vnějších dynamických sil pro patu	K_{AF}	[1]	0,605
	Souč. vnějších dynamických sil pro bok	K_{AH}		0,564
	Počet cyklů životnost 200 000 km pro hnací kolo	$n_{200 \text{ hnací}}$	[1·10 ⁶]	22,69
Počet cyklů životnost 200 000 km pro hnané kolo	$n_{200 \text{ hnané}}$	6,86		

Pro pevnostní výpočet ozubení na špičkové namáhání definuji modelový zatěžovací stav, při kterém předpokládám, že se plně naložený automobil nachází na vodorovné vozovce při zařazeném převodovém stupni a do převodového ústrojí je vnesen maximální moment motoru. V tuto chvíli mohou nastat teoreticky tři situace. Buď maximální moment motoru není přenesen na vozovku z důvodu omezené adheze, na kterou má mimo jiné vliv zatížení přední hnací nápravy, nebo není přenesen spojku, která má omezenou momentovou kapacitu a při dosažení této kapacity začne prokluzovat. Nebo nenastane prokluz ani na kolech a ani na spojce a v hnacím řetězci je zmařen maximální moment motoru včetně dynamických účinků.

Pro výpočet na špičkové namáhání ozubení jsem tedy vypočítal maximální moment, který je schopna přenést spojka, tedy momentovou kapacitu spojky M_{β} , dále maximální moment, který lze přenést adhezí pneumatiky na vozovku, vztažený na vstupní hřídel převodovky včetně dynamických účinků M_{maxadh} a maximální moment motoru včetně dynamických účinků M_{maxdyn} . Nejmenší z těchto momentů určí velikost namáhání ozubení pro každý převodový stupeň. Dynamické účinky pohonu v tomto výpočtu respektuji součinitelem vnějších dynamických sil K_{Api} , který je různý pro každý převodový stupeň a pro stálý převod a který je také výstupem z programu SPEKTRUM. Výpočet je automatizován ve výpočtovém sešitě s názvem „Špičkové namáhání“ podle následující úvahy a vzorců.



Obrázek č. 29: Uvolnění automobilu na vodorovné vozovce [38]

Ze skici uvolněného automobilu (Obrázek č. 29) jsem odvodil vztah pro adhezí omezenou maximální hnací sílu (10). Tuto sílu jsem následně přepočel na hnací moment na kolech (12), a nakonec ještě vztáhl k hnacímu hřídeli převodovky (13).

$$F_{maxadh} = \mu \cdot G \cdot \left(1 - \frac{l_p}{l_p + l_z}\right) \quad (10)$$

$$F_{maxadh} = \mu \cdot m_h \cdot g \quad (11)$$

$$M_{\max adh}^{kola} = r_d \cdot \mu \cdot G \cdot \left(1 - \frac{l_p}{l_p + l_z}\right) \quad (12)$$

$$M_{\max adh} = \frac{r_d \cdot \mu \cdot G \cdot \left(1 - \frac{l_p}{l_p + l_z}\right)}{i_i \cdot i_{sp}} \cdot K_{Ap} \quad (13)$$

Pro výpočty uvažovaného vozu Škoda Felicia Combi jsem získal přímo hodnotu přípustného zatížení přední nápravy [39]. Proto jsem pro výpočet maximální hnací síly omezené adhezí $F_{\max adh}$ nepotřeboval znát polohu těžiště, ale přímo jsem ji vypočetl podle vzorce (11). Maximální přenositelný moment třecí spojkou, tedy momentovou kapacitu třecí spojky, jsem spočítal dle vzorce (14). Neznámý součinitel bezpečnosti momentové kapacity spojky jsem zvolil s přihlédnutím k tabulce (Tabulka č. 10) z přednášek [4] jako $\beta = 1,5$.

Tabulka č. 10: Obvyklé součinitele bezpečnosti momentové kapacity spojky

Typ vozidla	β [1]
Osobní	1,2 až 1,75
Nákladní	1,5 až 2,5
Autobusy	2,2 až 2,5

$$M_{\beta} = \beta \cdot M_{\max} \quad (14)$$

Součinitele vnějších dynamických sil K_{Api} by se z naměřených spekter získali jako poměry maximálního naměřeného točivého momentu na hnací hřídeli převodu k maximálnímu točivému momentu motoru (15) pro každý zařazený převodový stupeň. Maximální moment motoru může být omezen na různé hodnoty pro různé převodové stupně. V tomto výpočtu je maximální moment motoru stejný pro všechny převodové stupně a hodnoty rázových součinitelů K_{Api} jsem získal jako další přímý výstup z programu SPEKTRUM.

$$K_{Api} = \frac{M_{\max \text{ spekt } i}}{M_{\max}} \quad (15)$$

Tabulka č. 11: Součinitele vnějších dynamických sil pro výpočet na statické přetížení

K_{Api} [1]	K_{ApiI} [1]	K_{ApiII} [1]	K_{ApiIV} [1]	K_{ApV} [1]	K_{ApZP} [1]	K_{ApSP} [1]
1,002	1,165	1,311	1,418	1,498	1,002	1,498

Maximální moment na hnací hřídeli převodovky při uvažování dynamických účinků jsem spočítal dle vzorce (16) a na základě publikace [40] jsem zvolil součinitel adheze pro výpočet na špičkové namáhání $\mu_p = 0,95$, který je svou vysokou hodnotou spíše na straně bezpečnosti.

$$M_{\max dyn} = K_{Api} \cdot M_{max} \quad (16)$$

Zatěžovacím stavem pro výpočet ozubení na zadírání je pro každý převodový stupeň jízda automobilem s motorem pracujícím v oblasti maximálního výkonu. Do výpočtu vstupuje hodnota maximálního výkonu motoru P_{max} a hodnota příslušných otáček. Hodnoty jsou odečteny ze zdroje [39] a shrnuty v tabulce (Tabulka č. 3). Protože i pro výpočet na zadírání jsou uvažovány dynamické účinky, nejdříve jsem dopočítal hodnotu momentu motoru v oblasti maximálního výkonu $M_{P max}$ podle vzorce (17) a tuto hodnotu jsem vynásobil pro každý převodový stupeň a stálý převod rázovým součinitelem K_{Api} podle vzorce (18), abych dostal hodnotu momentu motoru v oblasti maximálního výkonu včetně dynamických účinků $M_{P max dyn}$. Tímto momentem a otáčkami motoru v oblasti maximálního výkonu je definován zatěžovací stav pro výpočet na zadírání a vstupy do výpočtu v programu KISSsoft.

$$M_{P max} = \frac{60 \cdot P_{max}}{2 \cdot \pi \cdot n_{P max}} \quad (17)$$

$$M_{P max dyn} = K_{Api} \cdot M_{P max} \quad (18)$$

3.1.4. Postup při výpočtech únosnosti

Výpočty na tři zvolené zatěžovací stavy probíhají v prostředí programu KISSsoft zvlášť, po zadání základní geometrie ozubení je třeba vybrat stupeň přesnosti ozubení podle DIN 3965, tento volím stupně **7** [41]. Dále je třeba zvolit materiál ozubených kol, pro obě kola volím stejný materiál s označením **20MnCr5 (ČSN 14 221)**, blíže popsany v tabulce (Tabulka č. 6). Poté je třeba zadat druh maziva, kterým je olej charakterizovaný parametry v tabulce (Tabulka č. 7). Některé charakteristiky jsou pozměněny dle rešerše, tyto se dají při výběru upravit v rozbalovacím menu. Druh mazání je specifikován jako mazání broděním (oil bath lubrication) a nastavuje se při volbě maziva. Poté je třeba zadat tolerance ozubeného soukolí, geometrie ozubení je tolerována dle DIN 3967 ve stupni **d26** a tolerance osové vzdálenosti je tolerována dle ISO 286:2010 ve stupni **js7**. Dále je třeba zadat způsob vyhodnocení ozubení, v rozbalovacím menu lze vybrat normu, podle které má být výpočet únosnosti proveden.

Pro únavový výpočet je namáhání definováno maximálním momentem motoru M_{max} , součinitelem vnějších dynamických sil pro patu zubu K_{AF} a K_{AH} pro bok zubu (v případě výpočtu podle normy ISO 6336 pouze jedním, větším ze dvou součinitelů), počtem cyklů n_{200} , po které ekvivalentní moment na soukolí působí a otáčkami v oblasti maximálního momentu motoru $n_{M max}$. Všechny tyto hodnoty jsou buď přímým výstupem z programu SPEKTRUM, nebo jsou dopočítány ve výpočtovém sešitě na listu s názvem „spektra SPEKTRUM“. Výsledkem výpočtu jsou hodnoty bezpečnosti na otlacení, tedy únavové poškození boku zubu S_{Hf} a na únavový lom v patě zubu S_{Ff} . Program nabízí i grafický výstup únavových křivek napětí, takže lze snadno vyhodnotit v jaké části únavové křivky únavový proces probíhá.

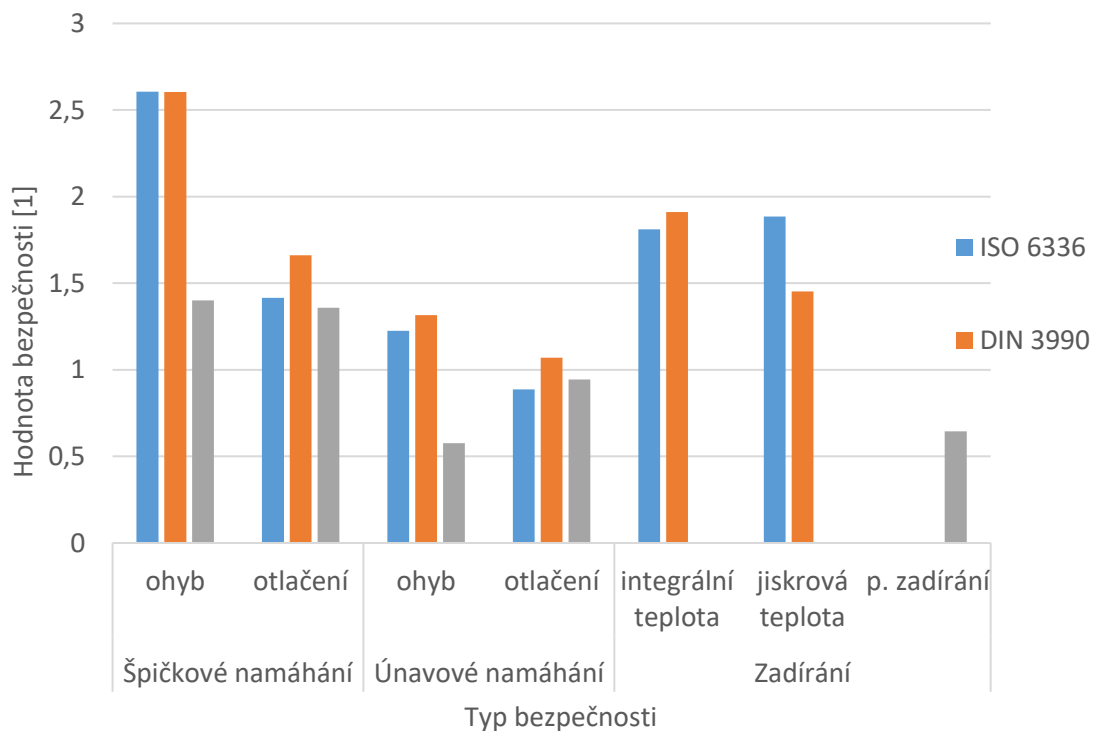
Pro výpočet na špičkové namáhání ponechávám stejné parametry ozubení a měním pouze vstupy charakterizující namáhání, tyto vstupy jsou počítány ve výpočtovém sešitě na listu s názvem

„Špičkové namáhání“ a podkladem pro výpočet je úvaha zmíněná v předešlé podkapitole (3.1.3 Zatěžovací stavy). Výsledkem jsou hodnoty bezpečnosti na poškození boku zubu v důsledku přetížení S_{Hp} a na lom zubu vniklý v důsledku přetížení S_{Fp} .

Pro hodnocení ozubení na zadírání zadávám zatížení pomocí momentu motoru v oblasti maximálního výkonu motoru, včetně dynamických účinků $M_{P_{max}dyn}$ a otáček motoru při tomto maximálním výkonu $n_{P_{max}}$ (Tabulka č. 3). Výstupem jsou v tomto případě bezpečnosti k integrální teplotě S_I a jiskrové teplotě S_B .

