ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program:	N2301	Strojní inženýrství
Studijní obor:	2301T001	Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Šestirychlostní převodovka pro sportovní motocykl třídy 600 ccm

Autor: **Bc. Ondřej NOVÁK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2016/2017**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Bc. Ondřej NOVÁK**
Osobní číslo:	**S15N0038P**
Studijní program:	**N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Dopravní a manipulační technika**
Název tématu:	**Šestirychlostní převodovka pro sportovní motocykl třídy 600 ccm**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování:

Základní požadavky:
Proveďte rešerši současných pravidel, tratí a konkurenčních strojů. Udělejte analýzu jízdních cyklů, převodových poměrů a strategie řazení. Vytvořte návrh převodovky splňující platná pravidla a nadimenzujte převody, hřídele a jejich ložiska, pro ostatní součásti stačí odhad. Vytvořte 3D model nákresu pro verifikaci rozměrů a hmotnosti.

Základní technické údaje:
Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše převodového ústrojí, pravidel WSBK kategorie SSP, tratí a konkurenčních strojů
2. Analýza jízdních cyklů, převodových poměrů a strategie řazení
3. Návrh a rozbor konstrukčních variant
4. Realizace vybraného konstrukčního řešení
5. Zhodnocení a závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**

Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. **Brno: Nakladatelství Vlk, 2004**

VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. **Brno: Nakladatelství Vlk, 2000**

ZDENĚK, J., ŽĎÁNSKÝ, B., ČUPERA, J. *Automobily (2) - Převody*. **Brno: Nakladatelství Avid, 2009**

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

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Tomáš Rabík**
Ricardo Prague, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

L.S.

Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta strojní

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

V Plzni dne 19. září 2016

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: ……. . . . . . .

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce panu Doc. Ing. Němcovi, CSc, za důležité připomínky a vedení práce. Zároveň také firmě Ricardo Prague s.r.o., především konzultantovi panu Ing. Rabíkovi, za cenné rady, seznámení s praxí v oblasti dopravní techniky, čas a konzultace. Dále pak všem zaměstnancům této firmy, kteří mi poskytli užitečné rady při zpracovávání této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Bc. Novák	**Jméno** Ondřej
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 Dopravní a manipulační technika	
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Doc. Ing. Němec, CSc.	**Jméno** Ladislav
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS	

DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Šestirychlostní převodovka pro sportovní motocykl třídy 600 ccm		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKS	**ROK ODEVZD.**	2017

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	105	**TEXTOVÁ ČÁST**	88	**GRAFICKÁ ČÁST**	17

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Tato diplomová práce se zaměřuje na problematiku motocyklových převodovek určených pro silniční motocykly. Cílem práce je navrhnout na základě stávající sériové převodovky novou závodní převodovku. Tato převodovka má svá konkrétní specifika dle kategorie závodů WSBK. Práce v závěru porovnává obě převodovky a hodnotí jejich výhody a nevýhody.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	motocykly, závody WSBK, převodovka, konstrukční návrh, trakční charakteristika, mazání, převody, analýza, dynamika, počítačová simulace

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Bc. Novák	**Name** Ondřej
FIELD OF STUDY	2301T001 Transport vehicles and handling machinery	
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Doc. Ing. Němec, CSc.	**Name** Ladislav
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	

TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	6-speed transmission (super sport) ccm class sports bike		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Machine Design		**SUBMITTED IN**	2017

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	105		**TEXT PART**	88		**GRAPHICAL PART**	17

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	This diploma thesis focuses on the issue of motorcycle gearboxes designed for road motorcycles. The aim of this thesis is to design a new racing gearbox based on an existing serially produced gearbox. This gearbox has its own specific features according to the category of WSBK races. The thesis concludes with a comparison of both gearboxes and evaluates their advantages and disadvantages.
KEY WORDS	motorcycles, WSBK racing, gearbox, transmission, construction design, traction characteristics, lubrication, gears, analysis, dynamics, computer simulation

OBSAH

1 ÚVOD 13
2 REŠERŠE 14
2.1 Konstrukce motocyklových převodovek a jejich princip 15
2.1.1 Dvouhřídelová převodovka 16
2.1.2 Problematika řazení motocyklových převodovek 18
2.2 Mazání motocyklových převodovek 25
2.3 Pravidla FIM WSBK kategorie Supersport 28
2.3.1 Motorová konfigurace a maximální obsah motoru. 28
2.3.2 Pravidla pro převodovku 28
2.3.3 Minimální hmotnost 29
2.4 Okruhy pro závody Supersportů 29
2.5 Srovnání jednotlivých motocyklů 30
2.6 Motocykly závodů Supersportů 33
2.6.1 YAMAHA YZF-R6 33
2.6.2 HONDA CBR 600RR 34
2.6.3 KAWASAKI ZX-6R 36
2.6.4 TRIUMPH DAYTONA 675R 37
2.6.5 MV AGUSTA F3 675 39
2.6.6 SUZUKI GSX-R 600 (2016) 42
3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ 44
3.1 Analýza sériové převodovky 46
3.1.1 Výsledky analýzy sériové převodovky 51
3.2 Návrh nového zpřevodování 51
3.2.1 První převodový stupeň 52
3.2.2 Šestý převodový stupeň 53
3.2.3 Porovnání geometrické a progresivní řady 53
3.2.4 Návrh progresivní řady 54
3.2.5 Volba počtu zubů, tolerance převodů 55
3.3 Návrh konstrukčního řešení závodní převodovky 56
3.3.1 Volba typu převodovky 56
3.3.2 Volba osové vzdálenosti 56
3.3.3 Určení dynamického poloměru zadního kola 57
3.3.4 Volba materiálů 58
3.3.5 Volby typu ozubení 58

3.3.6 Návrh tepelného zpracování ... 58
3.3.7 Volba typu drážkování ... 58
3.3.8 Volba typu uložení volných kol ... 58
3.3.9 Volba ložisek převodovky ... 59
3.3.10 Volba řadícího mechanismu ... 59
3.3.11 Zubová spojka (Dog Clutch) ... 59
3.3.12 Volba mazacího oleje ... 59
3.4 Výpočty navrhnuté převodovky ... 61
3.4.1 Zátěžový cyklus převodovky (Duty cycle) ... 61
3.4.2 Výpočty hřídelů, ložisek, průhyby hřídelů ... 64
3.4.3 Výpočty ozubených kol ... 68
3.4.4 Výpočty únosnosti a otlačení drážkování pro hřídele a pod řetězové kolo ... 71
3.4.5 Výpočty zubových spojek ... 71
3.4.6 Výpočet rázu ... 72
4 POROVNÁNÍ ZÁVODNÍ PŘEVODOVKY SE SÉRIOVOU PŘEVODOVKOU ... 76
4.1 Popis vlastní konstrukce převodovky ... 76
4.2 Porovnání převodovek ... 77
4.3 Srovnání geometrických řad převodovek ... 77
5 ZÁVĚR ... 83
6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY ... 84
7 SEZNAM PŘÍLOH ... 88
PŘÍLOHA č. 1 ... 89
PŘÍLOHA č. 2 ... 91
PŘÍLOHA č. 3 ... 94
PŘÍLOHA č. 4 ... 96

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 - Primární převod 14
Obrázek 2 - Hnací charakteristika 15
Obrázek 3 - Konstrukční typy motocyklových převodovek 16
Obrázek 4 - Převodovka motocyklu BMW R1200R (2015) přesuvnými objímkami 18
Obrázek 5 - Přesuvná kola na hřídelích převodovky 19
Obrázek 6 - Duralový váleček BMW K1300R 19
Obrázek 7 - Řadící kulisa 20
Obrázek 8 - Řadící mechanismus válečku 21
Obrázek 9 - Systémy řadícího ústrojí 22
Obrázek 10 - Přesuvné kolo (přesuvník) s řadící objímkou a ozubci 23
Obrázek 11 - Systém řazení pomocí válečku 24
Obrázek 12 - Teplotní rozsah oleje 25
Obrázek 13 - Okruh mazání motocyklu 27
Obrázek 14 - Srovnávací graf motocyklů 31
Obrázek 15 - Výkonová křivka Yamaha YZF-R6 33
Obrázek 16 - Výkonová křivka Honda CBR 600RR 35
Obrázek 17 - Výkonová křivka Kawasaki ZX-6R 2007 36
Obrázek 18 - Výkonová křivka Triumph Daytona 675R 38
Obrázek 19 - Výkonová křivka MV Agusta F3 675 40
Obrázek 20 - Kazetová převodovka MV Agusta F3 675 41
Obrázek 21 - Výkonová křivka Suzuki GSX-R600 42
Obrázek 22 - Technologie KLCM 44
Obrázek 23 - Sestava Antihoppingové spojky 45
Obrázek 24 - Výkonová charakteristika motoru (YZF-R6 2008) 46
Obrázek 25 - Trakční charakteristika YAMAHA YZF R6 2008 49
Obrázek 26 - Pilový diagram sériové převodovky 50
Obrázek 27 - Rozložení sil při akceleraci motocyklu 52
Obrázek 28 - Návrh prvního a šestého převodového stupně 53
Obrázek 29 - Křivka závislosti kroutícího momentu a os. vzdálenosti 57
Obrázek 30 - Nastavení parametrů mazacího oleje v softwaru SABR 60
Obrázek 31 - 2D model převodovky v prostředí softwaru SABR 64
Obrázek 32 - 3D model převodovky v prostředí softwaru SABR 64
Obrázek 33 - Výsledné hodnoty napětí hřídelů převodovky 65
Obrázek 34 - Koncentrace napětí výstupní hřídele 66

Obrázek 35 - Životnost ložisek 66
Obrázek 36 - Naklopení ložisek 66
Obrázek 37 – Vychýlení valivých elementů z jejich osy 67
Obrázek 38 - Maximální průhyb vstupní hřídele 67
Obrázek 39 - Maximální průhyb výstupní hřídele 67
Obrázek 40 - Vstupní data výpočtu ozubení (základní informace) 68
Obrázek 41 - Vstupní data výpočtu ozubení (překrytí šířek oz. kol) 69
Obrázek 42 - Vstupní data výpočtu ozubení 69
Obrázek 43 - Vstupní data výpočtu ozubení (optimalizace) 69
Obrázek 44 - Výstupní data výpočtu ozubení (zátěžový cyklus) 70
Obrázek 45 - Vstupní data výpočtu ozubení (stupeň přesnosti, drsnosti povrchu, mazání) 70
Obrázek 46 - Model pro výpočet rázu 74
Obrázek 47 - Finální 3D model převodovky (Siemens NX) 76
Obrázek 48 - Znázornění toku mazacího oleje v převodovce 77
Obrázek 49 - Závislost momentu na otáčkách (SÉRIOVÁ převodovka) 78
Obrázek 50 - Závislost momentu na otáčkách (ZÁVODNÍ převodovka) 79
Obrázek 51 - Pilový diagram sériové převodovky 80
Obrázek 52 - Pilový diagram navrhnuté závodní převodovky 80
Obrázek 53 - Závislost hnací síly a rychlosti (ZÁVODNÍ převodovka) 81
Obrázek 54 - Sériová převodovka – závislost hnací síly a rychlosti (SÉRIOVÉ převodovka) 82

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Motorová konfigurace kategorie Supersport 28
Tabulka 2 - Hmotnostní omezení třídy Supersport 29
Tabulka 3 - Kalendář kategorie Supersport 2016 29
Tabulka 4 - Srovnání motocyklů kategorie Supersport 32
Tabulka 5 - Parametry Yamaha YZF R6 2016 33
Tabulka 6 - Parametry převodovky Yamaha YZF R6 34
Tabulka 7 - Parametry Honda CBR 600RR 34
Tabulka 8 - Parametry převodovky Honda CBR 600RR 35
Tabulka 9 - Parametry Kawasaki ZX-6R 36
Tabulka 10 - Parametry převodovky Kawasaki ZX-6R 37
Tabulka 11 - Parametry Triumph Daytona 675R 37
Tabulka 12 - Parametry převodovky Triumph Daytona 675R 38
Tabulka 13 - Parametry MV Agusta F3 675 39

Tabulka 14 - Parametry převodovky MV Agusta F3 675 42
Tabulka 15 - Parametry převodovky SUZUKI GSX-R600 43
Tabulka 16 - Parametry SUZUKI GSX-R600 43
Tabulka 17 - Převody sériové převodovky 47
Tabulka 18 - Parametry motoru 48
Tabulka 19 - Parametry výpočtů 50
Tabulka 20 - Parametry výpočtu trakční síly 52
Tabulka 21 - Kvocienty navrhované převodovky 55
Tabulka 22 - Převodové poměry nové převodovky 55
Tabulka 23 - Tolerance převodů 56
Tabulka 24 - Osové vzdálenosti 57
Tabulka 25 - Parametry oleje MOTUL 300V 10W-40 59
Tabulka 26 - Zátěžový cyklus (počty závodních kol) 62
Tabulka 27 - Zátěžový cyklus (rychlosti a časy) 62
Tabulka 28 - Procentuální rozložení využití jednotlivých převodových stupnů 63
Tabulka 29 - Parametry ozubení 68
Tabulka 30 - Namáhání ozubců na otlačení 72
Tabulka 31 - Namáhání ozubců na střih 72
Tabulka 32 - Vstupní hodnoty rázu 73
Tabulka 33 - Momenty setrvačnosti jednotlivých těles 73
Tabulka 34 - Rázové napětí na stykové ploše zubu 75
Tabulka 35 - Rázové napětí na stykové ploše zubu 75
Tabulka 36 - Porovnání převodových poměrů 78

SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

OZNAČENÍ	JEDNOTKY	POPIS
c_x	-	součinitel odporu vzduchu
S_x	m^2	čelní plocha karoserie
i	-	převod (obecně)
i_{cj}	-	celkový převod
i_{pj}	-	zařazený převod v převodovce
i_{prim}	-	převod primárního soukolí
i_{sek}	-	převod sekundárního soukolí
M_k	Nm	krouticí moment
M_m	Nm	krouticí moment motoru
v	m/s	rychlost
v_r	m/s	náporová rychlost
r_d	m	dynamický poloměr kola
r_k	m	poloměr kola
r	m	poloměr
F_k	N	hnací síla na zadním kole
F_o	N	obvodová síla
F_T	N	trakční síla
q	-	kvocient
R	-	rozsah rychlostních stupňů
y	-	poměr rychlostních skoků
O_v	N	odpor vzduchu
O_f	N	odpor valení
ρ	kg/m^3	hustota
ρ_{vzduch}	kg/m^3	hustota vzduchu
f	-	součinitel valivého odporu
G	N	tíha
g	m/s^2	gravitační zrychlení
m_M	kg	hmotnost motocyklu
$m_ř$	kg	hmotnost řidiče
m_c	kg	hmotnost celková
f_a	-	adhezní součinitel
N	N	normálová síla
D_{min}	m	průměr – minimální

D_{max}	m	průměr-maximální
$D_{stř}$	m	průměr-střední
α	◦	úhel záběru oz. kol / úhel profilu evolventního drážkování
β_1	◦	úhel ozubce zubové spojky
p	Pa	tlak
p_{dov}	Pa	dovolený tlak
n	s^{-1}	otáčky
n_{zk}	s^{-1}	otáčky zadního kola
n_{DR}	-	počet drážek
n_m	s^{-1}	otáčky motoru
ω	rad/s	úhlová rychlost
Δt	s	čas trvání rázu
I	$kg.m^2$	moment setrvačnosti
L	$kg.m^2/s$	moment hybnosti
z	-	počet zubů
η	-	účinnost
a	m	osová vzdálenost
S	m^2	plocha
S_{z1}	m^2	plocha zubu pro výpočet otlačení
S_{z2}	m^2	plocha zubu pro výpočet střihu
d_s	m	střední průměr
l	m	délka drážek
h	m	styková výška drážek
h_z	m	výška ozubce
k_{ef}	-	součinitel efektivního počtu nesoucích (párů) zubů

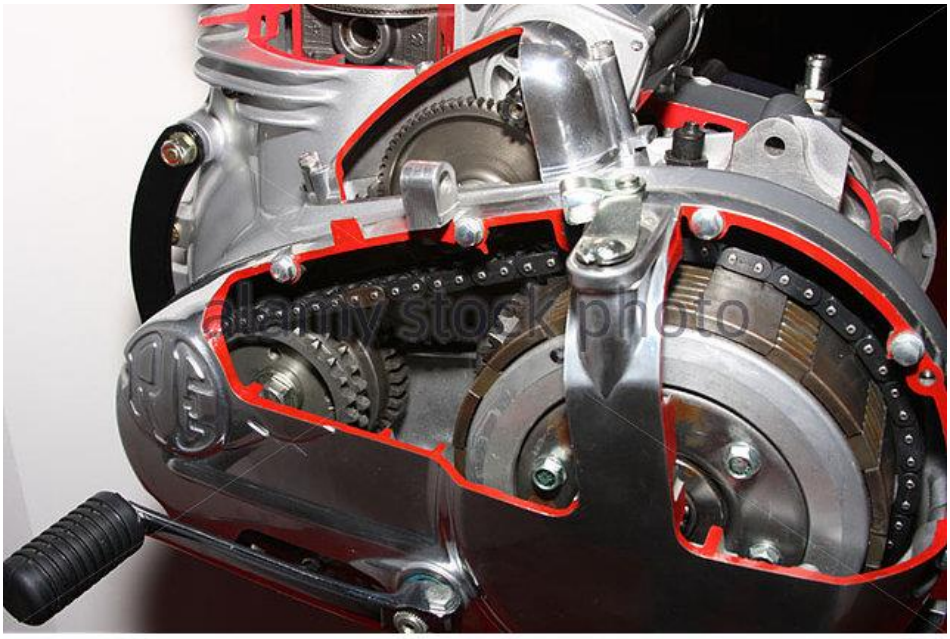
1 ÚVOD

Převodovka je jedním z nejdůležitějších a nejrozšířenějších prvků v dopravní technice. Její charakteristika převodů má značný vliv na využití výkonových parametrů motoru i na aerodynamiku vozidla. Záleží tedy nejvíce na tom, jak bude převodovka odstupňována. Ideálně tak, aby svými převody co nejlépe využila ideální trakční charakteristiku hnacího motoru a umožnila vozidlu dosáhnout maximální rychlosti.

Tato práce se zabývá problematikou motocyklových převodovek současně používaných pro silniční motocykly. Popisuje jejich typy, princip, mazání, funkci a zaměřuje se na oblast závodních převodovek kategorie Supersport závodů WSBK. Na základě pravidel těchto závodů je navrhnuta závodní převodovka, určená pro konkrétní zvolený motocykl. Převodovka vychází ze sériové a dále je přizpůsobena charakteru závodních tratí. Cílem práce je co nejlépe navrhnout charakteristiku vytvořené závodní převodovky a provést její porovnání s původní převodovkou.

2 REŠERŠE

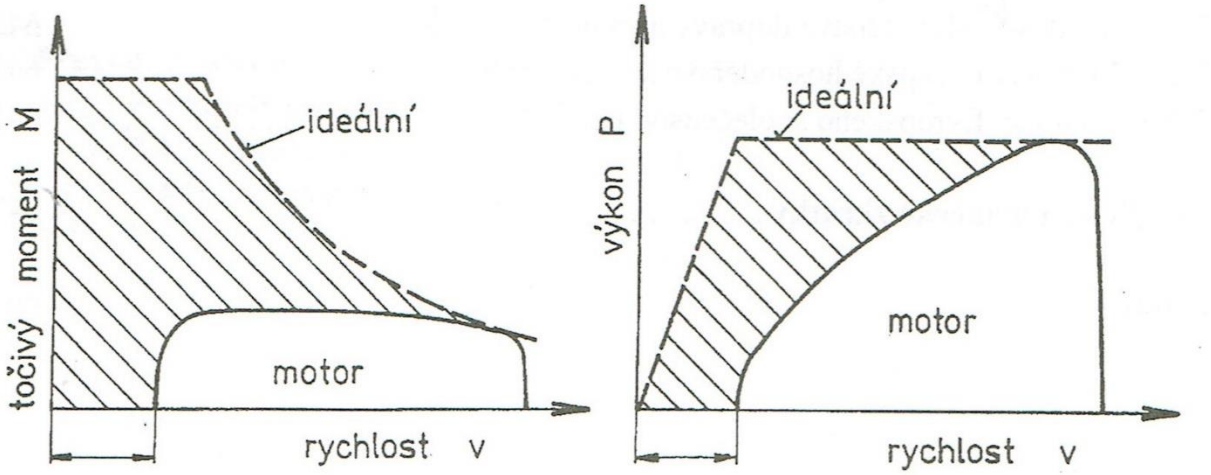
Převodové ústrojí motocyklu je jeho nezbytnou součástí pro dokonalý a plynulý přenos výkonu od motoru po zadní kolo. Umožnuje měnit otáčky vstupní a výstupní hřídele nebo rozpojit přenášený moment podle výškového profilu trati nebo požadavku jezdce. Celá tato převodová sestava se skládá ze spojky, primárního a sekundárního převodu. Primární převod je část, sloužící pro přenos momentu od motoru do spojky a dále pak do převodovky. Sekundární převod pak z převodovky na zadní kolo. Primární převod nalezneme u všech motocyklů. Převod je s ohledem na jízdní odpory konstruován tak, aby spojka měla menší otáčky než motor. Převodový poměr se tedy pohybuje přibližně kolem jedna ku dvěma. Existuje i řešení, kde je primární převod umístěný v převodovce a spojka je přímo na klikové hřídeli motoru. Jedná se především o motor typu boxer, kde jsou válce uspořádány proti sobě nebo pak u motorů s válci do V. Obvyklý primární převod můžeme vidět na obrázku č. 1 kde k převodu mezi motorem a spojkou je použitý řetěz. Další možnosti pro převod jsou čelní ozubená kola nebo válečkové řetězy, které bývají uloženy veprostřed klikové hřídele z důvodu sníženého namáhání. Co se týče sekundárního převodu, je většinou řešen pomocí válečkového nebo pouzdrového řetězu kvůli nízké ceně a snadné údržbě. Nevýhodou je však časté zanášení nečistotami a nutnost pravidelného mazání řetězu. Dále pak dochází k vytahávání řetězu a je tedy nutné jej napínat. To samé platí při použití řemenového převodu. Další možností je ozubený řemen, který má větší životnost a používá se především u motocyklů typu „chopper“, kvůli přenosu velkých točivých momentů. Výhodou je tichý chod a malá hmotnost. Nejméně nákladnou variantou na údržbu je kloubový hřídel s kuželočelním převodem, který je ovšem nejdražší možností. U sekundárního převodu realizovaného řetězem je možné tento převodový poměr měnit výměnou pastorku za jiný s větším nebo menším počtem zubů, zpravidla o jeden nebo dva zuby. Při výměně za pastorek s menším počtem zubů získáme větší sílu na zadním kole, ale snížíme tak maximální rychlost motocyklu. Při použití pastorku s větším počtem zubů dosáhneme pak opačných vlastností. [2]



Obrázek 1 - Primární převod [34]

2.1 Konstrukce motocyklových převodovek a jejich princip

Převodovka jako taková je hlavním prvkem v převodovém ústrojí, který realizuje změnu otáček a kroutícího momentu, tak aby byla její trakční charakteristika co nejblíže ideálnímu průběhu. Ideální průběh zkoumáme v závislosti rychlosti a točivého momentu a dále pak rychlosti a výkonu. Z obrázku č.2 je vidět, že samotná trakční charakteristika motoru vyplňuje plochu pod křivkou jen minimálně. Je to způsobeno především samotnou charakteristikou spalovacího motoru, omezením volnoběžnými otáčkami a mezí adheze pneumatik.

