

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Samosvorný diferenciál pro BMW e36

Autor: **Zdeněk SKALA**
Vedoucí práce: **Ing. Jiří KOŘÍNEK**

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Zdeněk SKALA**
Osobní číslo: **S19B0074P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Téma práce: **Samosvorný diferenciál pro BMW e36**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Proveďte rešerši současné nabídky a využití diferenciálů. Vyberte vhodný typ samosvorného diferenciálu pro dané využití vozu a následný výpočet. Navrhněte konstrukci vybraného typu diferenciálu, upravte vybraný komponent a navrhněte konstrukční uložení v uvedeném vozidle. Následně zhodnoťte návrh přestavby.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Základní rozdělení a typy diferenciálů
2. Výběr typu samosvorného diferenciálu dle spec. požadavků
3. Konstrukční řešení vybraného diferenciálu
4. Zhodnocení přestavby

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] VLK, FRANTIŠEK *Automobilová technická příručka*. Brno: František Vlk, 2003
[2] GSCHEIDLE ROLF *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001
[3] JAN, ZDENĚK, BRONISLAV ŽDÁNSKÝ A JIŘÍ ČUPERA *Automobily*. Brno: Avid, 2008
[4] VLK, FRANTIŠEK *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006

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

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Kořínek**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Michal Hajžman, Ph.D.**
Katedra mechaniky
Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



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

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Skala	Jméno Zdeněk		
STUDIJNÍ OBOR	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kořínek	Jméno Jiří		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Samosvorný diferenciál pro BMW e36			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	49	TEXTOVÁ ČÁST	40	GRAFICKÁ ČÁST	9
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši funkcí a konstrukce diferenciálů, výběr vhodného typu diferenciálu pro zadané parametry a hrubý návrh konstrukčního řešení pro zvolený typ samosvorného diferenciálu. Návrh je zpracován v softwaru Inventor 2020.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>osobní automobily, diferenciály, převody, CAD, ozubená kola, trakce,</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Skala	Name Zdeněk	
FIELD OF STUDY	23-35-8 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Kořínek	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Limited slip differential for BMW e36		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	49	TEXT PART	40	GRAPHICAL PART	49
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis dissert on functions and design of differentials, choosing the right type of differential for given parameters and basic design of chosen limited slip differential type. Differential is designed in software Inventor 2020.
KEY WORDS	Cars ,differentials, gearing, gear, traction, design, CAD,

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Jiřímu Kořínkovi za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále pak děkuji doc. Ing. Michalu Hajžmanovi, Ph.D.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Obsah

Úvod.....	1
1 Teorie	3
1.1 Otevřený diferenciál	3
1.1.1 Kuželový diferenciál	4
1.1.2 Čelní diferenciál	5
1.2 Závěr diferenciálu.....	5
1.3 Diferenciály s omezenou svorností.....	7
1.3.1 Samosvorný diferenciál s třecí lamelovou spojkou.....	7
1.3.2 Samočinný samosvorný diferenciál ASD	8
1.3.3 Šnekový samosvorný diferenciál (Torsen).....	10
1.4 BMW e36	12
2 Diferenciály na BMW e36	13
3 Výběr diferenciálu	16
4 Měření	18
5 Model diferenciálu	20
5.1 Materiál.....	21
5.2 Geometrie ozubení.....	22
5.3 Klec diferenciálu.....	28
5.4 Středový předepínací člen diferenciálu	31
5.5 Uložení diferenciálu	32
6 Zhodnocení	33
7 Závěr	34
8 Zdroje.....	35
Seznam obrázků	36
Seznam tabulek	37
Seznam Příloh	38

Seznam zkratek

BMW – Bayerische Motoren Werke

ASD – Automatic Slip-control Differential

ABS – Anti-lock brake system

M_{lmax} - maximální točivý moment levého kola

M_{pmax} – maximální točivý moment pravého kola

μ_l - součinitel tření levého kola

μ_p - součinitel tření pravého kola

F_l – hnací síla levého kola

F_p – hnací síla pravého kola

r_d – poloměr kola

M_{tmax} – Maximální přenositelný moment

β – úhel sklonu zubů

α – úhel záběru

z – počet zubů

m - modul

φ – konstanta pro výpočet ozubených kol

c – konstanta představující dovolené namáhání zubu v ohybu

σ_{Do} – dovolené namáhání materiálu v ohybu

z_v – počet zubů virtuálního kola

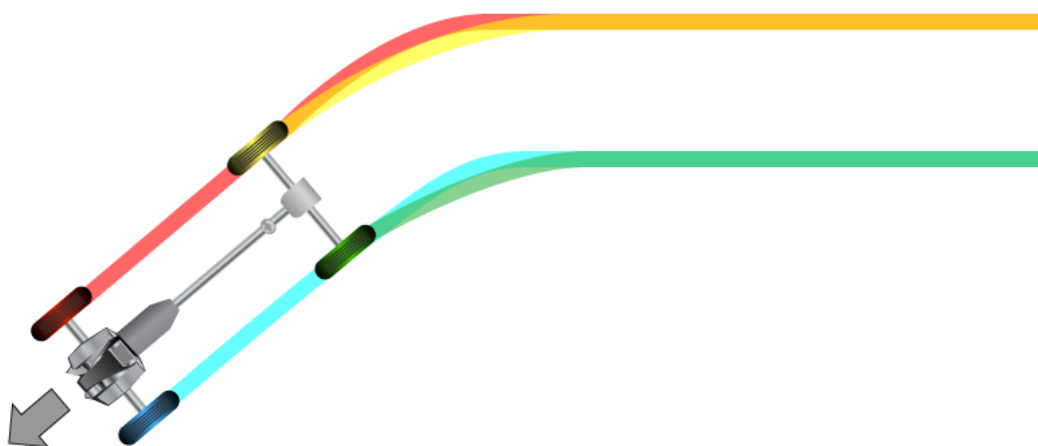
z_m – minimální počet zubů

x_{min} – minimální osová korekce

$s_{a min}$ – minimální šířka zubu na hlavové kružnici

Úvod

Diferenciál je velmi důležitou součástí všech dvoustopých vozidel s hnanou nápravou. Jedná se o mechanismus, který zajišťuje rovnoměrné rozdělení točivého momentu na hnané nápravě nebo nápravách. V případě samosvorného diferenciálu je točivý moment rozdělován podle určitého poměru daného konstrukcí. Mimo rozdělení točivého momentu by měl diferenciál také umožnit hnaným kolům pohyb rozdílnými úhlovými rychlostmi. Absence diferenciálu na hnané nápravě by znamenala podstatné zhoršení jízdních vlastností vozu při průjezdu zatáčkou, kdy každé z kol opisuje jinou dráhu a pro valení bez prokluzu vyžaduje i rozdílnou úhlovou rychlost. Dráhy, které jednotlivá kola opisují, je možné vidět na Obr. 1. Pokud by vozidlo nedisponovalo systémem, který umožnil kolům pohyb po rozdílných drahách, došlo by ke smýkání jednoho z kol a tím pádem by docházelo k většímu opotřebení pneumatik, zvýšenému namáhání všech součástí hnacího systému a v krajních případech by mohlo dojít ke ztrátě kontroly nad vozidlem. U osobních automobilů je potřeba rozdílných otáček jednotlivých kol řešena instalací diferenciálu. V případě, že vozidlo disponuje pohonem všech kol, je nutné instalovat až tři diferenciály a to diferenciál přední nápravy, diferenciál zadní nápravy a diferenciál mezinápravový. Tato bakalářská práce se zabývá přestavbou automobilu s hnanou zadní nápravou. Pro správné fungování zmíněného vozu je tedy nutný a postačující pouze zadní diferenciál [1, 2].



Obrázek 1: Trajektorie kol dvoustopého vozidla při zatočení [13]

Převážná většina diferenciálů využívá k přenosu a rozdělení točivého momentu ozubená soukolí. Tato soukolí lze obecně rozdělit na stálý převod, který se skládá z talířového kola a hrušky. Hruška je ozubené kolo připevněné k hnací hřídeli a je v záběru s talířovým kolem. Talířové kolo je obvykle pomocí šroubů připevněno ke kleci diferenciálu a přenáší tak točivý moment z hřídele na klec. V této kleci můžeme najít dva typy ozubených kol, takzvané satelity a planetová (centrální) kola, po kterých se satelity mohou odvalovat a konat tak oběžný pohyb kolem centrální osy. Satelity jsou rotačně připevněny ke kleci diferenciálu a moment z klece je jimi pak dále přenášen na planetová kola. Planetová kola jsou pak spojena s poloosami dané nápravy a přenáší hnací moment v určitém poměru daném konstrukcí a adhezními podmínkami přímo na hnaná kola vozidla [1, 2].

Cílem této bakalářské práce je návrh vhodného samosvorného diferenciálu pro vůz BMW e36. Vozy, pro které bude možné aplikovat návrh řešení samosvorného diferenciálu, jsou šestiválcové verze BMW e36 323i, 325i, 328i. Tyto automobily disponují identickým obalem diferenciálu. Samosvorný diferenciál je zvolen pomocí komparativní analýzy několika typů diferenciálu s ohledem na využití vozu. Důraz je kladen na zachování výhod otevřeného diferenciálu při současném zlepšení jízdních vlastností vozu. Vůz tedy může nadále být

použitelný pro každodenní provoz. Dílčím cílem přestavby je návrh řešení, který vyžaduje minimální změny pro jeho úspěšnou instalaci, tedy zachovat kompatibilitu s ostatními částmi nápravy, jako jsou poloosy, obal diferenciálu a stálý převod. Z tohoto důvodu je nutné získat co nejpřesnější data.

Práce je rozdělena do pěti částí. Po úvodním představení tématu a definování cílů práce je ve druhé části představeno teoretické zarámování práce, které zahrnuje základní popis, vlastnosti a využití jednotlivých druhů diferenciálů. Následující část je věnována výběru vhodného diferenciálu pomocí komparativní analýzy na základě předem definovaných kritérií. Mezi hlavní kritéria patří funkčnost a údržba diferenciálu. Ve čtvrté části je proveden hrubý návrh konstrukce zvoleného typu diferenciálu a provedeny základní výpočty nutné pro správné fungování diferenciálu. Poslední kapitola je věnována diskusi výsledků a návrhu řešení.

1 Teorie

V této kapitole jsou popsány vybrané typy diferenciálů. Kapitola slouží jako seznam možných konstrukčních řešení pro praktickou část této práce. Pro každý typ diferenciálu zde najdeme jeho popis a princip fungování. V kapitole také nalezneme základní parametry a informace o vozu zvoleném k přestavbě, tedy BMW e36 328i coupe.

1.1 Otevřený diferenciál

Otevřený diferenciál slouží k rozdělení otáček stálého převodu dle konkrétních potřeb jednotlivých kol. Princip činnosti je u obou typů otevřeného diferenciálu shodný, přestože je jejich funkce docílena rozdílnými konstrukčními prvky. Otevřené diferenciály lze dle jejich konstrukce rozdělit na diferenciál čelní a kuželový.[1].

U otevřeného diferenciálu platí pro maximální přenesitelný moment levého a pravého kola následující vztahy (indexy l a p označují levé kolo a pravé kolo).

$$M_{l \max} = \mu_l * F_l * r_d$$

$$M_{p \max} = \mu_p * F_p * r_d$$

Maximální přenesitelný moment je tudíž závislý na síle F , poloměru kola r a součiniteli tření μ . Pokud by hnaná náprava zcela postrádala diferenciál jakéhokoli typu, platil by následující vztah:

$$M_{t \max} = M_{l \max} + M_{p \max} = (\mu_l * F_l + \mu_p * F_p) * r_d$$

Se zjednodušujícím předpokladem $F_l = F_p = F$ můžeme psát:

$$M_{t \max} = (\mu_l * + \mu_p) * r_d * F$$

Otevřený diferenciál rozděluje hnací moment v poměru 50:50, hnací moment levého kola je stejný jako hnací moment pravého kola.

$$M_l = M_p$$

Při rozdílných adhezních podmínkách jednotlivých kol, například při:

$$\mu_l < \mu_p$$

Dále pak z výše uvedené zjednodušující podmínky lze vyvodit maximální přenesitelný moment $M_{i \max}$:

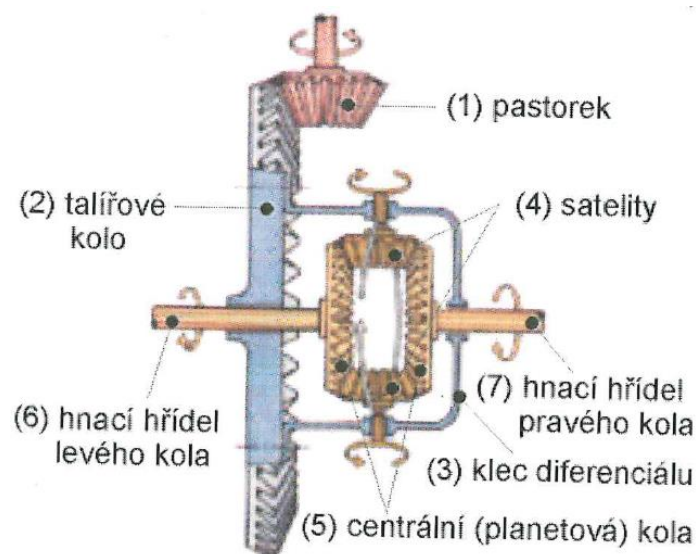
$$M_{l \max} = M_{p \max} = \mu_l * r_d * F$$

$$M_{t \max} = 2 * \mu_l * r_d * F$$

Na tomto výpočtu můžeme vidět, že maximální přenesitelný moment je závislý na kole s horší adhezí [2].

1.1.1 Kuželový diferenciál

Stálý převod diferenciálu je tvořen kuželovým hnacím pastorkem a talířovým kolem. Talířové kolo je přišroubováno ke kleci diferenciálu. V kleci diferenciálu nalezneme dvě planetová kola s kuželovým ozubením. Dále potom kuželová kola plní funkci satelitů. Satelity jsou obvykle dva, u výkonnějších vozidel lze najít i čtyři. Tato kola jsou rotačně uložena na čepech pevně spojených s klecí diferenciálu. Satelity jsou ve stálém záběru s planetovými (centrálními) koly. Každé z centrálních kol je spojeno s jedním z hnacích hřídelů kol, buďto pomocí drážkování nebo prostřednictvím posuvného kloubu. Schéma uspořádání kuželového diferenciálu můžeme vidět na obrázku 2 [1, 2].



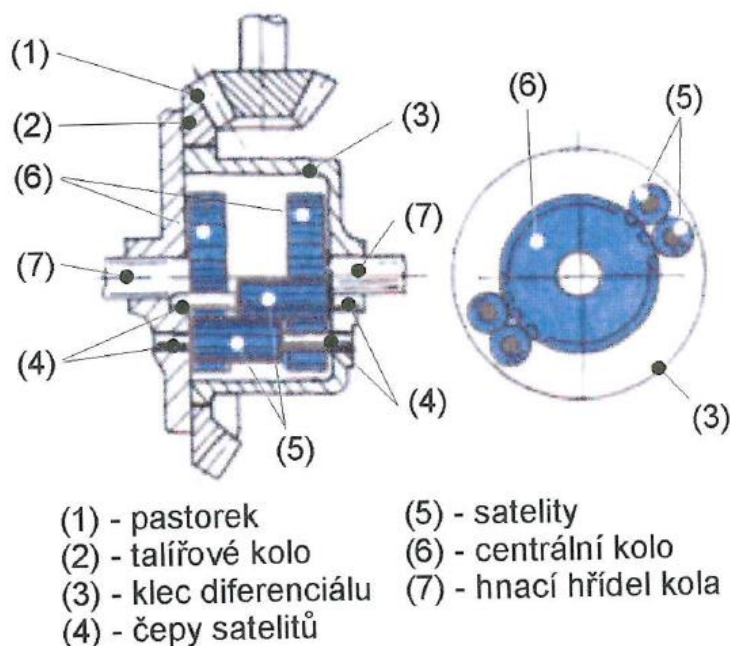
Obrázek 2: Schéma kuželového diferenciálu [1]

Při jízdě v přímém směru vykonávají kola totožný pohyb daný shodnou délkou drah obou kol. Jejich otáčky jsou tedy stejné a není potřeba diferenciálu. Točivý moment je přenášen stálým převodem na klec diferenciálu, ta se otáčí jako jeden celek a satelity zde plní funkci nepohyblivé zubové spojky přenášející točivý moment na centrální kola. Satelity se neotáčejí kolem vlastní osy, pouze obíhají kolem osy stálého převodu otáčkami shodnými se zbytkem klece [1, 2].

Jakmile se auto ocitne v zatáčce, kolo na vnitřní straně vozidla začne zpomalovat. To je způsobeno kratší drahou, kterou toto kolo musí překonat. Společně s ním zpomalí i hnací hřídel a centrální kolo příslušející vnitřnímu kolu. To vyvolá pohyb satelitů, které se začnou po zpomaleném centrálním kole odvalovat a otáčet se kolem vlastní osy. V tuto chvíli satelity vykonávají pohyb otáčivý i oběžný. Jejich pohyb má za následek urychlení druhého centrálního kola, a tak i urychlení vnějšího kola vozidla. Urychlení je pak přímo úměrné zpomalení druhého kola. To je způsobeno stejným počtem zubů planetových kol. Po průjezdu zatáčkou činnost diferenciálu končí, satelity se přestanou odvalovat a znovu plní pouze funkci zubové spojky mezi klecí diferenciálu a planetovými koly [1, 2].