3.1.5. Hodnocení únosnosti dle norem ISO, DIN a AGMA

Výsledky kontrol únosnosti norem ISO 6336 a DIN 3990 by se na základě publikace [14] neměly výrazně lišit. Tuto informaci jsem ověřil sadou výpočtů bezpečností na ohyb a otláčení pro únavový zatěžovací stav, špičkové namáhání a pro zadírání. Přestože jsem zmínil, že norma AGMA 2101 není dle publikace [23] obecně vhodná pro výpočty únosnosti soukolí v automobilových aplikacích, tak jsem tyto výpočty provedl pro možnost dalšího porovnání (v tomto konkrétním případě součinitele záběru profilem ε_α nepřesahovaly hodnotu 2). Zajímavostí je způsob vyhodnocení únosnosti na zadírání, kde norma AGMA pracuje s pravděpodobností, s jakou dojde u soukolí při daném zatěžovacím stavu k zadírání. Přepočtl jsem soukolí dopředných převodových stupňů a stálého převodu porovnávacího agregátu 10S, průměry výsledků ze všech soukolí jsou znázorněny v grafu (Obrázek č. 30). Metodika výpočtu se shoduje s dále uvedenými porovnávacími výpočty. Při rozhodování o tom, jaká norma bude pro výpočet nevhodnější však ještě nebyly zcela upřesněny zatěžovací stavy, proto se konkrétní hodnoty jednotlivých typů bezpečností mohou lišit od hodnot vypočtených porovnávacími výpočty s upřesněnými zatěžovacími stavy.

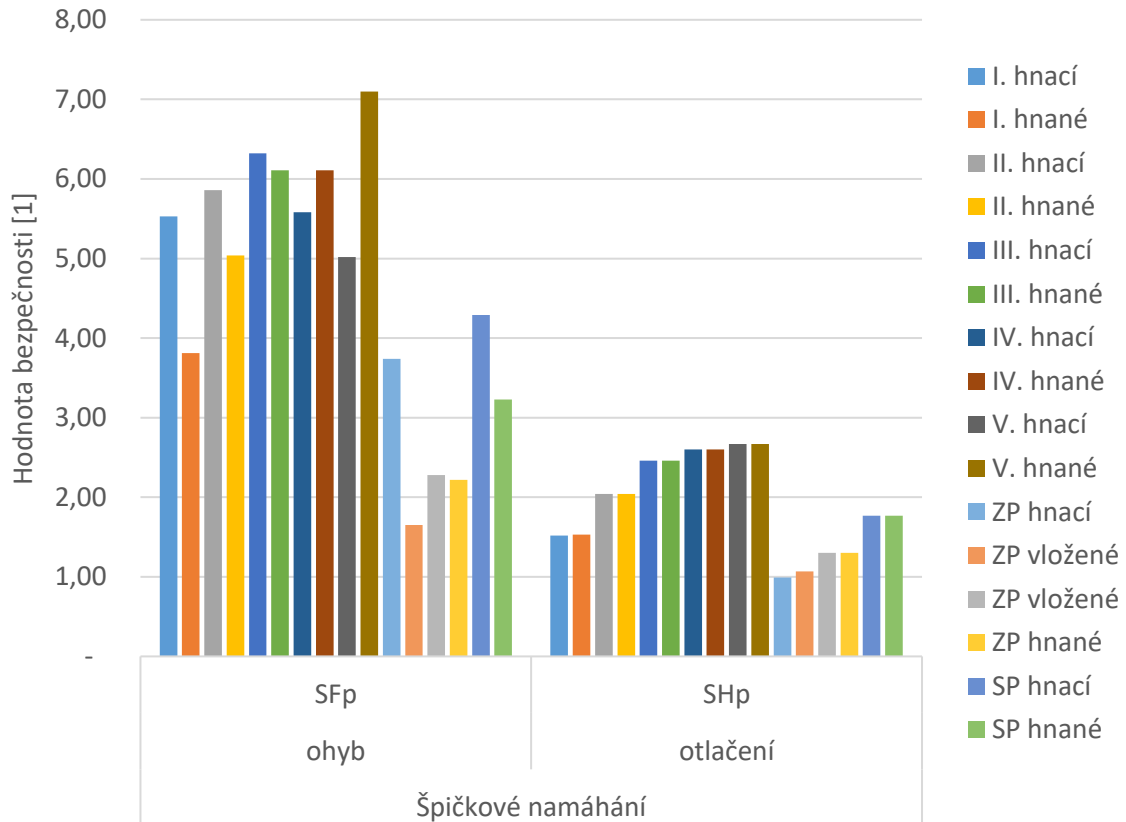


Obrázek č. 30: Porovnání bezpečností vypočítaných dle různých norem v programu KISSsoft

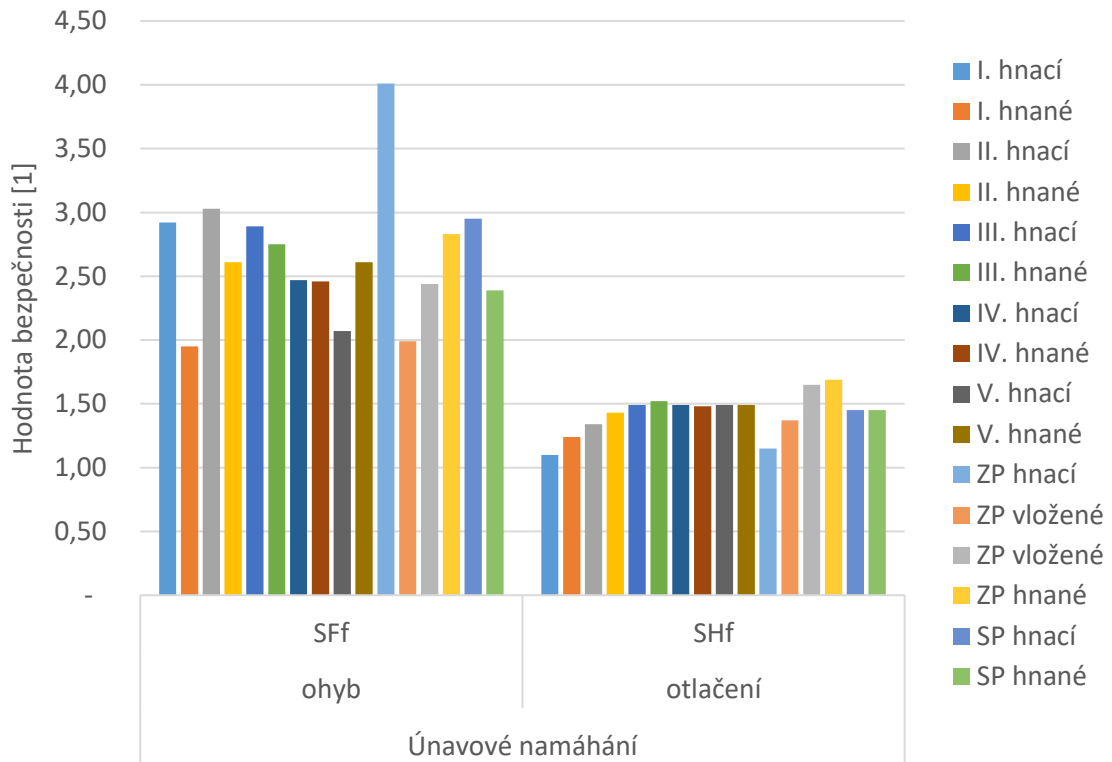
Výsledky dle mého názoru potvrzují tvrzení z publikace [14], a to že se normy ISO a DIN navzájem výrazně neliší. Norma ISO 6330 se ale nespécializuje na výpočty v automobilových aplikacích, například pro výpočet napětí ukládá použít větší ze dvou ekvivalentních momentů pro výpočet na ohyb i na otláčení. Naproti tomu norma DIN 3990 v části 41 nabízí preciznější výpočet, který pracuje s oběma hodnotami, a navíc poskytuje orientační hodnoty ekvivalentních namáhání, takže velice usnadňuje orientaci při prvních návrzích. V grafu (Obrázek č. 30) se projevuje použití dvou ekvivalentních momentů pro ohyb a otláčení vyššími bezpečnostmi ozubení na otláčení podle normy DIN, protože ekvivalentní moment na otláčení bývá zpravidla nižší. Z důvodu této vyšší preciznosti jsem v této diplomové práci dále pracoval s normou DIN 3990.

3.1.6. Hodnocení únosnosti původních ozubených soukolí

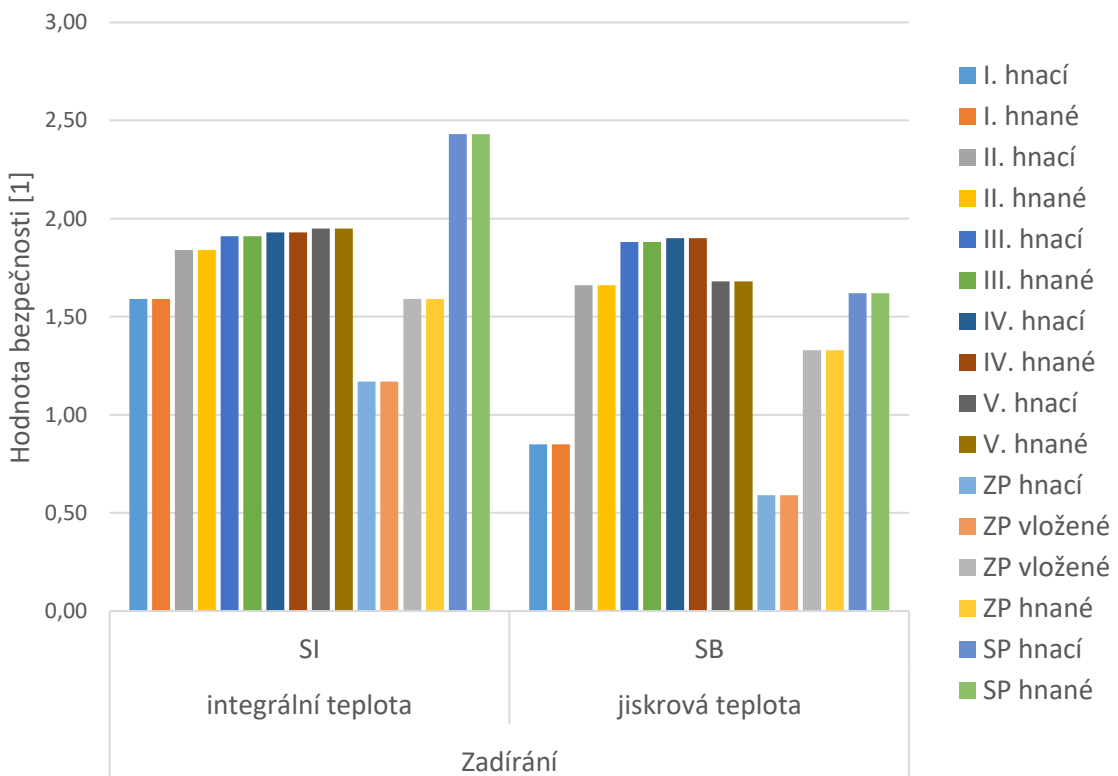
Výsledky porovnávacích výpočtů na původních soukolích z převodového agregátu 10S jsou shrnuty v následujících grafech, seskupeny jsou podle tří počítaných zatěžovaných stavů. V každém grafu jeden sloupec představuje hodnotu bezpečnosti pro jedno ozubené kolo a jednotlivá ozubená kola jsou odlišena barvami sloupců. Ve zcela obecném případě se hodnoty kontaktního tlaku, a tedy i bezpečnosti na otláčení mohou lišit na dvou spoluzabírajících kolech i při výpočtu na špičkové namáhání, proto uvádím zvláště sloupce pro každé kolo i pro tento druh namáhání. Stejně tomu je i u bezpečností na zadírání.