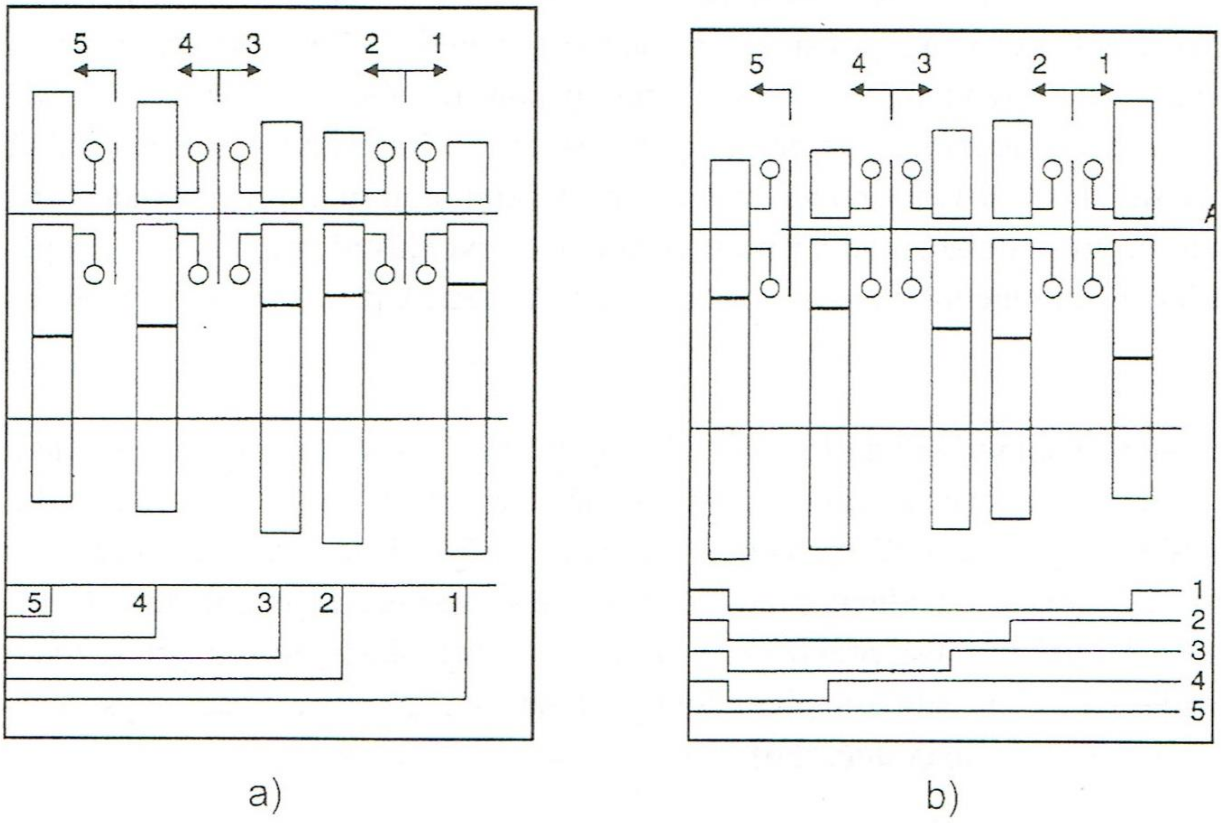


Obrázek 2 - Hnací charakteristika [2]

Úkolem převodovky tedy je co nejlépe vyplnit plochu pod ideální křivkou. Převodovky jsou konstruovány především tak, aby při nejvyšším zařazeném rychlostním stupni dosahoval celkový převodový poměr přibližně jedné a méně. Z pohledu řidiče pak převodovka musí pojmout všechny jízdní režimy, které lze potkat během jízdy. Patří mezi ně jízda přes město, kdy je žádoucí, aby převodovka zajišťovala svým zařazeným převodovým stupněm dostatečnou pružnost, nebo například jízda z kopce, kdy dochází k brždění motorem. Při brždění motorem platí pravidlo, že máme zařazený stejný převodový stupeň jako při stoupání do stejného kopce. V neposlední řadě musí převodovka zajišťovat chod naprázdno při zapnutém motoru, mít odstupňované jednotlivé stupně, tak aby se nepřekrývali, při podřazení zajišťovat dostatečnou akceleraci a mít zásobu výkonu i při nejvyšším převodovém stupni.

Co se týče samotné konstrukce převodovek, starší motocykly měli pouze čtyři převodové stupně. Výjimečně je možné se setkat s motocyklem který má převodových stupňů pět (např. Kawasaki ZR7). Dnes je samozřejmostí mít převodových stupňů šest. Tato skutečnost vznikla díky tomu, že dnes máme stále výkonnější stroje, kde se snažíme o co nejlepší využití výkonu s ohledem na nízkou spotřebu paliva. Pokud se jednotlivá pole jednotlivých převodových stupňů ve výkonovém grafu téměř překrývají hovoříme pak o „těsně“ odstupňované převodovce.

Převodovky mohou být realizované jako dvou (deaxiální) nebo tříhřídelové (koaxiální) s předlohovým hřídelem (viz. Obr. č.3).



Obrázek 3 - Konstrukční typy motocyklových převodovek: a) dvouhřídelová, b) tříhřídelová [2]

Pokud je převodovka realizována jako dvouhřídelová, její hlavní výhodou je vysoká účinnost, protože k přenosu kroutícího momentu dochází vždy pouze jedním párem ozubených kol. Na druhé straně neumožňuje přímý záběr, to znamená, že vždy je vstupní kroutící moment zpřevodován. U tříhřídelové převodovky je přímý záběr možný. Dochází k tomu při zařazeném nejvyšším převodovém stupni, kdy se skrze zubovou spojku spojí vstupní a výstupní hřídel, které jsou v jedné ose. Tříhřídelová převodovka se tedy skládá ze vstupní hřídele, na které je malý pastorek, který je ve stálém záběru s ozubeným kolem předlohové hřídele. Na předlohovém hřídeli je dále vyskládán počet ozubených kol, odpovídající počtu jednotlivých převodů, včetně chodu vzad. Během řazení jsou v záběru vždy dva páry ozubených kol, s výjimkou nejvyššího převodového stupně, kdy, jak již bylo řečeno dochází k přenosu krouticího momentu přímým spojením vstupní a výstupní hřídele skrze zubovou spojku. Předlohová hřídel se sice také točí, ale nepřenáší se přes ní kroutící moment.

2.1.1 Dvouhřídelová převodovka

Nejvíce používané jsou však převodovky dvouhřídelové. S tříhřídelovou se setkáme pouze u některých motocyklů např: Moto Guzzi V 1000 G, Kawasaki KR150-K4. Hřídele převodovky jsou uloženy ve valivých ložiskách. Nalezneme zde jehlová ložiska, kuličková ložiska a dále pak dvouřadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Zajímavé je rozmístění jednotlivých ložisek. Na obou hřídelích, kde se nachází největší ohyb, jak už od spojky nebo od řetězového kolečka je většinou umístěno větší dvouřadé kuličkové ložisko. Na straně, kde je ohyb minimální je použito pouze jednořadé kuličkové ložisko. Jehlová ložiska malých rozměrů jsou použita pro uložení volných ozubených kol na hřídelích převodovky. V praxi u velkých výkonů je tomu tak, že volné kolo prvního převodového stupně je uloženo v malém jehlovém ložisku, jelikož přes něj prochází největší zatížení od krouticího momentu a také se točí nejrychleji.

Stejně tak je uloženo volné kolo druhého stupně. Ostatní zbylá kola jsou uložena v kluzných pouzdrech mazaných stálým tlakem oleje. Pokud nejsou výkony motorů extrémně velké, je možné použít kluzná pouzdra i pro volná kola prvního a druhého převodového stupně. Axiální síly jsou zde vlivem přímého ozubení velmi malé. Ke vzniku těchto sil dochází pouze při nepatrném ohybu jednotlivých zubů ozubených kol a během změny řazeného převodu.

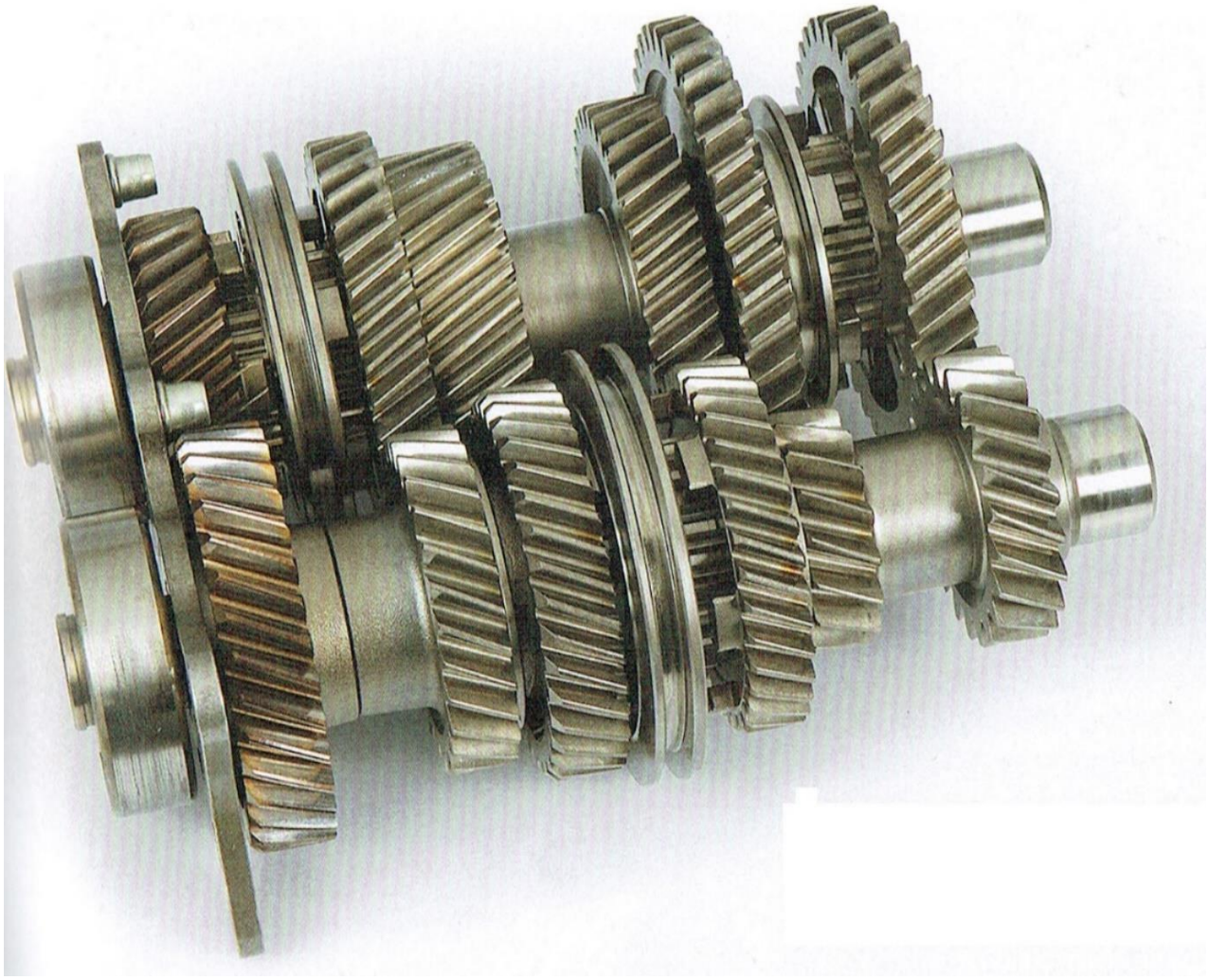
2.1.1.1 Uspořádání převodů šestistupňové převodovky

Jak bylo řečeno výše, dnešní motocyklové převodovky jsou převážně šestistupňové. Základní myšlenkou při návrhu převodovky, je rozložení jednotlivých převodů mezi vstupní a výstupní hřídel. Vzhledem k tomu, že nižší převodové stupně přenášejí největší kroutící moment a tím pádem způsobují největší namáhání hřídelí je jejich pozice směřována co nejblíže ložiskům. Následkem toho, vzniká na obou hřídelích nejmenší možný ohybový moment. Dále se pak rozdělují další převodové stupně z hlediska úspory rozměrů. Pátý převodový stupeň je umístěn přímo vedle prvního převodového stupně a stejně tak je šestý převodový stupeň umístěn vedle druhého.

Toto uspořádání umožnuje uspořit místo na převodovce tím, že při zařazení prvního stupně se využije velkého průměru kola prvního stupně a jeho vybrání s ozubci, do kterého zapadnou ozubce kola pátého stupně a dojde tak k zařazení. Výsledkem je uspořené místo vzniklé schováním části kola pátého stupně do vybrání kola prvního stupně. Stejně tak tomu je mezi druhým a šestým převodovým stupněm.

Zbývající třetí a čtvrtý převodový stupeň je situován do středu hřídelí. Pro úsporu jedné řadící vidličky je pastorek obou těchto stupňů spojený „trubkou“ a při řazení pátého a šestého převodového stupně se tak současně axiálně posouvají oba pastorky. Pozice převodů třetího a čtvrtého stupně může být zaměněna. K řazení těchto převodů slouží kolo pátého a šestého převodu. Samotný spojený pastorek nazývaný jako „přesuvník“ slouží k zařazení pátého a šestého převodového stupně.

Další možností šestistupňové dvouhřídelové převodovky je varianta s přesuvnými objímkami, kterou používá například motocykl BMW R1200R z roku 2015. Hlavním rozdílem je osamostatnění řadící objímky od ozubeného kola. Vzniká tak pouze prstenec, ovládaný vidličkou, který má současně ozubce a ozubcové drážky. (viz obrázek č. 4). Uspořádání jednotlivých převodových stupňů je odlišné. Toto uspořádání se používá především u tříhřídelových převodovek.



Obrázek 4 - Převodovka motocyklu BMW R1200R (2015) přesuvnými objímkami [45]

2.1.2 Problematika řazení motocyklových převodovek

Zajímavostí u motocyklových převodovek je to, že u nich ve většině případů nenajdeme synchronizačního zařízení, které vyrovnává obvodové rychlosti ozubených kol před zařazením. Je to dáno především tím, že u motocyklových převodovek je omezený zástavbový prostor a nevznikají tu tak velké setrvačné síly, jako u automobilových převodovek. K přeřazování se používají přesuvné objímky s čelními ozuby, které jsou velmi kompaktní a většinou je jejich součástí i přesuvné kolo (viz. Obr. č.5).

Tím, jak je prostor v převodovce malý můžeme vidět úsporu místa například v tom, že přesuvné kolo se částečně osově vysune ze záběru s protizabírajícím kolem, na kterém není žádný krouticí moment a mohou se tedy volně protáčet. Kolo se však nesmí vysunout úplně ze záběru, jinak by došlo vlivem pootočení oz. kol k nehodě při zpětném zasunutí do záběru. Vzhledem k tomu, že zde není kladen požadavek na tichý chod převodovky, je možné používat zubovou spojku. Dále pak k použití zubové spojky přispívají i malé setrvačné síly vzniklé od spojky motoru. K tomu, aby se zabránilo kontaktu jednotlivých zubů přes sebe slouží ledvinkovité drážky na řazeném kole (viz. Obr č. 6 – první větší kolo zleva), kam zapadnou jednotlivé zuby zubové spojky. Drážky mohou být průchozí jako na zmíněném obrázku, nebo pouze jako kapsovité vybrání. Vzhledem k takto vzniklé vůli dochází k hluku, v případě, kdy dojde ke zrychlování nebo zpomalování motocyklu. Vůle se vymezí a vzniklý ráz způsobuje hluk.

Obrázek 5 - Přesuvná kola na hřídelích převodovky [47]

2.1.2.1 Řadící zařízení

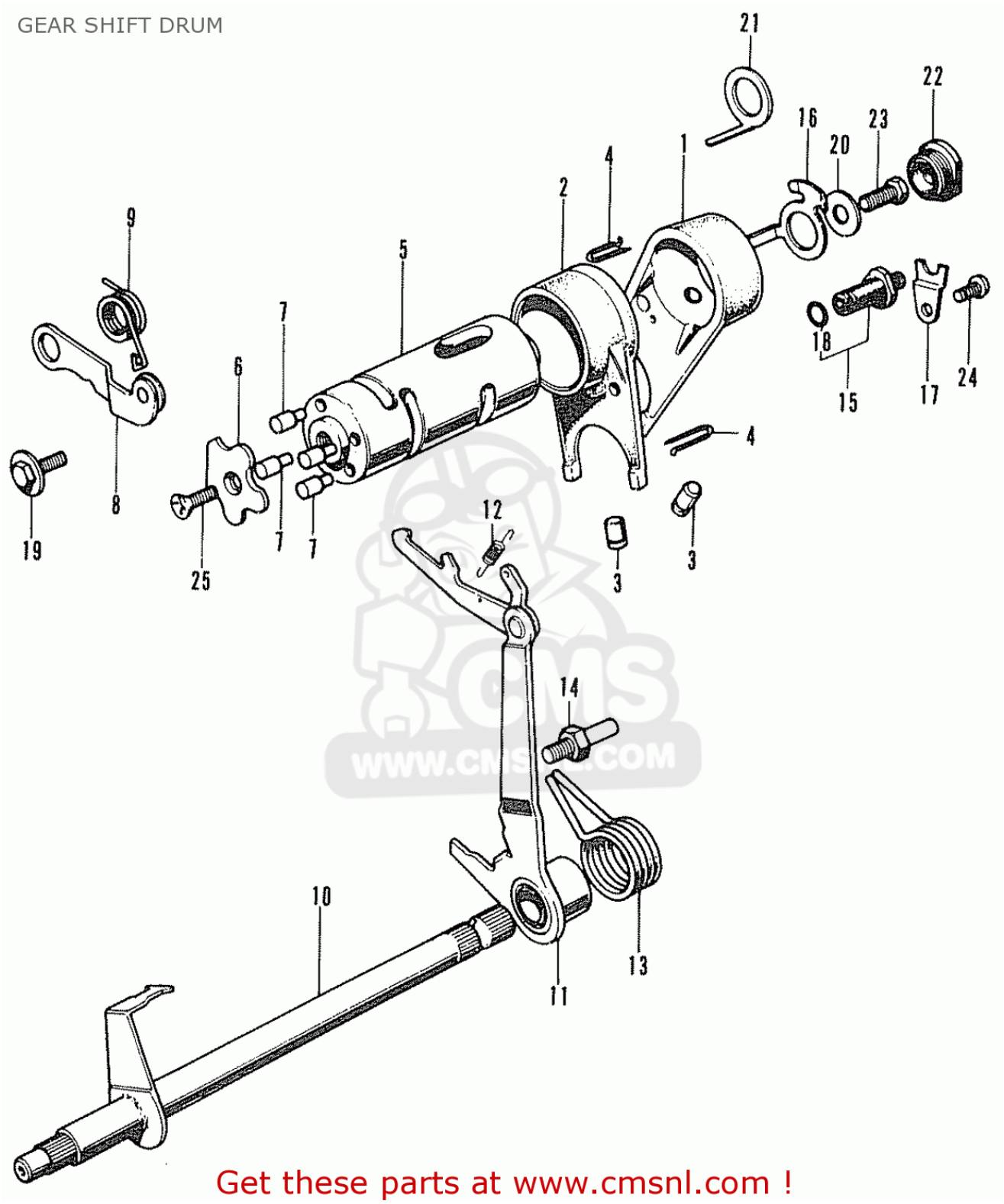
Řazení jednotlivých převodových stupňů je prováděno pomocí řadícího zařízení. Jedním z hlavních požadavků na řadící zařízení je bezpečnost, proto je řazení dnes převážně řešeno pomocí nožní páky. Dříve bylo možné řadit rukou pomocí páky na boku nádrže, nebo prodlouženou pákou z převodovky, což negativně ovlivňovalo pozornost jezdce. Další možností je sice ovládání rukou, ale bez sejmutí ruky z řídítka pomocí otočné rukojeti. Toto řadící zařízení se vyskytuje především u skútrů.