1.1.2 Čelní diferenciál

Diferenciál je tvořen klecí diferenciálu, ta je poháněna soukolím se stalým převodem rozvodky. Klec obsahuje čelní satelity s přímým ozubením a planetová neboli centrální kola uložena na rovnoběžných čepch. Planetová kola jsou pak dále spojena s hnacími hřídeli kol na dané nápravě. Satelity tvoří vzájemně zabírající dvojici a tvoří tak spojení mezi planetovými koly, avšak každý ze satelitů je v záběru pouze s jedním z planetových kol. Satelitů obvykle bývá čtyři až šest dle předpokládaného namáhání. Každá polovina satelitů pak zabírá s jedním ze dvou planetových kol. Schéma kuželového diferenciálu je vyobrazeno na obrázku [1, 2].



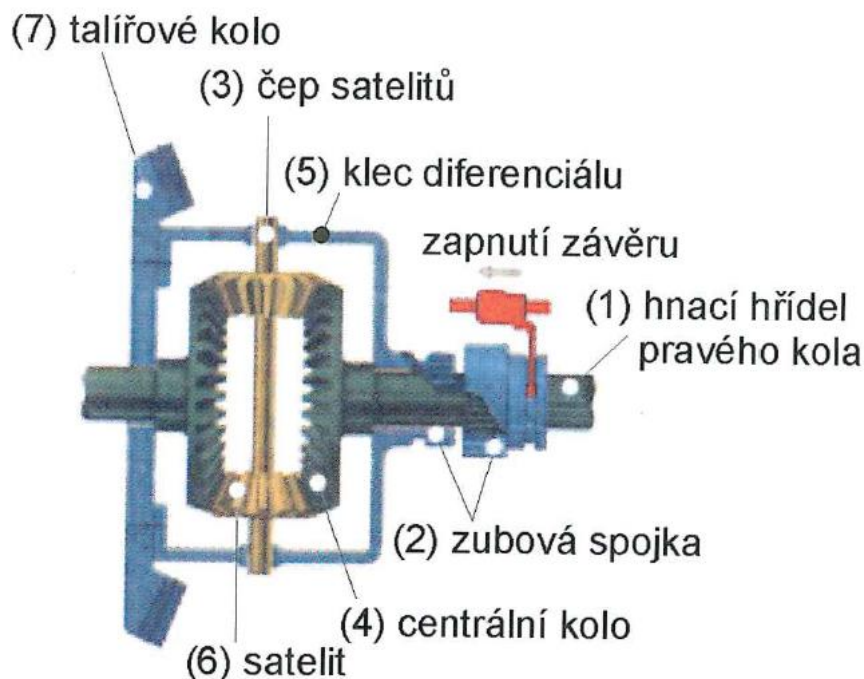
Obrázek 3: Schéma čelního diferenciálu [1]

Princip činnosti je shodný s diferenciálem kuželovým. Při průjezdu zatáčkou se satelity vlivem opožďování vnitřního kola odvalují po ozubení centrálních kol a urychlují tak vnější kolo. Satelity přitom konají otáčivý pohyb kolem vlastní osy a oběžný pohyb kolem osy planetových kol [1, 2].

1.2 Závěr diferenciálu

Relativní protáčení kol je nutné pro průjezd zatáčkou s dobrou přilnavostí, ovšem není žádoucí při jízdě po nezpevněném povrchu, či povrchu se špatnou přilnavostí. Na kluzké vozovce, na ledě, sněhu nebo blátě diferenciál umožňuje vyšší otáčky kolu s nižší přilnavostí, a to až do úplného zastavení vozidla. V takovém případě dojde k zastavení jednoho z kol a odvalující satelity způsobí nárůst otáček na prokluzujícím kole na dvojnásobek otáček oproti kleci diferenciálu. Prokluzující kolo pak nemá dostatečnou adhezi pro přenesení točivého (hnacího) momentu. Vzhledem k tomu, že satelity otevřeného diferenciálu fungují jako rovnoramenná páka (kuželový diferenciál), točivý moment na stojícím kole je roven reakčnímu momentu kola prokluzujícího. Točivý moment je v tuto chvíli rozdělován v poměru 50:50. Tato hodnota je pak mnohdy nedostačující k vyproštění vozidla. Je tedy

nutné diferenciál vyřadit z provozu. Jednou z možností jak diferenciál vyřadil je závěr diferenciálu (Obrázek 4). Ten najdeme především u terénních a některých nákladních automobilů [1, 2].



Obrázek 4: Schéma závěru diferenciálu [1]

Závěr diferenciálu zajišťuje znehybnění centrálního kola vůči kleci diferenciálu a je ovládán z místa řidiče buďto mechanicky, či elektropneumaticky. Diferenciál lze vyřadit z činnosti např. zubovou spojkou. Při zapojení závěru je pak pomocí vnějšího ozubení spojka spojena s klecí diferenciálu a pomocí jejího vnitřního ozubení s hřídelem jednoho z hnaných kol. Nyní je jedno z centrálních kol pevně spojeno s klecí diferenciálu a satelity se nemohou po centrálním kole odvalovat, v tuto chvíli tedy plní pouze funkci zubové spojky a celý diferenciál se chová jako jeden celek. V takovém případě má diferenciál 100 % svornost a může tak točivý moment teoreticky rozdělit až v poměru 100:0 na kolo s lepšími adhezními podmínkami. Obě centrální kola mají stejné otáčky [1, 2].

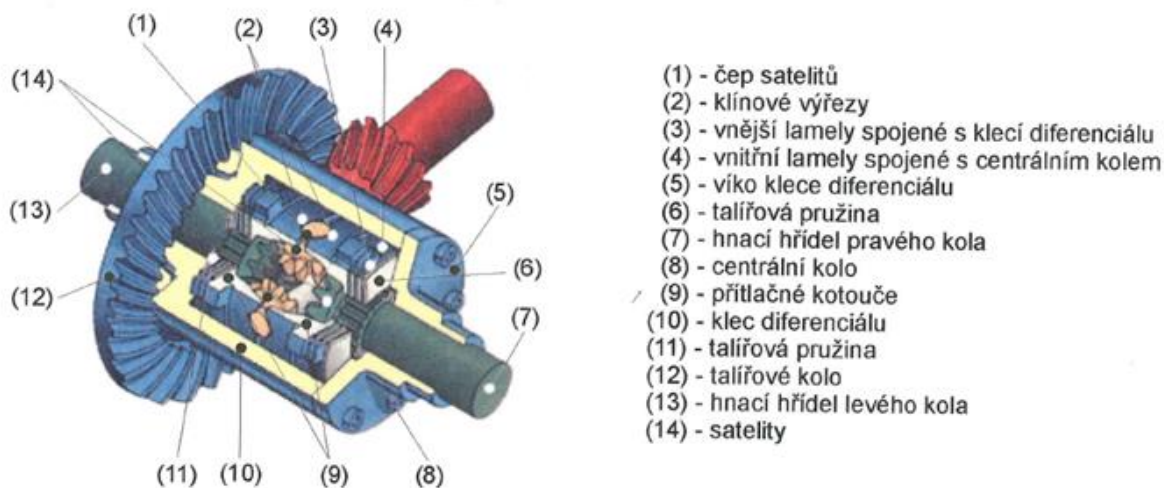
Po průjezdu složitého terénu, či po vyproštění je však nutné závěr diferenciálu vypnout a umožnit diferenciálu plnit jeho funkci. V opačném případě dojde ke smýkání kol, což má za následek zvýšené namáhání celého hnacího ústrojí, zvýšené opotřebení pneumatik, vyšší spotřebu paliva a v neposlední řadě také zhoršené jízdní vlastnosti vozu [1, 2].

1.3 Diferenciály s omezenou svorností

Obsluha závěru ztěžuje řízení vozidla a pro její správné fungování je nutno znát terén předem. Závěra sice může pomoci i v případě, že vozidlo uvázne a není schopné pokračovat v jízdě, nicméně v takovém případě již ani závěra nemusí pomoci. Proto je často nutné včas vyhodnotit podmínky a závěru včas zapnout. Navíc u námi popsaného typu závěru zapnutí vyžaduje, aby vozidlo zcela zastavilo. Proto se u některých osobních automobilů využívá samosvorných diferenciálů. Ty se při jízdě po vozovce s dobrou adhezí chovají jako otevřený diferenciál, jakmile však dojde ke ztrátě adheze a prokluzu jednoho z kol, jsou schopné přenést točivý moment v určitém poměru na kolo druhé. Při zvýšení rychlosti jednoho z kol, zapříčiněného nízkou adhezí, vzniká v diferenciálu tření. V tuto chvíli již není točivý moment rozdělen rovnoměrně (v poměru 50:50), ale větší část hnacího momentu je přiváděna na neprokluzující kolo. Nejčastěji se v praxi setkáváme s diferenciály s lamelovou spojkou a šnekovými (šroubovými) diferenciály Torsen [1, 2].

1.3.1 Samosvorný diferenciál s třecí lamelovou spojkou.

Samosvorný diferenciál se třecí lamelovou spojkou (Obrázek 5) obsahuje, krom obvyklých součástí kuželových diferenciálů, dva přítlačné kotouče a dvě lamelové spojky. Přítlačné kotouče mají na obvodu unášecí výstupky, ty zasahují do podélných drážek klece diferenciálu. Tyto výstupky zamezují pootočení kotoučů a umožňují pouze axiální pohyb. Mezi vnější plochou kotoučů a vnitřními stěnami klece jsou umístěny třecí lamely. Ty lze rozdělit na lamely vnější a vnitřní. Vnější lamely jsou zajištěny v drážkách klece, a tak se nemohou otočit vůči kleci. Vnitřní lamely jsou pak pomocí ozubení spojeny s centrálními koly. Oba přítlačné kotouče mají po obvodu vyfrézované klínové výřezy, v těchto výřezech jsou uloženy čepy satelitů [1, 2].



Obrázek 5: Schéma samosvorného lamelového diferenciálu [1]

Točivý moment přiváděný z převodového ústrojí je zvýšen pomocí stálého převodu a přes klec diferenciálu veden na přítlačné kotouče. V případě, kdy mají obě kola stejnou přilnavost, je větší část točivého momentu přenášena přes přítlačné kotouče a unášené čepy satelitů na centrální kola. Menší část hnacího momentu je na centrální kola rovnoměrně přenášena přes přítlačné kotouče a lamelové spojky [1, 2].

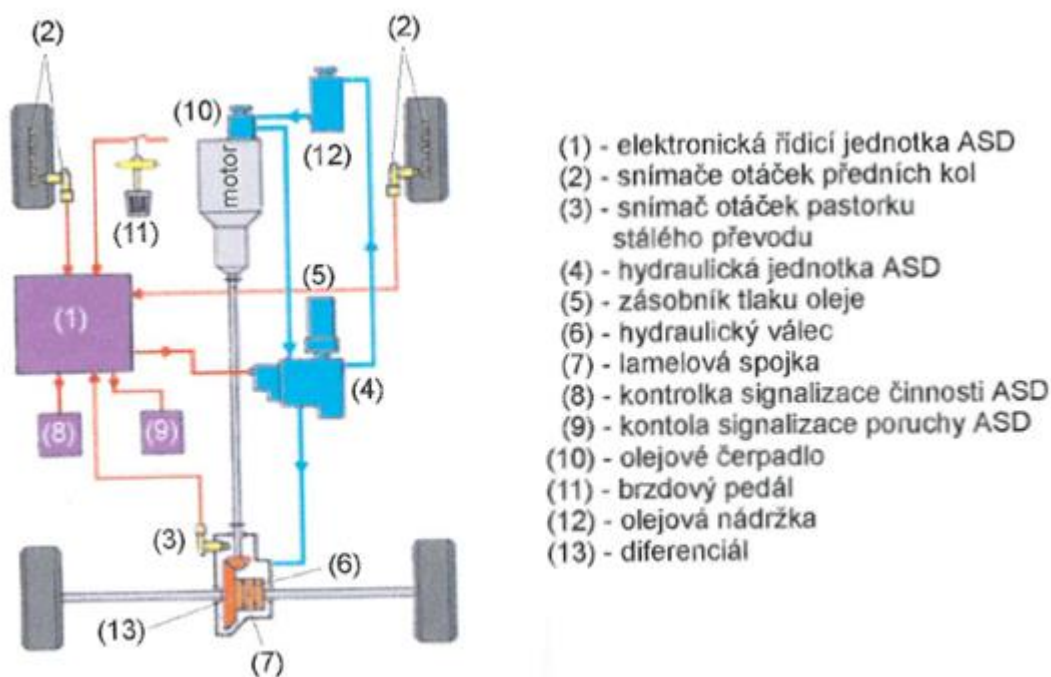
Pokud se adheze jednoho z kol změní (například při najetí na led nebo sněhový jazyk) a kolo začne prokluzovat, vlivem náhlé akcelerace se začnou otáčet satelity na svých čepech. Čepy v klínových uloženíh pak tlačí na přítlačné kotouče, ty jsou rozevírány a tlačí lamelové spojky proti kleci diferenciálu. Tím je vytvořen třecí moment, jehož moment závisí na rozdílu otáček lamel. Tento třecí moment je veden z lamel příslušejících prokluzujícímu kolu, přes klec diferenciálu na lamelovou spojku neprokluzujícího kola, dále pak ozubením přímo na kolo s lepšími adhezními podmínkami [1, 2].

Svorný účinek u osobních automobilů obvykle není větší než 40 %. Takový diferenciál má potom účinnost 60 %. V našem případě je tedy na neprokluzující kolo přiváděno 70 % a kolo prokluzující pak pouze 30 % hnacího momentu. O otevřeném kuželovém diferenciálu již víme, že točivý moment na kola rozděljuje v poměru 50:50. Svornost 40 % pak znamená, že rozdíl momentů na jednotlivých kolech se může lišit až o 40 %, tím pádem na jednom z kol se přenášený moment zvýší a na druhém sníží $40 \% : 2 = 20 \%$. Odtud pak $50 \% + 20 \% = 70 \%$ pro neprokluzující kolo a pro kolo prokluzující $50 \% - 20 \% = 30 \%$. Dále se můžeme přesvědčit, že rozdíl $70 \% - 30 \% = 40 \%$, což odpovídá hodnotě svornosti zmíněného diferenciálu [1, 2].

1.3.2 Samočinný samosvorný diferenciál ASD

Označení ASD je zkratkou anglického názvu, tedy Automatic Slip-control Differential. Jedná se o další vývojový stupeň samosvorných diferenciálů s lamelovou spojkou. U tohoto diferenciálu lze svorný účinek plynule měnit ze základních 35 % až na hodnotu 100 %, tedy hodnotu totožnou se závěrem diferenciálu. Pomocí tohoto zařízení lze podstatně zlepšit trakční vlastnosti automobilu přenesením až 100 % točivého momentu na neprokluzující kolo [1, 2].

Systém ASD se skládá ze tří částí. A to z části mechanické - diferenciál s hydraulickým válcem a lamelovou spojkou, hydraulické - olejová nádrž, olejové čerpadlo, hydraulická jednotka ASD se zásobníkem tlaku oleje a elektromagnetickým ventilem a elektronické - snímače otáček elektronická řídicí jednotka ASD, signalizace činnosti a poruchy systému ASD. Schéma zapojení tohoto systému je možné vidět na obrázku 6 [1, 2].

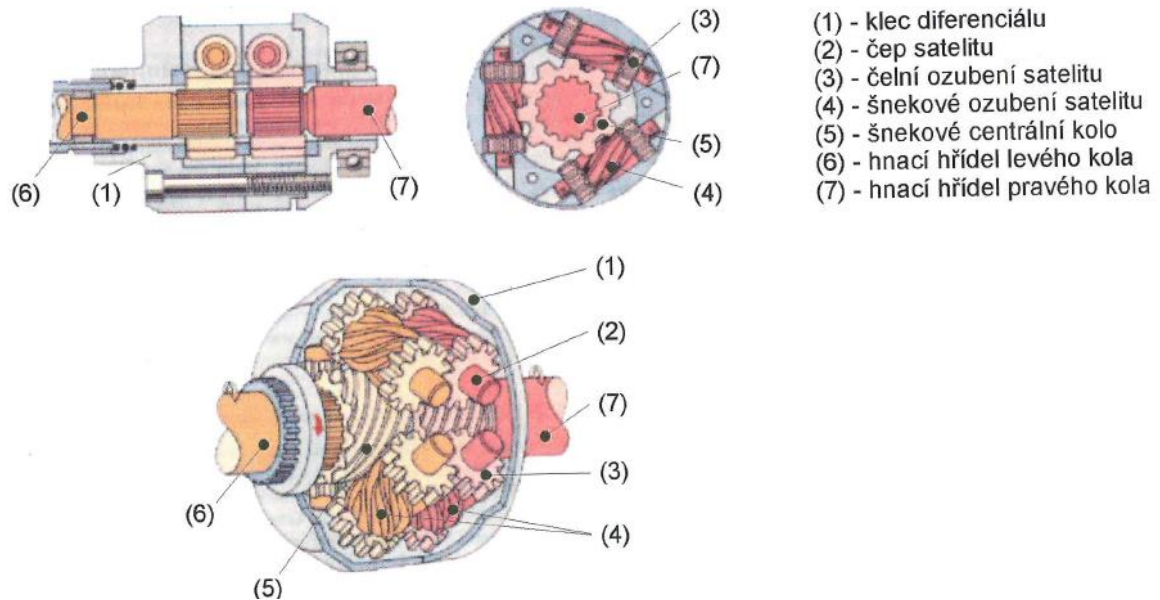


Obrázek 6: Schéma zapojení systému ASD [1]

Elektronická řídicí jednotka hlídá rychlosti poháněných a nepoháněných kol. V případě, že rozdíl otáček poháněných a nepoháněných kol překročí mez 2 km/h je aktivován systém ASD. Aktivace systému je však podmíněna také rychlostí vozidla, při rychlostech nad 35 km/h systém pouze upozorní řidiče pomocí kontrolky umístěné v kabině vozidla. Zablokování kol při rychlostech nad zmíněnou mez by mohlo mít za následek nepředvídatelnou a nebezpečnou změnu chování vozidla. Přesto je vozidlu stále k dispozici základní svornost 35 %. Ve chvíli, kdy řídicí jednotka systému ASD vyhodnotí ztrátu trakce hnaných kol v přípustné rychlosti, otevře elektromagnetický ventil a do válců je tlačěn olej. Toto zvýší tlak na lamelové spojky a spolu s ním je zvýšen i jejich třecí účinek. Tím je zajištěno zvýšení svornosti celého diferenciálu. Systém je z činnosti vyřazen také při sešlápnutí brzdové pedálu, aby bylo zamezeno možnému ovlivnění brzdění tímto systémem. Řídicí jednotka se dále stará také o vlastní diagnostiku. V případě poruchy se systém sám vyřadí z provozu a informuje řidiče prostřednictvím kontrolky v kabině vozu [1, 2].