Obrázek č. 31: Výsledky výpočtů na špičkové namáhání původního ozubení



Obrázek č. 32: Výsledky výpočtů na únavové namáhání původního ozubení



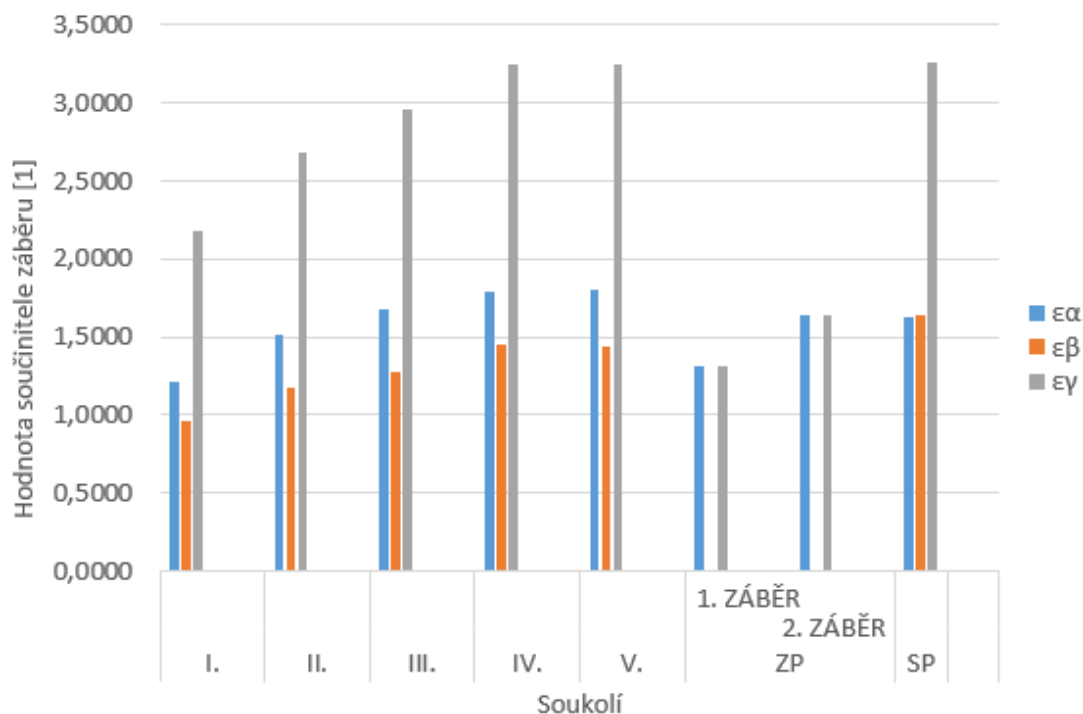
Obrázek č. 33: Výsledky výpočtů na zadírání původního ozubení

Z hlediska špičkového namáhání (Obrázek č. 31) je vidět trend lepší únosnosti ozubení na otlacení na vyšších převodových stupních, nejnižší bezpečnosti dosahují ozubená kola v soukolí zpětného chodu a nejvyšší bezpečnosti soukolí pátého převodového stupně. Bezpečnosti na ohyb při špičkovém namáhání mají daleko větší rozptyl, nejhůře vychází opět soukolí zpětného chodu a v rámci dopředných převodových stupňů je vidět propad na ozubení hnaného kola rozjezdového převodového stupně. Výpočet na únavové namáhání (Obrázek č. 32) ukazuje vyrovnanější bezpečnosti na otlacení v rámci sady všech ozubených kol. Menší rozptyl hodnot jsem získal i u výpočtu na ohyb, zde ale stejně vystupuje propad na hnaném kole rozjezdového převodového stupně a ukazuje se vysoká bezpečnost hnacího kola soukolí zpětného chodu. Bezpečnosti výpočtu na zadírání (Obrázek č. 33) mají v rámci dopředných stupňů stoupající trend. Oba kontakty soukolí zpětného chodu vycházejí zdaleka nejhůře. Soukolí stálého převodu vychází podle integrální teploty nejlépe a podle jiskrové teploty průměrně.

Výsledky porovnávacího výpočtu hodnotím velice kladně, výrazné rozdíly mohou být způsobeny chybou měření, nebo špatným odhadem parametrů ozubení. Jako celek jsou to ovšem výsledky směřovatelné. Na první pohled jsou vidět podobně vyrovnané bezpečnosti na otlacení pro únavové namáhání. Zdaleka nejnižších bezpečností na všechny druhy namáhání dosahuje soukolí zpětného chodu.

3.1.7. Hodnocení záběrových parametrů původních ozubených soukolí

Záběrové parametry jsem v této diplomové práci hodnotil pouze kvantitativně pomocí součinitelů záběru s ohledem na skutečnost, že součinitele záběru mají výrazný podíl i na kvalitě záběru, zejména na buzení hluku a vibrací.



Obrázek č. 34: Součinitele záběru původního ozubení

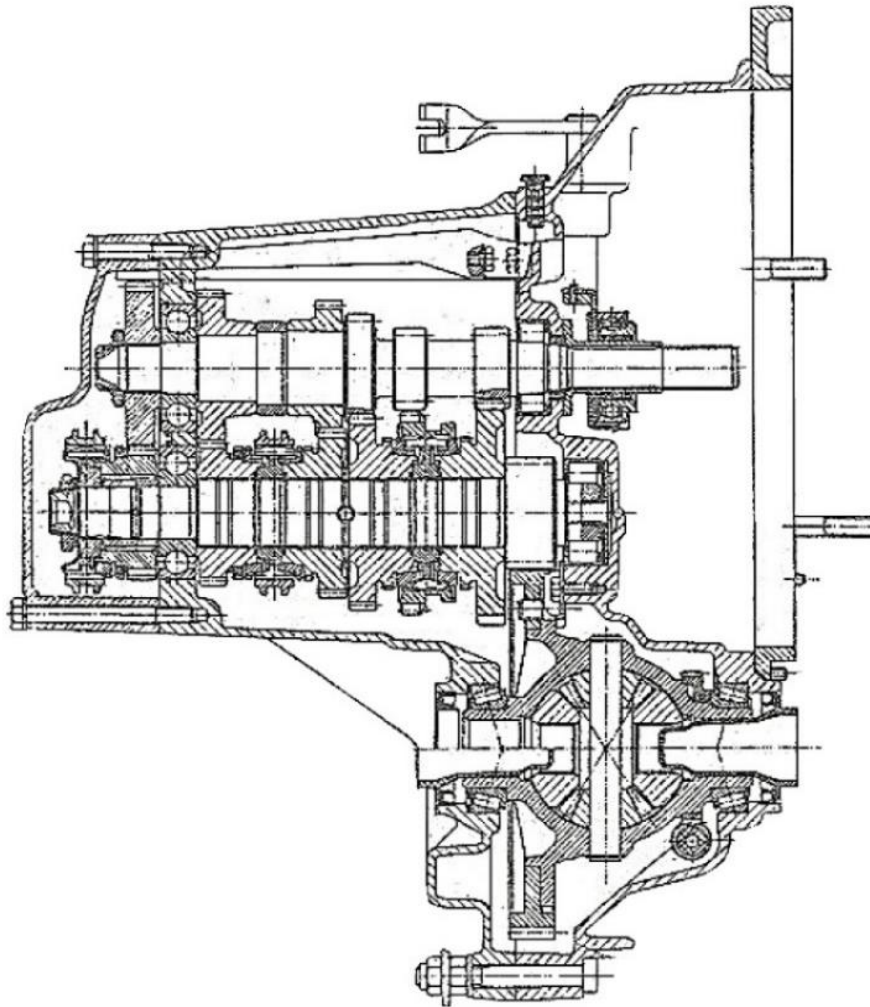
Z vypočtených součinitelů záběru (Obrázek č. 34) pro jednotlivá soukolí je vidět, že vyšších součinitelů záběru dosahují soukolí vyšších převodových stupňů a soukolí stálého převodu. Na rozjezdovém převodovém stupni je dosaženo nejnižšího součinitele záběru krokem $\varepsilon_{\beta} = 0,9591$, tato hodnota byla nejspíše způsobena chybou měření úhlu sklonu zubů na hlavové kružnici β_{α} . Ostatní součinitele záběru dosahují vyšších hodnot, ovšem není zcela zřejmé, zda bylo soukolí navrženo s ohledem na celočíselné hodnoty součinitelů trvání záběru. Na soukolích dopředných převodových stupňů vždy vyšší hodnoty dosahuje součinitel záběru krokem ε_{α} , na soukolí stálého převodu jsou hodnoty vyrovnané a oba kontakty přímého ozubení soukolí zpětného chodu dosahují podobných hodnot. Na grafu (Obrázek č. 34) jsou vidět vyrovnané celkové součinitele záběru ε_{γ} u čtvrtého a pátého převodového stupně a u stálého převodu, nemohu posoudit, zda to byl při návrhu záměr, v mnou dostupných zdrojích jsem ovšem pro tuto optimalizaci nenalezl opodstatnění. Z výsledků tedy usuzuji, že ozubení nebylo při návrhu optimalizováno na celočíselné součinitele trvání záběru.

3.2. Metodika návrhu

Při návrhu sady ozubených soukolí jsem vycházel z rešerše a mnou zpracovaných výpočtů únosnosti původního ozubení. Pro známé převodování agregátu pro novou pohonnou jednotku jsem navrhl geometrii ozubení na základě poznatků z rešerše, údajů zjištěných při měření ozubení převodového agregátu 10S a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce. Pro návrh je velice omezující zadaná osová vzdálenost soukolí a dále jednotlivé šířky ozubení, které jsou dané konstrukcí převodové skříně. Návrh je tedy ještě spolu s danými převodovými poměry značně omezen, právě to je ale situace se kterou se konstruktér v praxi velice často setkává. V zásadě jsem geometrii upravoval v každém kroku na jednu z uvažovaných bezpečností, a přitom jsem sledoval záběrové parametry ozubení. Respektoval jsem omezení a doporučení zmíněné v kapitole (2.3.2 Další kritéria pro hodnocení ozubení) a použil jsem stejný způsob sestavení zatěžovacích stavů a vstupních hodnot pro výpočty, aby byly výsledky porovnatelné. Výsledkem návrhu je návrhová dokumentace popisující makrogeometrii ozubení a která by byla vhodná pro další zpracování.

3.2.1. Nová motorová jednotka a převodování agregátu

Novou pohonnou jednotkou je benzínový motor 1.6 MPI o obsahu 1,6 litru a výkonu 55 kW, použitým převodovým agregátem je převodovka 14SK, která konstrukčně vychází z převodovky 10S a na první pohled se liší upravenou přírubou skříně spojky, jiným víkem skříně převodovky a zesíleným žebrováním v oblasti rozvodovky. Vnitřní uspořádání zůstává téměř stejné, rozdílné je uspořádání soukolí pátého převodového stupně (Obrázek č. 35), kde se synchronizace přesunula z hnacího kola na kolo hnané. Změn doznalo také uložení hnacího hřídele, místo dvou kuželíkových ložisek je použita kombinace s kuličkovým ložiskem na straně pátého převodového stupně a válečkového ložiska na straně skříně spojky. Z důvodu změny pohonné jednotky bylo upraveno i převodování jednotlivých převodových stupňů a stálého převodu. Z pohledu dispozice ozubených soukolí se však převodovka shoduje s převodovkou 10S.



Obrázek č. 35: Řez převodovým agregátem 14SK [42]

Základní údaje o nové motorové jednotce a příslušném převodování agregátu jsou shrnuty v následujících tabulkách (Tabulka č. 12, Tabulka č. 13). Na základě těchto údajů budou určeny zatěžovací stavy pro návrh ozubení.

Tabulka č. 12: Základní informace o pohonné jednotce 1.6 MPI

Motor				
Název		Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Číslo motoru	-	-	M2
	Označení			AEE
	Palivo			E5
	Zdvihový objem			[cm ³]
Údaje z vnější charakteristiky	Maximální výkon motoru	P_{\max}	[kW]	55
	Maximální točivý moment motoru	M_{\max}	[Nm]	135
	Otáčky motoru při maximálním výkonu	$n_{P \max}$	[min ⁻¹]	4500
	Otáčky motoru při maximálním momentu	$n_{M \max}$		3500

Tabulka č. 13: Převodové poměry převodového agregátu 14SK

Převodovka				
	Název	Zkratka	Jednotka	Hodnota
Identifikace	Číslo převodovky	-	-	P2
	Označení převodovky	-	-	14SK
Převodový poměr	I. rychlostní stupeň	i_I	[1]	3,462
	II. rychlostní stupeň	i_{II}		1,957
	III. rychlostní stupeň	i_{III}		1,310
	IV. rychlostní stupeň	i_{IV}		0,975
	V. rychlostní stupeň	i_V		0,756
	VI. rychlostní stupeň	i_{VI}		-
	Zpětný chod	i_z		2,923
	Stálý převod	i_s		3,833

Rozměrové parametry vozidla ponechávám pro návrhový výpočet nezměněny, mírné změny doznala celková hmotnost automobilu, stejně tak ponechávám nezměněny všechny zvolené výpočtové konstanty. Výsledky výpočtů únosnosti původního ozubení a navrženého ozubení musí být porovnatelné. Pro základní představu o rozdílech dynamiky vozu při použití nové motorové jednotky a převodování jsem si spočítal teoretickou stoupavost a teoretickou maximální rychlost obou automobilů podle vzorců (19), (20).

$$\alpha_{teor} = \sin^{-1} \left(\frac{M_{max} \cdot i_I \cdot i_{SP}}{m \cdot g \cdot r_d} \right) \quad (19)$$

$$v_{max\ teor} = \frac{2 \cdot 3,6 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_{P\ max}}{60 \cdot i_V \cdot i_{SP}} \quad (20)$$

Tabulka č. 14: Teoretická stoupavost a maximální rychlost

Motorizace / Převodový agregát	Teoretická stoupavost [°]	Teoretická maximální rychlost [kmh ⁻¹]
1.3 MPI / 10S	22°18'	174
1.6 MPI / 14SK	27°28'	159

Jak je z výpočtů vidět, výsledky jsou výrazně zkresleny, výpočet maximální rychlosti z otáček motoru při maximálním výkonu v tomto případě znevýhodňuje automobil s výkonnější pohonnou jednotkou, jelikož ta dosahuje maximálního výkonu v nižších otáčkách. Výpočet maximální stoupavosti i takto zjednodušený o automobilech ale představu dává i se zanedbáním polohy poháněné nápravy vůči těžišti a zanedbáním rozložení hmotnosti. V tomto případě se vyšší maximální točivý moment motoru projevil vyšší teoretickou stoupavostí.