Obrázek 6 - Duralový váleček BMW K1300R [46]

Nožní páka řadí jednotlivé převody pouze pohybem nahoru a dolů nikoliv pomocí složitějších pohybů jako například v automobilu. Pro toto zjednodušení slouží řadící automat. Automat je pevně spojený s hřídelí řadící páky, standardně umístěné na levé straně motocyklu a ovládá řadící váleček (Obrázek č.6) nebo kulisu (Obrázek č.7).

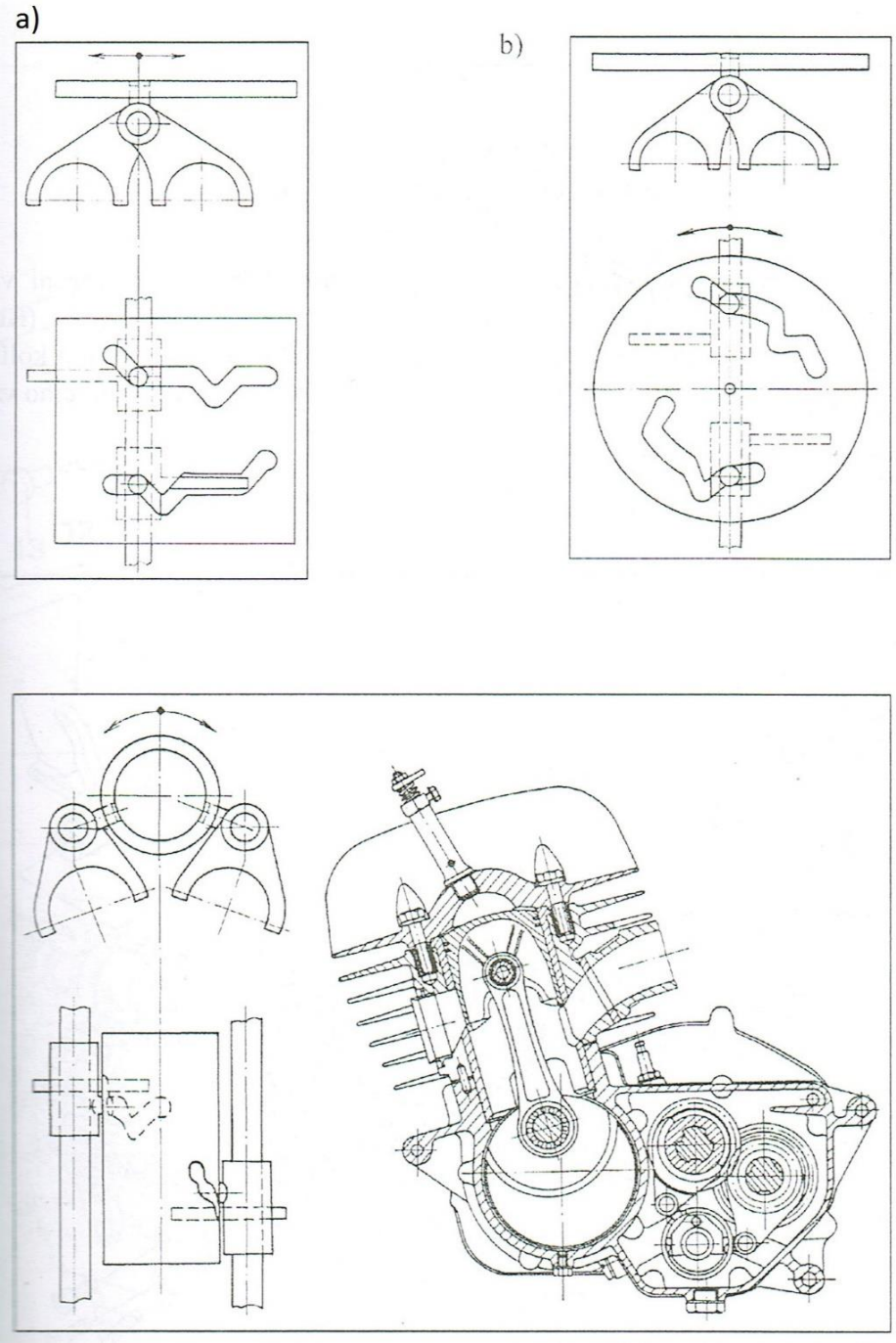
Obrázek 7 - Řadící kulisa [42]

Následné přeřazení se provádí pomocí posuvu a natočení řadícího válečku s drážkami, nebo pomocí kulisy. Dochází k tomu tak, že pomocí řadící páky pohybem dolů nebo nahoru řadíme požadovaný stupeň. Osa řadící páky se natočí o odpovídající úhel a dojde k zařazení požadovaného rychlostního stupně pomocí západkového mechanismu, kde západka pevně spojena s osou řadící páky zapadne do čepů řadícího válečku. Za čepy je uložena vyfrézovaná rohatka, která svým tvarem zajišťuje aretaci každého převodového stupně a pracuje na stejném principu západky a rohatky. Západka aretačního zařízení je osazena malým kuličkovým ložiskem pro minimalizaci odporů, které zapadají do vyfrézované rohatky (viz. Obr. č.8 a 20). Celé zařízení řadícího automatu je možné vidět na následujícím obrázku:



Obrázek 8 - Řadící mechanismus válečku: 10 - osa řadící páky, 11 - vnitřní řadící páka, 12,13,9 – vratné pružiny, 7 - čepy řadícího válečku, 6 - Vyfrézovaná rohatka, 8 - Aretační západka [48]

Řadící váleček se využívá nejvíce hlavně proto, že je přesnější a kompaktní, a proto tedy může být umístěný blízko jednotlivých hřídelů převodovky. Celkově se používají tři systémy uspořádání řadícího zařízení, které můžeme vidět na následujících obrázcích. Jedná se tedy o řadící kulisu, váleček a otočný kotouč.



Obrázek 9 - Systémy řadícího ústrojí: a) posuvná kulisa, b) otočný kotouč, c) otočný váleček [2]

Váleček je dutý a je vyráběn bud jako ocelový nebo duralový odlitek (viz. Obr. č.6). Jeho uložení zajišťují kuličková ložiska. Pokud je řadící váleček vyráběn jako ocelový odlitek, má kompaktní rozměry a používá se u malých až středních výkonů. Pro velké výkony se používá masivnější duralový váleček.

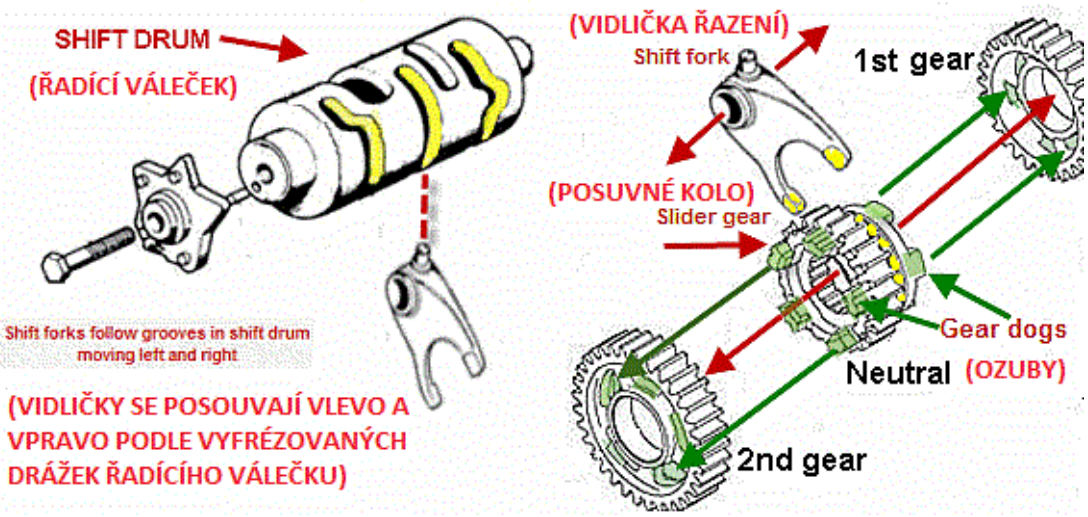
2.1.2.2 Řazení jednotlivých rychlostních stupňů

U všech nezávodních motocyklů se řadí tak, že z výchozí polohy – neutrálu řadíme dolů první rychlostní stupeň a následně zpět nahoru přes neutrál druhý, třetí atd. Výjimkou jsou závodní motocykly, kde se řazení provádí přesně opačně. Je to především z toho důvodu, že při závodech jezdci řadí rychleji a pohyb nohy směrem dolů při zrychlování je pohodlnější např. při řazení během průjezdu zatáčkou. Řadit v zatáčkách je možné, jelikož prokluz zadního kola hlídá antihoppingová spojka a kontrola trakce. Značný vliv na životnost řadícího mechanismu mají dorazy jednotlivých poloh a pružiny. Pokud jsou pružiny opotřebované, problém se projeví tak, že řadící páka se přestane samovolně vracet. S ohledem na téma této diplomové práce bude v konstrukčním návrhu použit váleček namísto zastaralé kulisy. Kulisa je sice levnější, vyráběna lisováním, ale nemá takovou přesnost jednotlivých drážek jako řadící váleček. Proto je tedy vhodné použít řadící váleček u závodních strojů.

Naproti sobě jsou vždy odpovídající páry kol pro každý převodový stupeň. Ozubená kola jsou ve stálém záběru, ale pouze vždy na jednom soukolí dochází k přenosu kroutícího momentu. Pokud je zařazeno, v záběru jsou tedy dvě odpovídající ozubená kola a ostatní se protáčejí volně. Princip spočívá v tom, že u vybraného převodu je vždy jedno kolo uloženo pevně a druhé volně a může se tak volně protáčet. Pevně uložená kola jsou u standartní konstrukce dvouhřídelové šestistupňové převodovky pastorky prvního, druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně. Pastorky třetího a čtvrtého stupně jsou spojené v jeden přesuvník. Další pevně uložená kola jsou kola pátého a šestého stupně. Zbylá kola jsou uložena volně na jehličkových ložiskách, nebo na kluzných pouzdrech. Řazení jednotlivých převodů probíhá přes vidličkami ovládané přesuvníky, které jsou tři a jedná se o přesuvník kola pátého a šestého stupně. Dále pak o přesuvník pastorku třetího a čtvrtého stupně. Každý přesuvník má řadící objímku ve tvaru radiální drážky pro vidličku. (viz obrázek č. 10)

Obrázek 10 - Přesuvné kolo (přesuvník) s řadící objímkou a ozubci [43]

Akčním prvkem při přeřazení jsou tzv. vidličky. Jejich funkcí je zasouvání jednotlivých ozubených kol (přesuvníků) po hřídelích do záběru. Pokud tedy začneme řadit, řadící automat natočí váleček kolem své osy a díky vyfrézovaným drážkám pracuje jako vačkový mechanismus. Tím způsobí posun řadící objímky přes táhla (vidličky) a dojde skrze zubovou spojku k zařazení požadovaného rychlostního stupně (viz. Obr. č.11).



Obrázek 11 - Systém řazení pomocí válečku [49]

Vidličky jsou uloženy po dvou nebo po třech na broušené duté ocelové ose, která zajišťuje jejich axiální posuv a naklápění. Jejich uložení je možné i na více čepech, například u motocyklu BMW K1300R (viz. Obr. č.6). Tři vidličky se používají u pětistupňových a šestistupňových převodovek a dvě vidličky u čtyřrychlostních. Spojení mezi řadícím válečkem a vidličkou zajišťuje čep, který je vyroben bud jako výstupek, nebo je zdokonalen tzv. „rolničkou“. Jedná se o malé kluzné ložisko, které se používá v případě použití duralového válečku.

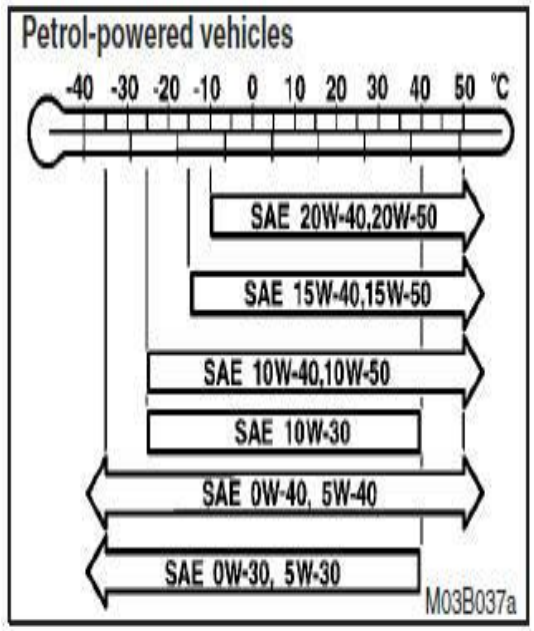
Na řadící vidličky je kladen požadavek na dostatečnou tuhost a přesnost, jelikož při hrubším zacházení s převodovkou je poměrně snadné tyty vidličky ohnout. Z tohoto důvodu jsou vyráběny jako výkovek. Vidličky jsou pak uloženy na dostatečně tuhých osách a jejich poloha je pro každý převodový stupeň zajištěna aretací. Vzhledem k tomu, že při posuvu vidliček dochází k jejich klopení a vzniku hranových tlaků v jejich uložení, je důležité, aby jejich vedení bylo dostatečně dlouhé a zajišťovalo odolnost vůči tomuto namáhání. Důležitou vlastností vidličky je pak excentricita a tuhost jednotlivých ramen. U každé vidličky je důležité, aby se tuhost obou ramen rovnala a nedocházelo tak k nežádoucí deformaci. Můžeme se setkat se symetrickými ale i vyosenými vidličkami. V případě vyosené vidličky je nutné přidat materiál na méně tuhé rameno tak, aby se tuhost jednotlivých ramen rovnala.

To, jak pracuje samotná aretace nejvíce pocítí samotný jezdec na citu řadící páky. Aretace se skládá z mechanismu rohatky a západky. Na řadícím válečku je vyfrézovaná rohatka, do které zapadá západka a dochází tak k aretaci jednotlivých převodových stupňů. Tuhost aretace je řízena pružinou západky, u které je možné pouze u některých převodovek nastavit její předpětí, a to se pak promítne i do tuhosti řadící páky. Nastavení vratných pružin má být optimální, tedy nepříliš tvrdé ani měkké. Pokud by bylo nastavení příliš tvrdé, ztěžovalo by to samotné řazení a zvyšovalo se opotřebení řadícího mechanismu. Na druhou stranu měkké nastavení způsobuje vypadávání převodového stupně a vznik falešných neutrálů. U nejmodernějších převodovek je tento systém zdokonalen blokovacím zařízením, které umožnuje přeřazení právě jen o jeden stupeň a používá se především u speciálních (závodních) motocyklů. Další funkcí aretace je i asistence při přesouvání jednotlivých vidlic nebo řadících objímek. Řadící objímky jsou ve funkci aretace využívány jen minimálně.

Materiál, který se používá jak na hřídele převodovky, tak na ozubená kola je v převážně většině chrom-niklová cementační ocel. Hřídele jsou vyráběny jako výkovek a jsou pak dále povrchově kalené. Ozubená kola jsou pak vyráběna stejnou metodou. Díra pro jehlovou klec je broušená a honovaná.

2.2 Mazání motocyklových převodovek

Motocyklové převodovky jsou v převážně většině uloženy v jedné skříni současně s klikovým mechanismem, tím pádem sdílejí stejnou olejovou náplň. Při porovnání výkonu motocyklového motoru například s litrovým motorem automobilu je olejová náplň poměrně malá. Používá se tzv. vícestupňový olej, který maže zároveň jak převodovku, tak klikový mechanismus, včetně třecích ploch a ložisek a je namáhán na smyk a tlak. Smykové namáhání vzniká v důsledku přestřihávání molekulových řetězců oleje při záběru ozubených kol. Z toho plyne potřeba použití oleje s velkou odolností vůči střihovému namáhání s dobrými konzervačními vlastnostmi a dobrou tepelnou stabilitou. Oleje tedy jsou označeny indexem střihové stability označovaného jako SSI. Pokud je jeho hodnota přibližně 20 a nižší znamená to výbornou stabilitu oleje a odolnost proti střihovému namáhání pro správnou funkci převodovky. Automobilové oleje dosahují hodnot kolem 30 až 50 SSI. Nelze zapomenout na speciální oleje, určené pro závodní stroje, které dosahují nízkých hodnot SSI. Například olej Pro 4 Plus dosahuje hodnoty 4 SSI. Tepelnou stabilitu určují viskózní třídy SAE a olej se volí podle teploty okolí, ve které bude motocykl užíván. Hodnota SAE určuje viskózní třídu oleje a platí, že čím je tato hodnota vyšší tím má olej vyšší viskozitu. U každého motocyklu nalezneme v návodu viskózní třídu pro každý teplotní rozsah.



Obrázek 12 - Teplotní rozsah oleje [51]

Většinou z tohoto grafu vyčteme to, že lze univerzálně použít olej 10W-40. Bohužel může se stát, například při dlouhém cestování, že dojde k přehřátí oleje vlivem změny teplot a dlouhého provozu motoru. Takový olej pak rychle degraduje – zčerná a výsledkem může být snížení jeho vlastností, které se projeví například špatnou funkcí spojky. Výsledkem smykového a tlakového namáhání je tedy degradace oleje. Ztrácí tak své mazací vlastnosti a je nutné provést jeho výměnu. Vliv na intervaly výměny má především počet najetých kilometrů, způsob jízdy, a především počet ozubených kol a ložisek v motoru. Nabízí se otázka, jestli je možné použít stejný olej jako pro automobilovou převodovku. V žádném případě toto není možné už jen z toho důvodu, že olej maže konstrukční celky, které v automobilu nenajdeme. Patří mezi ně: mokrá spojka, mokrá volnoběžka, omezovač brzdného točivého momentu motoru. Z toho vyplývají právě odlišné nároky na olej. U oleje určeného pro automobil se klade důraz na

snížení tření kvůli menší spotřebě paliva. U motocyklu naopak ale určitá hodnota minimálního tření pro provoz být musí.

Dříve výrobci olejů doporučovali používat pro letní a zimní období oleje s odlišnou viskózní třídou. Vzhledem k tomu, že při stoupající teplotě dochází ke snižování dynamické viskozity oleje. Dnes je však možné pro obě období používat stejný olej, jelikož se používají vícestupňové oleje. To znamená, že například olej SAE 10 W-40 se chová za chladného počasí jako SAE 10 W a při vyšších teplotách jako olej SAE 40 W. Tuto schopnost způsobují přidaná aditiva u minerálních olejů, která modifikují olej pomocí přidaných polymerů. Jsou také označována jako zvyšovače viskózního indexu pod zkratkou VII. Jejich nevýhodou je ovšem náchylnost ke smykovému namáhání vlivem přestřihávání molekulových řetězců a tím i rychlejší ztráta účinnosti a jejich degradace. Existují ovšem i syntetické esterové oleje, do kterých se tyto aditiva nepřidávají vzhledem k tomu, že jsou vícestupňové sami o sobě.