1.3.3 Šnekový samosvorný diferenciál (Torsen)

Název Torsen je odvozen ze spojení slov Torque-Sensing odkazující na citlivost diferenciálu na rozdílné točivé momenty hřídelí. U tohoto diferenciálu je samosvorného účinku docíleno díky vlastnostem šnekových nebo šroubových kol. V současné době známe několik konstrukčních řešení tohoto diferenciálu. Schéma s popisem jednotlivých součástí je vidět na obrázku 7 [1, 2].



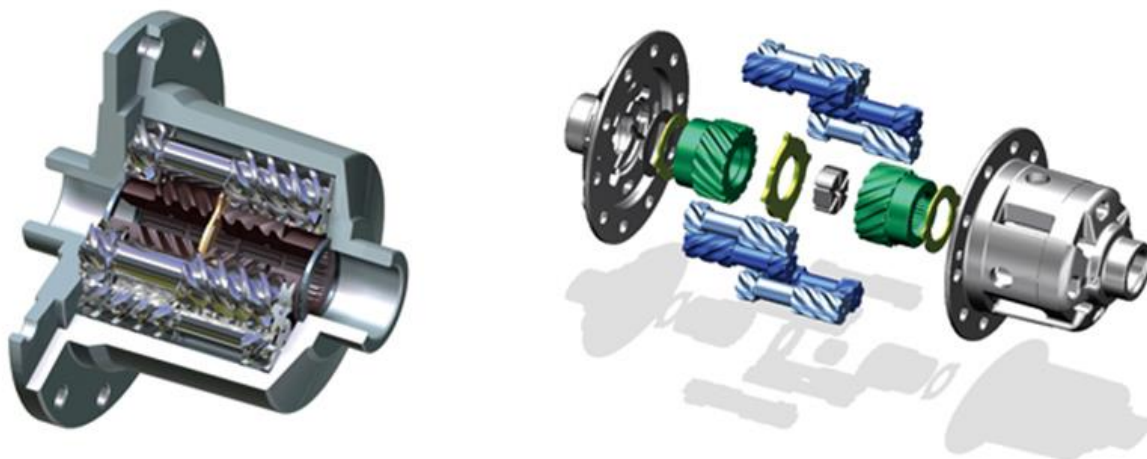
Obrázek 7: Schéma diferenciálu Torsen typu A [1]

Typ-A (Obrázek 8) je nejstarším konstrukčním řešením. Skládá se ze tří párů satelitů uložených otočně na svých čepech. Satelity mají na svých koncích čelní ozubení s přímými zuby a uprostřed jsou opatřeny ozubením šnekovým. Šnekovým ozubením je satelit v záběru s centrálním šnekovým kolem, čelní ozubení pak zajišťuje spojení satelitů v jednotlivých párech [1, 3].



Obrázek 8: Řez sestavy diferenciálu Torsen typu A [3]

Typ-B (Obrázek 9) je inspirován čelním otevřeným diferenciálem a jeho konstrukce je v mnoha ohledech totožná. Osy satelitů v tomto diferenciálu jsou rovnoběžné s osou centrálních kol. Na satelitech najdeme šikmé ozubení. Satelity jsou, stejně jako u otevřeného čelního diferenciálu, vždy v záběru s jedním z centrálních kol a se svým párovým satelitem, který je v záběru s druhým centrálním kolem [3].



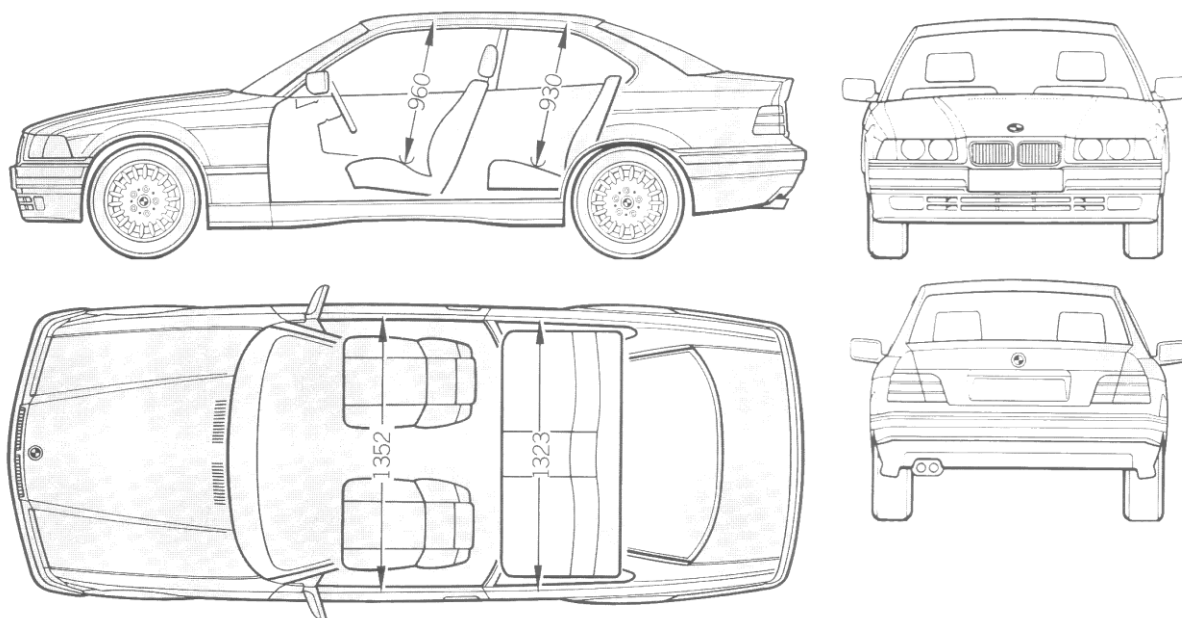
Obrázek 9: Řez a roztřel sestavy diferenciálu Torsen typu B [3]

Pro oba typy šnekových diferenciálů zůstává princip shodný. Pokud se kola otáčejí stejnou rychlostí, satelity pracují pouze jako zubová spojka. Točivý moment je v tomto případě rozdělován ve stejném poměru na obě hnaná kola. V případě, že vozidlo začne zatáčet, začnou se satelity otáčet a umožní tak diferencii rychlostí vnějšího a vnitřního kola, stejně jako je tomu u otevřených diferenciálů. Ovšem v případě kdy jedno z kol ztratí trakci a v důsledku špatné adheze začne prokluzovat, zvýší se tření ve šnekovém ozubení. Toto tření vyvolá v diferenciálu svorný účinek. Vlivem třecího odporu ve šnekovém ozubení dojde k zpomalení prokluzujícího kola. Ve stejnou chvíli je točivý moment přenášen na kolo s lepšími adhezními podmínkami. Diferenciály tohoto typu jsou obecně konstruovány tak, aby jejich svornost byla asi 35 %. Účinnost takového diferenciálu je potom 65 % [1].

1.4 BMW e36

Pro přestavbu sériového otevřeného diferenciálu na samosvorný diferenciál je zvolen vůz BMW e36 238i kupé (Obrázek 10). Tento vůz je vybaven motorem s označením M54B28 a manuální pětistupňovou převodovkou. Jedná se o šestiválcový atmosférický motor o obsahu 2793 cm³ s vícebodovým nepřímým vstřikováním. Maximální výkon motoru je 142 kW při 5300 ot/min a točivým momentem 280 Nm při 3950 ot/min. Váha vozu činí 1395 kg. Výkon a točivý moment vozu je stěžejní pro dimenzování ozubení samosvorného diferenciálu [4].

Třetí generace BMW třetí řady se objevila na trhu na konci roku 1990. Automobil byl vyráběn do roku 1999, a to v mnoha variantách karoserie. Zpočátku byl však na trhu pouze čtyřdveřový sedan, roku 1992 se přidalo kupé, následované kabrioletem v 1993 a nakonec i verze kombi v roce 1995. Na základě třetí řady byla roku 1993 představena verze Compact, jedná se kratší verzi nahrazující, v té době, neexistující hatchback později byla verze Compact nahrazena vozy řady 1 [5].



Obrázek 10: BMW e36 kupé [14]

2 Diferenciály na BMW e36

V devadesátých letech byl samosvorný diferenciál v nabídce příplatkových možností při koupi nového vozu. Jednalo se o lamelový samosvorný diferenciál. Bohužel většina inzerovaných vozů je vybavena diferenciálem otevřeným. Další možností jsou tedy diferenciály nabízené firmami MFactory, Wavetrac, Kaaz nebo Quiafe.

Firma MFactory nabízí pro BMW e36 diferenciály dvou typů – laménové a šnekové. Lamelové diferenciály jsou vybaveny celkem čtyřmi satelity a sadou ocelových třecích lamel. Tření je docíleno pomocí volných čepů satelitů, které působí jako klín a při akceleraci rozevrou přítláčné kotouče. Předepnutí tohoto diferenciálu je zajištěno poněkud netradičně vinutými pružinami, jak lze vidět na obrázku 11. Nižší předepnutí diferenciálu má za následek nižší opotřebení a tedy delší servisní intervaly. Svornost diferenciálu je nastavitelná, přičemž pro BMW jsou určeny diferenciály s 20 lamelami. Výslednou svornost je tedy možné upravit v rozmezí 20 % - 100 %. Tyto diferenciály vyžadují údržbu v podobě výměny lamel a pružin pro zajištění zamýšlených vlastností. Hodí se tedy především tam, kde je požadována vysoká funkčnost a to bez ohledu na provozní náklady, tedy pro jízdu na okruhu, rally nebo drift. Pro využití v běžném provozu při zachování v podstatě nulových nákladů na údržbu firma MFactory nabízí alternativu a to samosvorný diferenciál s čelním šikmým ozubením. Tento diferenciál nabízí svornost až 75 % [6, 7].



Obrázek 11: Tlačné a třecí kotouče lamelového diferenciálu firmy MFactory [7]

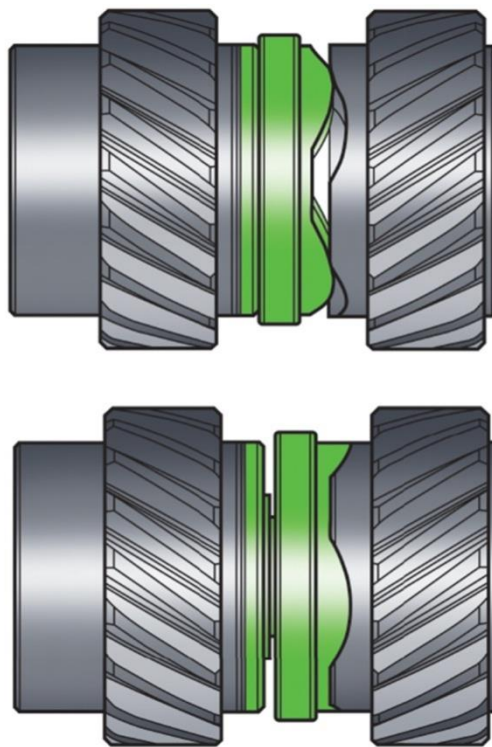
Firma Kaaz nabízí pouze lamelové diferenciály. Diferenciály této firmy jsou vybaveny čtyřmi satelity pro bezpečný přenos vysokých výkonů a točivých momentů. Předepnutí diferenciálu zde zajišťují talířové pružiny. [15]

Quaife je firmou specializující se na diferenciály s šikmým čelním ozubením. Diferenciály této firmy můžeme najít i v sériových vozech. Tyto diferenciály využívá ve svých vozech například Ford, General Motors, Lotus, Chrysler a v neposlední řadě také BMW. Na obrázku 12 je možné vidět řez diferenciálu firmy Quaife. [8]



Obrázek 12: Řez samosvorným diferenciálem firmy Quaife [8]

Wavetrac nabízí oproti konkurenci specifický design diferenciálu s šikmým čelním ozubením. Princip fungování samotného ozubení a tedy i hlavní podstaty tohoto typu diferenciálu zůstává stejný. Ovšem na rozdíl od konkurence třecí účinek vznikající na čelech satelitů podporuje pomocí speciální třecí lamely z kompozitu, což dovoluje zákazníkovi ladit celkovou svornost diferenciálu pomocí volby třecí lamely s rozdílným koeficientem tření. Mimo to jsou diferenciály Wavetrac schopny překonat překážky, které mají za následek, že reakční moment prokluzující kola se blíží nule. K tomu může dojít například ve chvíli, kdy je kolo ve vzduchu v důsledku nerovností na cestě. Tyto extrémní případy překonává pomocí nahrazení rovných ploch vnitřních rozpěrných destiček „vlnovitým“ tvarem, který zvyšuje tření a zároveň při jízdě po suché vozovce s dobrou adhezí nezpůsobí zvýšené opotřebení kol a zhoršení jízdních vlastností. Tuto specifickou součást můžeme vidět na obrázku 13 [9].



Obrázek 13: Vlnovitý předepínací element Wavetrac [9]

3 Výběr diferenciálu

Výsledný diferenciál byl vybrán na základě pěti kritérií. Prvním zvoleným kritériem je funkčnost, ta by měla vyjadřovat schopnost daného typu diferenciálu zlepšit jízdní vlastnosti a zároveň schopnost vyprostit vozidlo v případě uvíznutí. Dalším kritériem je spolehlivost diferenciálu, tedy to, do jaké míry lze teoreticky předpokládat, že diferenciál bude mít vždy zamýšlenou funkčnost a nedojde k jeho selhání, které by mohlo způsobit nepředvídatelné chování vozidla, případně celé vozidlo vyřadit z provozu. Třetím kritériem je údržba diferenciálu. To znamená, jak často je nutná kontrola součástí a jejich včasná výměna, která je nutná pro správné fungování systému a v opačném případě by vedla k jeho selhání. V neposlední řadě je porovnávána předpokládaná cena přestavby, která se odvíjí nejen od samotné výroby, ale také od jeho údržby. Posledním kritériem je složitost instalace daného konstrukčního řešení. Každé z kritérií má dále přiřazenou svou váhu, dle toho jak důležitou roli hraje při předpokládaném využití vozidla. Předpokládaným využitím je myšleno běžné dojíždění do zaměstnání, na nákup, popř. také pro případnou návštěvu závodního okruhu.

Zásadním předpokladem přestavby je v tomto případě fungování diferenciálu, a to nejen za ideálních podmínek, ale i při nízké adhezi způsobené například sněhem. V tomto směru excelují diferenciály ASD, ty mají svou vlastní řídicí jednotku a jsou schopny své vlastnosti ve zlomku sekundy uzpůsobit pro daný povrch a rychlost jízdy. Lamelový diferenciál je v tomto ohledu také velmi dobrou volbou, jelikož propůjčuje vozu velmi dobré jízdní vlastnosti a jeho svornost se dá relativně snadno upravit dle potřeb řidiče (vyžaduje demontáž). Samosvorný diferenciál se šroubovým ozubením nabízí vlastnosti velmi podobné lamelovému diferenciálu, bohužel jeho svornost je dána geometrií ozubených kol a nelze ji měnit. Pro účely osobního vozu pohybujícím se především na veřejných komunikacích a zpevněných cestách je uzávěrka poměrně nepraktickým řešením, a to především z důvodu její manuálně připojit a odpojit při změně adheze. Otevřený diferenciál je výchozím stavem přestavby a jeho vlastnosti při snížené adhezi jsou hlavním důvodem přestavby.

Životnost diferenciálu nelze objektivně určit podle typu, proto jí nelze přiřadit vyšší hodnotu. Životnost je posuzována na základě komplexnosti konstrukčního řešení a počtu dílčích součástí. Na toto hodnocení spolehlivosti nemá vliv chyba konstrukce nebo výroby. Při posuzování je zohledněno, zda je diferenciál čistě mechanické povahy, nebo o jeho funkčnosti rozhodují i součásti elektronické či hydraulické. V každém z případů je pro správné fungování diferenciálu nutná stoprocentní funkčnost všech komponent. Z toho důvodu byly diferenciály ASD a závěry diferenciálu hodnoceny nízkou v této kategorii. U lamelového diferenciálu může dojít ke spálení třecích lamel, což má za následek ztrátu svornosti. Otevřené diferenciály a samosvorné šnekové diferenciály nevyužívají lamely, točivý moment je přenášen pouze přes ozubení planetových a centrálních kol. V případě, že by došlo k jejich rozlomení, jedná se o konstrukční nebo výrobní vadu.