3.2.2. Zatěžovací stavy pro návrh

Pro únavový výpočet jsem stejně jako při výpočtech původního ozubení nechal program SPEKTRUM na základě informací o automobilu spočítat ekvivalentní namáhání a proběh jednotlivých převodových stupňů. Následující tabulka (Tabulka č. 15) shrnuje vstupní údaje o zatížení pro výpočet v programu KISSsoft podle normy DIN 3990-41. Maximální moment motoru M_{max} a příslušné otáčky $n_{M_{max}}$, součinitele vnějších dynamických sil pro patu zubu K_{AF} a K_{AH} pro bok zubu a počty cyklů namáhání jednotlivých ozubených kol pro celkovou životnost převodového agregátu **200 000 km**.

Tabulka č. 15: Vstupní hodnoty do únavového výpočtu

Zkratka	Jednotka	Hodnota						
M_{max}	[Nm]	135						
$n_{M_{max}}$	[min ⁻¹]	3500						
i_s	-	I.	II.	III.	IV.	V.	ZP	SP
K_{AF}	[1]	0,594	0,664	0,75	0,817	0,875	0,313	1,235
K_{AH}		0,551	0,622	0,712	0,786	0,85	0,293	0,997
$n_{200 \text{ hnací}}$	[1·10 ⁶]	13,682	19,160	25,558	32,486	219,780	2,310	357,881
$n_{200 \text{ hnané}}$		3,757	9,790	19,510	33,319	290,714	0,790	93,368

Pro výpočet na špičkové namáhání jsem stejně jako u porovnávacího výpočtu zjistil maximální moment M_{max_s} na hnacím kole každého převodového stupně a stálého převodu podle úvahy zmíněné v kapitole (3.1.3 Zatěžovací stavy). Vstupní hodnoty do výpočtu dle normy DIN 3990-41 jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka č. 16: Vstupní hodnoty do výpočtu na špičkové namáhání

Zkratka	Jednotka	Hodnota						
M_{max_s}	[Nm]	106,21	123,49	138,97	150,31	158,79	106,21	351,35

Pro výpočet na zadírání jsem použil stejně jak u porovnávacích výpočtů pouze údaje o maximálním výkonu motoru P_{max} a příslušných otáčkách z vnější charakteristiky alternativní pohonné jednotky 1.6 MPI, z maximálního výkonu jsem opět vypočetl moment motoru a ten upravil zjištěným rázovým součinitelem, abych získal hodnotu respektující dynamické účinky soustrojí. Vstupní hodnoty pro výpočet dle normy DIN 3990-41 jsem shrnul v tabulce (Tabulka č. 17)

Tabulka č. 17: Vstupní hodnoty do výpočtu na zadírání

Zkratka	Jednotka	Hodnota						
i_s	-	I.	II.	III.	IV.	V.	ZP	SP
M_{zad}	[Nm]	114	131	148	160	170	114	129
n_z	[min ⁻¹]	4500	4500	4500	4500	4500	4500	5952

Toto jsou z hlediska zatížení všechny vstupní hodnoty, respektující uvažované poruchy ozubení, zohledňující jejich hlavní příčiny a spočítané podle úvah jejich možného vzniku u ozubení použitého v automobilových aplikacích.

3.2.3. Návrhový postup

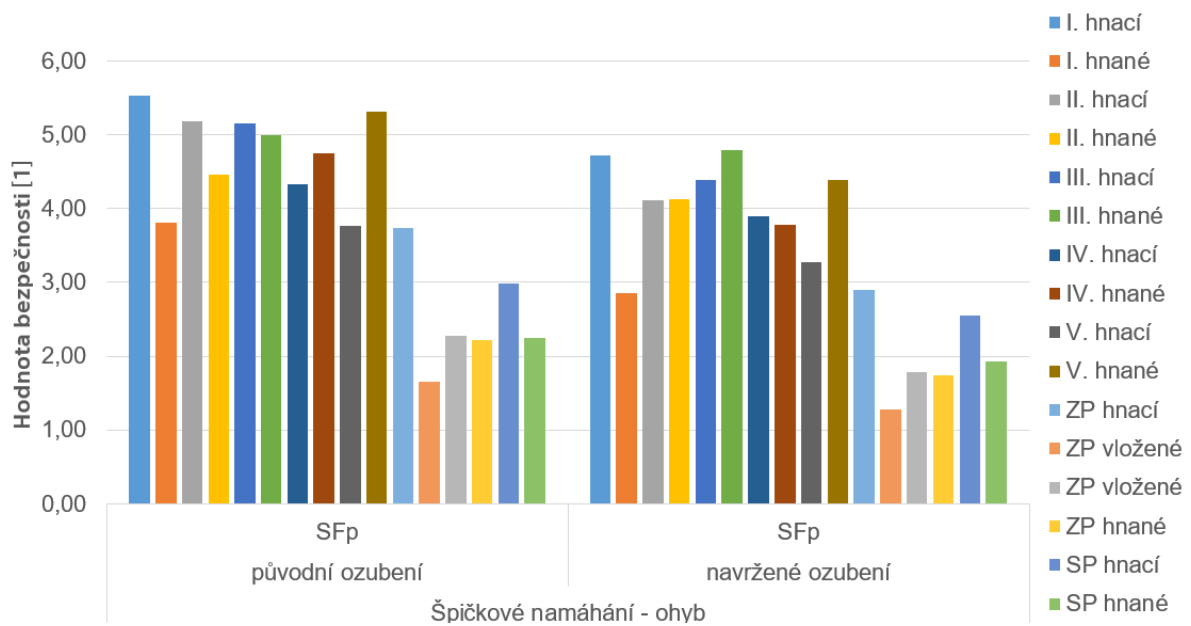
Jak jsem zjistil při měření ozubení na porovnávacím převodovém agregátu 10S, zpravidla jsou ozubení nižších převodových stupňů navržena s větším normálním modulem a větším normálním úhlem záběru, tato optimalizace je výsledkem kombinace několika vlivů, zejména však nutností těchto ozubení odolávat vysokým špičkovým namáháním. Větším normálním modulem a úhlem záběru je dosaženo dostatečného průřezu v patě zubu, zároveň jsou ale zhoršeny záběrové parametry a únosnost ozubení z hlediska zadírání, která se ale u těchto převodových stupňů v provozu při běžném užívání výrazněji neprojeví. Na vyšších převodových stupních s nižšími převodovými poměry je zpravidla dosahováno lepších záběrových parametrů a hlavní kritéria pro posouzení únosnosti se přesouvají spíše k únavové pevnosti a únosnosti na zadírání. Využito je zde obvykle menších normálních modulů a menších normálních úhlů záběru. Zvláště je pak třeba řešit ozubení stálého převodu, kde jdou naproti sobě požadavky na vysokou pevnost z hlediska špičkového namáhání, a přitom je třeba dosáhnout co nejlepších parametrů z hlediska záběru a zadírání. Výsledkem bývá nutnost použít u stálého převodu větší osovou vzdálenost pro možnost použití ještě větších normálních modulů a samozřejmostí je v dnešní době ozubení s prodlouženým trváním záběru.

Při návrhu ozubených soukolí v programu KISSsoft zachovávám stejnou metodiku kontrolních výpočtů jako u výpočtů původního ozubení. Zatížení, která vycházejí ze zatěžovacích stavů nové pohonné jednotky a převodové poměry příslušného převodování jsou pro mě vstupním parametrem. Při návrhu geometrie zohledňuji trend bezpečností ozubení stanovený výpočtem únosnosti původního ozubení a minimální bezpečnosti stanovené normou DIN 3990. Zároveň jsem se při návrhu snažil dosáhnout co nejvyšších a ideálně celočíselných součinitelů záběru. Návrh ozubení jsem vždy začal návrhem na špičkové namáhání, úpravou geometrie ozubení jsem se snažil dosáhnout co největšího průřezu v oblasti paty zubu pro co nejlepší únosnost zubu na ohyb a zároveň jsem se snažil zachovat co nejmenší křivost boku zubu pro dosažení co nejmenšího kontaktního tlaku. Dále jsem vždy provedl kontrolní výpočet na únavové namáhání a na závěr jsem vždy provedl kontrolní výpočet na zadírání. Pokud ozubení na některý ze zkoumaných parametrů nevyhovělo, návrh jsem upravil a výpočty jsem opakoval. Pro dosažení co nejlepších záběrových parametrů jsem využil skutečnosti, že ve velkosériových výrobcích jsou běžně využívány nestandardní profily výrobních nástrojů, a proto jsem všechna ozubení navrhl jako ozubení s prodlouženým trváním záběru. Z tohoto hlediska jsem byl omezen možností zadírání ozubení při vstupu a výstupu ze záběru, kde jsou nejvyšší skluzy a dále špičkatosti zubů. Celý návrh je realizován v programu KISSsoft, jednotlivé iterace výpočtu bylo možno provádět velmi rychle a jedině tak jsem mohl vyhovět často zcela protichůdným požadavkům na ozubení.

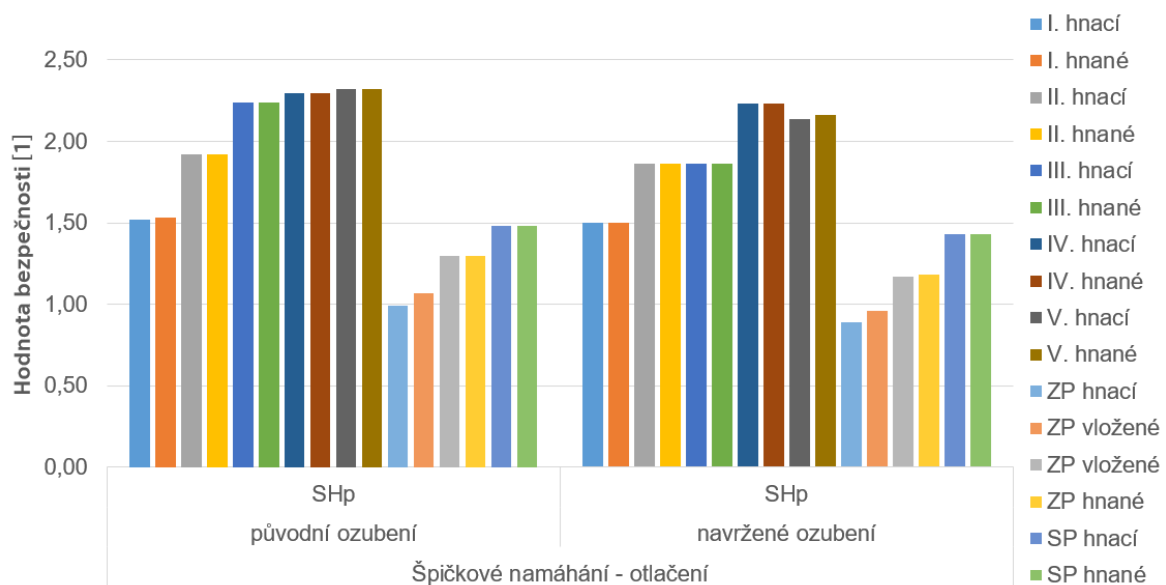
Pro rozjezdový, druhý a třetí převodový stupeň jsem při návrhu zachoval známé počty zubů použité v sériovém převodovém agregátu pro novou motorovou jednotku, protože se mi při jejich změně nepodařilo zachovat převodový poměr a zároveň zlepšit záběrové parametry ozubení. Oproti porovnávacímu agregátu se mi podařilo zmenšením normálních modulů zlepšit součinitele záběru krokem, a přitom zachovat vysoké hodnoty bezpečností na uvažované poruchy. U soukolí čtvrtého a pátého převodového stupně jsem také použil menší normální moduly. Cílem bylo navrhnout tato soukolí s celočíselným součinitelem záběru krokem, toho se mi podařilo docílit po zvýšení počtu zubů těchto soukolí při zachování velice blízkého převodového poměru. U stálého převodu jsem také zachoval známé počty zubů, při zmenšování normálního modulu jsem buď nebyl

schopen dodržet zadaný převodový poměr, nebo výrazně klesly bezpečnosti na jednu, nebo více z uvažovaných poruch. U všech soukolí jsem nakonec musel zvolit kompromis zohledňující výsledky výpočtů původních ozubených soukolí, minimální bezpečnosti dle normy DIN 3990 a poznatky o zátěžných spektrech z programu SPEKTRUM. Soukolí zpětného chodu zůstalo v převodovém agregátu k nové motorové jednotce nezměněno, proto jsem nenavrhol alternativu a pouze provedl kontroly ozubení s alternativním zatížením.