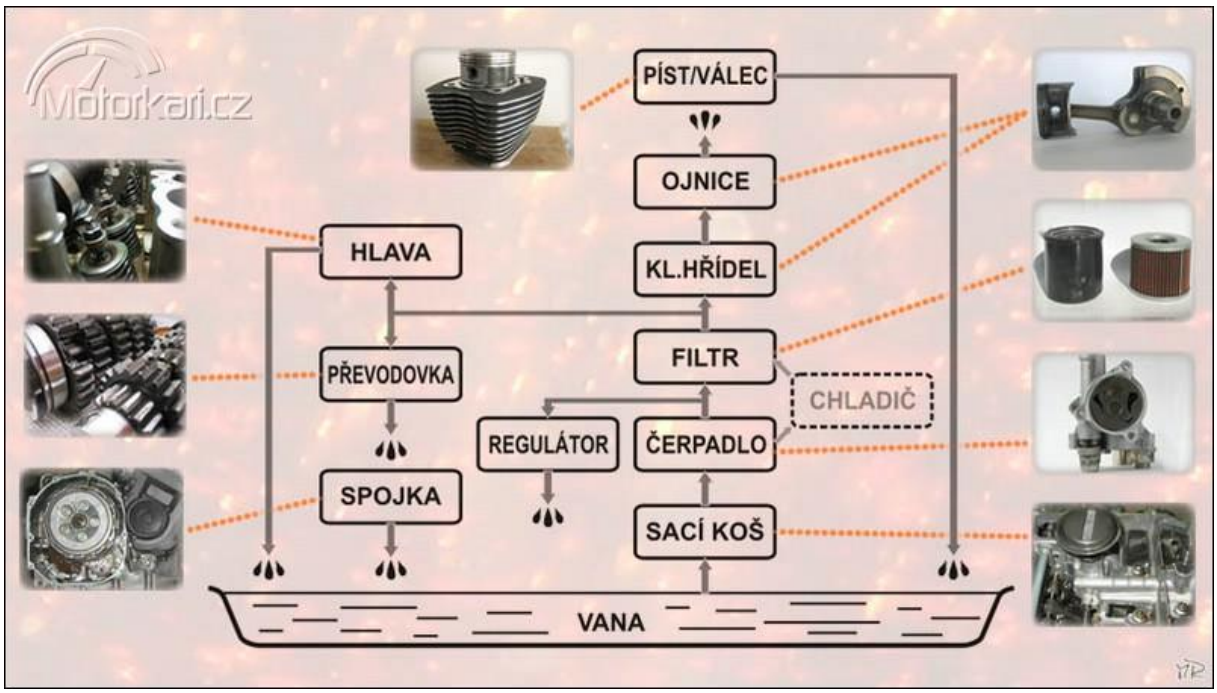
V neposlední řadě vedle snižování tření, odolnosti vůči opotřebení a antikorozních vlastností se kvalita vícestupňového oleje určuje tím, jak dlouho je schopen udržet si své viskózní vlastnosti během provozu až do intervalu výměny.

Oleje dále můžeme rozdělit podle chemického složení na minerální a syntetické. Minerální oleje se používají především u starších motocyklů a tam, kde se nedosahuje velkých výkonů a otáček. Minerální oleje nejsou dostatečné od roku 1988, kdy došlo ke vzniku sportovní kategorie Superbike, kde závodní motocykly dosahují velkých výkonů. První řešení přišlo v podobě upravených minerálních olejů, které se dostalo až na omezení chemického složení v receptuře oleje. Následně pro tyto moderní a výkonné motory vznikly syntetické oleje z olejů původně používaných v leteckém průmyslu. Syntetické oleje můžeme rozdělit na dvě základní kategorie, a to na bázi syntetických uhlovodíků (PAO) a na oleje na bázi syntetických esterů. Oleje na bázi syntetických uhlovodíků jsou syntetizované minerální oleje a oleje na bázi syntetických esterů jsou používány v leteckém průmyslu, a hlavně pro mazání motorů a převodovek závodních motocyklů. Takový olej má skvělé provozní vlastnosti. Dnes je možné zakoupit syntetické oleje v různém složení od plně syntetického, polysyntetického až k synteticky zdokonaleným olejům.

Nejhorší pravidelnou situací pro mazání motocyklu jsou studené starty, které mají značný vliv na celkové opotřebení motocyklu. Je to způsobeno tím, že olej ještě není na všech potřebných místech a určité kovové části jako jsou například ložiska, vačky, pístní kroužky apod. nejsou zcela v ochranné vrstvě oleje. Pokud tedy motocykl dlouho stojí, všechen olej steče do olejové vany a chvíli trvá, než se zahřeje a vrátí zpět. Z tohoto důvodu se s výhodou používají právě syntetické oleje na bázi syntetických esterů. Vytvářejí tenkou ochrannou vrstvu oleje, která se díky opačné polaritě svých molekul přilne ke kovovým plochám a tvoří tak ochranný film v celém rozsahu teplot, který prodlužuje životnost motoru tím, že maže požadované části, dokud se olej z olejové vany nedostane do oběhu. Důležitá je také teplota oleje, jelikož pro správnou funkci přísad proti opotřebení dochází až přibližně při 55 °C. [6]

Pro mazání motocyklových převodovek čtyřtaktních motorů se používá suchá i mokrá skříň. Suchou skříň nalezneme především u motocyklů typu enduro, kde se pro olejovou náplň používá dutina trubkového rámu, nebo kyvné vidlice. Mokrou skříň pak u silničních motocyklů.

Motocyklové převodovky silničních motocyklů s mokrou skříní jsou mazány jednak rozstřikem vzniklým broděním ozubených kol v oleji a zároveň nuceně pomocí olejového čerpadla. Je ale třeba říci, že rozstřik od brodění je minimální a vzniká pouze olejová mlha, která je pro mazání převodovky velmi nedostatečná. Jedná se tedy spíše o princip suché skříně. Celý oběh pak můžeme vidět na následujícím obrázku č. 13:



Obrázek 13 - Okruh mazání motocyklu [50]

Mazacího tlaku 3–6 bar je dosaženo pomocí rotačního trochoidního (Eatonova) čerpadla. Samotný rozstřik pak vzniká tak, že se olej vede skrze duté hřídele převodovky, kde je možné nalézt výstupní drážky, skrze které se tlakový olej rozstřikuje přímo pro mazání kluzných pouzder ozubených kol. Další možností pro zlepšení mazání je tzv. olejový stromeček, který bývá konstruován z plastu a je skrze něj přiváděn tlakový olej přímo do místa záběru zubů převodovky. Olej je pak sbírán ve vaně, kde je nasáván čerpadlem a dále pak protéká skrze papírový filtr a je dále rozváděn na požadovaná místa. Filtr pak obsahuje dva ventily – přetlakový a zpětný. Přetlakový slouží při zaneseném filtru jako vedlejší cesta oleje, zpětný pak k zamezení stékání oleje při vypnutém motoru. Pro přívod oleje zpět do hřídelí převodovky se používají vyfrézované drážky v karterech motoru.

Zajímavostí u výkonných silničních motocyklů je čidlo hladiny oleje, které snímá stav hladiny oleje a v případě, že olej díky vysoké viskozitě nestíhá stékat zpět do vany rozsvítí kontrolku mazání. Více je však používané tlakové čidlo, které spíná při tlaku nižším než 1 bar. Tlak se měří na hlavním olejovém kanálu v provozním zahřátém stavu oleje. Chlazení oleje pak zajišťuje externí chladič oleje, podobný chladiči chladící kapaliny. [8]

Oleje pro motocykly jsou tedy běžně dostupné ve standardu API, kde nejvyšší výkonovou hodnotou je SG. Nad hodnotu SG jde pouze o úsporu paliva. Dalšími hodnotami API jsou SH SJ a SL. Označení SL znamená že se jedná spíše o automobilové olej, vhodný pro motocykly BMW a Harley Davidson. Je tedy dobré hledat olej na bázi esterů a označením JASO, který je zatím ve dvou kategoriích, a to MA a MB, které vznikly díky velkým předním japonským výrobcům motocyklů.

U speciálních závodních motocyklů pro závody Moto GP, je možné se setkat i s mazáním s polosuchou skříní. Olejová náplň převodovky se zde používá pro mazání klikové hřídele, která je uložena v suché skříni.

2.3 Pravidla FIM WSBK kategorie Supersport [12]

Zadaná převodovka spadá to kategorie závodů silničních motocyklů WSBK třídy SSP, neboli Supersport. Všechny motocykly zúčastňující se těchto závodů musí odpovídat homologaci FIM, která má platnost 8 let pro každý motocykl. Celkový soubor pravidel je rozdělen do několika kategorií, které se zaměřují na jednotlivé části motocyklu. Vzhledem k tomu, že předmětem této diplomové práce je návrh převodovky, jsou zde uvedené pouze údaje s tím související. Originální část pravidel pro převodovku je možné nalézt v příloze č. 9. Celý dokument pravidel je pak na přiloženém CD.

2.3.1 Motorová konfigurace a maximální obsah motoru.

Do této kategorie spadají motocykly následujících motorových parametrů:

Tabulka 1 - Motorová konfigurace kategorie Supersport

Přes 400 ccm do 600 ccm	Čtyřtakt	Čtyřválec
Přes 500 ccm do 675 ccm	Čtyřtakt	Tříválec
Přes 600 ccm do 750 ccm	Čtyřtakt	Dvouválec

V pravidlech je zdůrazněno, že jsou zakázány dodatečné úpravy motorů z hlediska úpravy vrtání a zdvihu pro dosažení většího výkonu. Dále pak není povolené upravovat svařováním nebo obráběním prostor pro vačkové hřídele a pro klikovou hřídel. Dovolené jsou pouze některé úpravy hlavy válců a to: Úpravy tvaru sacích a výfukových kanálů včetně jejich povrchu, broušení hlavy válce a úprava vaček včetně pružin. Sedla ventilů není dovolené měnit. U vačkové hřídele musí být zachován typ rozvodu a maximální zdvih ventilů. Povolené je měnit počty zubů na ozubených kolech rozvodů. Co se týče válců, pístů, pístních kroužků, pístních čepů a klikové hřídele není povoleno používat jakékoliv úpravy. Posledním zajímavým omezením je zákaz použití vakuové pumpy pro vytvoření vakua v prostoru klikové hřídele. Výjimku tvoří pouze motocykly, které mají tuto pumpu nainstalovanou už v sériovém provedení.

2.3.2 Pravidla pro převodovku

- Závodník má po celou sezonu k dispozici pouze jednu převodovku.
- Převodové poměry mohou být libovolné, ovšem není dovoleno je během sezony měnit.
- Materiál použitý pro převodovku a její části může být libovolně zvolen.
- Primární převod musí zůstat sériový, stejně tak počet převodových stupňů.
- Layout převodovky musí zůstat stejný jako na sériové motorce.
- Řadící váleček musí být stejný jako na sériové motorce. Povolená modifikace je pouze ochranná povrchová vrstva.
- Je povoleno používat nesériové řadící vidličky. Přesto však musí vidličky odpovídat řazení stejných převodových stupňů a stejným funkcím jako sériové.
- Je povoleno měnit velikosti rozety, řetězky, rozteče řetězu.
- Pokud kryt řetězu není začleněn do zadního blatníku, je možné jej odstranit.
- Je povoleno používat Quickshifter pro rychlejší řazení převodových stupňů.
- Skříň převodovky musí zůstat stejná jako sériová

2.3.3 Minimální hmotnost

Motocykly je možné upravovat hmotnostně pouze s omezením minimální hmotnosti (viz. tabulka č. 2) a dále pak z hlediska proudění vzduchu.

Tabulka 2 - Hmotnostní omezení třídy Supersport

Přes 400 ccm do 600 ccm	Čtyřválec	161 kg
Přes 500 ccm do 675 ccm	Tříválec	161 kg
Přes 600 ccm do 750 ccm	Dvouválec	161 kg

Kdykoliv během závodu se nesmí stát, že vlivem spotřeby paliva klesne hmotnost motocyklu pod výše uvedenou hodnotu. Po skončení závodu je prováděna závěrečná technická prohlídka, kdy dojde ke kontrole hmotnosti vybraných motocyklů ve stavu, v jakém dokončili závod. Dále je možné, aby každý jezdec využil předběžné kontroly hmotnosti během volných tréninků. Pokud hmotnost motocyklu nedosahuje minimální potřebné hmotnosti, je možné použít umělou zátěž schválenou technickým ředitelem závodu.

2.4 Okruhy pro závody Supersportů

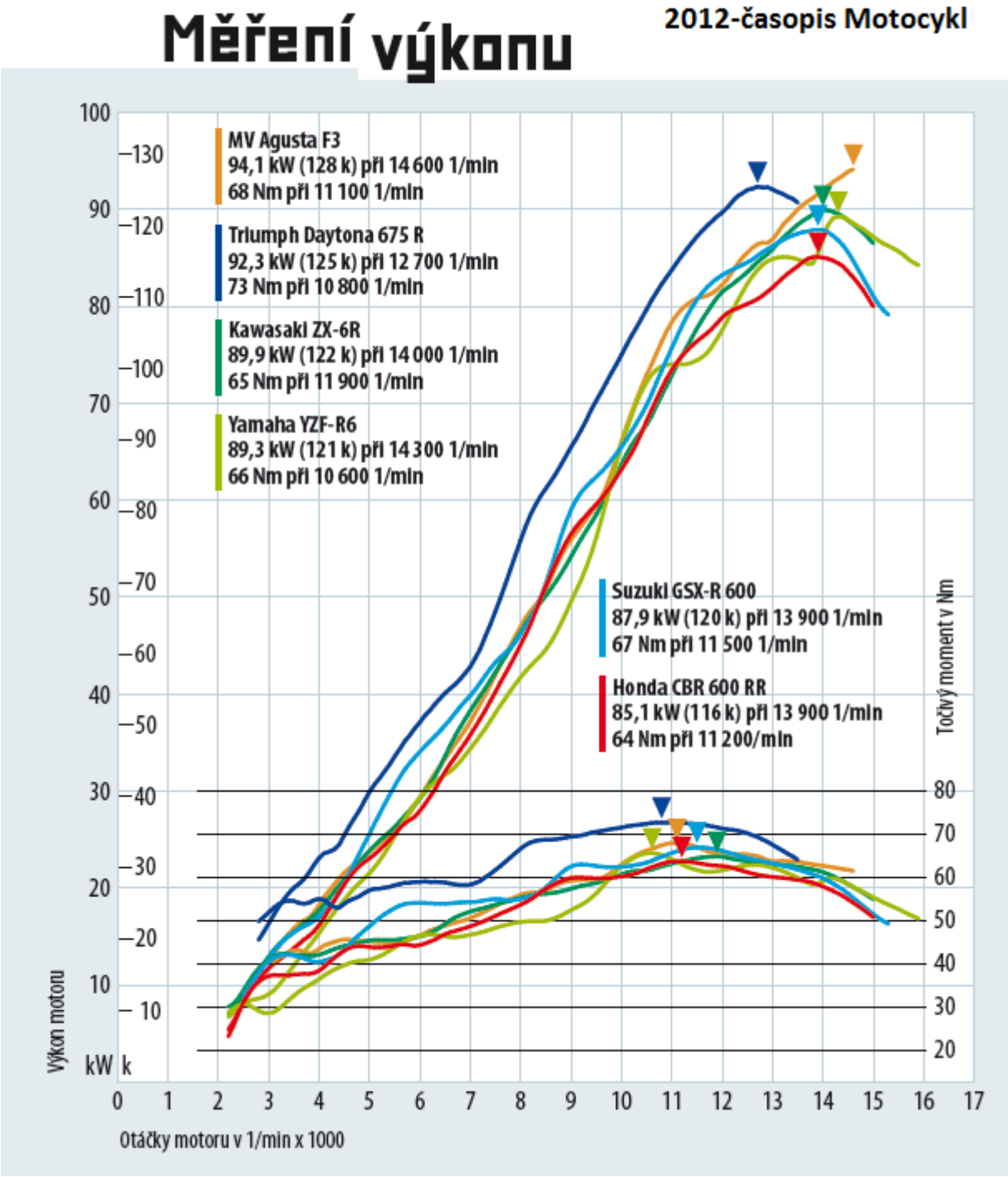
Světový pohár závodů supersportů se pořádá již 18 let. Základní myšlenkou oproti závodům Moto GP, je skutečnost, že závodní motocykly nejsou firemní speciály, ale upravené sériové motocykly. Těchto závodů se zúčastňují přední světový výrobci motocyklů jako Kawasaki, Honda, Yamaha, MV Agusta apod. Jezdí se celkem ve dvanácti státech na známých okruzích.

Tabulka 3 - Kalendář kategorie Supersport 2016 [11]

Kalendář kategorie Supersport 2016			
Pořadí	**Stát**	**Okruh**	**Datum**
1	Austrálie	Philip Island Grand Prix Circuit	28. února
2	Thajsko	Chang International Circuit	13. března
3	Španělsko	Motorland Aragón	3. dubna
4	Holandsko	TT Circuit Assen	17. dubna
5	Itálie	Autodromo Enzo e Dino Ferrari	1.května
6	Malajsie	Sepang International Circuit	15. května
7	Spojené království	Donington Park	29. května
8	Itálie	Misano World Circuit Marco Simoncelli	19. června
9	Německo	EuroSpeedway Lausitz	18. září
10	Francie	Circuit de Nevers Magny_Cours	2. října
11	Španělsko	Circuito de Jerez	16. října
12	Qatar	Losail International Circuit	30. října

2.5 Srovnání jednotlivých motocyklů

Závodů kategorie Supersport se zúčastňují přední světoví výrobci se svými modely. Jedná se o velmi podobné motocykly z Itálie, Velké Británie a Japonska. Za první větší podobnost lze považovat hodnoty vrtání a zdvihu u čtyřválců, které jsou stejné a to 67 x 42,5 mm. Naproti tomu u tříválců se jednotlivě liší (viz. Tabulky v kapitole 2.6.). Tím že MV Agusta používá nižší zdvih a větší průměr ventilů dosahuje její motor vyšších otáček a tím pádem i vyššího výkonu. Na úkor toho je zde slabší průběh krouticího momentu, který začíná nastupovat až kolem 10 000 ot/min. Navýšení výkonu však není nijak extrémní a podrobně jej lze vidět na výkonových křivkách. Další zajímavou vlastností tohoto motocyklu je opačně se otáčející kliková hřídel proti směru jízdy, která vede k lepší ovladatelnosti motocyklu. Za zmínění také stojí to, že řazení má těžký chod. Triumph, který je také tříválcový dosahuje nástupu krouticího momentu až kolem 13 000 ot/min. Zajímavou vlastností MV Agusty je, že v oblasti pod 4 tisíce otáček za minutu, stále i při zavřeném plynu dochází ke vstřikování paliva do válce a tím pádem působí jízda agresivním dojmem. Využitelné spektrum otáček u motorů těchto motocyklů se pohybuje přibližně kolem 15 000 ot/min, kde jasně dominuje Suzuki GSX-R 600, jak je vidět ze srovnávacího výkonového grafu. Tato vlastnost je přínosná zejména pro rychlejší výjezd ze zatáček. Naproti tomu Kawasaki zůstává spíše výkonově průměrnou. Slabším motocyklem jak Honda CBR, která pro udržení stejného tempa potřebuje vyšší otáčky, které ovšem nelze držet stále. K nárůstu výkonu u Yamahy dochází kolem 10 000 ot/min vlivem variabilního sání. Nejkultivovanějším chodem působí motor Triumphu, který je mnohem kultivovanější než konkurenční čtyřválce. [24]



Obrázek 14 - Srovnávací graf motocyklů [41]

Další srovnání jednotlivých závodních motocyklů můžeme vidět na následující tabulce:

Tabulka 4 - Srovnání motocyklů kategorie Supersport

	YAMAHA YZF R6 R	HONDA CBR 600RR	SUZUKI GSX-R 600	KAWASAKI ZX-6 R	TRIUMPH 675 DAYTONA
Obsah válců [ccm]	600	600	600	600	675
Maximální Výkon [bhp]	125	119	122	125,5	126,5
Otáčky při maximálním výkonu [ot/min]	14 500	14 100	13 800	14 300	12 800
Měrný výkon [bhp/litr]	208	198	203	209	187
Maximální krouticí moment [Nm]	68	68	69,5	69	75
Otáčky při maximálním momentu [ot/min]	11 800	11 400	11 800	12 200	11 000
Měrný krouticí moment [Nm/litr]	113	113	112,4	98,9	97,2
Střední efektivní tlak při maximálním krouticím momentu [bar]	15,5	15,3	15,2	15,1	15,0
Uspořádání válců	Řadový čtyřválec DOHC	Řadový čtyřválec DOHC	Řadový čtyřválec DOHC	Řadový čtyřválec DOHC	Řadový tříválec DOHC
Typ sekundárního převodu	Řetěz	Řetěz	Řetěz	Řetěz	Řetěz

(Pozn. 1 bhp = 0,74 Kw)

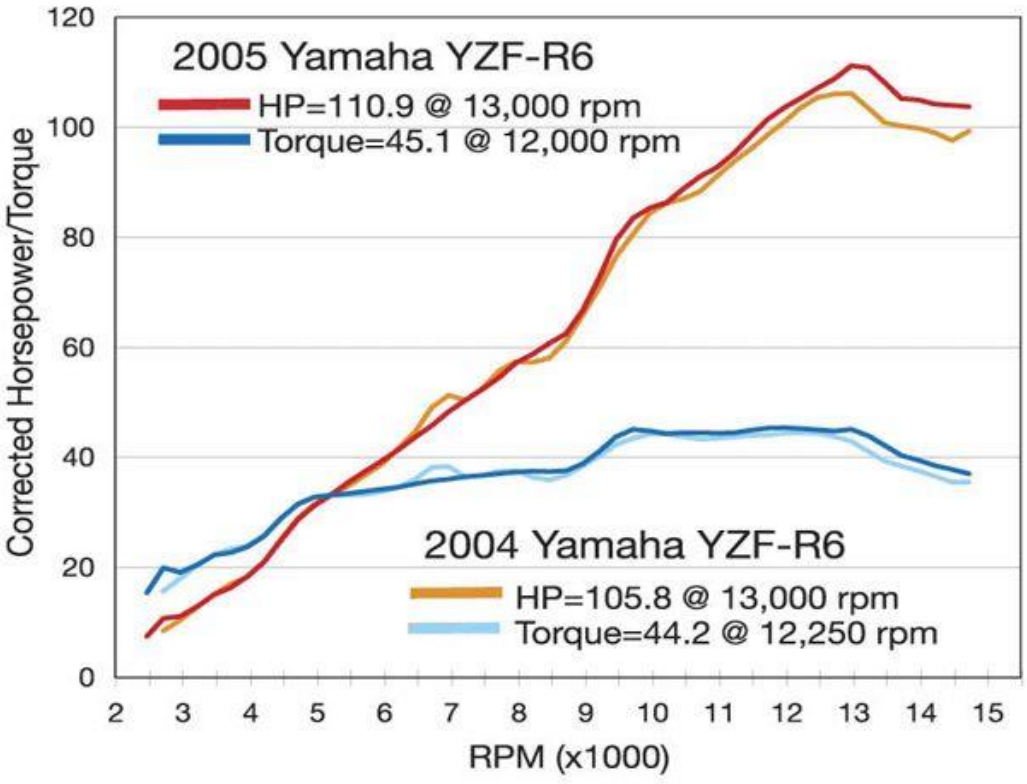
2.6 Motocykly závodů Supersportů

2.6.1 YAMAHA YZF-R6

Yamaha YZF R6 vznikla v roce 1998 a dále byla postupně vyvíjena v letech: 2001, 2003, 2006, 2008 a nyní se připravuje další vylepšení pro rok 2017. Hlavní myšlenkou tohoto motocyklu byla více silničně orientovaná motorka odvozená od modelu YZF600R. Nyní se spíše považuje YZF-R6 za slabší verzi YZF-R1.