V případě, že je diferenciál tvořen pro osobní vozidlo běžného využití, podstatnou roli hraje i nutná údržba diferenciálu. Zde je možné vyzdvihnout otevřené diferenciály a samosvorné šnekové diferenciály. Tyto dva typy lze provozovat prakticky bez údržby, případně za vyměnění olejové náplně diferenciálu. Závěra diferenciálu vyžaduje především preventivní prohlídky celého mechanismu, a to včetně ovládacích prvků, které nejsou uschovány v koši diferenciálu a podléhají tak vlivům počasí. U samosvorných lamelových diferenciálů přibývá nutnost kontroly a výměny třecích lamel a přítlačných pružin. V případě ASD je nutná kontrola a včasná výměna nejen přítlačných pružin, ale také třecích lamel stejně jako u lamelových samosvorných diferenciálů, mimo to je zde nutná kontrola a údržba elektroinstalace a hydraulické části mechanismu.

Instalace diferenciálu otevřeného, lamelového a šnekového spočívá pouze v usazení diferenciálu do jeho obalu. Tuto operaci lze provést pouze za demontáže víka obalu a odpojení unášeců poloos. Závěra diferenciálu vyžaduje úpravy obalu diferenciálu a instalaci ovládacích prvků v kabině vozu. Pro zapojení diferenciálu ASD by byla nutná nejen fyzická úprava podstatné části vozu, ale také naprogramování jeho řídicí jednotky tak, aby fungovala s již instalovanými asistenty řízení jako je například ABS (Anti-lock brake system).

Tabulka 1: Porovnávací tabulka s přiřazenou váhou kritérií

	funkčnost*4	životnost*3	údržba*2	instalace*1	
otevřený	1	5	5	4	33
lamelový	4	3	3	4	35
šnekový	3	4	5	4	38
ASD	5	1	1	1	26
uzávěrka	2	2	2	2	20

Pro zadané je nejlepším řešením parametry samosvorný diferenciál se šikmým ozubením. Princip tohoto diferenciálu byl zvolen jako předloha pro výsledné konstrukční řešení.

4 Měření

Dalším krokem této práce je provedení rozměrové analýzy klece diferenciálu, který je v současné době instalován ve vozidle. Díky těmto rozměrům je možné návrh samosvorného diferenciálu ukotvit v originálním obalu bez dalších úprav. Při měření je kladen důraz na funkční rozměry diferenciálu. Vnitřní rozměry klece nejsou pro tento projekt potřebné, proto nebyly měřeny.

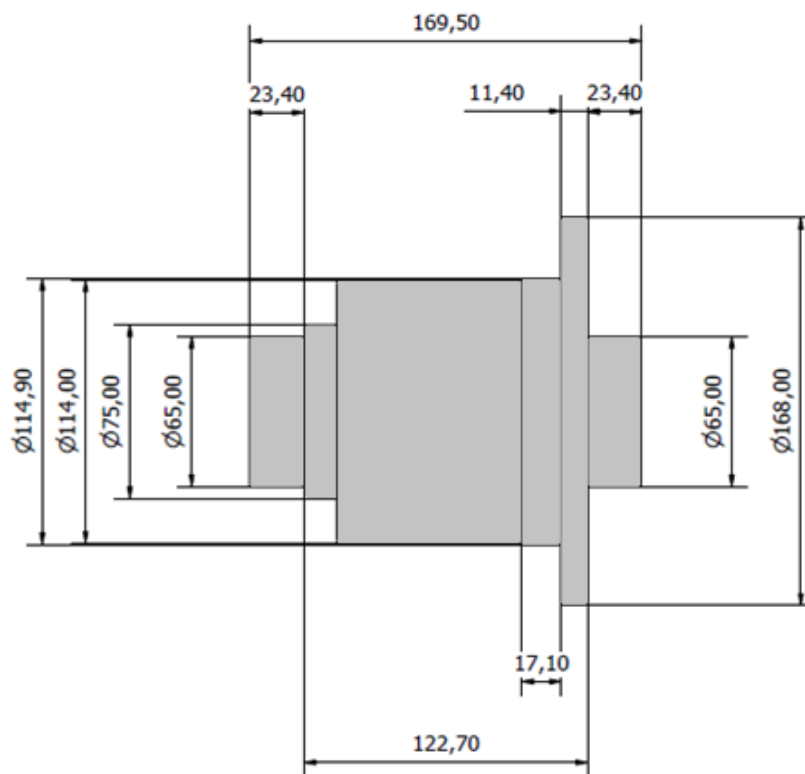


Obrázek 14: Měřící rameno FaroArm [16]

Měření bylo provedeno pomocí přístroje FaroArm (Obrázek 14). Jedná se o měřící rameno vyrobené firmou Faro, která se specializuje právě na 3D měřící přístroje a ramena využitelná pro přesné měření. Měření bylo provedeno dotykovým sondováním. Při měření je klec diferenciálu položena na kalibrovaný stůl, následně je sonda na konci ramene přikládána k diferenciálu a tímto způsobem je vytvořena virtuální síť bodů, ze které jsou odečteny výsledné rozměry. Z rozměrů získaných pomocí této rozměrové analýzy byla vytvořena skica (Obrázek 15) a tabulka rozměrů (Tabulka 3). [16]

Tabulka 2 :Rozměry klece sériového diferenciálu

	Rozměr
Celková délka	169,5 [mm]
Průměr klece	114 [mm]
Průměr pro středění talířového kola	114,9 [mm]
Průměr odsazení pro uchycení talířového kola	168 [mm]
Průměr pro uložení ložisek	65 [mm]
Délka uložení ložisek	23,4 [mm]
Celková využitelná délka pro uložení ozubených kol	122,7 [mm]
Délka středícího průměru	17,1 [mm]
Délka odsazení pro uchycení talířového kola	11,4 [mm]



Obrázek 15: Skica sériového diferenciálu

Rozměry pro uložení ložisek a rozměry, které jsou ve styku s talířovým kolem je nutno zachovat co možná nejpřesněji. Stejně tak je nutno zachovat celkovou délku diferenciálu. Při dodržení těchto rozměrů je možné navrhnout diferenciál instalovat bez dalších úprav automobilu. Je tedy možná přímá záměna za sériový diferenciál.

5 Model diferenciálu

Dalším předpokladem pro návrh konstrukce diferenciálu je dimenzování a s ním spojené výpočty. Maximální moment, který by měl být diferenciál schopný přenést, je roven točivému momentu nejsilnější motorizace se středním obalem. Tím je BMW e36 328i s motorem nesoucím označení M52B28. Jedná se o řadový šestiválec s objemem 2.8 l, výkonem 142 kW a točivým momentem 280 Nm. Vozidlo zvolené k analýze je vybaveno manuální převodovkou, která má oproti automatické verzi agresivnější převody a výsledný moment je tudíž větší. Jednotlivé převodové poměry pro tento vůz jsou zobrazeny v tabulce 4 [4, 10].

Tabulka 3: Převodové poměry BMW e36 328i

	Převodovka	Rozvodka - Stálý převod
1. Rychlostní stupeň	4.2	2.93
2. Rychlostní stupeň	2.49	2.93
3. Rychlostní stupeň	1.66	2.93
4. Rychlostní stupeň	1.24	2.93
5. Rychlostní stupeň	1	2.93

Maximální točivý moment M_k působící na klec diferenciálu je dán následujícím vztahem, kde i je převodový poměr, pro převodový poměr $i_{převodovka}$ je zvolen 1. rychlostní stupeň.

$$M_k = M_{motor} * i_{převodovka} * i_{rozvodka}$$

$$M_k = 280 * 4,2 * 2,93$$

$$M_k = 3445,68 \cong 3446 \text{ Nm}$$

Pro počáteční návrh konstrukce vetkneme levou i pravou poloosu a vytvoříme tak statický model, ve kterém se reakční momenty na jednotlivých kolech, a tedy i na k nim přiřazených planetových kolech, rovnají. Můžeme tedy psát následující:

$$M_k = M_l + M_p$$

$$M_p = M_l$$

$$M_p; M_l = \frac{1}{2} M_k$$

$$M_p; M_l = \frac{3446}{2}$$

$$M_p; M_l = 1723 \text{ Nm}$$

Vzhledem k tomu, že planetové kolo je v tomto případě v záběru s několika satelity najednou, se tento moment dále rovnoměrně rozdělí na jednotlivé satelity. Pro návrh konstrukce je zvoleno celkem 10 satelitů, tedy 5 satelitů pro každé planetové kolo. Moment tedy lze dále dělit. Moment satelitu M_s je tedy dán vztahem:

$$M_s = \frac{M_l}{5}$$

$$M_s = \frac{1723}{5}$$

$$M_s = 344,5 \text{ Nm}$$

5.1 Materiál

Pro ozubená kola je zvolena ocel ČSN 16 220. Jedná se o nikel-chrom-molybdenovou ocel s dobrou obrobiteľnosťou. Ocel je vhodná pro veľmi namáhané strojní součásti, jako jsou například talířová kola, kola diferenciálu, kola převodovek, či pístní čepy. Chemické složení lze vidět v tabulce 5 [11, 12].

Tabulka 4: Chemické složení oceli ČSN 16 220

Chemické složení v hmotnostních %						
C	Mn	Si	Cr	Ni	P	S
0,14 – 0,19	0,7 – 1	0,17 – 0,37	0,8 – 1,1	1,3 – 1,6	Max 0,035	Max 0,035

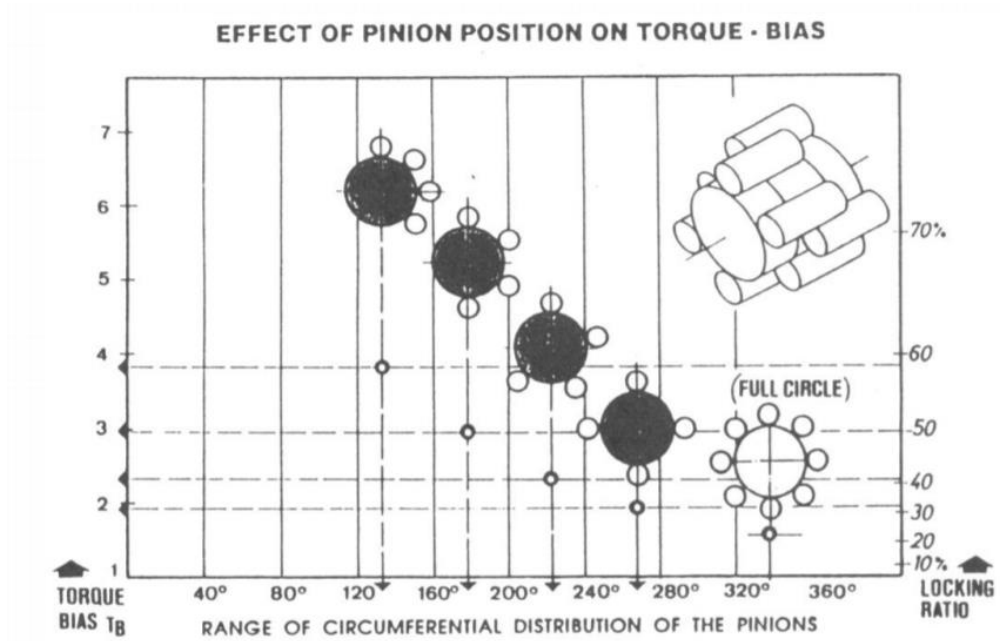
Pro klec diferenciálu je zvolena ocel ČSN 15 260. Tato nízkolegovaná chrom vanadová ocel má dobrou obrobiteľnosť a je vhodná pro výrobu klikových hřídelů, poloos nebo ozubených kol, tedy pro velmi namáhané strojní součásti a součásti motorových vozidel. Chemické složení je zobrazeno v tabulce 6 [11, 12].

Tabulka 5: Chemické složení oceli ČSN 15 260

Chemické složení v hmotnostních %							
C	Mn	Si	Cr	Ni	V	P	S
0,47-0,55	0,7 – 1	0,15 – 0,4	0,9 – 1,2	Max 0,3	0,1 – 0,2	Max 0,035	Max 0,035

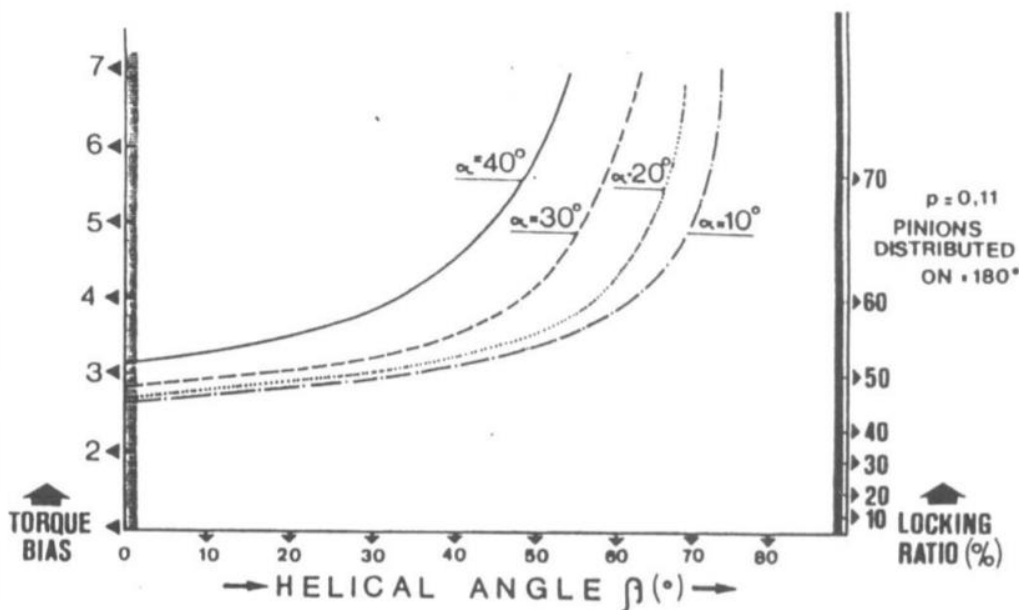
5.2 Geometrie ozubení

Rozložení ozubení je zvoleno rovnoměrně po celém průměru a to především kvůli velkému počtu satelitů, který je zvolen pro menší namáhání jednotlivých zatížených zubů. Na grafu lze vidět, že toto rozložení nám snižuje výslednou svornost diferenciálu, proto je následně zvolen úhel sklonu zubů, který kompenzuje ztrátu svornosti.



Obrázek 16: Graf závislosti svornosti na rozložení satelitů [17]

Určení úhlu sklonu zubů je provedeno dle doporučení v rozsahu $\beta = 25^\circ - 40^\circ$ pro diferenciály s šikmým čelním ozubením. Je určeno $\beta = 35^\circ$ dle grafu:



Obrázek 17: Graf závislosti svornosti na geometrii ozubení [17]

Na grafu můžeme vidět, že pro křivku $\alpha = 20^\circ$ při hodnotě $\beta = 35^\circ$ platí, že svornost diferenciálu je přibližně 50 %. To zároveň odpovídá hodnotě „Torque Bias“ 3 : 1. Tyto hodnoty udávají v jakém maximálním poměru je diferenciál schopný rozdělit točivý moment. Tedy lze tvrdit, že navrhovaný diferenciál bude schopen rozdělit točivý moment 75 : 25 a to ve prospěch kola s lepší adhezí.

Nyní lze navrhnout modul ozubení planetových kol a satelitů diferenciálu. Pro výpočet modulu je dále nutné určit počet zubů satelitu z_1 . Na počet zubů satelitů z_1 a planetových kol z_2 dva má vliv především největší přípustný průměr diferenciálu a průměr unášečů poloos. Na základě těchto rozměrů je zvolen počet zubů $z_1 = 6$ a $z_2 = 15$. Následně lze navrhnout modul zubu dle vzorce:

$$m = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{M_s * \cos(\beta)}{\varphi * c * z_1}}$$
$$m = 7,5 * \sqrt[3]{\frac{344,5 * \cos(35^\circ)}{60 * 0,08 * 350 * 6}}$$
$$m = 2,28$$

Kde M_s je spočtený moment působící na satelity, úhel β je zvolený úhel sklonu zubů. $\varphi = 10 \div 60$. Zvolená hodnota 60 vzhledem k vyšší tuhosti materiálu ozubených kol. Konstanta $c=(0,03 \div 0,08) \sigma_{D0}$ představuje dovolené namáhání zubu v ohybu. σ_{D0} je dovolené namáhání materiálu v ohybu pro zvolený materiál $\sigma_{D0} = 350$ [Mpa]. Hodnota konstanty pro šikmé ozubení je 7,5 .