3.2.4. Hodnocení návrhu z hlediska špičkového namáhání

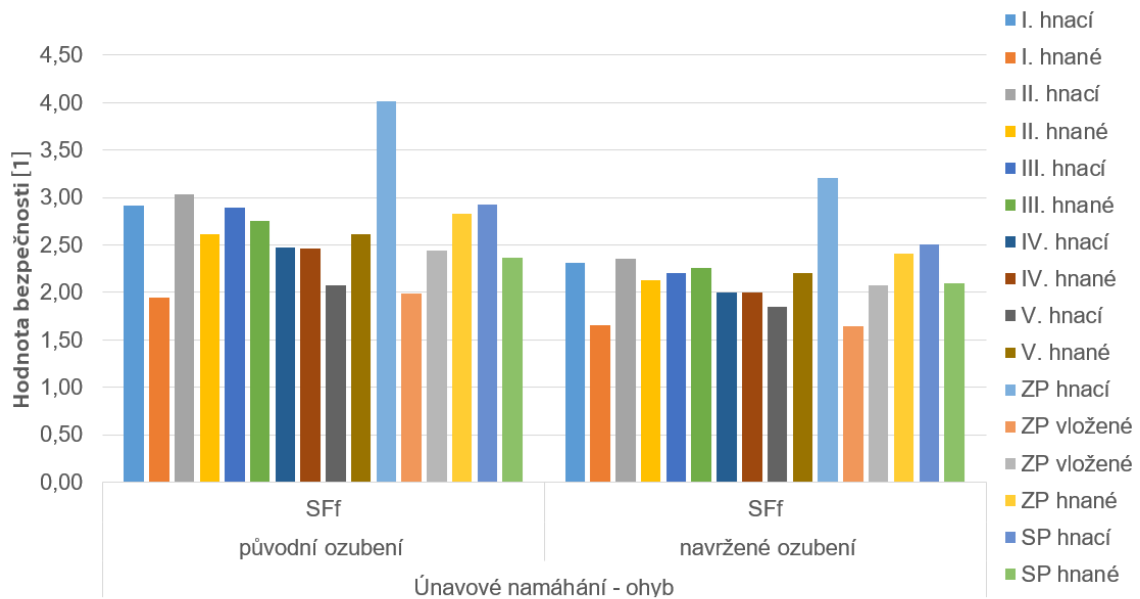


Obrázek č. 36: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - ohyb

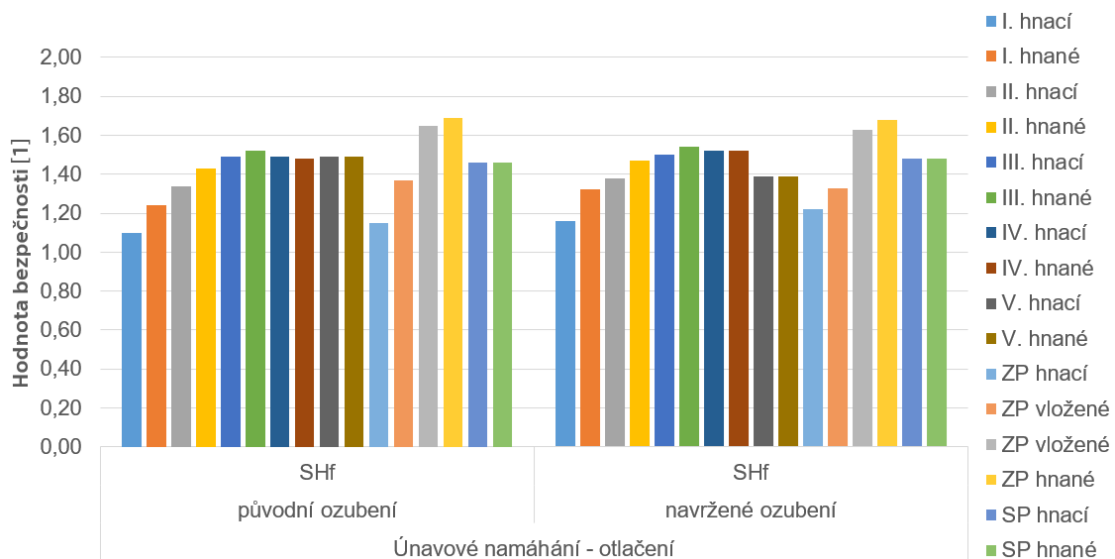


Obrázek č. 37: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - otláčení

3.2.5. Hodnocení návrhu z hlediska únavového namáhání



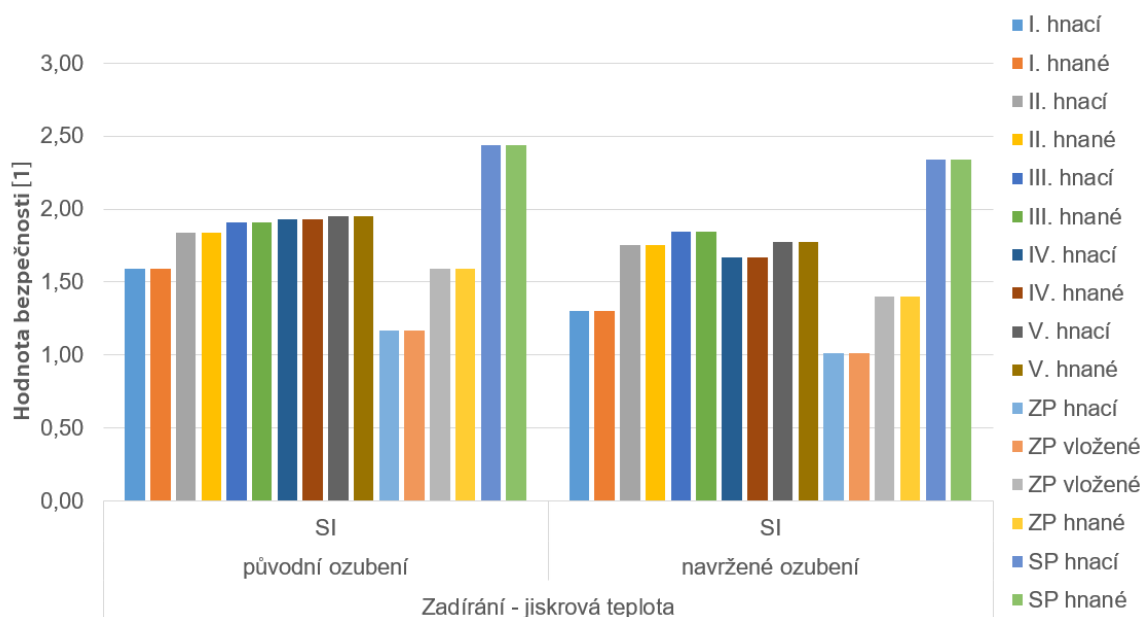
Obrázek č. 38: Porovnání výsledků kontrol na únavové namáhání - ohyb



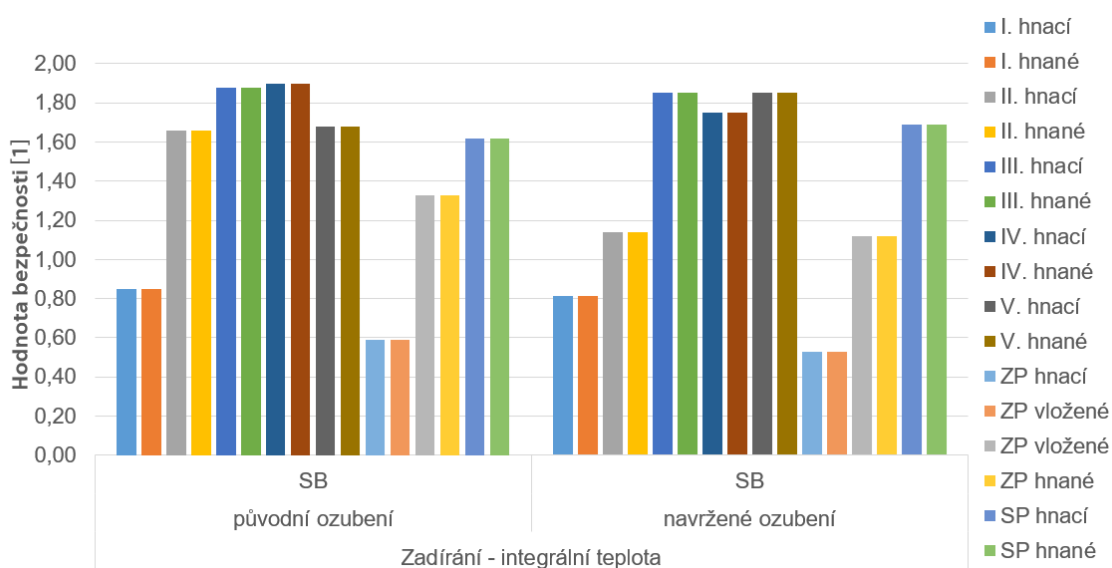
Obrázek č. 39: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - otláčení

Z hlediska špičkového i únavového namáhání jsem při návrhu dosáhl minimálních bezpečností předepsaných normou DIN 3990-41 a zároveň jsem sledoval trend bezpečností získaný z výsledků výpočtů únosnosti původního ozubení. Navržené i původní ozubení podle normy vyhovuje. S nejmenší rezervou vyhovuje z hlediska otláčení při únavovém namáhání a s největší rezervou vyhovuje z hlediska ohybu na špičkové namáhání. Podobných bezpečností jsem u navrženého ozubení dosáhl i přes nárůst maximálního momentu nové motorové jednotky o **29 Nm** a zvýšení maximálního výkonu o **5 kW**.