Tabulka 5 - Parametry Yamaha YZF R6 2016 [13]

Yamaha YZF – R6	**2016**
Typ motoru	Čtyřtaktní čtyřválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři titanové ventily pro válec
Obsah válců	599 ccm
Vrtání x Zdvih	67 x 42,5 mm
Kompresní poměr	13,1: 1
Výkon	96,4 kW (130 HP) při 14 500 ot/min
Krouticí moment	65,7 Nm při 11 500 ot/min.



Obrázek 15 - Výkonová křivka Yamaha YZF-R6 [39]

Převodovka

Převodovka Yamahy YZF-R6 je šestirychlostní dvouhřídelová, těsně odstupňovaná s přímým ozubením. O změnu rychlostních stupňů se stará řadící váleček se třemi vidličkami.

Tabulka 6 - Parametry převodovky Yamaha YZF R6 [13]

Primární převod	-	-
Sekundární Převod	-	-
1. Převodový stupeň	2,583	31/12
2. Převodový stupeň	2,000	32/16
3. Převodový stupeň	1,667	30/18
4. Převodový stupeň	1,444	26/18
5. Převodový stupeň	1,286	27/21
6. Převodový stupeň	1,150	23/20

Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/70 R17

Zadní pneumatika: 180/55 R17

Aerodynamika

Součinitel $c_x = 0,4$

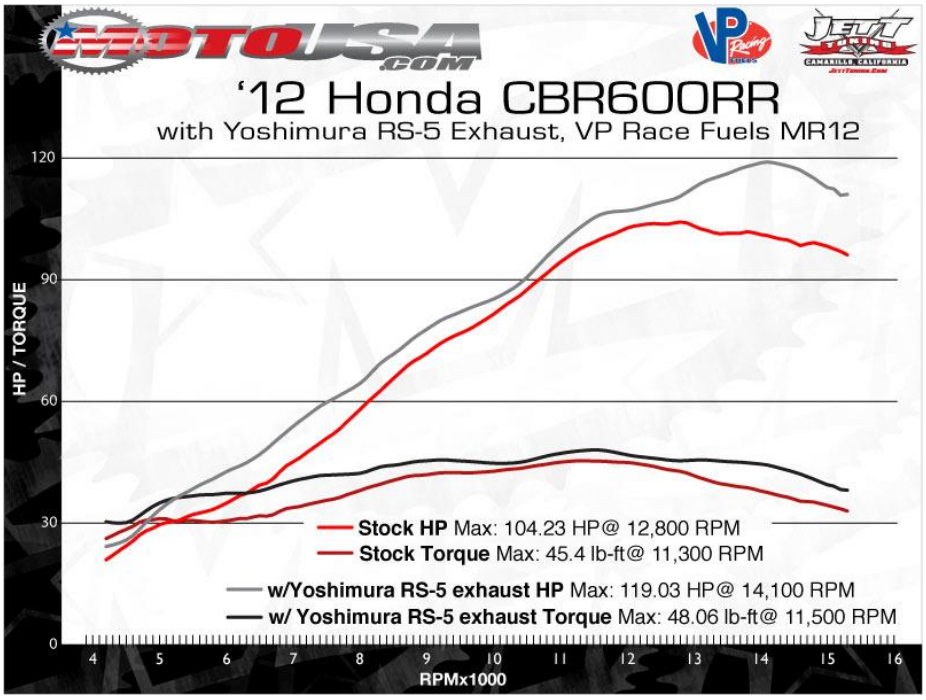
Čelní plocha $S_x = 0,4922\ m^2$

2.6.2 HONDA CBR 600RR

Sportovní motocykl Honda CBR 600 ze skupiny CBR je vyráběn od roku 2003 jako replika CBR 600 F. Jedná se o velmi úspěšný motocykl v závodní kategorii supersportů, jelikož vyhrál každý šampionát v letech 2002 až 2008 a dále pak 2010 až 2014. Motocykl využívá technologie použité již v Hondě RC211 působící v závodech Moto GP. Mimo závodů supersportů se model CBR 600RR také zúčastňuje závodu Tourist Trophy na ostrově Man.

Tabulka 7 - Parametry Honda CBR 600RR [14]

Honda CBR 600 RR	**2016**
Typ motoru	Čtyřtaktní čtyřválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři ventily pro válec
Obsah válců	599 ccm
Vrtání x Zdvih	67 x 42,5 mm
Kompresní poměr	12,2: 1
Výkon	88,1 kW (118 HP) při 13 500 ot/min
Krouticí moment	66 Nm při 12 500 ot/min.



Obrázek 16 - Výkonová křivka Honda CBR 600RR [40]

Převodovka

U tohoto motocyklu byla použita těsně odstupňovaná šestirychlostní dvouhřídelová převodovka. Přesouvání plovoucích kol se speciální zubovou spojkou po hřídelích je realizováno třemi vidličkami. Za povšimnutí stojí shoda od druhého až po čtvrtý převodový stupeň s motocyklem Yamaha YZF R6. Je to z toho důvodu, že výkonová charakteristika obou motocyklů se příliš neliší.

Tabulka 8 - Parametry převodovky Honda CBR 600RR [15]

Primární převod	2,111	76/36
Sekundární Převod	2,625	42/16
1. Převodový stupeň	2,750	33/12
2. Převodový stupeň	2,000	32/16
3. Převodový stupeň	1,667	30/18
4. Převodový stupeň	1,444	26/18
5. Převodový stupeň	1,304	30/23
6. Převodový stupeň	1,208	29/24

Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/70 R17

Zadní pneumatika: 180/55 R17

Aerodynamika

Součinitel c_x = 0,4

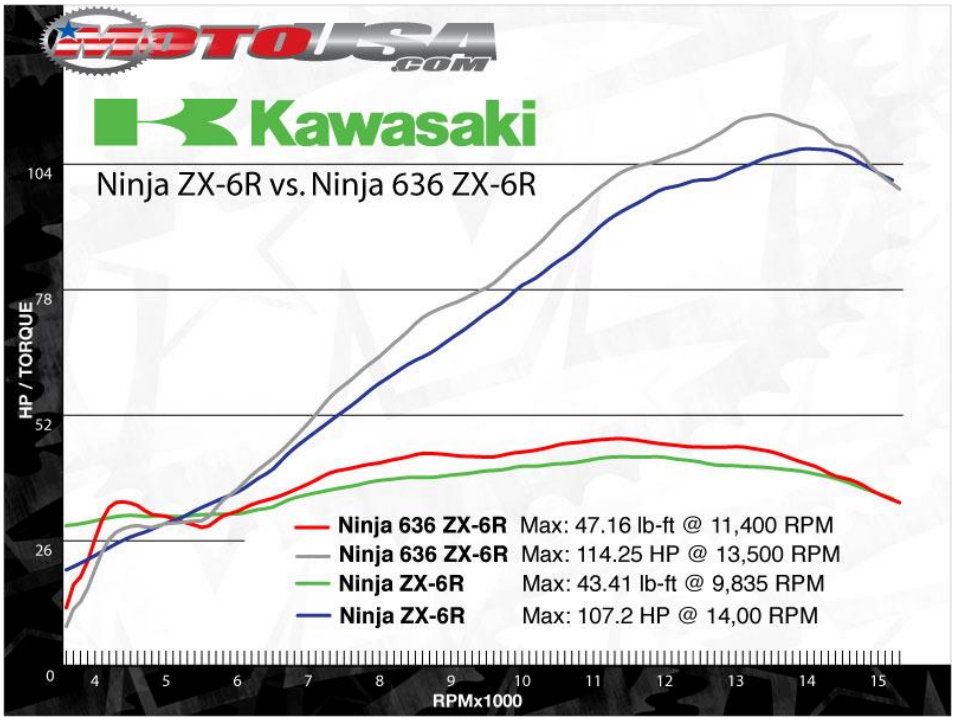
Čelní plocha S_x= 0,4906 m^2

2.6.3 KAWASAKI ZX-6R

Motocykl patří do třídy šestistovek v řadě motocyklů Kawasaki Ninja a poprvé byl představen v roce 1995 a byl především unikátní tím, že jako první měl hliníkový rám. Tím se prakticky hned zařadil mezi elitní stroje a od té doby byl vyvíjen a upravován, tak aby stále konkuroval konkurenčním strojům.

Tabulka 9 - Parametry Kawasaki ZX-6R [16]

Kawasaki ZX-6R	**2016**
Typ motoru	Čtyřtaktní čtyřválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři ventily pro válec
Obsah válců	636 ccm
Vrtání x Zdvih	67 x 45,1 mm
Kompresní poměr	12,9: 1
Výkon	96,4 kW (131 HP) při 13 500 ot/min
Maximální Krouticí moment	71 Nm



Obrázek 17 - Výkonová křivka Kawasaki ZX-6R 2007 [36]

Převodovka

Převodovka tohoto motocyklu je konstruována jako kazetová se šesti převodovými stupni. Jedná se o dvouhřídelovou převodovku ovládanou řadícím válečkem. Primární i sekundární převod je řešen pomocí řetězu a jednotlivé převodové poměry ukazuje následující tabulka.

Tabulka 10 - Parametry převodovky Kawasaki ZX-6R [9] [16]

Primární převod	1,900	76/40
Sekundární Převod	2,688	43/16
1. Převodový stupeň	2,714	38/14
2. Převodový stupeň	2,200	33/15
3. Převodový stupeň	1,850	37/20
4. Převodový stupeň	1,600	32/20
5. Převodový stupeň	1,421	27/19
6. Převodový stupeň	1,300	26/20

Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/65 R17

Zadní pneumatika: 180/55 R17

Aerodynamika

Součinitel $c_x = 0,4$

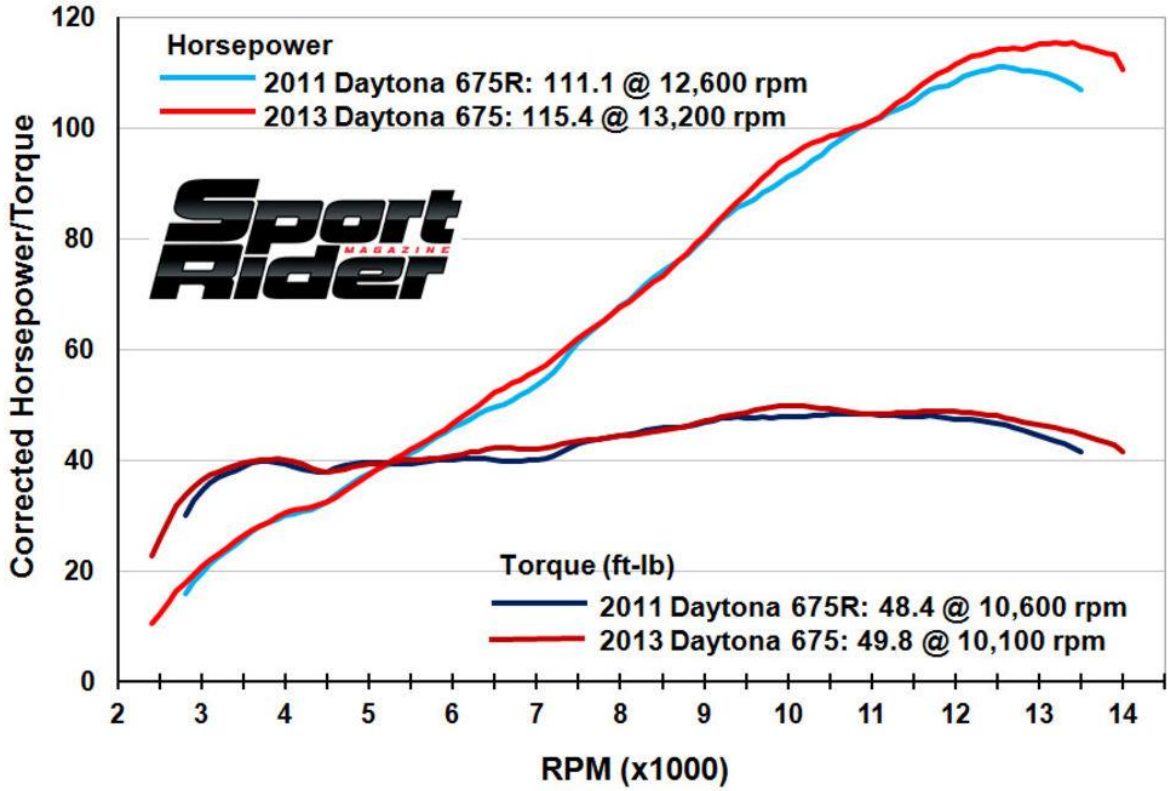
Čelní plocha $S_x = 0,4912\ m^2$

2.6.4 TRIUMPH DAYTONA 675R

Anglický tříválcový motocykl Daytona se začal vyrábět v roce 2006, kdy disponoval výkonem 123 HP. Samotný vývoj stroje však začal již v roce 2000 dle předchůdce TT600, který ovšem byl čtyřválcový.

Tabulka 11 - Parametry Triumph Daytona 675R [18]

TRIUMPH Daytona 675R	**2016**
Typ motoru	Čtyřtaktní tříválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři ventily pro válec
Obsah válců	675 ccm
Vrtání x Zdvih	76 x 49,6 mm
Kompresní poměr	13,1: 1
Výkon	94 kW (128 HP) při 12 500 ot/min
Krouticí moment	74 Nm při 11 900 ot/min.



Obrázek 18 - Výkonová křivka Triumph Daytona 675R [53]

Převodovka

V tomto motocyklu najdeme dvouhřídelovou šestistupňovou převodovku, používající řadící váleček podobně jako u Kawasaki ZX-6R. Ozubení je přímé. Parametry převodovky jsou z modelu vyrobeném v roce 2009.

Tabulka 12 - Parametry převodovky Triumph Daytona 675R [17]

Primární převod	1,8481	146/79
Sekundární Převod	2,9375	47/16
1. Převodový stupeň	2,3125	-
2. Převodový stupeň	1,8571	-
3. Převodový stupeň	1,5652	-
4. Převodový stupeň	1,3500	-
5. Převodový stupeň	1,2381	-
6. Převodový stupeň	1,1364	-

Aerodynamika

Součinitel $c_x = 0,5$

Čelní plocha = 0,49 m^2

Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/70 R17

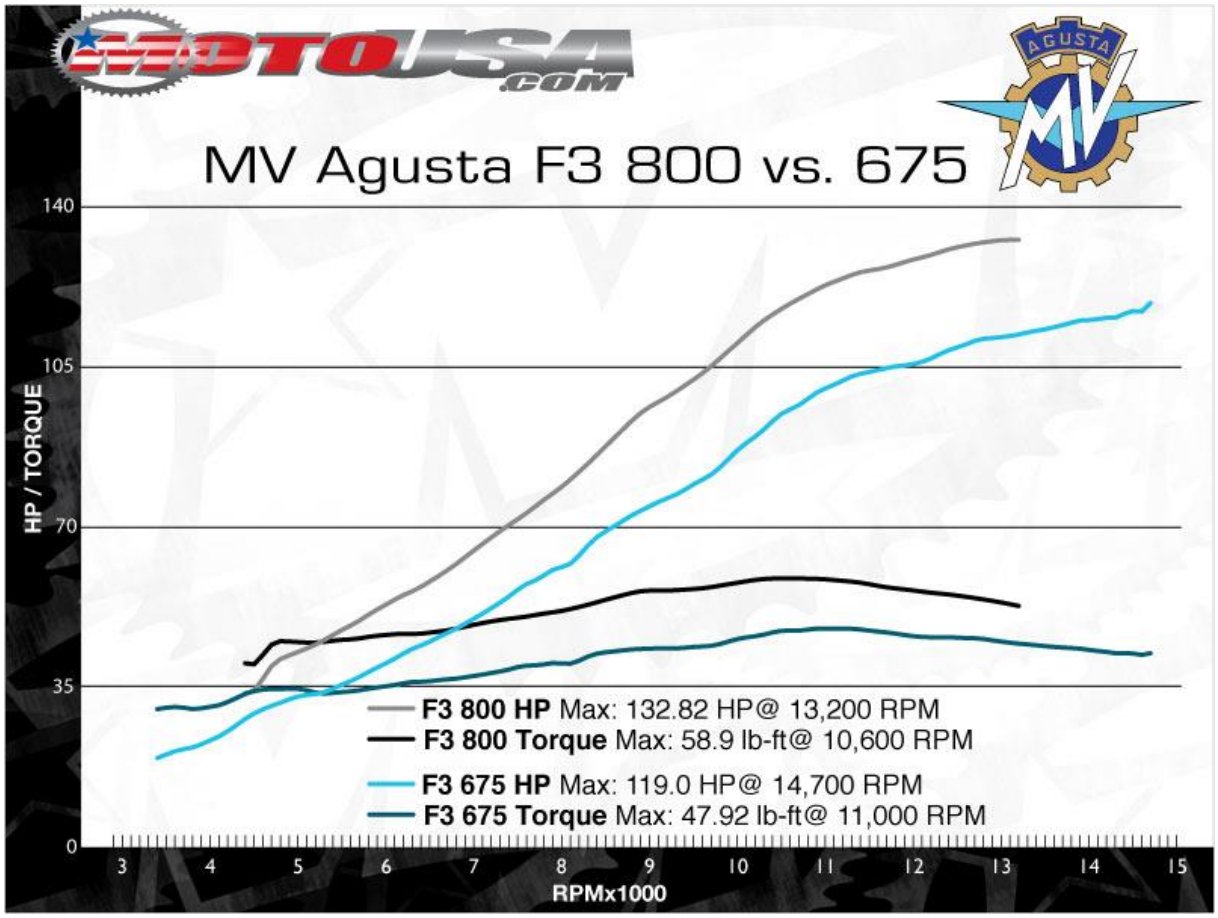
Zadní pneumatika: 180/55 R17

2.6.5 MV AGUSTA F3 675

Italská MV AGUSTA F3 675 patří mezi jedny z nejlepších supersportovních motocyklů. Tomu vděčí především použití nejmodernějších konstrukčních prvků. Například používá protirotační klikovou hřídel podobně jako motocykly v závodech Moto GP. Pokud se kliková hřídel motoru točí opačným směrem, dochází k nižší stabilizaci motocyklu, což může působit jako značná nevýhoda. Na druhé straně se tato vlastnost s výhodou používá právě při závodech, kde díky protirotační klikové hřídeli lze lépe a ostřeji projíždět zatáčky. Poprvé byla představena v roce 2012. Její další předností je skvělé rozložení hmotnosti a kompaktní tříválcový motor. Od závodního speciálu pro závody supersportů je pak odvozena verze F3 675 RC Limited, podepsána závodníky WSBK kategorie Supersport Lorenzem Zanettim a Julesem Cluzelem. Její nevýhodou je těžký chod řazení jednotlivých rychlostí a co se týče charakteristiky motoru, je možné ji dále zlepšovat. Motor MV Agusty F3 je jedním z nejlepších tříválců, které se zúčastňují závodů supersportů. Používá titanová sedla ventilů, která umožňují dosáhnout vysokých otáček a velmi malý zdvih pístu. Celkový objem motoru činí 675 ccm s válci mírně nakloněnými vpřed.

Tabulka 13 - Parametry MV Agusta F3 675 [19]

MV Agusta F3 675	**2016**
Typ motoru	Čtyřtaktní tříválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři ventily pro válec
Obsah válců	675 ccm
Vrtání x Zdvih	79 x 45,9 mm
Kompresní poměr	13,0: 1
Výkon	94,2 kW (126 HP) při 14 400 ot/min – max 15 000 ot/min.
Krouticí moment	71 Nm při 10 900 ot/min.



Obrázek 19 - Výkonová křivka MV Agusta F3 675 [38]

Převodovka

Převodovka MV Agusty F3 je speciální kazetová, dvouhřídelová s přímým ozubením. Při řazení dochází pomocí tří vidliček k posuvu plovoucích kol. Tato převodovka je unikátní v tom, že všechny tři řadící vidličky nejsou uloženy na čepech, ale přímo na řadícím válečku (viz Obr. č. 20). Na obrázku je dobře vidět aretační a řadící mechanismus převodovky. Dále si je možné všimnout výhody kazetové převodovky, která spočívá ve snadné montáži a demontáži. Této výhody je dosaženo tím, že celý mechanismu převodovky je spojen jedním víkem a tím pádem je celá převodovka kompaktní a umožnuje snadnou manipulaci, včetně již zmíněné montáže a demontáže.