Pro modul zubu je zvolen nejbližší vyšší normovaný rozměr, tedy $m = 2,5$ mm. Vzhledem k malému počtu zubů satelitů z_1 je třeba ozubení korigovat. Pro tento výpočet je nejprve nutné znát počet zubů porovnávacího (virtuálního) kola z_v . Porovnávací kolo je fiktivní ozubené kolo, které využíváme pro korekci šikmého ozubení proti podřezání paty a špičatosti hlavy zubů. Vztah pro výpočet je následující:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3(\beta)}$$
$$z_v = \frac{6}{\cos^3(35^\circ)}$$
$$z_v = 10,916$$

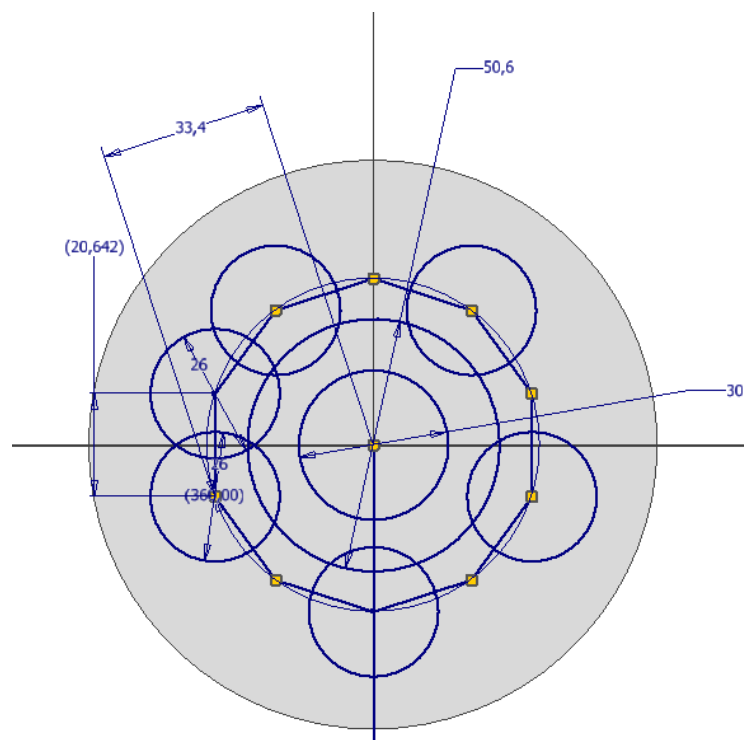
Počet zubů virtuálního kola je pouze teoretickou hodnotou, tím pádem není žádoucí tento výsledek zaokrouhlovat na celá čísla. Dále je třeba stanovit mezní počet zubů z_m .

$$z_m = 17$$

Minimální korekci pro podříznutí paty zubu spočítáme dle následujících vztahů:

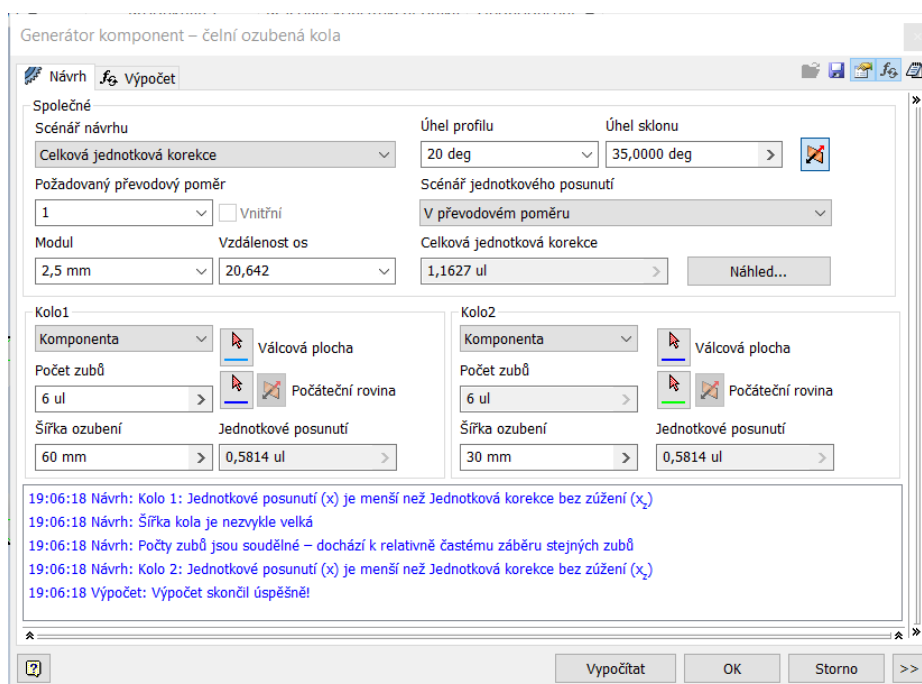
$$x_{min} = \frac{z_m - z_v}{z_m}$$
$$x_{min} = \frac{17 - 10,92}{17}$$
$$x_{min} = 0,36$$

Jelikož každý ze satelitů je v záběru s příslušným planetovým kolem a zároveň se dvěma satelity planetového kola protější strany, je nutné ozubení dále korigovat pro osovou vzdálenost, která je dána uspořádáním ozubených kol v kleci diferenciálu. Velikosti korekce jsou zjištěna graficky. Na skice (Obrázek 18) můžeme vidět kružnici o poloměru 33,4 mm, tedy shodnou s osovou vzdáleností planetového kola a satelitu. Díky tomu, že návrh diferenciálu počítá s rovnoměrným rozložením celkem deseti satelitů, můžeme do této kružnice vetknout rovnostranný desetiúhelník, vetknuté body jsou teoretické středy kružnic satelitů a délka strany desetiúhelníku je rovna osové vzdálenosti mezi dvěma satelity.



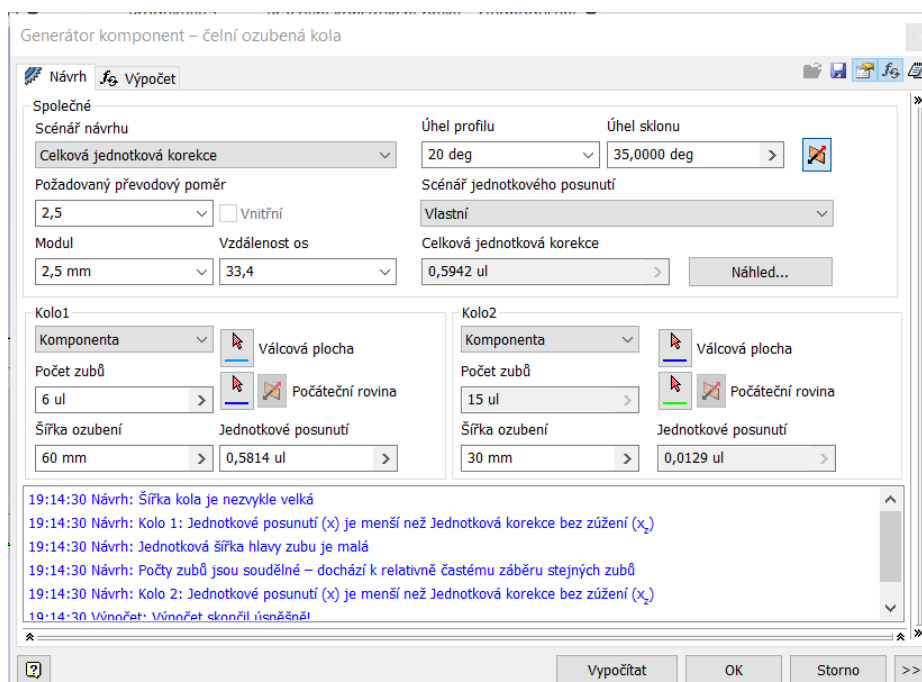
Obrázek 18: Skica pro grafické zjištění umístění ozubených kol

Změřená hodnota 20, 642 mm je zadána do aplikace design accelerator (Obrázek 19).



Obrázek 19: Výpočet korekce ozubených kol 1

Součtová korekce je $\sum x = x_1 + x_2 = 1,1627$ mm, přičemž $x_1 = x_2 = 0,5814$ mm. Každý ze satelitů je ovšem v záběru s příslušným planetovým kolem, je tedy nutné znovu provést korekci této dvojice. Jednotkové posunutí satelitu je $x_1 = 0,5814$ mm, zároveň je nutné zachovat původně navrženou osovou vzdálenost mezi satelitem a planetovým kolem 33,4 mm (Obrázek 20).



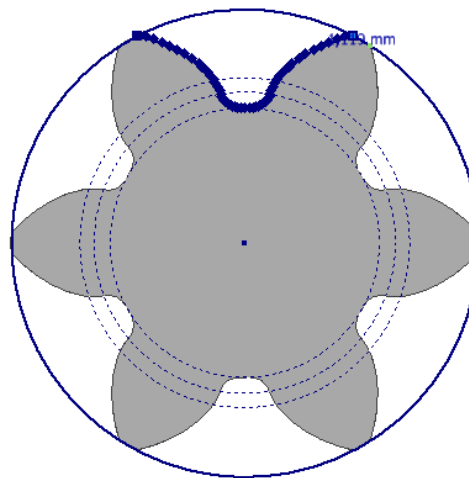
Obrázek 20: součtová korekce ozubených kol 2

Výsledné jednotkové posunutí je $x_s = 0,0129$ a součtová korekce satelitů a planetového kola je $\sum x = x_1 + x_s = 0,5942$ mm. V případě kladné korekce dochází rozšíření paty zubu a zároveň k zúžení zubu na hlavové kružnici. Pro minimální tloušťku hlavy tvrzených zubů platí vztah:

$$s_{a \min} = 0,4 * m$$

$$s_{a \min} = 0,4 * 2,5$$

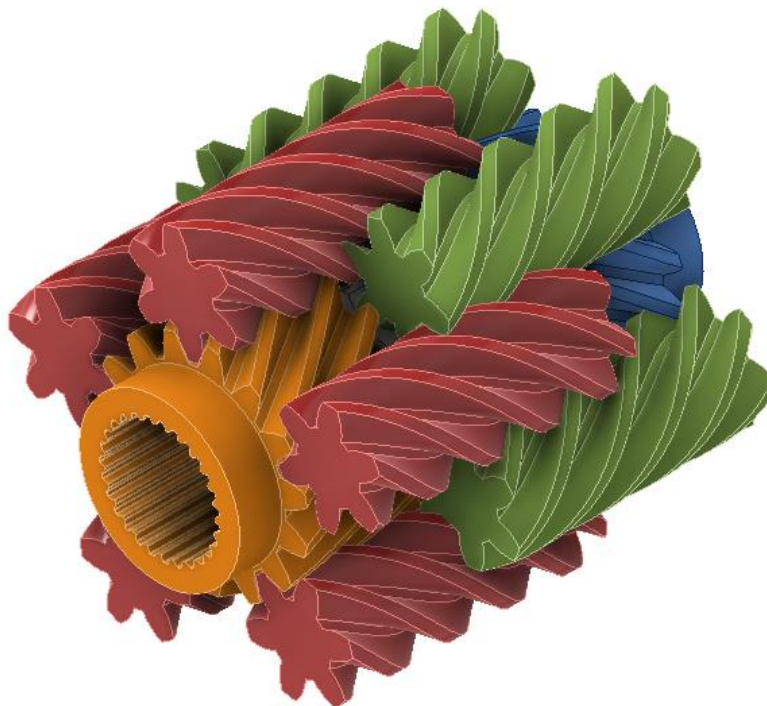
$$s_{a \min} = 1$$



Obrázek 21: Kontrola špičatosti zubu

Tento rozměr je zjištěn pomocí změření modelu zubu (Obrázek 21). Měření ukazuje, že rozměr zubu $s_a = 1,119$ je tedy větší než minimální povolená tloušťka zubu na hlavové kružnici, geometrie zubů satelitu tedy vyhovuje.

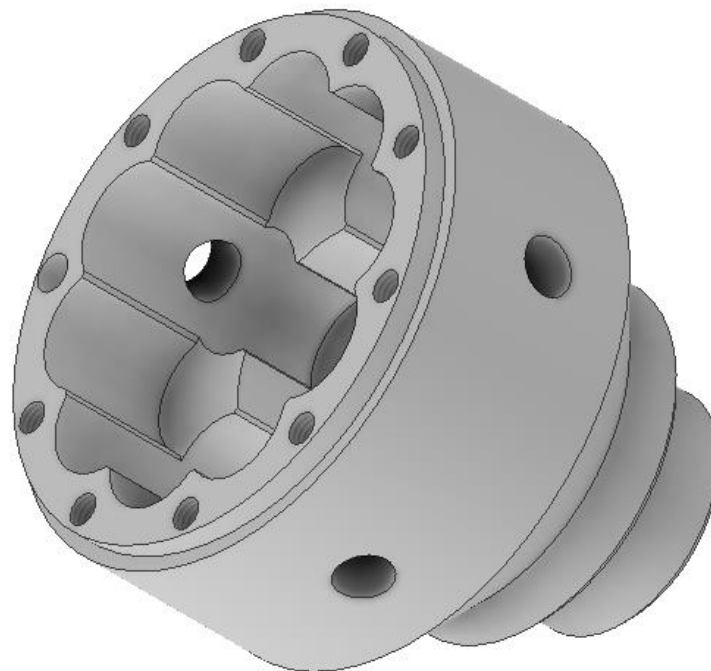
Výsledné rozložení ozubených kol a tvar ozubení je znázorněno obrázkem 22. Levé planetové kolo je znázorněno oranžově, jemu náležící kola pak červeně. Zelená ozubená kola jsou satelity pravého ozubeného kola, označeného modrou barvou.



Obrázek 22: Kompletní ozubení diferenciálu

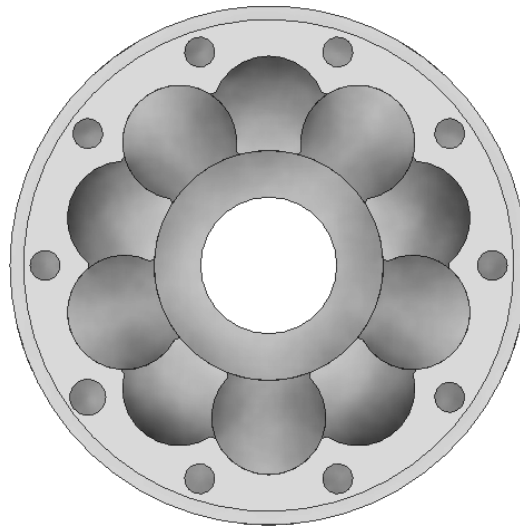
5.3 Klec diferenciálu

Ozubená kola se nachází v kleci diferenciálu. Klec diferenciálu limituje rozměr koše diferenciálu. Maximální průměr, který lze konstruovat je 114,9 mm. Tento průměr je zároveň vnitřním průměrem pro talířové kolo. Při překročení průměru by mohlo dojít ke kolizi s ozubením stálého převodu. Naopak menší průměr v místě zamýšleného lícování kola by mohlo mít za následek nesouosost talířového kola a klece diferenciálu a zapříčinit nechtěné namáhání šroubových spojů a házení. Klec diferenciálu je rozdělena na pravou a levou část, které jsou spojeny šrouby. Rozdělení klece je nutné pro instalaci planetových kol, satelitů a předepínacích destiček. Prává část má celkovou délku 107,6 mm. Z této délky zabírá 23,4 mm válcová plocha o průměru 50,5 mm, na které je uchyceno kuželíkové ložisko diferenciálu. Ve středu klece je vyvrtán otvor o průměru 30 mm. Tímto otvorem je do klece vložen unašeč pravé hnací poloosy. V pravé části diferenciálu jsou vytvořeny kapsy pro satelity, planetové kolo pravé poloosy a středového předepínacího středu. Satelity levého planetového kola jsou usazeny na geometrických útvarech odsazených od základní roviny kapsy o 30 mm. Toto odsazení zabraňuje přímému styku satelitů náležících levému planetovému kolu s pravým planetovým kolem.

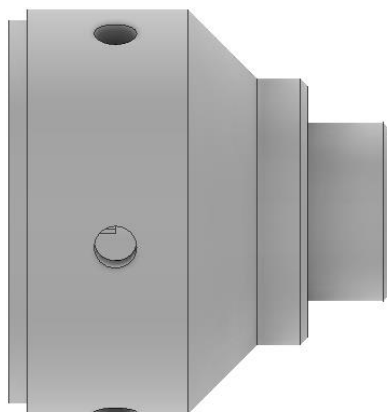


Obrázek 23: Pravá část Klece 1

Na obrázku 23 a 24 lze vidět geometrii kapes pro ozubená kola. Bokorys klece je vidět na obrázku 25. Po obvodu pravé části klece je paralelně s osou otáčení vyvrtáno celkem deset děr, přičemž v devíti z nich je vytvořen závit pro šrouby o velikosti M8. Poslední díra je připravena pro středící kolík o průměru 8 mm. Díry vrtané kolmo na osu otáčení zajišťují přísun maziva k planetovým kolům a satelitům.