3.2.6. Hodnocení návrhu z hlediska zadírání



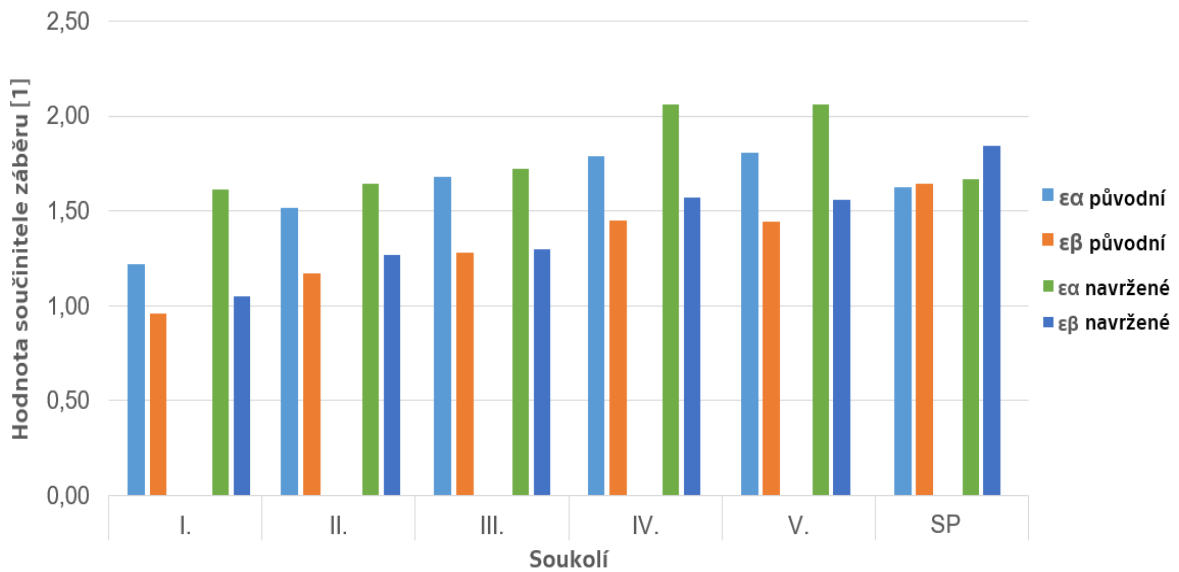
Obrázek č. 40: Porovnání výsledků kontrol na zadírání – jiskrová teplota



Obrázek č. 41: Porovnání výsledků kontrol na zadírání – integrální teplota

Z hlediska zadírání navržená ozubená soukolí prvního rychlostního stupně a zpětného chodu nevyhovují minimální bezpečnostem podle normy DIN 3990 ani podle jednoho z kritérií. Ovšem s přihlédnutím k výsledkům výpočtů únosnosti původního ozubení, jehož funkce je ověřena v provozu, tento výsledek nutně neznamená, že tato soukolí nebudou v provozu uspokojivě plnit funkci. Ostatní soukolí plní minimální bezpečnosti stanovené kritériem integrální teploty podle normy DIN 3990 a jen těsně neplní minimální bezpečnosti podle kritéria jiskrové teploty.

3.2.7. Hodnocení návrhu z hlediska záběrových parametrů



Obrázek č. 42: Porovnání součinitelů záběru původních a navržených soukolí

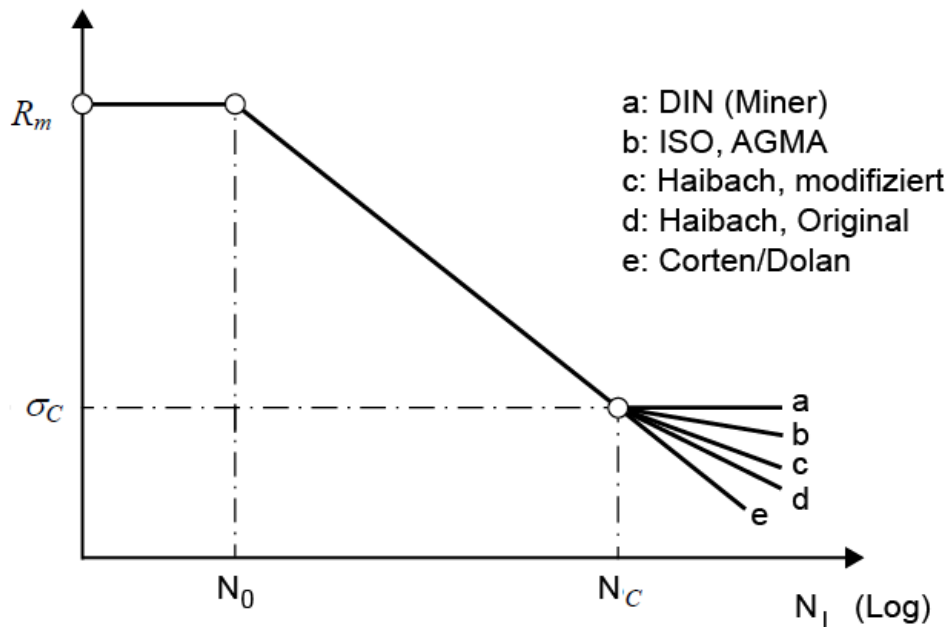
Na všech rychlostních stupních se mi podařilo dosáhnout vyšších součinitelů záběru, a to zmenšením normálních modulů, zvýšením ozubení a úpravami sklonu boků zubů. Na prvním, druhém a třetím rychlostním stupni se mi nepodařilo dosáhnout celočíselných hodnot, ovšem pro čtvrtý a pátý rychlostní stupeň jsem navrhl geometrii s celočíselnými součiniteli záběru profilem. Hodnoty jsou mírně vyšší, aby umožnily prostor pro návrh modifikací. Tato optimalizace by měla zajistit minimální buzení vibrací a hluku při provozu, což je u vyšších převodových stupňů důležitým kritériem.

3.2.8. Porovnání životností ozubených soukolí převodového agregátu

Pro podrobnější hodnocení ozubených soukolí z hlediska únavového namáhání jsem navíc kromě postupu stanoveného normou DIN 3990 přidal výpočet dílčích životností jednotlivých ozubených soukolí do poruchy. Toto bylo možné díky grafickému znázornění únavových křivek v programu KISSsoft, ze kterých bylo možné graficky odečíst počet cyklů do poruchy ozubeného kola z hlediska únavového namáhání v ohybu a na otláčení, a tedy jeho dílčí životnost. Tuto dílčí životnost jsem následně přepočítal na dílčí kilometrový nájezd. Pro toto hodnocení jsem použil únavovou křivku respektující hypotézu Corten-Dolan (Obrázek č. 43), která neuvažuje mez únavy zmíněnou v (2.3.3 Přístupy některých norem k výpočtům únosnosti). Místo meze únavy pokračuje podle této hypotézy únavová křivka se stejným sklonem, jako v oblasti časované pevnosti. Přepočet z počtu cyklů do poruchy ozubeného kola na dílčí životnost v kilometrech je zpracován ve výpočtovém sešitě podle vzorce (21).

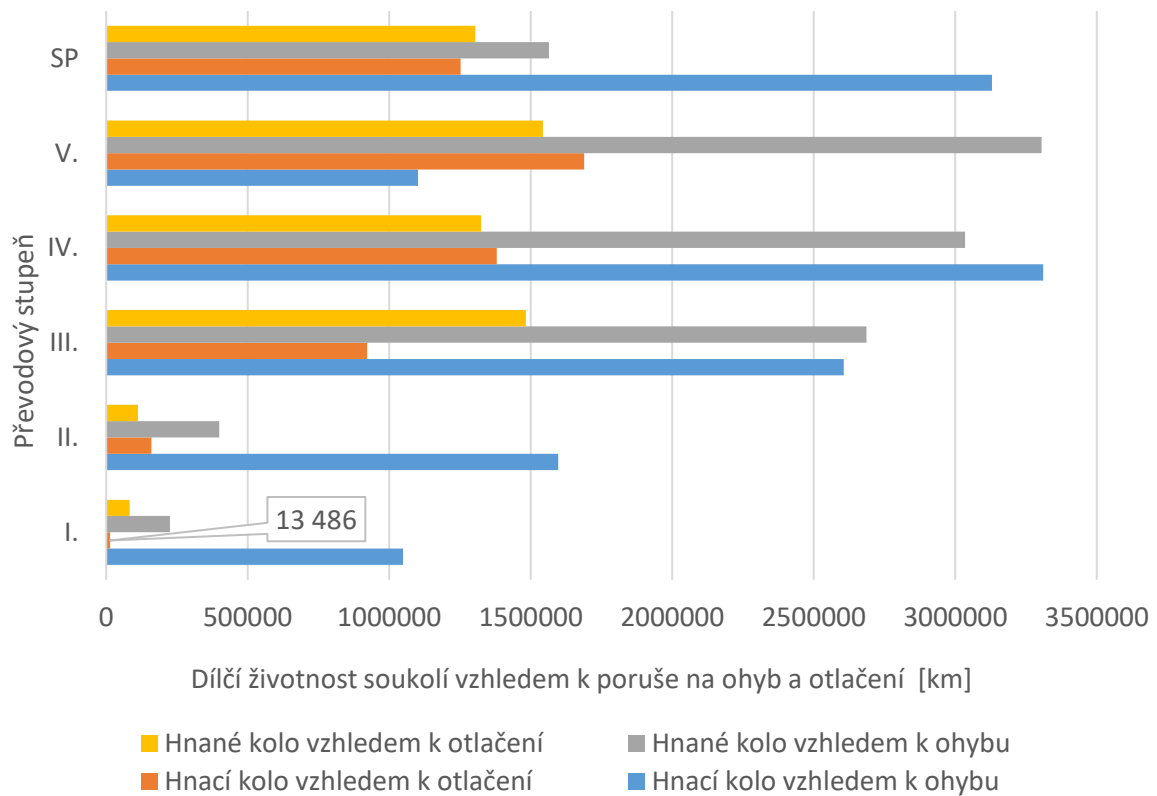
$$z_{dílčí} = \frac{s}{n_{tah}} \cdot n_{porucha} \quad (21)$$

Z výstupu programu SPEKTRUM je totiž znám počet cyklů tahu motoru a příslušný kilometrový nájezd, tudíž je možno pomocí odečteného počtu cyklů při poruše ozubeného kola dopočítat životnost ozubeného kola v kilometrech.

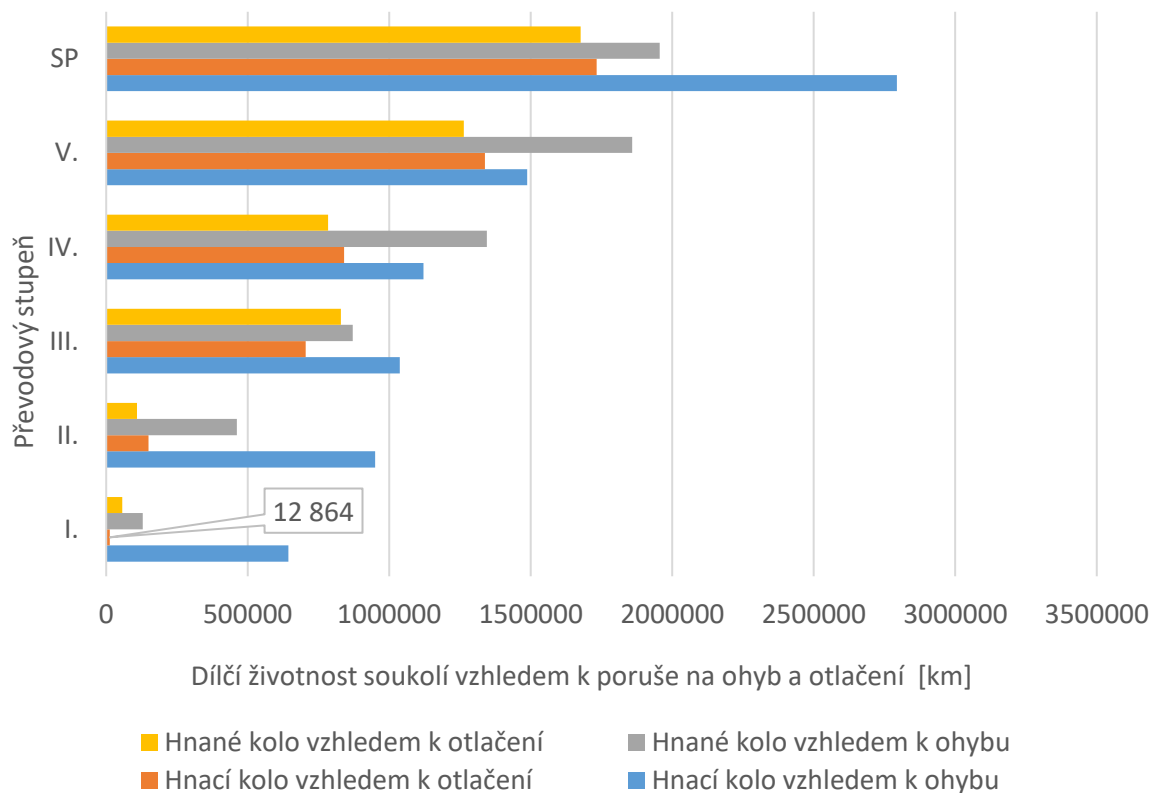


Obrázek č. 43: Průběh únavové křivky dle různých hypotéz [28]

Na dalších dvou grafech (Obrázek č. 44, Obrázek č. 45) jsou znázorněny dílčí životnosti ozubených soukolí vzhledem k jednotlivým poruchám na každém z ozubených kol. Všechna ozubená soukolí vychází lépe z hlediska namáhání na ohyb, to koresponduje s výsledky bezpečností v únavovém výpočtu podle normy DIN 3990. Limitujícím faktorem jsou tedy životnosti z hlediska namáhání na otláčení. U původních ozubených soukolí je rezerva z hlediska namáhání na ohyb větší, tato skutečnost koresponduje s použitím větších modulů u těchto ozubení. Při návrhu jsem využil menších modulů jako jedné z cest k dosažení vyšších součinitelů záběru, proto u navržených ozubených soukolí nejsou rezervy z hlediska namáhání na ohyb tak vysoké. Ovšem z hlediska namáhání na otláčení jsou výsledky podobné, a v případě ozubeného soukolí stálého převodu dokonce lepší. Všechna ozubená soukolí navíc poskytují dostatečnou rezervu životnosti při uvažování průběhu převodového agregátu **200 000 km** a příslušných dráhových využití vypočítaných v programu SPEKTRUM.