Obrázek 20 - Kazetová převodovka MV Agusta F3 675 [35]

Tabulka 14 - Parametry převodovky MV Agusta F3 675[19]

Primární převod	-	-
Sekundární Převod	-	-
1. Převodový stupeň	2,846	37/13
2. Převodový stupeň	2,125	34/16
3. Převodový stupeň	1,777	32/18
4. Převodový stupeň	1,578	30/19
5. Převodový stupeň	1,428	30/21
6. Převodový stupeň	1,318	29/22

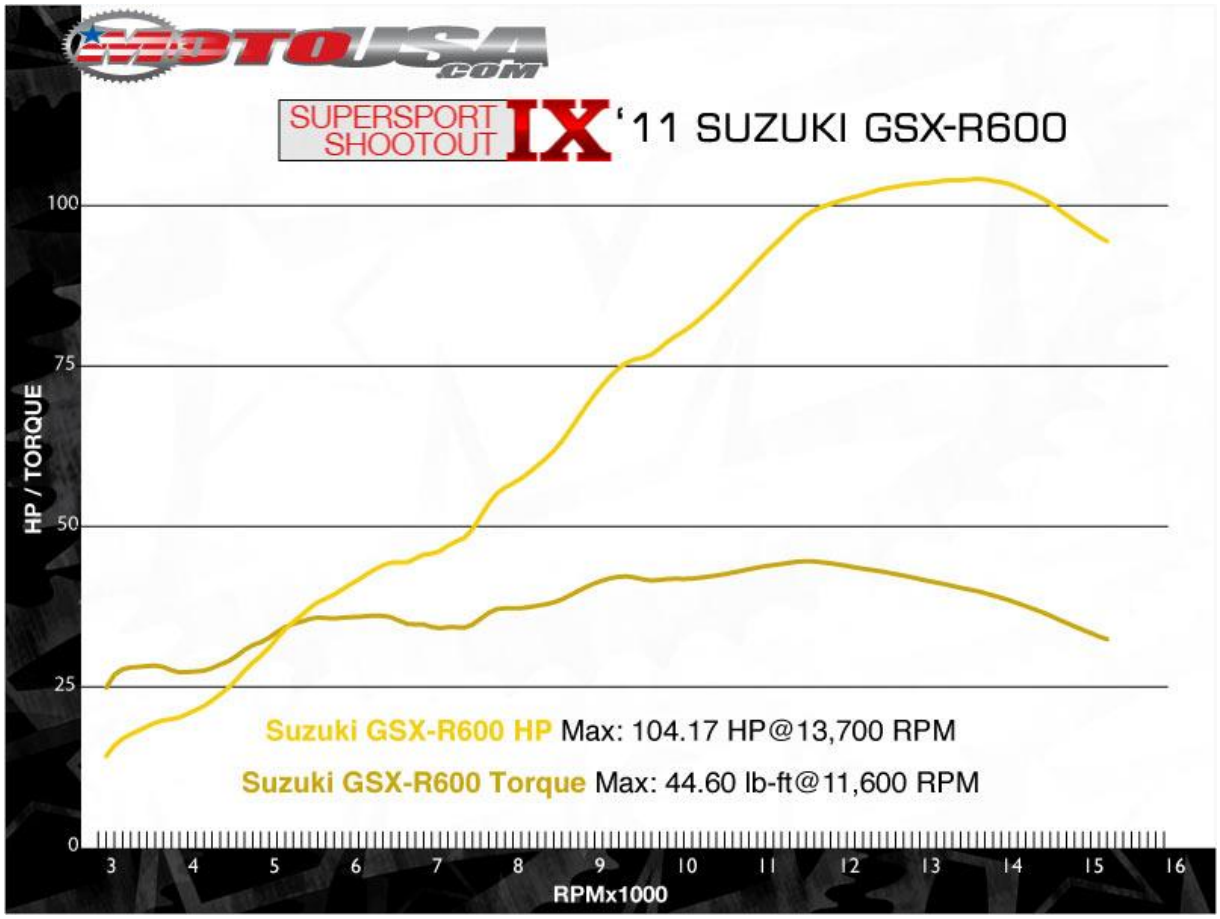
Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/65 R17

Zadní pneumatika: 180/55 R17

2.6.6 SUZUKI GSX-R 600 (2016)

Model GSX-R 600 se ve svém počátku v roce 1992 příliš nelišil od modelu GSX-R750. Jedinou výraznější změnou byl menší motor, ale jen do roku 1993.



Obrázek 21 - Výkonová křivka Suzuki GSX-R600 [38]

Převodovka

Jedná se o standartní dvouhřídelovou převodovku s přímým ozubením. Za zmínku stojí použití odlehčeného řadícího válečku, ve kterém jsou umístěny tři řadící vidličky. Stejná převodovka je použita i v motocyklu GSX-R 750. Liší se pouze primárním a sekundárním převodem.

Tabulka 15 - Parametry převodovky SUZUKI GSX-R600 [21]

Primární převod	1,974	77/39
Sekundární Převod	2,687	43/16
1. Převodový stupeň	2,785	39/14
2. Převodový stupeň	2,052	39/19
3. Převodový stupeň	1,714	36/21
4. Převodový stupeň	1,500	36/24
5. Převodový stupeň	1,347	31/23
6. Převodový stupeň	1,208	29/24

Tabulka 16 - Parametry SUZUKI GSX-R600 [20]

SUZUKI GSX-R 600	**2015**
Typ motoru	Čtyřtaktní čtyřválec
Typ rozvodu	DOHC, čtyři ventily pro válec
Obsah válců	599 ccm
Vrtání x Zdvih	67 x 42,5 mm
Kompresní poměr	12,8: 1
Výkon	93,2 kW (126 HP) při 13 500 ot/min
Krouticí moment	67,7 Nm při 11 500 ot/min.

Pneumatiky

Přední pneumatika: 120/70 R17

Zadní pneumatika: 180/55 R17

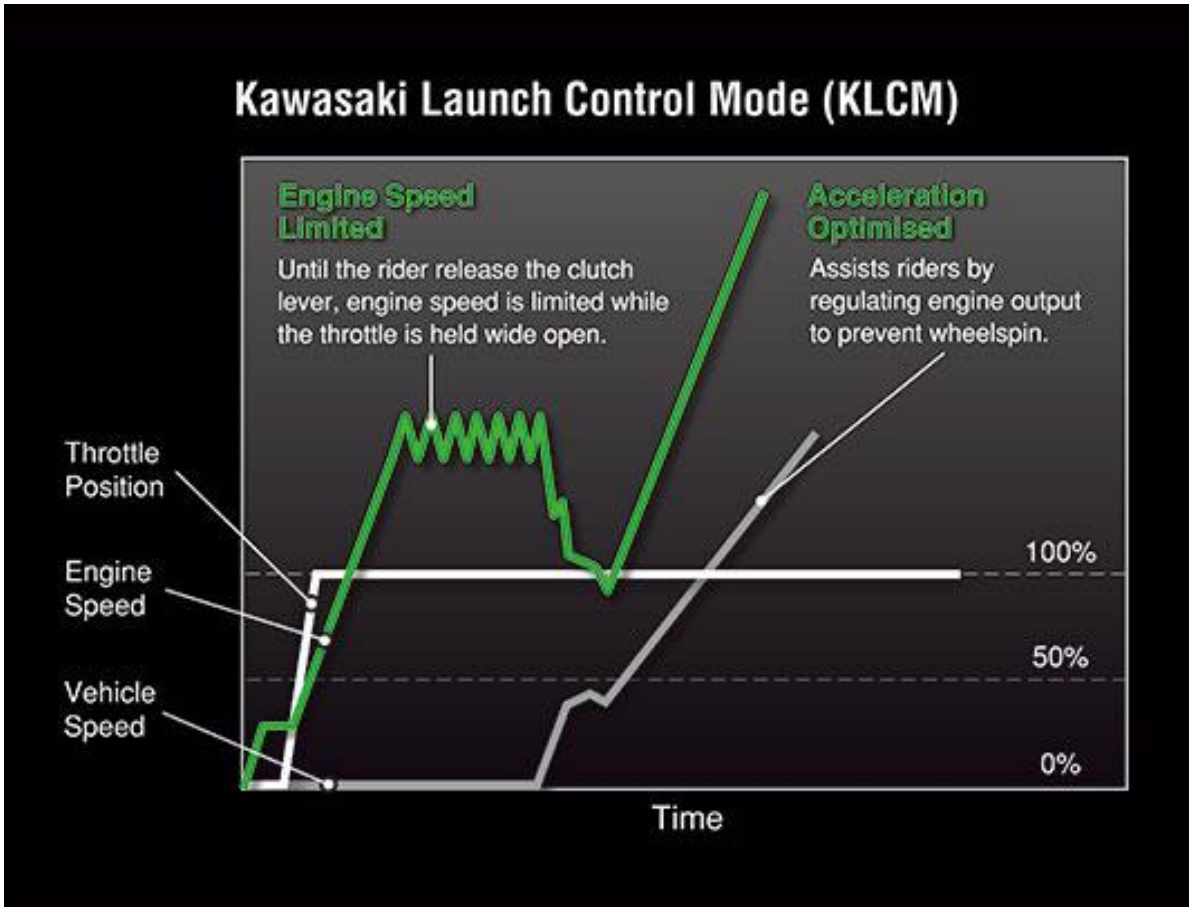
Aerodynamika

Součinitel $c_x = 0,4$

Čelní plocha $S_x = 0,4894$ m2

3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Pro vlastní návrh převodovky byl zvolen motor z motocyklu Yamaha YZF-R6 z roku 2008. Nejprve byly vykresleny trakční charakteristiky sériové převodovky na jejichž základě jsou navrženy nové převodové poměry převodovky pro daný okruh. Hlavními požadavky jsou maximální výkon při prvním převodovém stupni, tak aby nedocházelo ke zvedání předního kola a dosažení maximální rychlosti na nejvyšší převodový stupeň v cílové rovince. O zvedání předního kola se stará především elektronika, která hlídá gyroskopické momenty motocyklu a udržuje přední kolo v kontaktu s vozovkou. K tomu dochází především omezením výkonu, který je přiváděn na zadní kolo. Jezdec může držet klidně plný plyn, ale elektronika přísun výkonu omezí a zabrání se tak proklouznutí zadního kola. Samozřejmě jezdec může přísun výkonu ovlivnit sám plynulým přidáváním nebo ubíráním plynu, až do zmíněné hranice maximálního výkonu, kde následně zasáhne elektronika. Tato technologie se nazývá „Launch control“. Dřívější systémy pracovali s otáčkami obou kol, jakožto vstupními hodnotami. Systém bývá aktivní až po čtvrtý převodový stupeň a záleží na jeho detailním nastavení s ohledem na adhezi a použitých pneumatikách. Na následujícím obrázku je vidět průběh ostrého startu s technologií KLCM.



Obrázek 22 - Technologie KLCM [52]

Elektronika dále umožnuje řazení i při průjezdu zatáčkou, kde kontrola trakce zabraňuje smyku zadního kola. Samotný styl jízdy se od běžných standardů příliš neliší. Důležitá je co nejplynulejší změna převodového stupně v řádech milisekund pomocí mechatronického zařízení Quickshifter. Tento požadavek plyne především z minimalizování ztráty výkonu a požadavku na stabilitu motocyklu při přeřazení. Průjezd zatáčkou probíhá standardně tak, že

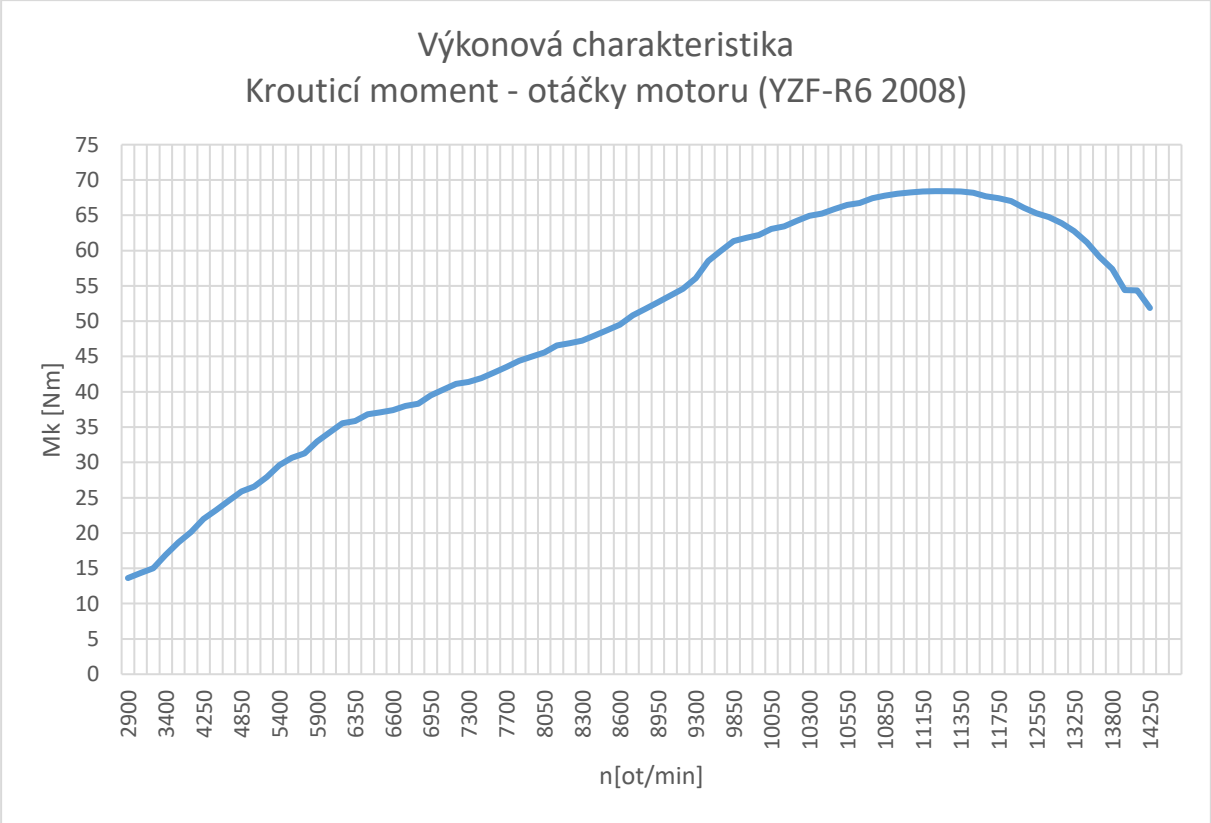
dojde nejprve k brždění předního kola. Motocykl přesune svoji váhu na přední kolo a dojde k nežádoucímu odlehčení zadního kola. Při následném podřazování na rychlostní stupeň, ve kterém bude projeta zatáčka začíná fungovat antihoppingová spojka, která zabraňuje zablokování zadního kola a přetočení motoru. Spojka pracuje ve spolupráci s omezovačem otáček. Její princip spočívá v okamžitém rozepnutí spojky. Brzdná síla přetlačí pružiny po obvodě a dojde tak k pootočení lamel, kde pomocí zkosení dojde k jejich oddálení a tím pádem k rozepnutí spojky. Dále pak jezdec nakloní motocykl do maximálního možného náklonu a plynule přidá plyn, aby došlo ke správnému zatížení kol a na konci zatáčky prudce akceleruje.

Obrázek 23 - Sestava Antihoppingové spojky [44]

3.1 Analýza sériové převodovky

Pro návrh nové převodovky motoru motocyklu YAMAHA YZF-R6 zaměřenou na závody bylo potřeba nejprve charakterizovat současnou sériovou převodovku. Pro tuto charakteristiku slouží diagramy trakční charakteristiky a pilový diagram. Diagramy trakční charakteristiky jsou diagram závislosti hnací síly na rychlosti a diagram závislosti krouticího momentu na otáčkách zadního kola motocyklu. Je tedy nutné tyto diagramy vykreslit pomocí výpočtových vztahů ze vstupních hodnot.

Mezi základní vstupní hodnoty patří diagramy výkonové charakteristiky motoru. Jedná se o grafy závislosti otáček motoru na výkonu a na krouticím momentu. Pro samotnou analýzu byl z těchto diagramů použit diagram závislosti otáček motoru a krouticího momentu.



Obrázek 24 - Výkonová charakteristika motoru (YZF-R6 2008) [23]

Mezi další vstupní data bylo potřeba zařadit jednotlivé převody sériové převodovky. Jedná se o primární převod, sekundární převod a jednotlivé převody šestistupňové převodovky.

Tabulka 17 - Převody sériové převodovky

SÉRIOVÁ PŘEVODOVKA YAMAHA YZF-R6 (2008)			
Převod	i (hodnota převodu)	i_{cj}	z_2/z_1
Primární převod	2,0732		85/41
1	2,583	15,063	31/12
2	2,000	11,662	31/16
3	1,667	9,718	30/18
4	1,444	8,422	26/18
5	1,286	7,497	27/21
6	1,150	6,705	23/20
Sekundární převod	2,8125		45/16

CELKOVÝ PŘEVOD (1)

$$i_{Cj} = i_{Pj} i_{prim} i_{sek}$$

Pro další část ve vykreslování diagramů sériové převodovky bylo potřeba pomocí výpočtových vztahů získat několik hodnot pro každý převodový stupeň. K vykreslení diagramu závislosti krouticího momentu přenášeným na zadní kolo a otáčkám zadního kola bylo potřeba vypočítat příslušné momenty a otáčky zadního kola z následujících vztahů:

KROUTICÍ MOMENT (2)

$$M_k = M_m i_{Cj} \eta_{mech}$$

OTÁČKY ZADNÍHO KOLA (3)

$$n_{zk} = \frac{v}{2\pi r_d}$$

Mezi nejdůležitější diagram pro návrh nových převodových stupňů patří diagram trakční charakteristiky, který zobrazuje závislost hnací síly a rychlosti motocyklu. Pro získání tohoto diagramu byla vypočtena hnací síla a příslušná rychlost každého převodu odpovídající otáčkám motoru a hnacímu momentu.

HNACÍ SÍLA (4)

$$F_k = \frac{M_k}{r_d} = \frac{M_m i_{Pj} i_{sek} i_{prim} \eta_{mech}}{r_d}$$

RYCHLOST MOTOCYKLU (5)

$$v = \dot{\varphi} \cdot r_k = 2\pi n_k r_k = \frac{2\pi n_m r_k}{i_{Cj}} [m/s]$$

$$v = \frac{2\pi n_m [1/min] r_k [m]}{i_{Cj}} \frac{60}{1000}$$

$$v = 0{,}377 \frac{n_m r_k}{i_{Cj}} [km/h]$$

Dalším důležitým údajem je křivka ideální trakční charakteristiky motoru. Pomocí této křivky lze dobře vidět využitelnost výkonu každého převodového stupně v diagramu trakční charakteristiky pro závislost hnací síly na rychlosti. Křivka má hyperbolický průběh a byla vypočtena z následující vztahu pro rychlost a výkon:

$$F \cdot v = konst.$$

Posledním důležitou závislostí pro vykreslení požadovaných diagramů je křivka jízdních odporů. Tato křivka je součtem odporu vzduchu a odporu valení. Hodnoty těchto odporů byly dosaženy pomocí následujících vztahů:

ODPOR VZDUCHU (6)

$$O_V = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_r^2$$

ODPOR VALENÍ (7)

$$O_f = f \cdot G$$

$$G = m_M \cdot g$$

CELKOVÝ JÍZDNÍ ODPOR (8)

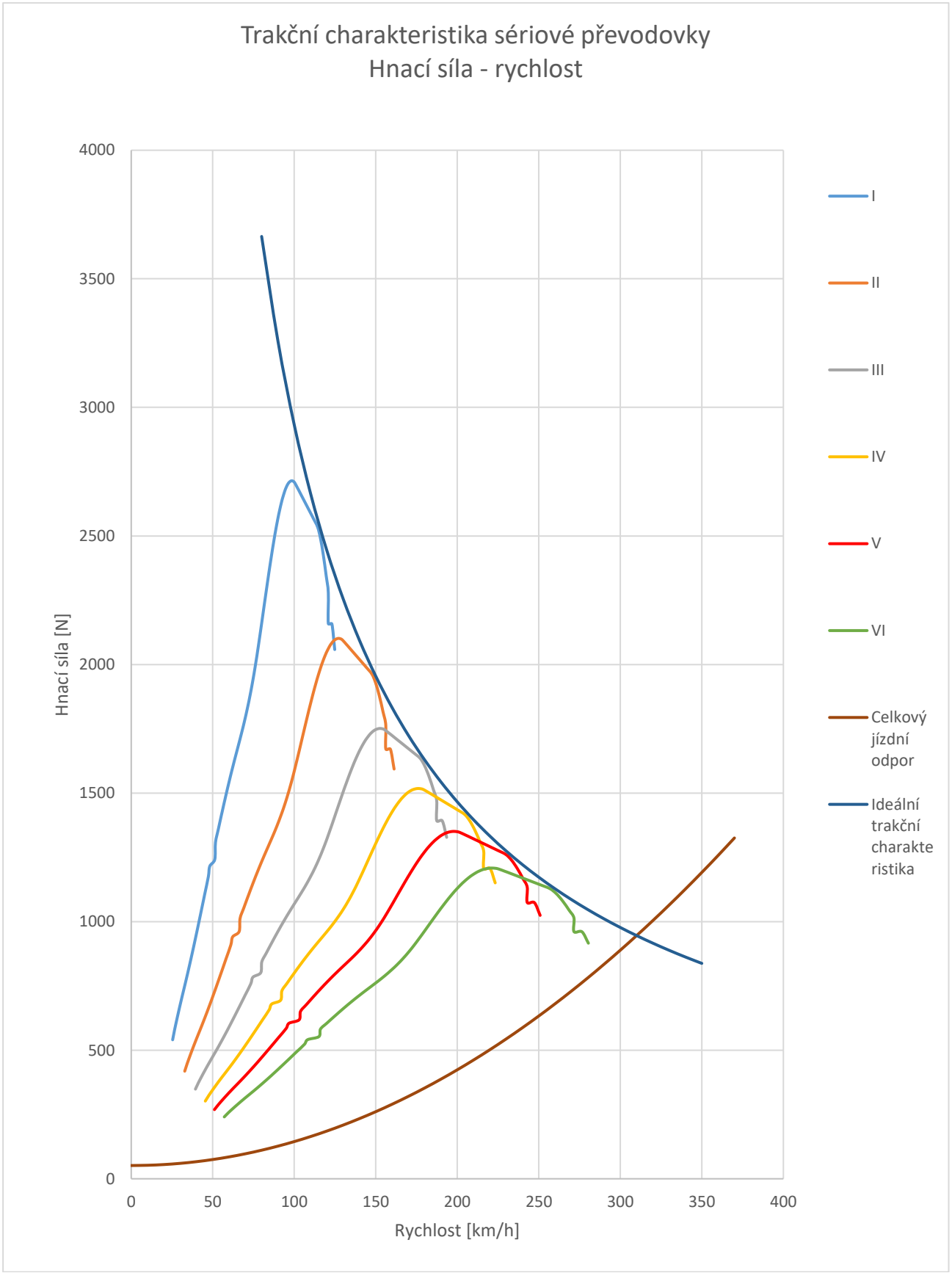
$$O_{celk} = O_v + O_f$$

Pro vykreslení pilového diagramu sériové převodovky, který zobrazuje závislost otáček motoru na rychlosti motocyklu pro každý převodový stupeň bylo nutné dopočítat hodnoty rychlostí z výše zmíněného vztahu č.5. V diagramu je dále potřeba vyznačit otáčky maximálního výkonu a maximálního momentu motoru. Tyto hodnoty udává výrobce a jsou vypsány v tabulce č. 18. Následně bylo možné tyto diagramy vykreslit.