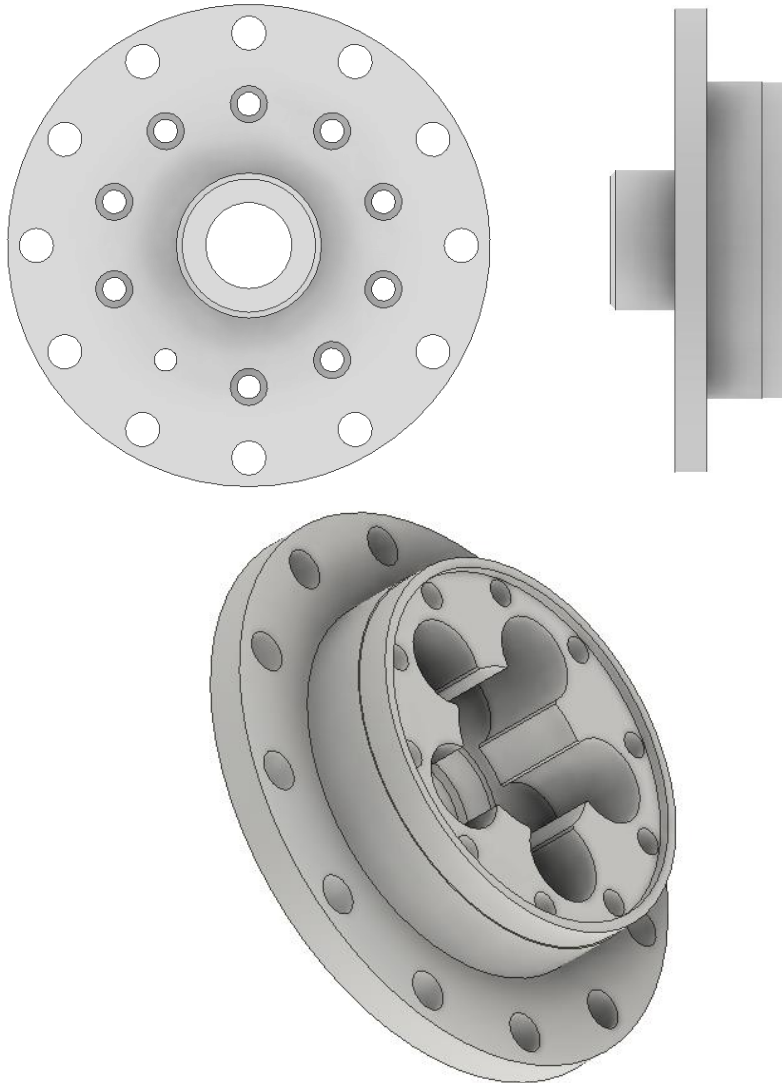


Obrázek 24: Pravá strana klece 2



Obrázek 25: Bokorys pravé strany klece

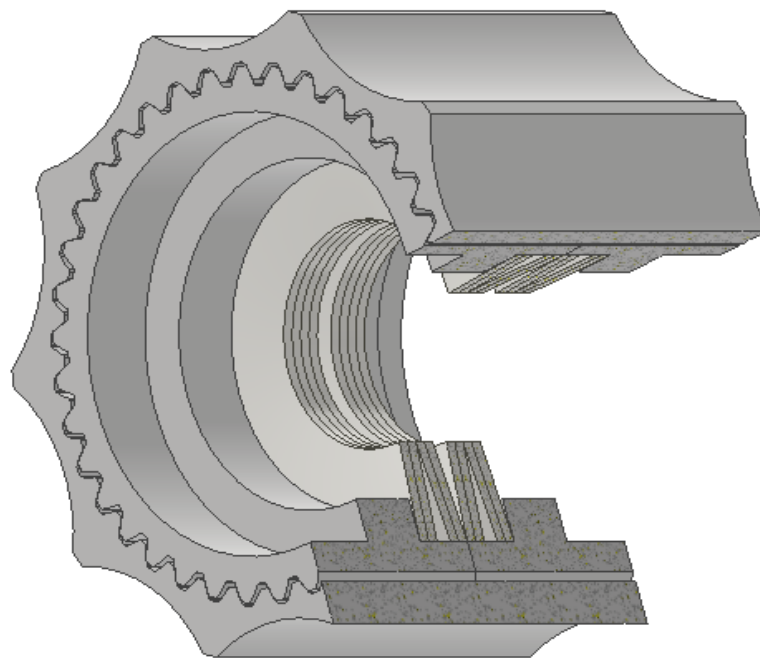
Levá strana diferenciálu (obrázek 26) má největší průměr 168 mm, tento průměr náleží odsazení, na kterém bude pomocí uchyceno talířové kolo diferenciálu. Celková výška levé části je 38,5 mm. Z této výšky celkem 23,4 mm náleží ploše pro uložení kuželíkového ložiska o vnitřním průměru 50,5 mm. V čele diferenciálu je, mimo děr pro šrouby talířového kola, vyvrtáno také deset děr, díky kterým je možné spojit levou a pravou část kelce. Devět děr je určeno pro šrouby M8, poslední díra náleží středícímu kolíku. Na čele, které dosedá na pravou část diferenciálu lze vidět odsazení o velikosti 3 mm. Toto odsazení slouží společně se středícím kolíkem k vycentrování a sousosti obou částí.



Obrázek 26: Levá strana kelce

5.4 Středový předepínací člen diferenciálu

Středový předepínací člen se skládá z vlastní klece, rozpěrných kroužků a serio-paralelně řazených talířových pružin, zajišťujících předepnutí v axiálním směru. Vlastní klec středového předepínacího členu je umístěna ve středu klece diferenciálu a její tvar se odvíjí od geometrie kapsy pro ozubení. Na vnitřním průměru je vytvořeno drážkování zamezuje rozpěrným kroužkům v pootočení. Rozpěrné kroužky jsou opatřeny tímto drážkování na svém vnějším průměru. Uvnitř rozpěrných kroužků je zhotoveno odsazení, na kterém jsou usazeny tlačné serio-paralelně zapojené talířové pružiny. Poskládání pružin ovlivňuje axiální sílu, která vyvolává třecí moment na stykových plochách rozpěrných kroužků a satelitů diferenciálu.

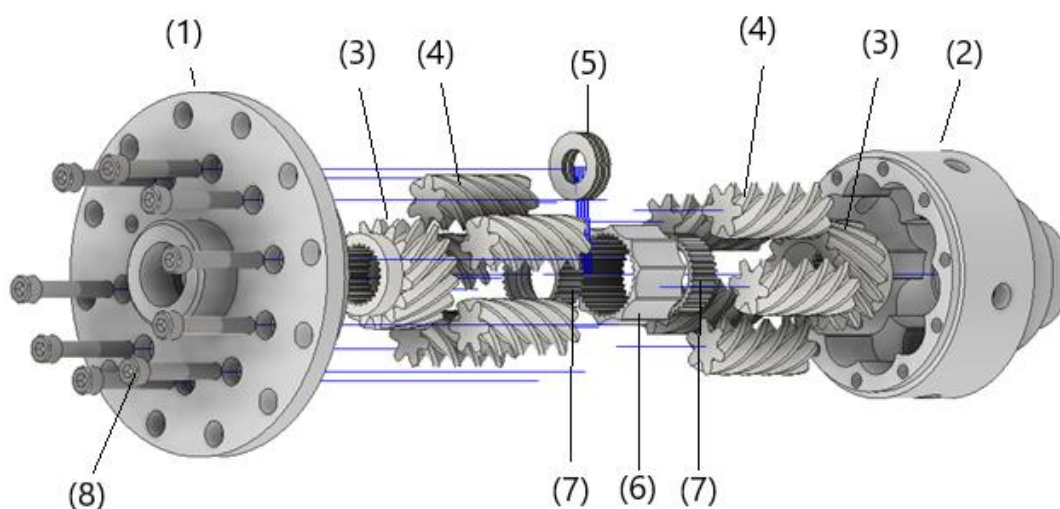


Obrázek 27: Řez předepínacího elementu

Přítomnost předepínacích elementů (Obrázek 27) v diferenciálu je vyžadována především v případech, kdy je reakční moment prokluzujícího kola tak malý, že i přes přítomnost svorného účinku není možné přenést dostatečný hnací moment, který by vozidlo vyprostilo. Tato situace může nastat například ve chvíli, kdy jedno z hnacích kol visí ve vzduchu. V tomto případě je reakční moment kola v podstatě nulový a tedy jediným reakčním moment, který je přenášen třecí moment vyvozen předepínacím elementem diferenciálu. Třecí moment vyvolaný předepnutím je přítomný neustále a má za následek snížení schopnosti diferenciálu umožnit rozdílné otáčky jednotlivým kolům hnané nápravy. Je tedy nutné navrhnout axiální sílu tak, aby vozidlu ulehčila vyproštění, ale zároveň nedocházelo ke smýkání kol při zatočení, a tím pádem ke zvýšenému opotřebení pneumatik a zhoršení jízdních vlastností vozu. Pro předepnutí je zvoleno osm talířových pružin CSN 31,500 x 16,300 x 0,800 x 1,900. Tyto pružiny jsou složeny serio-paralelně, jak lze vidět na obrázku 27. Výsledná předepínací síla $F_p = 1190\text{N}$, dle výsledků generátoru talířových pružin aplikace Inventor.

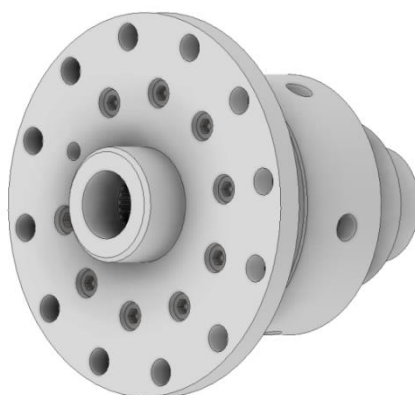
5.5 Uložení diferenciálu

Rozstřel sestavy diferenciálu je zobrazen na obrázku 28. Navrhnutý samosvorný diferenciál se skládá z levé (1) a pravé části klece (2). V kleci jsou uloženy planetová kola (3). Každé z planetových kol je v záběru s pěti přilehlými satelity (4), které jsou současně v záběru se dvěma satelity protilehlého planetového kola. Toto uložení zajišťuje přenos točivého momentu z levého kola na pravé, a obráceně. Zároveň umožňuje diferenci otáček při průjezdu zatáčkou. Předepnutí diferenciálu zajišťují talířové pružiny (5) uložené v středové kleci předepínacího elementu (6) společně s rozpěrnými kroužky (7), které tlačí planetová kola a vytvářejí tak předepnutí. Levá a pravá část klece je spojena devíti pevnostními šrouby M8 (8).



Obrázek 28: Rozstřel sestavy diferenciálu

Při návrhu byly zachovány všechny funkční rozměry, je tedy možné samosvorný diferenciál přímo vyměnit bez dalších úprav. Diferenciál je v koši uložen na dvou kuželíkových ložiskách. Dále je spojen s talířovým kolem stálého převodu. Planetová kola samosvorného diferenciálu mají drážkování shodné s drážkováním planetových kol sériového diferenciálu, je tedy možná instalace původních unašečů.



Obrázek 29: Návrh samosvorného diferenciálu
pro BMW e36 328i kupé

6 Zhodnocení

Po porovnání zadaných požadavků byl vybrán samosvorný diferenciál s čelním šikmým ozubením, kterým je nahrazen sériový otevřený diferenciál původně instalovaný ve vozidle. Samosvorný diferenciál s čelním šikmým ozubením nabízí oproti ostatním porovnávaným konstrukcím bezúdržbový provoz a zároveň je schopen zlepšit jízdní vlastnosti, díky rozdělení točivého momentu v poměru daném geometrií ozubení, ovšem vždy ve prospěch kola s lepší adhezí. Vozidlo je tedy schopno lépe využít výkon motoru. Návrh je proveden v souladu s původními rozměry, tudíž je možné diferenciál instalovat do původního koše diferenciálu bez nutnosti úprav. Předpokládaná svornost diferenciálu je 50 %, jedná se ovšem pouze o hrubý návrh přestavby a pro zjištění exaktních dat je nutné provést dynamickou analýzu diferenciálu. Pro zhodnocení změny jízdních vlastností je nutná výroba prototypu a zkušební jízdy a uzavřeném okruhu.

7 Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala konstrukčním řešením samosvorného diferenciálu pro vůz BMW e36 328i kupé. Byla provedena rešerše základních typů diferenciálů a objasněn princip fungování jednotlivých typů diferenciálů, zároveň bylo vysvětleno, proč je žádoucí nahradit sériový otevřený diferenciál za samosvorný diferenciál. Následně byla provedena rešerše současné nabídky samosvorných diferenciálů na BMW e36. Na základě těchto informací byl pomocí komparativní analýzy zvolen vhodný typ konstrukčního řešení samosvorného diferenciálu. Typ, který nejlépe odpovídal zadaným požadavkům samosvorného diferenciálu, byl diferenciál s čelním šikmým ozubením. Pro úspěšný návrh konstrukčního řešení byl změřen původní otevřený diferenciál, díky čemuž bylo možné modelovat diferenciál, který nevyžaduje žádné další úpravy vozu. Na samosvorném diferenciálu byly provedeny základní pevnostní a rozměrové výpočty pro ozubená kola se šikmými zuby. Posledním krokem této bakalářské práce bylo provedení hrubého návrhu samosvorného diferenciálu s šikmým čelním ozubením pro BMW e36 328i kupé.

Před samotnou výrobou tohoto diferenciálu je doporučena celková pevnostní analýza všech modelovaných součástí. Dalším krokem je dynamická analýza potvrzující funkčnost diferenciálu. V případě, že by hrubý návrh diferenciálu nevyhovoval zadaným parametrům, ať už pevnostně či svou vlastní dynamikou, tedy průběhem svorného účinku, je zapotřebí provést patřičné konstrukční úpravy celé soustavy, které by případné nedostatky kompenzovaly. Posledním krokem vývoje komponenty by byl test prototypu.

8 Zdroje

- [1] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 2: převody*. 2. vyd. Brno: AVID, 2004.
- [2] VLK, František. *Převody motorových vozidel: převody*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] Torsen - How it works. *Torsen Traction* [online]. 2017 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://torsen.com/how-it-works/>
- [4] BMW e36 328i coupe. *Auto-data.net* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://bmw-grouparchiv.de/research/detail/index.xhtml?id=3823961>
- [5] BMW 3 series (e36). *BMW Classic* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://bmw-grouparchiv.de/research/detail/index.xhtml?id=3823961>
- [6] Helical LSD. *MFactory Competition* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.teammfactory.com/catalog/mfactory/helical-lsd>
- [7] Metal plate LSD. *MFactory Competition* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.teammfactory.com/catalog/mfactory/metal-plate-lsd>
- [8] Quaife ATB LSD. *Quaife* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://www.quaife.co.uk/quaife-products/atb-limited-slip-differential/>
- [9] What makes Wavetrac different? *Wavetrac* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.wavetrac.net/technical.htm>
- [10] BMW gear ratios - e36. *Bokchoys.com* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.bokchoys.com/differential/GearRatios.htm>
- [11] VRZAL, Bedřich. *Strojnické tabulky II. První*. Praha: SNTL, 1971.
- [12] Tumlikovo: Metal Cutting Technologies [online]. WordPress, 2010 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/>
- [13] How A Differential works. *M & T Transmissions* [online]. 2020 [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <https://www.mandttransmission.co.uk/how-a-differential-works.html>
- [14] Auto BMW 3 Coupe (E36): MnogoAvtomobilej.Narod.Ru [online]. 2020 [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <http://mnogoavtomobilej.narod.ru/cheshskij/bmw/BMW-3-Coupe-E36/>
- [15] 6cyl E46 1.5 Way - DBW3020 - KAAZ USA :: Official. KAAZ USA | Official Website - KAAZ USA :: Official [online]. 2020 [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <https://kaazusa.com/product/bmw-6cyl-e46-1-5-way/>
- [16] FaroArm® - Portable 3D Measurement Arm for any application. FARO | 3D Measurement, Imaging & Realization Technology [online]. 2020 [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: <https://www.faro.com/products/3d-manufacturing/faroarm/>
- [17] Shin, S., & Bowerman, W. (2002). An Evaluation of Torque Bias and Efficiency of Torsen Differential. *SAE Transactions*, 111, 1495-1505. [cit. 26.07.2020]. Dostupné z: www.jstor.org/stable/44719325