Obrázek č. 44: Dílčí životnosti původního ozubení



Obrázek č. 45: Dílčí životnosti navrženého ozubení

4. Závěr

Cílem diplomové práce bylo vypracovat postup návrhu sady ozubených soukolí pro převodový agregát osobního vozu s předním pohonem a motorem uloženým vpředu napříč. Za tímto účelem jsem provedl rešerši koncepcí pohonu pro tuto koncepci automobilu a dále provedl rešerši možných variant přenosu hnacího výkonu ozubenými koly a zmínil jsem zásadní konstrukční řešení. Dále jsem provedl rešerši typických poruch ozubených soukolí, jejich příčin a shrnul metodiku kontrol únosnosti významných světově používaných norem. Z typických poruch ozubených soukolí jsem odvodil charakteristické zatěžovací stavy a navrhl metodu hodnocení únosnosti ozubení respektující normu DIN 3990. Pro ověření navržené metody hodnocení ozubených soukolí jsem provedl kontrolní výpočty na sadě ozubených soukolí z převodového agregátu sériového automobilu, jehož parametry jsem získal měřením. Na základě požadavků normy DIN 3990 a výsledků výpočtů únosnosti původního ozubení jsem navrhl ozubená soukolí pro novou motorovou jednotku a zadané převodování. Při návrhu jsem respektoval způsob namáhání soukolí za provozu. K výslednému řešení jsem zpracoval návrhovou dokumentaci, která je vhodná k dalšímu podrobnému návrhu mikrogeometrie ozubení.

Návrh ozubených soukolí je omezen zástavbovými prostory převodového agregátu, z nichž nejvýznamnějšími jsou maximální šířka ozubení a osová vzdálenost. Návrh je také omezen zadanými převodovými poměry jednotlivých převodových stupňů a stálého převodu, které bylo nutno dodržet. Při návrhu jsem vycházel z geometrie původního ozubení. Podle charakteru provozu jednotlivých převodových stupňů jsem geometrii ozubení navrhoval s důrazem na únosnost na špičkové, únavové namáhání a zadírání. U čtvrtého a pátého převodového stupně se mi povedlo optimalizovat geometrii tak, abych dosáhl celočíselných součinitelů záběru krokem, což zajišťuje minimální buzení hluku a vibrací, které se na těchto rychlostních stupních mohou v provozu výrazněji projevit. Pro usnadnění výpočtu namáhání podle příslušných zatěžovacích stavů a pro pomocné výpočty jsem vytvořil sešit v programu Microsoft Excel, kde lze ozubená soukolí i vyhodnocovat. Samotné výpočty únosnosti jsem prováděl v programu KISSsoft podle normy DIN 3990. V tomto programu jsem iterativně pomocí kontrolních výpočtů prováděl i návrh nového ozubení.

Pro navržená ozubená soukolí jsem zpracoval návrhovou dokumentaci ve formě výkresů, které obsahují základní rozměry ozubených kol a definují makrogeometrii ozubení, základního profilu a dále definují materiál a chemicko-tepelné zpracování, uvažované v návrhových a kontrolních výpočtech. Dále jsem pro přehlednost zpracoval schémata uvažovaných převodových agregátů a připojil jsem list obsahující naměřené hodnoty původního ozubení. Příloha E pak v elektronické podobě obsahuje veškeré výpočtové zprávy z programu KISSsoft, vstupní a výstupní listy z programu SPEKTRUM, výpočtový sešit pro program Microsoft Excel a tištěné přílohy v elektronické podobě.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
m_c	[kg]	Celková hmotnost
m_p	[kg]	Pohotovostní hmotnost
m_u	[kg]	Užitečná hmotnost
m_h	[kg]	Přípustné zatížení hnací nápravy
m_{np}	[kg]	Hmotnost nebrzděného přívěsu
m_{bp}	[kg]	Hmotnost brzděného přívěsu
l	[mm]	Délka automobilu
w	[mm]	Šířka automobilu
h	[mm]	Výška automobilu
l_r	[mm]	Rozvor
f_p	[mm]	Rozchod vpředu
f_z	[mm]	Rozchod vzadu
r_d	[m]	Dynamický poloměr pneumatiky
g	[ms ⁻²]	Gravitační zrychlení
μ_s	[1]	Součinitel adheze pro výpočet na statické přetížení
μ_f	[1]	Součinitel adheze pro únavový výpočet
P_{max}	[kW]	Maximální výkon motoru
M_{max}	[Nm]	Maximální moment motoru
$n_{P max}$	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při maximálním výkonu
$n_{M max}$	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při maximálním momentu
i_I	[1]	Převodový poměr I. rychlostního stupně
i_{II}	[1]	Převodový poměr II. rychlostního stupně
i_{III}	[1]	Převodový poměr III. rychlostního stupně
i_{IV}	[1]	Převodový poměr IV. rychlostního stupně
i_V	[1]	Převodový poměr V. rychlostního stupně
i_{VI}	[1]	Převodový poměr VI. rychlostního stupně
i_{ZP}	[1]	Převodový poměr zpětného chodu
i_{SP}	[1]	Převodový poměr stálého převodu
ρ_{15}	[kgdm ⁻³]	Hustota oleje při 15 °C
ν_{40}	[mm ² s ⁻¹]	Kinematická viskozita oleje při 40 °C
ν_{100}	[mm ² s ⁻¹]	Kinematická viskozita oleje při 100 °C
θ_{min}	[°C]	Spodní přípustná teplota oleje
θ_{max}	[°C]	Horní přípustná teplota oleje
a	[mm]	Osová vzdálenost
z	[1]	Počet zubů
b	[mm]	Šířka ozubení
β	[°]	Úhel sklonu boku zubu
β_a	[°]	Úhel sklonu boku zubu na hlavové kružnici
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
d_a	[mm]	Průměr hlavové kružnice

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
m_n	[1]	Normální modul
α_n	[°]	Normální úhel záběru
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
x^*	[1]	Jednotková korekce
D_M	[mm]	Průměr kuličky
M_{dK}	[mm]	Průměr přeš kuličky
z_w	[1]	Počet zubů k určení míry přes zuby
w	[mm]	Míra přes zuby
ρ	[kgm ⁻³]	Hustota materiálu ozubeného kola
R_m	[Nmm ⁻²]	Mez pevnosti
R_p	[Nmm ⁻²]	Mez kluzu
λ_M	[W(mK) ⁻¹]	Součinitel teplené vodivosti
σ_{Flim}	[Nmm ⁻²]	Mez únavy v ohybu
σ_{Hlim}	[Nmm ⁻²]	Mez únavy v dotyku
α_τ	[10 ⁻⁶ °C ⁻¹]	Součinitel tepelné roztažnosti
CHD	[mm]	Hloubka tvrzené vrstvy
K_{Api}	[1]	Rázový součinitel i-tého převodového stupně
β_s	[1]	Součinitel bezpečnosti momentové kapacity spojky
$F_{max adh}$	[N]	Maximální hnací síla přenositelná na vozovku omezená adhezí
$M_{max adh}$	[Nm]	Maximální hnací moment omezený adhezí na hnacím kole převodu
$M_{max dyn}$	[Nm]	Maximální hnací moment omezený maximálním momentem motoru na hnacím kole převodu
$M_{max s}$	[Nm]	Maximální točivý moment v pohonu vztažený k hnacímu kolu převodu
M_β	[Nm]	Maximální točivý moment omezený spojkovou kapacitou na hnacím kole převodu
n_z	[min ⁻¹]	Otáčky motoru pro výpočet na zadírání
M_z	[Nm]	Točivý moment na hnacím kole převodu pro výpočet na zadírání
p_F	[1]	Exponent únavové křivky pro patu zubu
p_H	[1]	Exponent únavové křivky pro bok zubu
s_c	[km]	Celková ujetá dráha
λ_s	[%]	Dráhové využití
s	[km]	Dráha ujetá i-tým rychlostním stupněm
n_{tah}	[1]	Počet cyklů tahu motoru
M_{eqF}	[Nm]	Ekvivalentní moment pro patu zubu
M_{eqH}	[Nm]	Ekvivalentní moment pro bok zubu
K_{AF}	[1]	Součinitel vnějších dynamických sil pro patu zubu
K_{AH}	[1]	Součinitel vnějších dynamických sil pro bok zubu

Zkratka/Symbol	Jednotka	Význam
$n_{200 \text{ hnací}}$	$[1 \cdot 10^6]$	Počet cyklů hnacího kola převodu pro životnost převodového agregátu 200 000 km
$n_{200 \text{ hnané}}$	$[1 \cdot 10^6]$	Počet cyklů hnaného kola převodu pro životnost převodového agregátu 200 000 km
n_{porucha}	$[1 \cdot 10^6]$	Počet cyklů do poruchy soukolí
$z_{\text{dílcí}}$	$[Km]$	Dílcí životnost ozubeného soukolí
S_{Fp}	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na ohyb při špičkovém namáhání
S_{Hp}	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na otláčení při špičkovém namáhání
S_{Ff}	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na ohyb při únavovém namáhání
S_{Hf}	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na otláčení při únavovém namáhání
S_I	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na zadírání pro integrální teplotu
S_B	$[1]$	Součinitel bezpečnosti na zadírání pro jiskrovou teplotu
σ_{Fp}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v ohybu při špičkovém namáhání
σ_{Hp}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v dotyku při špičkovém namáhání
σ_{Ff}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v ohybu při únavovém namáhání
σ_{Hf}	$[Nmm^{-2}]$	Napětí v dotyku při únavovém namáhání
ε_α	$[1]$	Součinitel záběru krokem
ε_β	$[1]$	Součinitel záběru profilem
ε_γ	$[1]$	Celkový součinitel záběru
P_z	$[W]$	Ztrátový výkon
F_n	$[N]$	Normální síla
μ_B	$[1]$	Součinitel tření
v_s	$[ms^{-1}]$	Skuzová rychlost
f	$[m^2]$	Obsah dotykové plošky
q	$[Wm^{-2}]$	Hustota tepelného toku
c_M	$[JK^{-1}kg^{-1}]$	Měrné teplo materiálu ozubeného kola
c_T	$[kg^2s^{-5}K^{-2}]$	Tepelný dotykový koeficient
ρ_M	$[kgm^{-3}]$	Hustota materiálu ozubeného kola
λ_M	$[Wm^{-1}K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti materiálu oz. kola
ϑ_f	$[K]$	Jiskrová teplota v dotykovém bodě
T_F	$[s]$	Doba kontaktu dotykové plošky
T_{eq}	$[Nm]$	Ekvivalentní točivý moment
T_n	$[Nm]$	Maximální hodnota točivého momentu
$N_{L.ref}$	$[1]$	Počet cyklů na mezi únavy