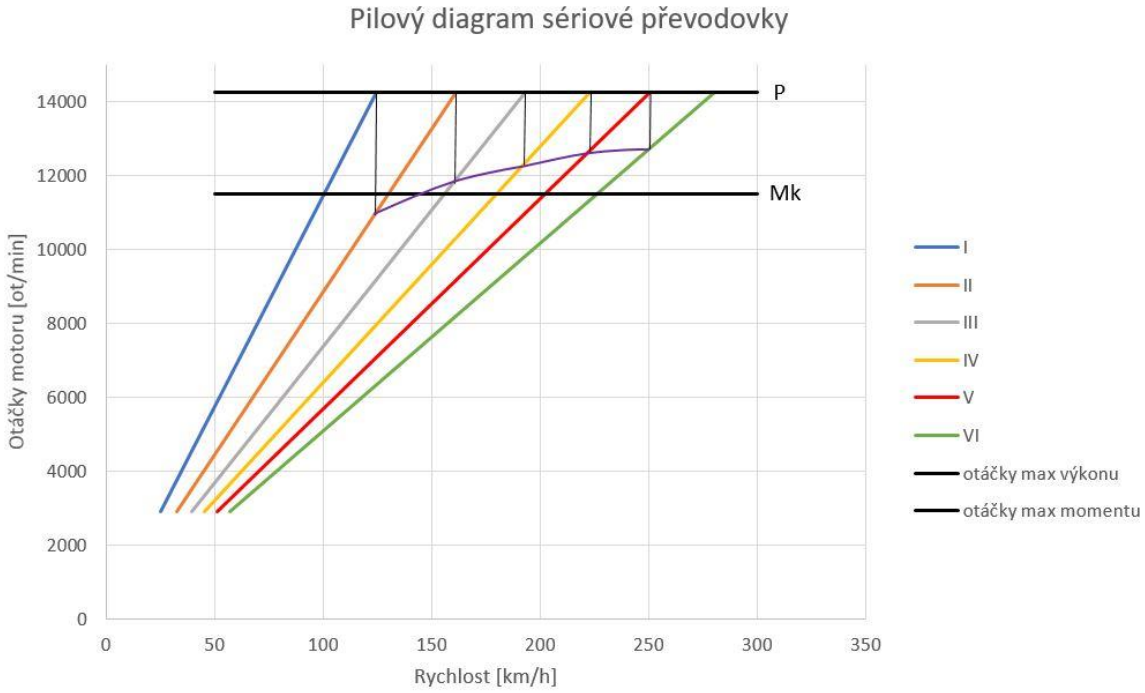
Tabulka 18 - Parametry motoru

Maximální výkon	88,4 kW při 14 250 ot./min.
Maximální krouticí moment	68,1 Nm při 11 500 ot./min.

Na následujících obrázcích můžeme vidět výsledné diagramy získané z předchozích výpočtů.



Obrázek 25 - Trakční charakteristika YAMAHA YZF R6 2008



Obrázek 26 - Pilový diagram sériové převodovky

Tabulka 19 - Parametry výpočtů

Parametr	Hodnota	Jednotka	Symbol
HMOTNOSTI			
Hmotnost motocyklu	188	[kg]	m_m
Hmotnost řidiče	75	[kg]	$m_ř$
Hmotnost celková hmotnost	263	[kg]	m_c
DYNAMICKÉ PARAMETRY			
Dynamický poloměr zadního kola	0,35	[m]	r_{dyn}
MECHANICKÉ ÚČINNOSTI			
Účinnost primárního převodu	0,98	[-]	$\eta_{primár}$
Účinnost zařazeného převodu	0,96	[-]	$\eta_{převod}$
Účinnost sekundárního převodu	0,98	[-]	$\eta_{sekundár}$
AERODYNAMICKÉ PARAMETRY			
Čelní plocha motocyklu	0,4922	[m^2]	S_x
Součinitel odporu vzduchu	0,4	[-]	c_x
Hustota vzduchu	1,225	[kg/m^3]	ρ_{vzduch}

Do výpočtů bylo nutné zadat několik vstupních hodnot uvedených v tabulce č. 19. Uvažováno bylo s asfaltovým povrchem, hmotností motocyklu včetně náplní a jezdce. Dále pak s jednotlivými účinnostmi každého převodu včetně primárního a sekundárního. Pro vykreslení jízdních odporů jakožto součet odporu vzduchu a odporu valení byly použity hodnoty hustoty vzduchu, čelní plocha motocyklu, součinitel odporu vzduchu c_x a hodnoty třecího a adhezního koeficientu zmíněného povrchu. Pro výpočet hnací síly na zadním kole byl použit odhadnutý dynamický poloměr zadního kola r_{dyn}.

3.1.1 Výsledky analýzy sériové převodovky

Diagram závislosti hnací síly a rychlosti sériové převodovky včetně pilového diagramu dobře připomíná progresivní odstupňování převodovky. Rozložení jednotlivých rychlostí je nastaveno rovnoměrně, tak aby byl co nejvíce využit výkon motoru.

Při výpočtu hodnot těchto křivek pomocí obecných vzorců pro návrh progresivní řady však tyto křivky neodpovídaly. Tato odlišnost je způsobena dlouholetým vývojem, zkušenosti a mnoha cykly simulací například v programu „MATLAB“, které všechny vedou ke specifickým úpravám jednotlivých převodových stupňů.

3.2 Návrh nového zpřevodování

Na diagramech sériové převodovky můžeme vidět rovnoměrné rozložení rychlostních stupňů, které je kompromisem pro všechny jízdní režimy. Toto rozložení je možné chápat jako univerzální, použitelné pro všechny druhy jízdních režimů jako je například sportovní jízda na okruhu, nebo plynulá jízda v běžném provozu.

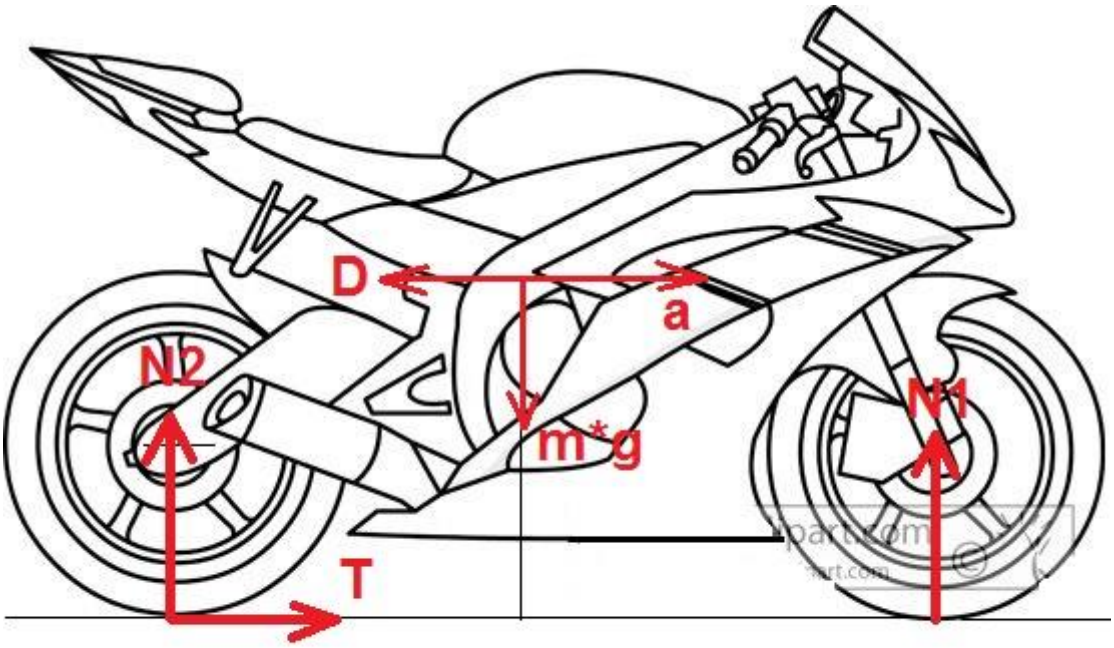
Nová převodovka má být navržena pouze pro závodní účely. Z tohoto důvodu se rozložení převodových stupňů bude lišit od rovnoměrného. Vzhledem k tomu, že charakter závodních okruhů kategorie Supersport závodů WSBK je orientován spíše na rychlé okruhy bude nutné více zhustit rozložení převodových stupňů směrem k nižším převodovým číslům.

Výsledkem tak bude těsně odstupňovaná převodovka v oblasti vyšších převodových stupňů s nižším převodovým číslem a zároveň s hrubším odstupňováním v oblasti nižších převodových stupňů s vyšším převodovým číslem.

Prvním krokem při návrhu nové převodovky jsou převodové poměry prvního a posledního převodového stupně. Vzhledem k tomu že návrh nové převodovky pro závodní účely vychází ze sériové převodovky, bude mít i nová převodovka stejný počet rychlostních stupňů jako sériová, tedy šest.

3.2.1 První převodový stupeň

Hodnotu převodového poměru pro první rychlostní stupeň je možné získat z výpočtu maximální přenositelné síly. Tento výpočet závisí na parametrech adheze pneumatiky a celkové hmotnosti motocyklu včetně jezdce. Dalším předpokladem pro výpočet je stav, kdy se motocykl rozjíždí z nulové rychlosti s maximálním zrychlením ve stavu, že přední kolo právě ztratilo kontakt s vozovkou.



Obrázek 27 - Rozložení sil při akceleraci motocyklu

Tabulka 20 - Parametry výpočtu trakční síly

SYMBOL	HODNOTA	POPIS
g	9,81 ms^{-2}	gravitační zrychlení
m_c	263 kg	hmotnost motocyklu + jezdec
f_a	1,2	adhezní koef. pneumatik [26]

Na základě rovnic rovnováhy v horizontálním a vertikálním směru lze dojít k těmto závěrům:

$$N_1 = 0$$

$$N_2 = m_c \cdot g$$

$$T = N_2 \cdot f_a$$

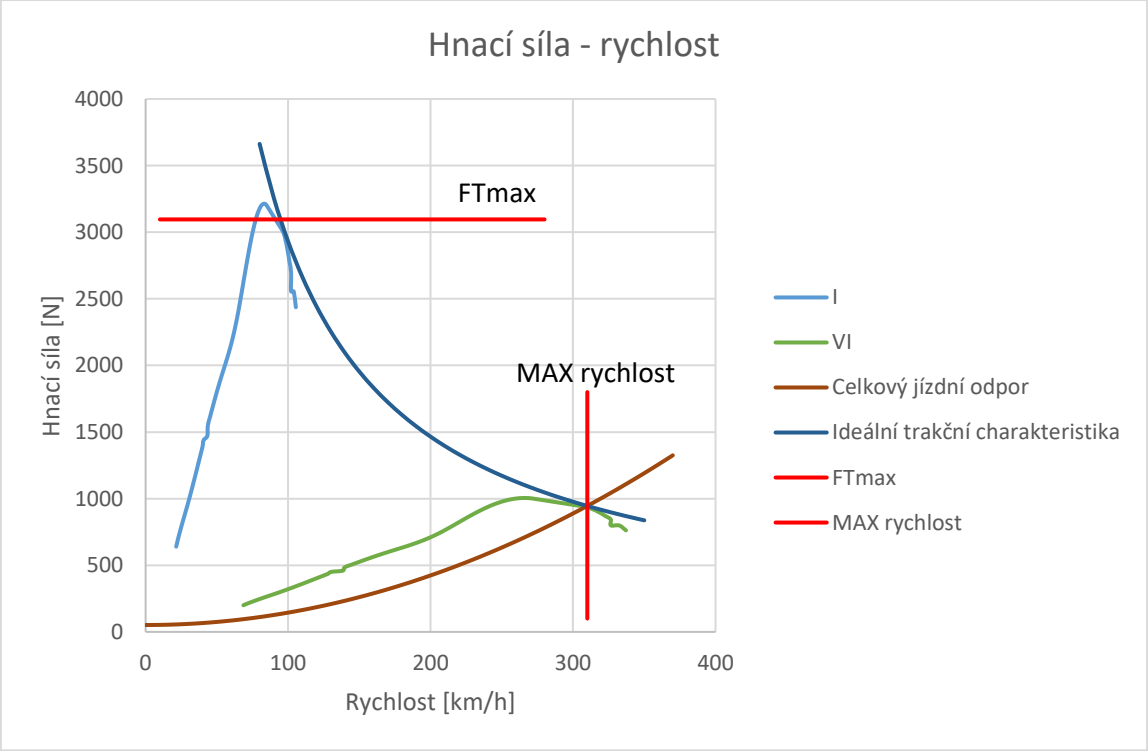
$$T_{max} = F_{Tmax} = g \cdot m_c \cdot f_a$$

$$F_{Tmax} = 3069\ N$$

Po vynesení hodnoty síly F_{Tmax} do grafu závislosti síly na rychlosti, je možné zvolit první převodový stupeň tak, aby lehce překročil tuto sílu. Bude tak možné dosáhnout prokluzu zadního kola při plném plynu.

3.2.2 Šestý převodový stupeň

Volba šestého, a tedy i poslední převodového poměru se odvíjí od maximální rychlosti, kterou je potřeba s daným motocyklem dosáhnout. Pokud by se jednalo o převodovku nastavenou na konkrétní závodní okruh, byl by tento převodový poměr nastaven tak, aby se na nejdelší rovince tohoto okruhu dosáhlo nejvyšší možné dosažitelné rychlosti. Vzhledem k tomu, že pravidla kategorie Supersport neumožnují měnit převodové poměry pro každý okruh, je tedy nutné v rámci těchto závodů navrhnout univerzální převodovku, která svým charakterem co nejvíce pokrývá rychlostní charakter všech závodních okruhů této kategorie. Převodový poměr bude tedy navržen tak, aby motocykl dosáhl nejvyšší rychlosti, kterou je schopen vyvinout s ohledem na své jízdní odpory. Především se jedná o odpor vzduchu (vzorec č.6), který roste exponenciálně s rostoucí rychlostí. Závislost hnací síly a rychlosti tohoto převodového stupně by se tak měla současně protnout s křivkou ideální trakční charakteristiky a křivkou jízdních odporů v jednom bodě, který představuje teoreticky maximální rychlost motocyklu. Nevýhodou tohoto návrhu je jisté znevýhodnění v závodech, které se výrazně svým rychlostním charakterem liší od většiny.



Obrázek 28 - Návrh prvního a šestého převodového stupně

3.2.3 Porovnání geometrické a progresivní řady

Při návrhu nové převodovky je možné vycházet ze dvou přístupů pro rozložení převodových poměrů jednotlivých rychlostních stupňů. Jedná se o geometrickou a progresivní metodu. Pro návrh obou metod je potřeba předem znát převodové poměry prvního a posledního (šestého) převodového stupně z výše zmíněného výpočtu.

3.2.3.1 Geometrické odstupňování

Geometrické odstupňování rychlostních stupňů patří mezi jednu z nejjednodušších metod pro návrh převodových poměrů. Vzhledem k tomu, že je známý počet převodových stupňů a převodové poměry prvního a posledního stupně, je možné vypočítat kvocient q. Kvocient je číslo, které udává poměr dvou po sobě jdoucích převodů. Pro splnění podmínky geometrického uspořádání převodů převodovky, musí být všechny kvocienty konstantní.

$$q_n = \frac{i_1}{i_2} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_{n-1}}{i_n} = konst.$$

VÝPOČET KVOCIENTU

$$q_n = \sqrt[z-1]{\frac{i_1}{i_z}}$$

Pomocí získaného kvocientu je možné určit jednotlivé převodové poměry následujících převodových stupňů. Nevýhodou tohoto způsobu odstupňování je stejný krok mezi každým převodovým stupněm.

3.2.3.2 Progresivní odstupňování

Tento způsob odstupňování převodových stupňů se používá pro návrh většiny převodovek silničních vozidel. Jeho výhoda spočívá v nekonstantním kvocientu, který se s vyšším převodovým číslem zmenšuje. V grafu se pak tato skutečnost projeví většími kroky u prvních převodových stupňů a menšími kroky u vyšších převodových stupňů. Při jízdě je pak potřeba motor více vytáčet při přeřazování nižších převodových stupňů, což působí jako nevýhoda. Na druhou stranu je však díky této počáteční nevýhodě možné dosáhnout těsnějšího odstupňování u vyšších převodových stupňů, které se pro jízdu používají nejčastěji.

3.2.4 Návrh progresivní řady

Pro návrh nové převodovky byla zvolena progresivní řada odstupňování jednotlivých převodů. S ohledem na pravidla závodů zůstává stejný počet šesti převodových stupňů. Dále pak jsou známé převodové poměry pro první a šestý rychlostní stupeň z předchozích výpočtů. Na základě těchto informací je možné vypočítat rozsah převodových stupňů nové převodovky:

$$R = \frac{i_1}{i_z} = \frac{i_1}{i_6} = \frac{3{,}058}{0{,}956} = 3{,}197\ [27]$$

V dalším kroku bylo potřeba zvolit kvocient pro poměr pátého a šestého převodu. Toto číslo bylo zvoleno experimentálně pomocí programu Microsoft Excel.

$$q_{56} = 1{,}12$$

Díky těmto informacím je možné spočítat poměr jednotlivých převodových skoků

$$y = \sqrt[(z^2-3z+2)]{\frac{R_i}{q_n^{(z-1)}}}$$

Po dosazení získáme

$$y = \sqrt[(6^2-3\cdot6+2)]{\frac{3{,}197}{1{,}12^5}} = 1{,}061395$$

Pomocí této hodnoty je už možné dopočítat jednotlivé kvocienty dvou po sobě jdoucích převodů. Výpočet začíná od konce, od zvoleného kvocientu pro poměr pátého a šestého převodu. Následné hodnoty dalších kvocientů vzniknou přenásobením předchozího kvocientu hodnotou převodového skoku y.

Tabulka 21 - Kvocienty navrhované převodovky

KVOCIENT	HODNOTA
q_{12}	1,421431084
q_{23}	1,33921055
q_{34}	1,261745939
q_{45}	1,188762151
q_{56}	1,12 (zvoleno)

Ze získaných hodnot jednotlivých kvocientů už zbývá jen dopočítat finální převodové poměry pro každý převodový stupeň. Převodový poměr požadovaného stupně získáme podílem předchozího převodu ku příslušnému kvocientu. Jako příklad je zde uveden výpočet převodového poměru druhého rychlostního stupně:

$$i_n = \frac{i_{(n-1)}}{q_{(n-1,n)}}$$

$$i_2 = \frac{i_1}{q_{12}}$$

Tabulka 22 - Převodové poměry nové převodovky

PŘEVODOVÝ STUPEŇ	HODNOTA PŘEVODU	CELKOVÝ PŘEVOD
1	3,0588	17,835
2	2,151	12,582
3	1,606	9,261
4	1,273	7,365
5	1,071	6,233
6	0,956	5,577

3.2.5 Volba počtu zubů, tolerance převodů

Získané převodové poměry zbývá realizovat pomocí poměru zubů pastorku a kola. Ne vždy se však pomocí počtu zubů, který musí být celočíselný, dosáhne vypočteného převodového poměru. Z tohoto důvodu je stanovena tolerance 1 % odlišnosti převodového poměru od

vypočteného. Dále je vhodné používat prvočísla pro počet zubů pastorku nebo kola. Volba prvočísla má za následek to, že dochází při záběru k minimálnímu potkávání se stejných zubů.