Seznam obrázků

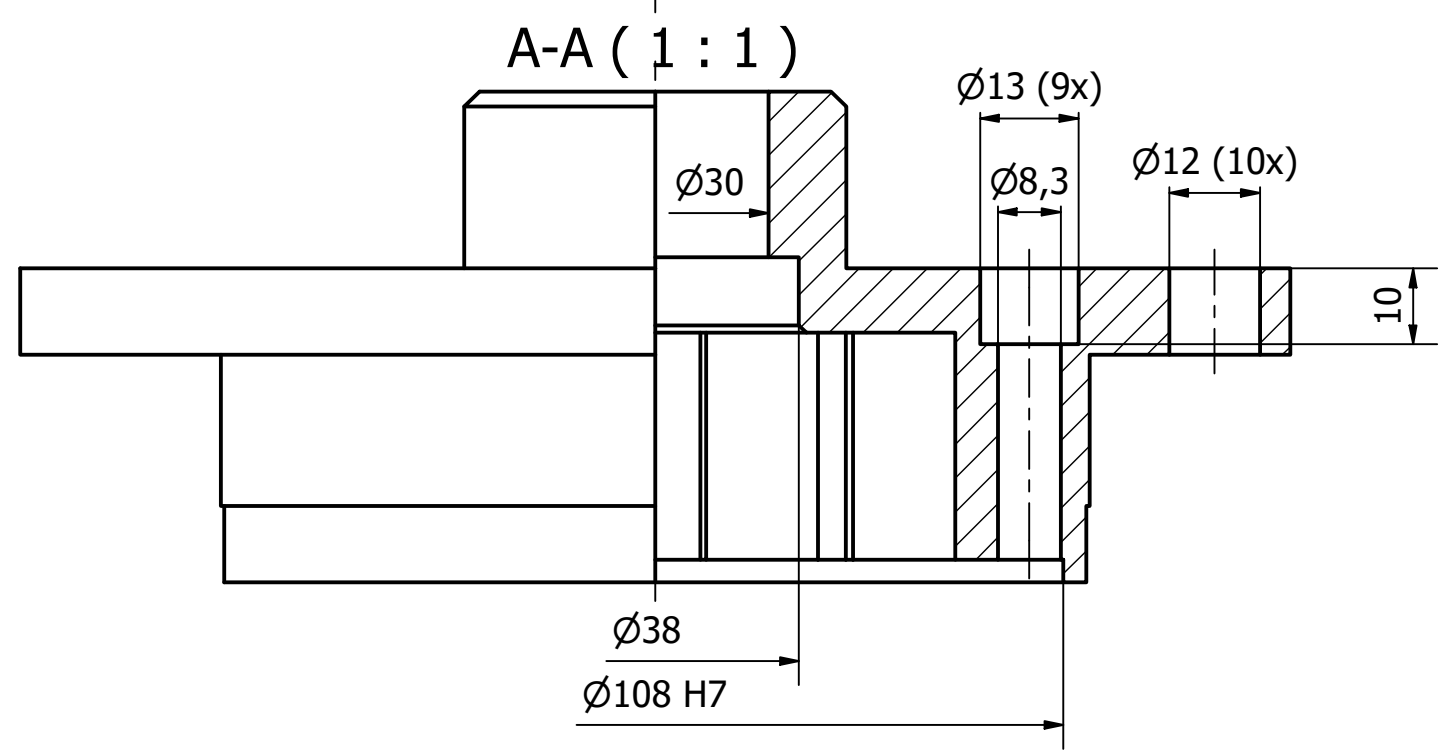
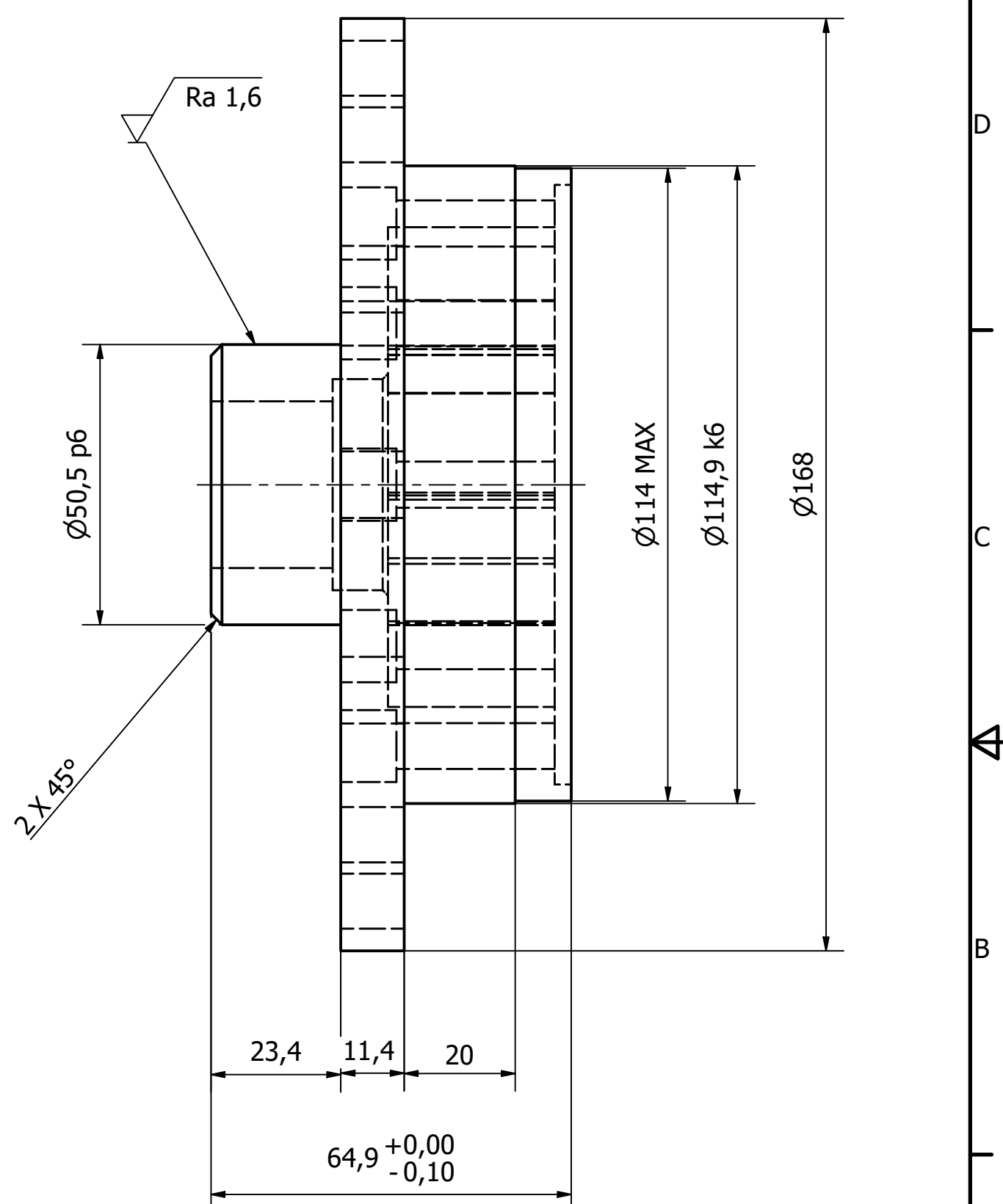
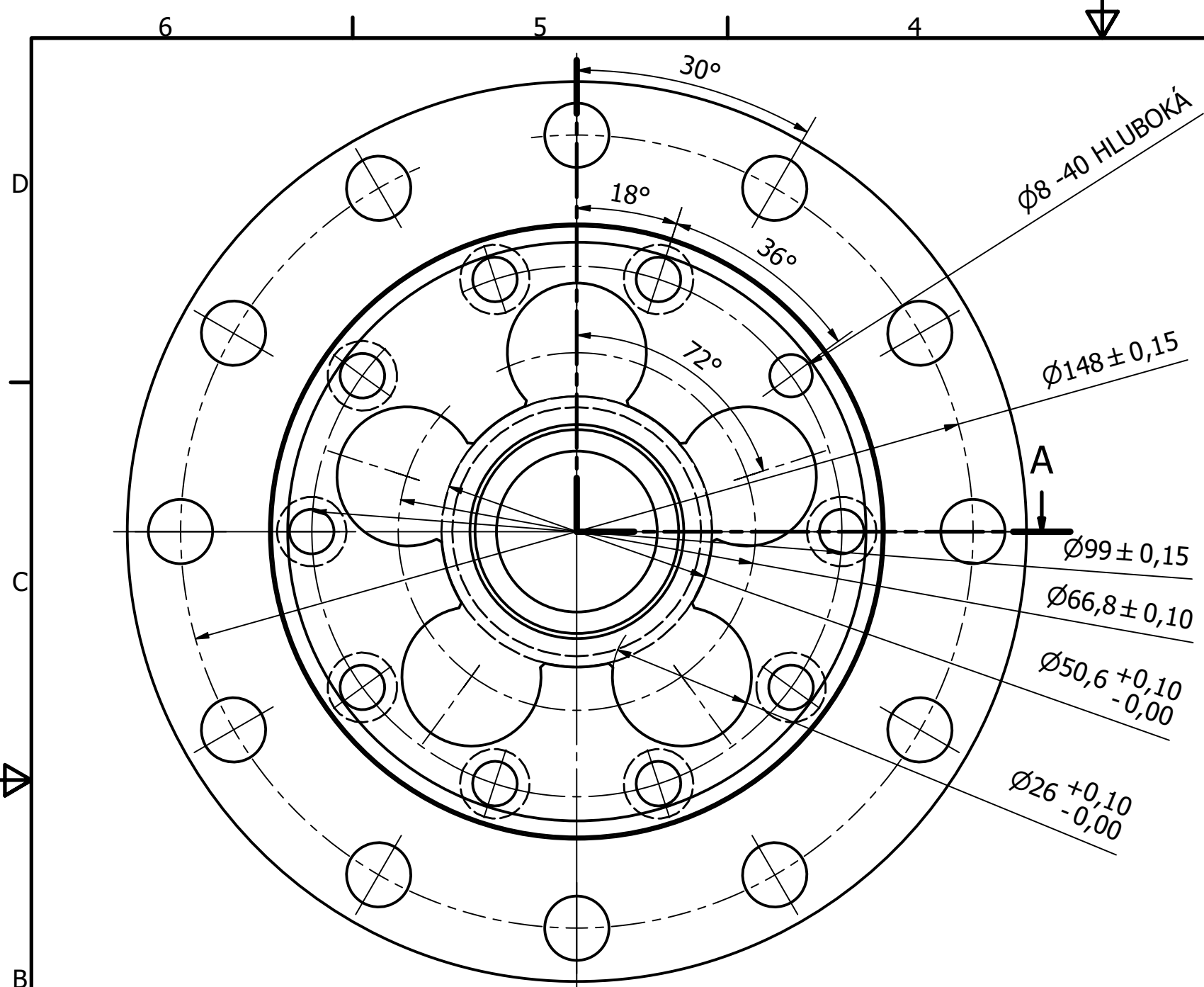
Obrázek 1: Trajektorie kol dvoustopého vozidla při zatočení [13].....	1
Obrázek 2: Schéma kuželového diferenciálu [1]	4
Obrázek 3: Schéma čelního diferenciálu [1]	5
Obrázek 4: Schéma závěru diferenciálu [1]	6
Obrázek 5: Schéma samosvorného lamelového diferenciálu [1]	7
Obrázek 6: Schéma zapojení systému ASD [1]	9
Obrázek 7: Schéma diferenciálu Torsen typu A [1].....	10
Obrázek 9: Řez a rozstřel sestavy diferenciálu Torsen typu B [3].....	11
Obrázek 8: Řez sestavy diferenciálu Torsen typu A [3]	11
Obrázek 10: BMW e36 kupé [14]	12
Obrázek 11: Tlačné a třecí kotouče lamelového diferenciálu firmy MFactory [7].....	13
Obrázek 12: Řez samosvorným diferenciálem firmy Quaife [8]	14
Obrázek 13: Vlnovitý předepínací element Wavetrac [9].....	15
Obrázek 14: Měřicí rameno FaroArm [16]	18
Obrázek 15: Skica sériového diferenciálu.....	19
Obrázek 17: Graf závislosti svornosti na geometrii ozubení [17].....	22
Obrázek 16: Graf závislosti svornosti na rozložení satelitů [17]	22
Obrázek 18: Skica pro grafické zjištění umístění ozubených kol	24
Obrázek 19: Výpočet korekce ozubených kol 1.....	25
Obrázek 20: součtová korekce ozubených kol 2	25
Obrázek 21: Kontrola špičatosti zubu	26
Obrázek 22:Kompletní ozubení diferenciálu	27
Obrázek 23: Pravá část Klece 1.....	28
Obrázek 24: Pravá strana klece 2	29
Obrázek 25: Bokorys pravé strany klece.....	29
Obrázek 26: Levá strana klece	30
Obrázek 27: Řez předepínacího elementu.....	31
Obrázek 28: Rozstřel sestavy diferenciálu	32
Obrázek 29: Návrh samosvorného diferenciálu pro BMW e36 328i kupé	32

Seznam tabulek

Tabulka 1: Porovnávací tabulka s přiřazenou váhou kritérií.....	17
Tabulka 2 :Rozměry klece sériového diferenciálu	18
Tabulka 3: Převodové poměry BMW e36 328i	20
Tabulka 4: Chemické složení oceli ČSN 16 220.....	21
Tabulka 5: Chemické složení oceli ČSN 15 260.....	21

Seznam Příloh

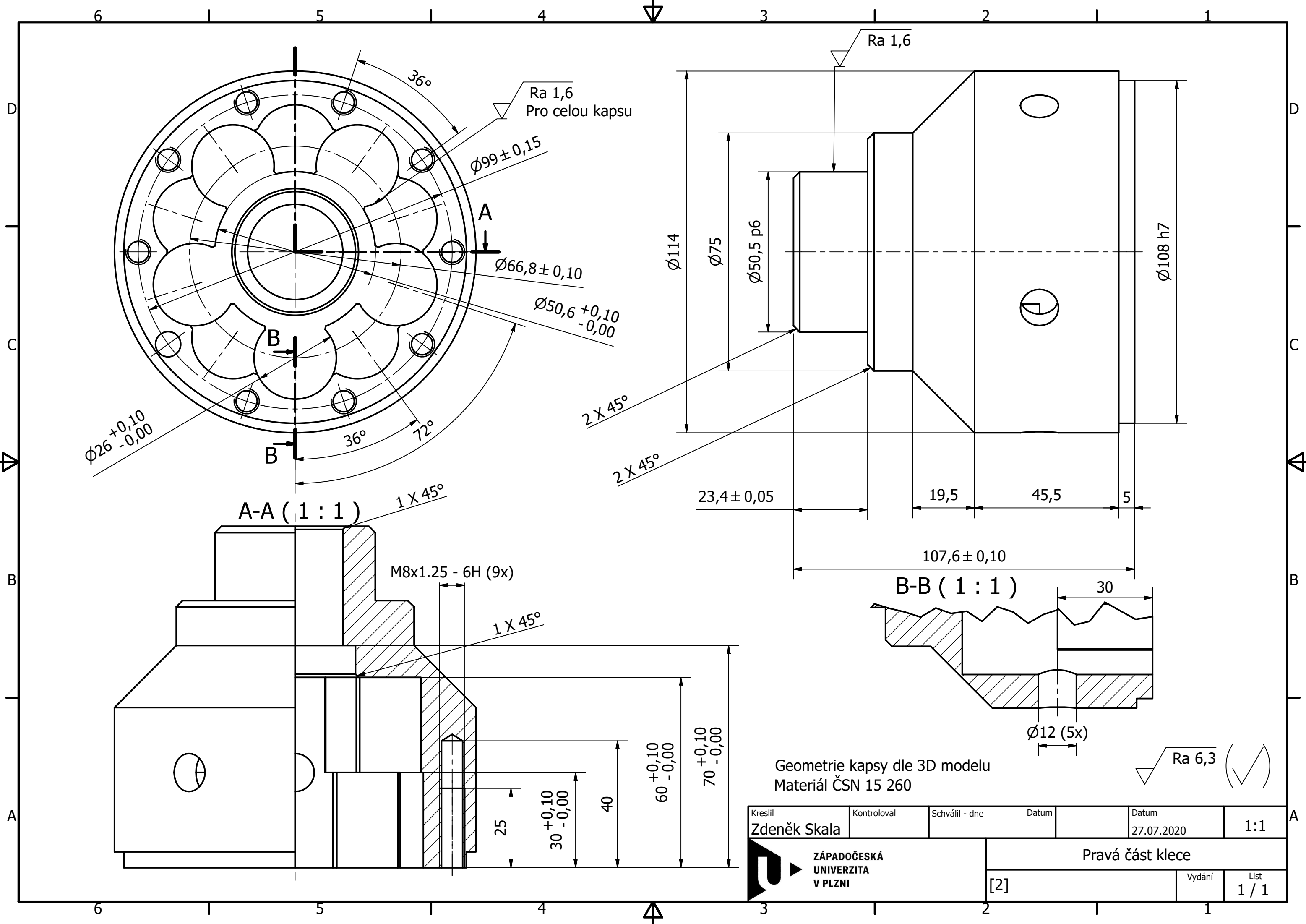
- [1] Výkres levé části klece
- [2] Výkres pravé části klece
- [3] Výkres satelitu
- [4] Výkres planetového kola
- [5] Výkres klece předepínacího členu
- [6] Výkres rozpěrného kroužku
- [7] Výkres sestavy

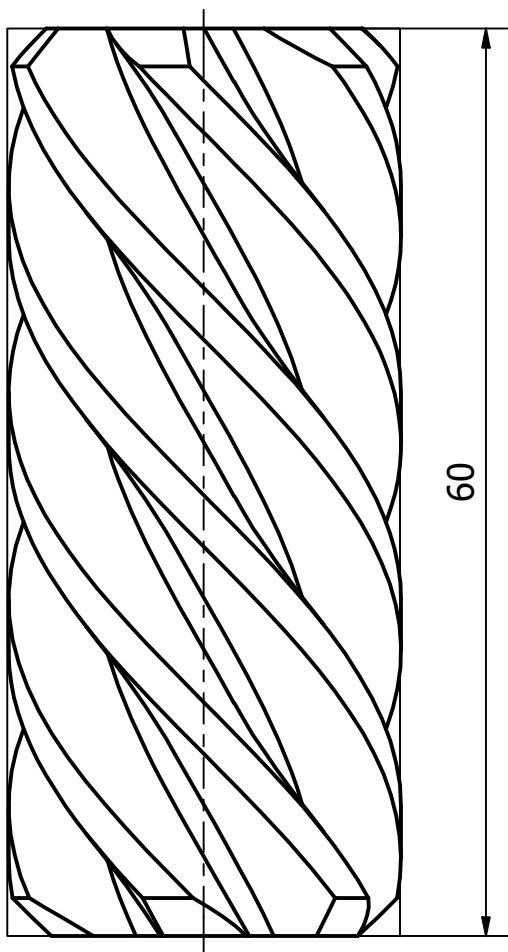
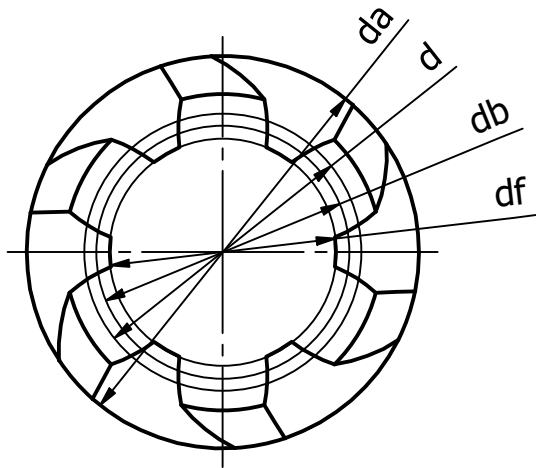