Seznam použitých zdrojů

- [1] www.RacingJunk.com [Online] [Citace: 15. Září 2018.]
<https://www.racingjunk.com/news/2017/09/12/rwd-vs-awd-in-drag-racing/>.
- [2] Vlk, František. Koncepce motorových vozidel. Brno : VLK, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- [3] www.auto.cz [Online] [Citace: 31. Březen 2019.]
<https://www.auto.cz/galerie/ojetiny/63289/prehled-pohonu-vsech-kol-ktery-je-u-ojetin-nejspolehlivejsi?foto=38>.
- [4] Achtenová, doc. Dr. Ing. Gabriela. Převodová ústrojí motorových vozidel I. Praha : FS ČVUT, 2017.
- [5] Vlk, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. Brno : VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2.
- [6] www.maybach300c.blogspot.com [Online] [Citace: 12.. Září 2018.]
<http://maybach300c.blogspot.com/2012/08/front-wheel-drive.html>.
- [7] Achtenová, doc. Dr. Ing. Gabriela. Převodová ústrojí motorových vozidel II. Praha : FS ČVUT, 2018.
- [8] Gisbert Lechner, Harald Naunheimer. Automotive Transmissions, Fundamentals, Selection, Design and Application. Stuttgart : Springer, 1999. ISBN 3-540-659-X.
- [9] www.nanodatex.pl [Online] [Citace: 5. Říjen 2018.] <https://www.nanodatex.pl/skrzynia-biegow-peugeot-308-partner-1-6-o1299411.html>.
- [10] www.skoda-fabia-israel.blogspot.com [Online] [Citace: 25. Prosinec 2019.] skoda-fabia-israel.blogspot.com.
- [11] Škoda Auto, a. s. Nové mechanické převodovky ve Fabii, výukový materiál.
- [12] www.drive.ru [Online] <https://www.drive2.ru/l/4035225266124004747/>.
- [13] Moravec, Vladimír. KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ II. čelní ozubená kola. Ostrava : Montanex, a. s., 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- [14] Moravec, Vladimír, a další. Čelní ozubení kola v převodovkách automobilů. Ostrava : Montanex, 2009. ISBN 970-80-7225-304-3.
- [15] www.mechgrid.com [Online] [Citace: 15. Říjen 2018.] <https://www.mechgrid.com/gear-failure.html>.
- [16] www.researchgate.com [Online] [Citace: 15. Říjen 2018.]
https://www.researchgate.net/figure/Wind-turbine-LS-wheel-with-micropitting-on-peaks-of-hob-scallops_fig5_284221605.
- [17] www.researchgate.net [Online] 15. Říjen 2018. https://www.researchgate.net/figure/Macro-pitting-fatigue-damage-on-gear-teeth_fig3_321143540.
- [18] Calculation of load capacity of spur and helical gears - calculation of service life under variable load: International Organization for Standardization, 2006. ISO 6336-6-2006.
- [19] www.differentials.com [Online] [Citace: 15. Říjen 2018.] http://www.differentials.com/wp-content/uploads/2011/12/Broken-Ring-Pinion_0586.jpg.

- [20] Šalamoun, Čestmír a Suchý, Miloš. ČELNÍ A ŠROUBOVÁ SOUKOLÍ s evolventním ozubením. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00532-9.
- [21] www.sciencedirect.com [Online] [Citace: 15. Říjen 2018.]
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X03000471#FIG1>.
- [22] Ing. Václav Tajzich, CSc. Převodová ústrojí motorových vozidel I. Praha : FS ČVUT, 2017.
- [23] Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth Alexandria, Virginia : American Gear Manufacturers Association, 2004. ISBN 1-55589-839-4.
- [24] prof. Ing. Milan Růžička, CSc. Dynamická pevnost a životnost. Praha : Fakulta Strojní, 2017.
- [25] prof. Ing. Milan Růžička, CSc., Ing. Miroslav Hanke, CSc., Ing. Milan Rost. Dynamická pevnost a životnost. Praha : Vydavatelství ČVUT , 1989.
- [26] Calculation of service life under variable load. Geneva : ISO copyright office, 2006. ISO 6336-6:2006(E).
- [27] Method for calculating the application factor KA in gears subjected. Francesca Cura, Ph.D. Torino : Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Politecnico di Torino, 2015.
- [28] www.kisssoft.ch [Online] [Citace: 10. Zář 2018.]
<https://www.kisssoft.ch/Manual/en/8725.htm>.
- [29] www.nosic.cz [Online] 5. Duben 2019. <https://www.nosic.cz/5059-pricniky-compass-alu-top-pro-skoda-felicia-combi-1994-2001.html>.
- [30] Mach, Jiří R. Opravy automobilů Škoda Felicia, Felicia Combi, Felicia Pickup. Praha : GRADA, 2001. ISBN 80-247-0189-8 .
- [31] Němček, prof. Dr. Ing. Miloš. Identifikace neznámých ozubených kol. Ostrava Poruba : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2014.
- [32] www.autokelly.cz [Online] 14. Říjen 2018. <https://www.autokelly.cz/Product/VAG-G052171A2/9118371/39849642;39850140;7;5123;144787;34725677;34530616;34532639#>.
- [33] www.skoda-dily.cz [Online] [Citace: 14. Říjen 2018.] <https://www.skoda-dily.cz/nahradni-dil/castafx75w90-prevodovy-olej-castrol-syntrans-transaxle-75w-90-1l-castrol-16601.html>.
- [34] www.eshop-car.cz [Online] 14. Říjen 2018. <https://www.eshop-car.cz/cz-detail-496057-castrol-syntrans-v-fe-75w-80-1l.html>.
- [35] www.autokelly.cz [Online] 14. Říjen 2018. <https://www.autokelly.cz/Product/CA-193380256/8554480>.
- [36] www.castrol.com [Online] 14. Říjen 2018.
[https://msdspds.castrol.com/msdspds/msdspds.nsf/CastrolResults?OpenForm&c=Czech%20Republic%20\(CZ\)&l=Czech%20\(CZ\)&p=CASTROL%20Syntrans%20fe%2075w&n=&b=All&t=PDS&autosearch=No&autoload=No&sitelang=CZ&output=Full&spu=Lubricants&unrestrictedmb=No&cols=0](https://msdspds.castrol.com/msdspds/msdspds.nsf/CastrolResults?OpenForm&c=Czech%20Republic%20(CZ)&l=Czech%20(CZ)&p=CASTROL%20Syntrans%20fe%2075w&n=&b=All&t=PDS&autosearch=No&autoload=No&sitelang=CZ&output=Full&spu=Lubricants&unrestrictedmb=No&cols=0).
- [37] University, Kettering [Online] [Citace: 16. Prosinec 2018.]
http://paws.kettering.edu/~amazzei/tire_calculator.html.

- [38] www.clipartxtras.com [Online] [Citace: 21. Říjen 2018.]
https://img.clipartxtras.com/cb964d0c61ce7894004adf292a1bbbe5_toy-car-drawing-side-view-clipartxtras-toy-car-drawing-side-view_1300-832.jpeg.
- [39] www.auto.cz [Online] [Citace: 3. Leden 2019.] <https://www.auto.cz/skoda-felicia-393>.
- [40] Vopava, Lukáš. Adheze pneumatik a její měření. Praha : ČVUT Fakulta dopravní, 2013. Bakalářská práce.
- [41] USA, KISSsoft. [youtube.com](https://www.youtube.com/watch?v=oPLyjWV2KGw). [Online] [Citace: 22. Listopad 2018.]
<https://www.youtube.com/watch?v=oPLyjWV2KGw>.
- [42] Moravec, Vladimír. Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody. Ostrava : VŠB-TUO, 2000. ISBN 80-7078-807-0.

Seznam obrázků

Obrázek č. 1: Schéma standardního pohonu (1).....	1
Obrázek č. 2: Schéma pohonu všech kol s motorem vpředu napříč (3).....	2
Obrázek č. 3: Převodovka pod motorem ve voze Peugeot 205 (4).....	3
Obrázek č. 4: Převodovka vedle motoru ve voze Lancia Thema (6)	4
Obrázek č. 5: Schéma možného řešení dvouhřídelové mechanické převodovky (8).....	5
Obrázek č. 6: Schéma možného řešení tříhřídelové mechanické převodovky (8)	5
Obrázek č. 7: Převodový agregát Peugeot 20DM75 – pohled od skříně spojky (9).....	6
Obrázek č. 8: Převodový agregát Peugeot 20DM75 – pohled od skříně převodovky (9)	6
Obrázek č. 9: Řez převodovým agregátem MQ200 (10)	7
Obrázek č. 10: Řez synchronizací (11)	8
Obrázek č. 11: Rozpad synchronizace řazeného kola (11)	9
Obrázek č. 12: Konstrukční řešení přenosu výkonu na podélný hnací hřídel Toyota RAV4 (4)	9
Obrázek č. 13: Automatizovaná převodovka ZF 4HP14 (7)	10
Obrázek č. 14: Automatizovaná převodovka typu DSG (12)	11
Obrázek č. 15: Únavový lom zubu (15).....	12
Obrázek č. 16: Mikropitting (16)	13
Obrázek č. 17: Makropitting (17)	13
Obrázek č. 18: Lom v důsledku přetížení ozubení (19)	14
Obrázek č. 19: Zadírání (21)	14
Obrázek č. 20: Vliv součinitelů záběru na buzení hluku (14).....	15
Obrázek č. 21: Závislost celkové délky dotyku λ pro různé hodnoty $\varepsilon\beta$ (22)	15
Obrázek č. 22: Únavová křivka napětí oceli (24)	17
Obrázek č. 23: Dotyk dvou válců pro analytický výpočet Hertzových tlaků.....	19
Obrázek č. 24: Analytický princip výpočtu napětí v ohybu (13).....	20
Obrázek č. 25: Základní profil ozubení (28).....	22
Obrázek č. 26: Škoda Felicia Combi (29)	23
Obrázek č. 27: Řez převodovým agregátem 10S (30)	25
Obrázek č. 28: Pohled na převodový agregát 10S.....	26
Obrázek č. 29: Uvolnění automobilu na vodorovné vozovce (38)	31
Obrázek č. 30: Porovnání bezpečností vypočítaných dle různých norem v programu KISSsoft	34
Obrázek č. 31: Výsledky výpočtů na špičkové namáhání původního ozubení	35
Obrázek č. 32: Výsledky výpočtů na únavové namáhání původního ozubení	36
Obrázek č. 33: Výsledky výpočtů na zadírání původního ozubení	36
Obrázek č. 34: Součinitele záběru původního ozubení	37
Obrázek č. 35: Řez převodovým agregátem 14SK (42)	39
Obrázek č. 36: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - ohyb.....	43
Obrázek č. 37: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - otláčení.....	43
Obrázek č. 38: Porovnání výsledků kontrol na únavové namáhání - ohyb	44
Obrázek č. 39: Porovnání výsledků kontrol na špičkové namáhání - otláčení.....	44
Obrázek č. 40: Porovnání výsledků kontrol na zadírání – jiskrová teplota	45
Obrázek č. 41: Porovnání výsledků kontrol na zadírání – integrální teplota	45
Obrázek č. 42: Porovnání součinitelů záběru původních a navržených soukolí	46



Obrázek č. 43: Průběh únavové křivky dle různých hypotéz (28)	47
Obrázek č. 44: Dílčí životnosti původního ozubení	48
Obrázek č. 45: Dílčí životnosti navrženého ozubení.....	48

Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Exponent p dle normy ISO 6336-6 (26).....	18
Tabulka č. 2: Základní údaje o vozidle.....	24
Tabulka č. 3: Základní informace o pohonné jednotce 1.3 MPI.....	24
Tabulka č. 4: Převodové poměry převodového agregátu 10S	26
Tabulka č. 5: Údaje definující geometrii ozubení.....	27
Tabulka č. 6: Údaje o použitém materiálu a chemicko-tepelném zpracování.....	28
Tabulka č. 7: Výpočtové charakteristiky oleje.....	28
Tabulka č. 8: Ilustrační zatěžovací spektrum.....	29
Tabulka č. 9: Shrnutí výstupů z programu SPEKTRUM.....	30
Tabulka č. 10: Obvyklé součinitele bezpečnosti momentové kapacity spojky	32
Tabulka č. 11: Součinitele vnějších dynamických sil pro výpočet na statické přetížení.....	32
Tabulka č. 12: Základní informace o pohonné jednotce 1.6 MPI.....	39
Tabulka č. 13: Převodové poměry převodového agregátu 14SK	40
Tabulka č. 14: Teoretická stoupavost a maximální rychlost	40
Tabulka č. 15: Vstupní hodnoty do únavového výpočtu.....	41
Tabulka č. 16: Vstupní hodnoty do výpočtu na špičkové namáhání.....	41
Tabulka č. 17: Vstupní hodnoty do výpočtu na zadírání.....	41

Seznam příloh

- Příloha A: Schémata převodových agregátů 10S a 14SK (Výkresy DP-2019-00-01, 02, 03)
- Příloha B: Návrhová dokumentace navržených ozubení (Výkresy DP-2019-01-01 až 12)
- Příloha C: Změřené parametry původního ozubení převodového agregátu
- Příloha D: Příklad výpočtové zprávy z programu KISSsoft – únavový výpočet navrženého rozjezdového převodového stupně
- Příloha E: CD obsahující diplomovou práci v elektronické podobě, tištěné přílohy v elektronické podobě, výpočtové zprávy z programu KISSsoft ke všem původním a navrženým ozubením a výpočtový sešit pro MS Excel zpracovaný pro účely této diplomové práce