Geometrie kapsy dle 3D modelu
 Materiál ČSN 15 260

$Ra 6,3$ (✓)

Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 27.07.2020	1:1
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Levá část klece		
[1]	Vydání	1	1	1	List 1 / 1




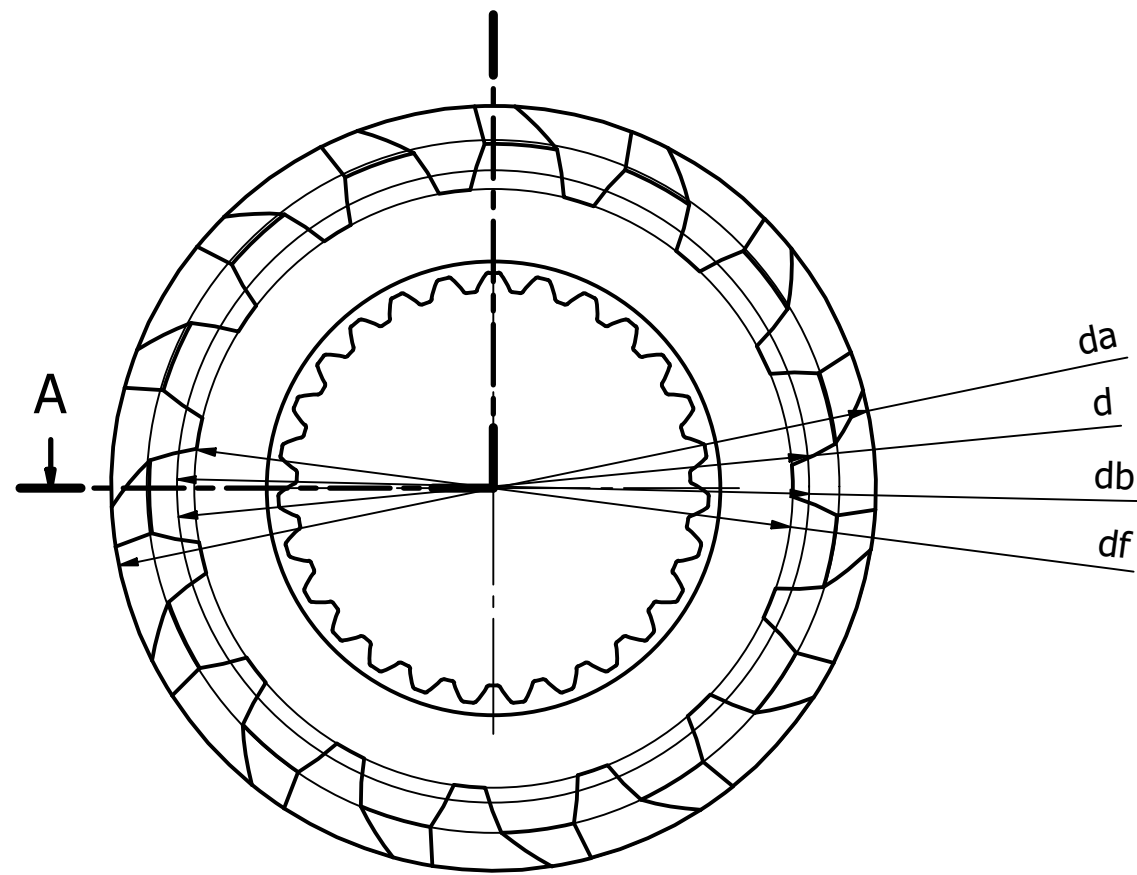


TABULKA OZUBENÍ

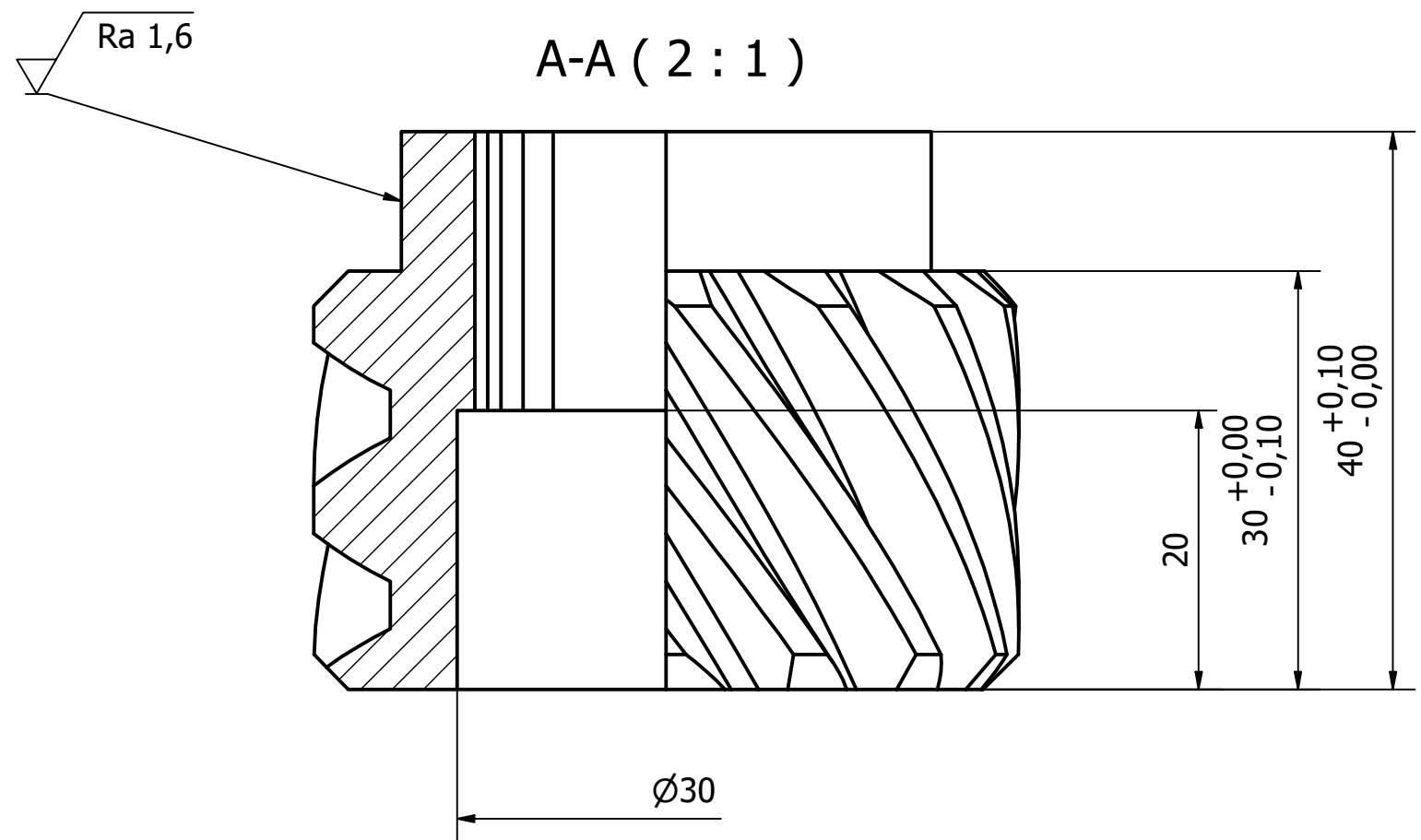
ozubené kolo		čelní
zuby		šikmé
ozubení		
modul	m	2,5 mm
počet zubů	z	6
úhel profilu	α	20°
jednotkové posunutí	x	0,58 mm
stupeň přesnosti		
průměr základní kružnice	db	16,73 mm
průměr roztečné kružnice	d	18,31 mm
průměr patní kružnice	df	15
průměr hlavové kružnice	da	25,95
úhel sklonu zubů	β	35°
vzdálenost os	aw	33,4 mm
Spoluzabírající kolo		planetové kolo
číslo výkresu		[4]
počet zubů		15

Povrchově kalit na 58 - 60 HRC
Materiál ČSN 16 220

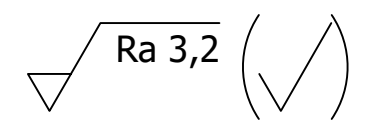
Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 27.07.2020	2:1
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Satelit		
[3]			Vydání	List 1 / 1	



TABULKA OZUBENÍ		
ozubené kolo		čelní
zuby		šikmé
ozubení		
modul	m	2,5 mm
počet zubů	z	15
úhel profilu	α	20°
jednotkové posunutí	x	0,0134 mm
stupeň přesnosti		
průměr základní kružnice	db	41,84 mm
průměr roztečné kružnice	d	45,8 mm
průměr patní kružnice	df	39,6 mm
průměr hlavové kružnice	da	50,6 mm
úhel sklonu zubů	β	35°
vzdálenost os	aw	33,4 mm
Spoluzabírající kolo		satelity
číslo výkresu		[3]
počet zubů		6



Povrchově kalit na 58 - 60 HRC
 Drážkování ISO 4156 - 30 mm - 1 mm x 29
 Materiál ČSN 16 220



Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 27.07.2020	2:1
ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Planetové kolo		
[4]			Vydání 1	List 1 / 1	

$\varnothing 26^{+0,10}_{-0,00}$ (10x)

36°


Ra 1,6

$\varnothing 46,2$

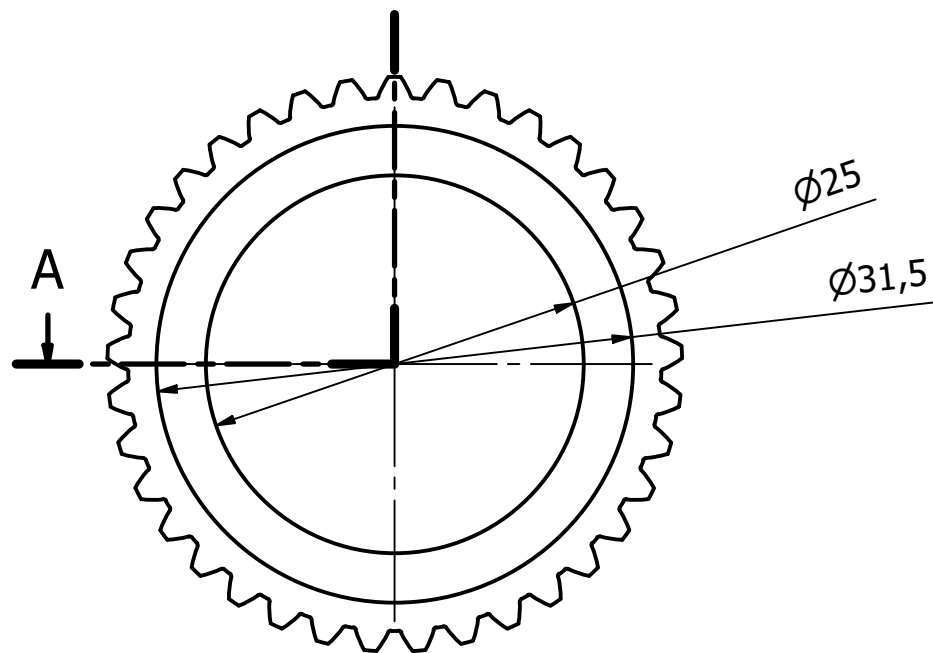
$\varnothing 66,8^{+0,00}_{-0,10}$

30
 $+0,00$
 $-0,10$

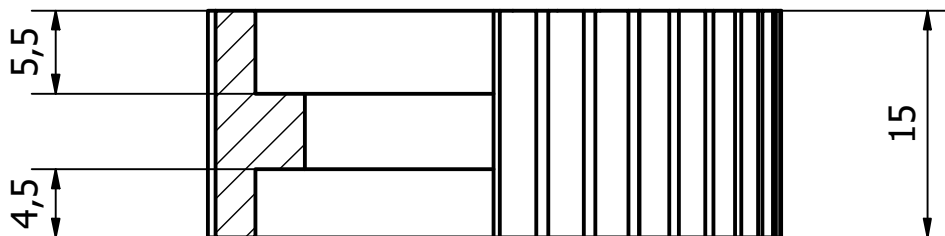
Drážkování ISO 4156 - 38 mm - 1 mm x 37
Materiál ČSN 15 260

Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 27.07.2020	1:1
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Klec předepínacího členu		
			[5]	Vydání	List 1 / 1

√ 3,2 (√)




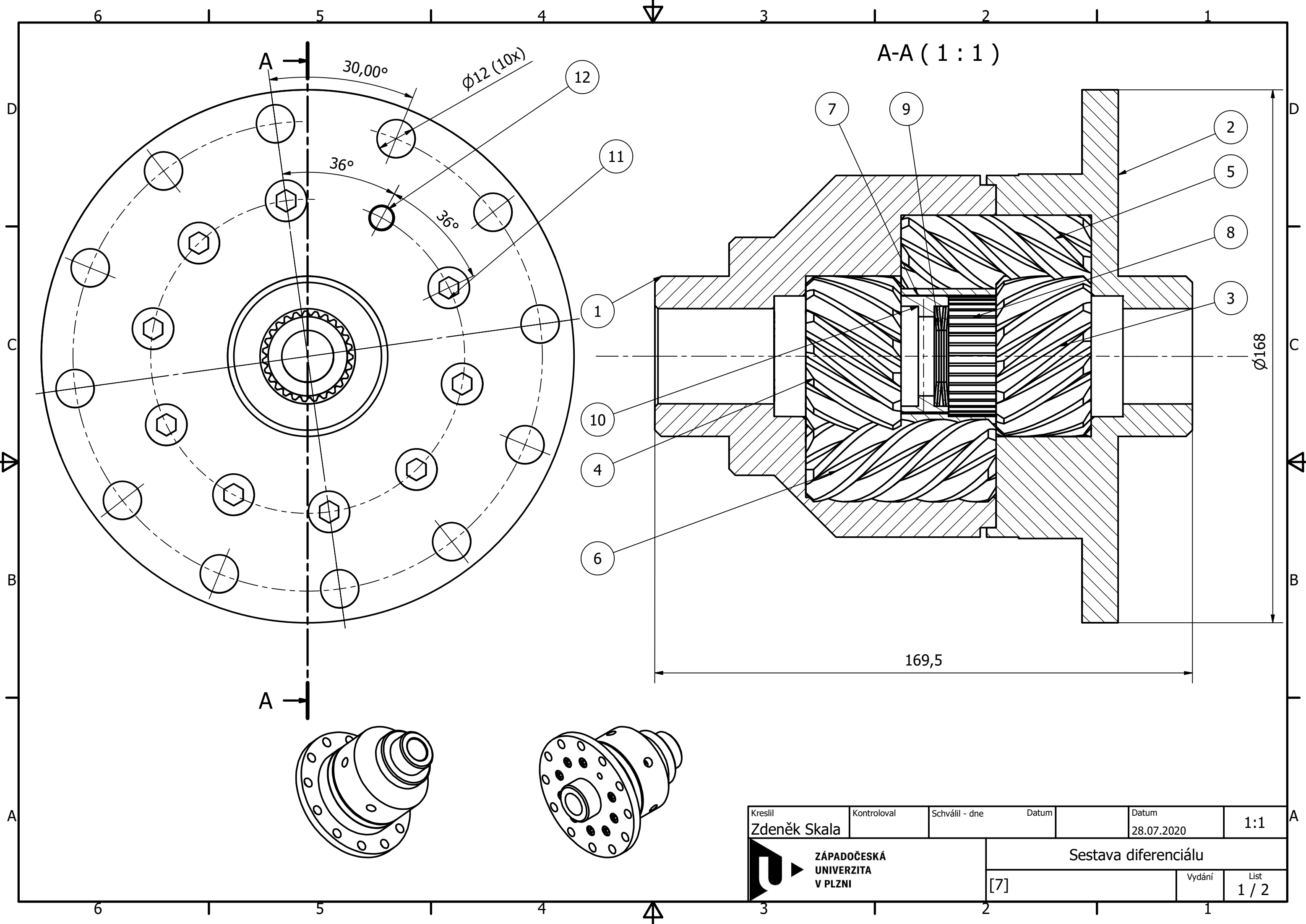
A-A (2 : 1)



Drážkování ISO 4156 - 38 mm - 1 mm x 37

Materiál ČSN 15 260

Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 27.07.2020	2:1
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Rozpěrný kroužek		
			[6]	Vydání	List 1 / 1



A-A (1:1)

169,5


Ø168

Ø12 (10x)

30,00°

36°


36°

Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 28.07.2020	1:1
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI			Sestava diferenciálu		
[7]			Vydání	List 1 / 2	



KUSOVNÍK			
POLOŽKA	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	klec_vypocteno	Pravá část klece
2	1	klec_vypocteno_2	Levá část klece
3	1	planeta	Planetové kolo - pravé
4	1	planeta_2	Planetové kolo - levé
5	5	satelit_final	Satelity- pravé
6	5	satelit_final_2	Satelity - levé
7	1	klec_stredova	Klec předepínacího členu
8	1	Součást3_MIR	Rozpěrný kroužek
9	8	Talířová pružina	
10	1	Součást3_MIR_MIR	Rozpěrný kroužek
11	9	AS 1420 - 1973 - M8 x 50	Šrouby ISO metrické s hlavou s vnitřním šestihranem
12	1	ISO 8734 - 8 x 30	Válcové kolíky z kalené a martenzitické nerez oceli a (spojovací kolíky)



Kreslil Zdeněk Skala	Kontroloval	Schválil - dne	Datum	Datum 28.07.2020	
 ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI		Sestava diferenciálu			
[7]			Vydání	List 2 / 2	