Tabulka 23 - Tolerance převodů

Převodový stupeň	1	2	3	4	5	6
z_1 – pastorek	17	19	17	19	29	23
z_2 – kolo	52	41	27	24	31	22
reálný převod	3,0588	2,1579	1,5882	1,2632	1,0690	0,9565
vypočtený převod	3,05	2,1423	1,5978	1,2653	1,0640	0,95
odlišnost	0,29 %	0,73 %	-0,60 %	-0,17 %	0,47 %	0,69 %

Jak je možné vidět z tabulky, všechny reálné převody splňují toleranci odlišnosti 1 %.

3.3 Návrh konstrukčního řešení závodní převodovky

3.3.1 Volba typu převodovky

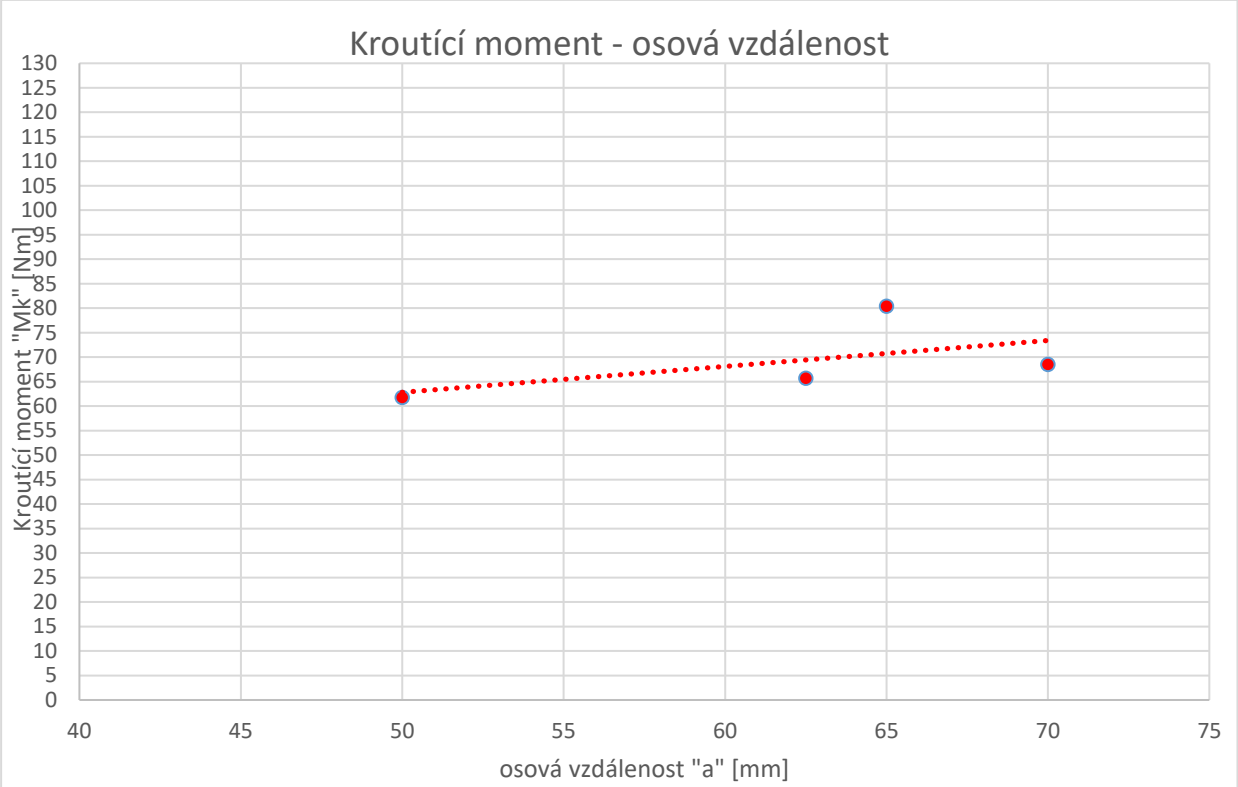
Motocyklové převodovky jsou dnes u motocyklů konstruovány ve dvou odlišných provedeních. Prvním z nich je standartní převodovka uložená v tělese motoru (kartery) a její montáž, nebo demontáž vyžaduje půlení motoru což má značný vliv na její servis a případnou výměnu. Toto konstrukční řešení se využívá u většiny sériově vyráběných motocyklů, kde se předpokládá životnost převodovky shodná s životností motoru.

Druhým konstrukčním řešení je tzv. kazetová převodovka, kde jsou obě hřídele převodovky na jedné straně ložisek uloženy v tělese. Jedná se především o odlitek, ve kterém jsou uložena ložiska obou hřídelí z jedné strany. Ložiska jsou zajištěna proti samovolnému vypadnutí plechovým páskem. Toto konstrukční řešení nalezneme zejména u závodních motocyklů, kde se nejvíce využije výhoda této převodovky, kterou je minimální práce při její demontáž nebo údržbě.

Při prvních úvahách návrhu bylo předběžně počítáno s touto variantou. Nakonec se však ukázalo že v pravidlech pro kategorii Supersport je podmínka, která zakazuje měnit převodové poměry jednotlivých rychlostí pro každý závod. Z tohoto důvodu byla pro návrh nové převodovky zvolena standartní varianta i přes její montážní nevýhodu.

3.3.2 Volba osové vzdálenosti

Vzhledem k tomu, že převodovka je konstruována jako úplně nová, nebylo nutné dodržet současnou osovou vzdálenost. Pro návrh této vzdálenosti byla vytvořena křivka, závisející na kroutícím momentu motoru a reálné osové vzdálenosti existujících motocyklů.



Obrázek 29 - Křivka závislosti kroutícího momentu a os. vzdálenosti

Data pro tuto křivku byla získána z následujících motocyklů:

Tabulka 24 - Osové vzdálenosti

MOTOCYKL	ROK VÝROBY	OSOVÁ VZDÁLENOST [mm]	MAXIMÁLNÍ KROUTICÍ MOMENT [Nm]
Kawasaki ZX-6R	1999	50	61,8
YAMAHA YZF-R6	1999	70	68,5
YAMAHA YZF-R6	2012-2013	62,5	65,7
YAMAHA YZF750 R	1993-1998	65	80,4

Maximální krouticí moment motoru motocyklu Yamaha ZFR R6 2008 je 68,1 Nm. Vzhledem k vytvořené křivce byla vybrána osová vzdálenost hřídelů převodovky 65 mm.

3.3.3 Určení dynamického poloměru zadního kola

Tento parametr nutný pro výčet dalších hodnot byl určený odhadem. Odhad vychází z rozměru zadní pneumatiky (R17 180/55). Rozměr pneumatiky v palcích byl převeden na metrický rozměr. Následně byl vypočten poloměr a k němu byla přičtena výška profilu pneumatiky, která je v tomto případě 70 % její šířky.

$$r_d = \frac{17 \cdot 25{,}4}{2} + 180 \cdot 0{,}7 = 341{,}9\ mm$$

Během jízdy však na pneumatiky působí řada faktorů, které mají vliv na změnu dynamického poloměru. Jedná se o statické zatížení od hmotnosti jezdce, o změnu tlaku v pneumatikách

vlivem jejich ohřevu, odstředivou sílu a další dynamické jevy. Z těchto důvodů byl dynamický poloměr pneumatiky zvětšen na následující hodnotu:

$$r_d \doteq 350\ mm$$

3.3.4 Volba materiálů

Pro obě hřídele, všechna ozubená kola a všechna pouzdra byl zvolen materiál 20MnCr5, dle normy DIN 17210. Materiálu odpovídá ekvivalent 14 221.4 dle české normy. Podrobné vlastnosti materiálu jsou uvedeny v příloze č.11.

3.3.5 Volby typu ozubení

Pro konstrukční řešení závodní převodovky bylo vybráno přímé ozubení pro ozubená kola převodů. Nevýhodou je vyšší hlučnost oproti šikmému ozubení. Na druhou stranu však přímé ozubení nevytváří značné axiální síly, které by bylo nutné zachytávat pomocí ložisek hřídelů a jeho výroba je méně náročná a levnější.

3.3.6 Návrh tepelného zpracování

Vzhledem k tomu, že zvolený materiál pro ozubená kola a hřídele je shodný, je zde navrhnuto i stejné tepelné zpracování. Jelikož se jedná o legovanou ocel určenou k cementování, je zde navržena hloubka cementační vrstvy 0,5 mm. Všechny tyto součásti budou následně kaleny a popuštěny na tvrdost 60 HRC ± 2 do hloubky 0,2 mm. Tvrdost v jádře materiálu pak je 25-40 HRC. Hloubka prokalené vrstvy byla zvolena s ohledem na houževnaté jádro zubů ozubených kol.

3.3.7 Volba typu drážkování

Pro axiální přesuvy ozubených kol po hřídelích převodovky se používá evolventní nebo rovnoboké drážkování. Oba druhy drážkování jsou určeny pro přenos velkých kroutících momentů. Nevýhodou rovnobokého drážkování, které se používalo dříve jsou výrobní náklady. Je to dáno tím, že každá drážka na hřídeli je vyráběna frézováním a každá drážka na přesuvném kole je vyráběna protahováním. Dnes se mnohem více používá drážkování evolventní. Jeho výhoda spočívá ve větší únosnosti a menších rozměrech drážky. Dalo by se říci, že evolventy jednotlivých zubů budou výrobně nákladné, ale ve skutečnosti je tato výrobní operace levnější než u rovnobokého drážkování, protože se vyrábí pomocí válcování. Proto pro hřídele navrhované převodovky a jejich přesuvná kola bylo zvoleno právě evolventní drážkování.

3.3.8 Volba typu uložení volných kol

Volná kola převodovky je možné uložit do valivých pouzder mazaných tlakovým olejem nebo na jehličková ložiska. Obě řešení mají své výhody a nevýhody. Pouzdra jsou celkově levnější než jehličková ložiska a snesou i větší otáčky díky olejovému polštáři. Jehličková ložiska jsou dražší, zabírají větší zástavbové prostory a nesou větší nároky na přesnost povrchu. Další otázkou je tuhost vidliček, kde může docházet k určitým deformacím. S většími zástavbovými rozměry pak následně negativně roste i roztečný průměr řadících ozubců. Dalším problém je uložení jehličkového ložiska na část hřídele opatřenou drážkováním. Vzniká tím potřeba tzv. mezipouzdra. Poslední nevýhodou je axiální vyosení zátěžných sil při namáhání. Z těchto důvodů byly zvoleny kluzná pouzdra pod všechna volně uložená kola.

3.3.9 Volba ložisek převodovky

Jak už bylo řečeno, pro návrh nové převodovky byla zvolena ozubená kola s přímým ozubením. Tento typ ozubení vytváří pouze malé axiální síly nedokonalostí geometrie ozubení. Pro návrh nové převodovky tak byla zvolena obyčejná kuličková radiální ložiska a jedno jehličkové ložisko. V místě uložení jehličkového ložiska vznikají malá zatížení a jeho malý průměr zlepšuje požadavky na zástavbový prostor. Ložiska, která byla nakonec vybrána jsou popsána v kapitole 4.1.

3.3.10 Volba řadícího mechanismu

Řadící zařízení pro novou převodovku bylo zvoleno stejné jako u sériové převodovky. Jedná se o standartní, dnes masově rozšířený mechanismus řadícího válečku se třemi vidličkami. Důvodem pro tuto volbu byla podmínka z příslušných pravidel WSBK pro převodovku závodního motocyklu kategorie Supersport. Pravidla neumožnují změnu řadícího válečku, pouze povolují změnu jeho povrchové úpravy. Vzhledem k tomu, že se nepodařilo zjistit geometrii řadících drážek válečku, byla navrhnuta nová geometrie, která ovšem odpovídá standartním převodovkám japonských výrobců. Jedná se především o axiální vůli volně uložených kol, která činí 0,1 mm. U některých závodních převodovek je možné nalézt vůli 0,75 mm, která ovšem klade větší náklady na přesnost uložení. Dalším parametrem, který následoval byl krok řazení jednotlivých přesuvných kol, který je standardně 5 až 6 mm. S ohledem na snížení času a tím pádem i kroku řazení byl zvolen krok 5 mm. Možnou modifikací je otočení řadící páky tak, aby se první převodový stupeň řadil směrem nahoru a ostatní pak směrem dolů.

3.3.11 Zubová spojka (Dog Clutch)

Pro návrh nové převodovky byly použity standartní zubové spojky pro řazení všech převodových stupňů. Je to dáno především požadavky na malé zástavbové prostory, jednoduchost a ignoraci hlučnosti. Existují dva způsoby řazení kol do záběru. U staršího z nich se řadí přímo pomocí přímých zubů, které axiálně zapadnou do stejného zubu na vnitřním vybrání volného kola. Toto provedení bylo možné nalézt u některých motocyklů ze 70.tých let. Novější provedení používá několik čelních zubů, která zapadnou do vyfrézovaných kapes na řazeném volném kole. Pokud jsou kapsy průchozí mají ledvinkovitý tvar. V případě neprůchozích kapes se jedná o vyfrézované kruhové segmenty. Toto provedení má větší únosnost a je méně náchylné na rázy. Pro novou převodovku bylo tedy použito novější provedení s neprůchozími kapsami.

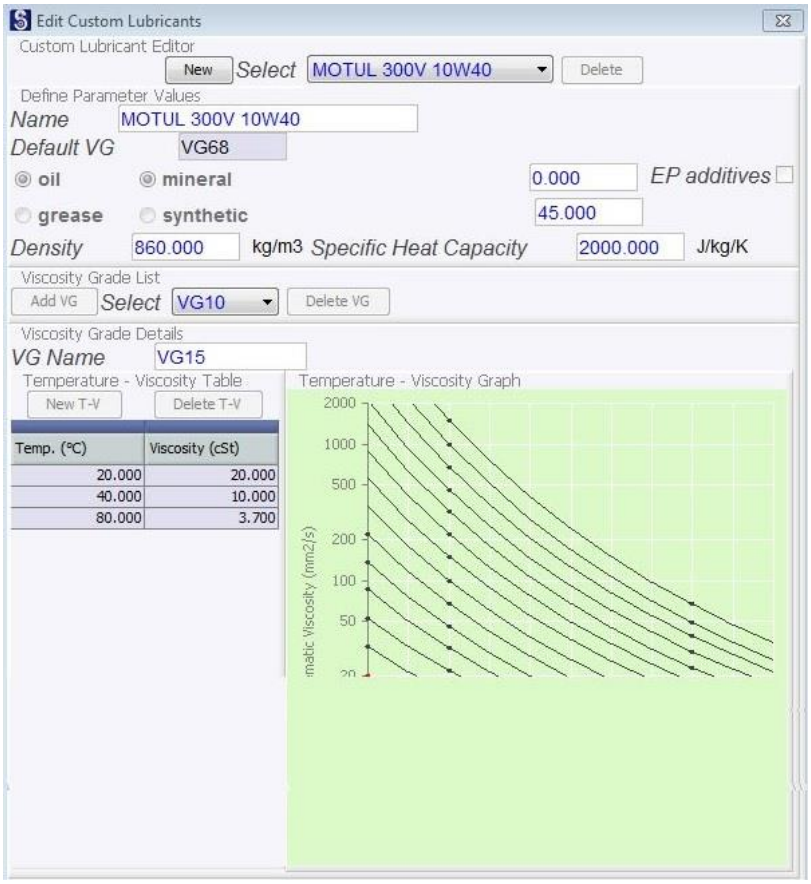
3.3.12 Volba mazacího oleje

Pro mazání navržené převodovky byl zvolen běžně používaný olej pro závodní motocykly, určený pro tovární týmy. Jedná se o syntetický olej MOTUL 300V 10W-40 na bázi esterů. Dle technického listu oleje výrobce deklaruje nárůst výkonu o 1,3 HP při použití mokré spojky. Pro přenos parametrů oleje do prostředí softwaru Ricardo SABR, byly nejdůležitější údaje o jeho viskozitě a hustotě. Vybrané údaje z technického listu zobrazuje následující tabulka:

Tabulka 25 - Parametry oleje MOTUL 300V 10W-40 [1]

Viskózní třída	SAE J300
Hustota oleje při 20℃	0,852 kg/m^3
Viskozita při 40℃	82,1 mm^2/s
Viskozita při 100℃	13,1 mm^2/s

Tyto údaje byly poté zaneseny do specifikace mazacího oleje v prostředí programu Ricardo SABR. Během tohoto procesu bylo nutné zjistit převod viskózní třídy SAE na třídu VG. Co se týče průtoku oleje na každé ložisko, byla zde pro výpočet zvolena hodnota 2 litry oleje za minutu. Všechny parametry oleje jsou pak uvedeny v příloze č.10.



Obrázek 30 - Nastavení parametrů mazacího oleje v softwaru SABR

3.4 Výpočty navrhnuté převodovky

3.4.1 Zátěžový cyklus převodovky (Duty cycle)

Pro stanovení životnosti převodovky po dobu jedné závodní sezony je nutné znát její zátěžový cyklus. Jedná se o popis zatížení každého převodového stupně, který se skládá z několika hodnot. Zátěžový cyklus se skládá z počtu hodin, krouticího momentu a otáček na vstupu. Pro simulaci zatížení převodovky, byly navrženy dva případy namáhání. V prvním případě je uvažován maximální vstupní moment motoru při jeho maximálních otáčkách. V druhém případě se počítá s průměrným krouticím momentem motoru a průměrnými otáčkami.

Pro určení celkového času, po který bude převodovka v provozu za jednu závodní sezonu bylo potřeba znát celkovou ujetou vzdálenost ze všech okruhů. Bylo tedy nutné zjistit vzdálenost každého okruhu a počet kol na něm ujetých. Dále pak vypočítat průměrnou rychlost pro každý okruh. Na základě znalosti počtu ujetých kilometrů a průměrné rychlosti pro každý okruh bylo možné určit, kolik hodin provozu připadá na každý okruh.

V dalším kroku bylo nutné určit, jak bude každý rychlostní stupeň po dobu závodění využíván. Prvním předpokladem bylo velmi malé využití prvního rychlostního stupně. Tento stupeň bude použit pouze na rozjezdy při startu, nebo na průjezd pomalou pasáží nějakého okruhu. Dalším předpokladem bylo nalezení převodových stupňů, kterým nejvíce odpovídá průměrná rychlost ze všech okruhů. Jedná se o třetí a čtvrtý stupeň. Třetím krokem bylo nalezení rychlostního stupně, při kterém se na každém okruhu nejčastěji dosahuje maximální rychlosti na cílové rovince. Jedná se o pátý převodový stupeň.

Celkové rozdělení tedy uvažuje nejnižší využití prvního a druhého rychlostního stupně. Nejvíce využívané rychlosti jsou třetí, čtvrtý a pátý, proto jim byly procentuálně přiřazeny největší podíly. Šestá rychlost je pak využívána o trochu méně než čtvrtý a pátý rychlostní stupeň.

Při průběžných výpočtech ozubených kol se nakonec ukázalo že uvažované případy namáhání jsou velmi naddimenzované. Z tohoto důvodu pro přesnější popis reality bylo trvání maximálního momentu a otáček sníženo na pouze 10 % vypočteného času (viz. Tab. č.28).

Tabulka 26 - Zátěžový cyklus (počty závodních kol)

ZÁTĚŽOVÝ CYKLUS – Počty závodních kol								
Sezona 2016		POČET KOL						
okruh	**délka okruhu [km]**	**FP1**	**FP2**	**FP3**	**SP1**	**SP2**	**WUP**	**RACE**
Philip Island	4,445	29	29	10	10	8	10	18
Buriram	4,554	26	24	8	8	7	8	17
Aragon	5,077	23	25	7	7	6	7	16
Assen _ restart	4,542	20	25	7	8	8	8	14
Enzo	4,936	25	24	8	8	8	7	14
Sepang	5,543	19	11	6	6	6	6	14
Donington Park	4,023	29	30	9	9	8	9	20
Misano	4,226	27	29	8	7	7	8	19
Lautsitzring	4,265	24	26	7	7	7	8	19
Magny-Cours	4,411	27	26	8	7	7	8	19
Jerez	4,423	25	24	9	9	8	10	19
Losail	5,38	23	21	9	7	7	8	15

Tabulka 27 - Zátěžový cyklus (rychlosti a časy)

CELKOVÁ UJETÁ VZDÁLENOST OKRUHU [km]	MAXIMÁLNÍ RYCHLOST [km/h]	PRŮMĚRNÁ RYCHLOST [km/h]	ČAS [hod]
506,73	281	171	2,963333333
446,292	267	164	2,721292683
462,007	274	158	2,924094937
408,78	240	140	2,919857143
463,984	259	159	2,918138365
376,924	257	155	2,431767742
458,622	245	158	2,902670886
443,73	241	154	2,881363636
417,97	255	151	2,768013245
449,922	262	156	2,884115385
459,992	245	152	3,026263158
484,2	277	156	3,103846154
CELKOVÁ VZDÁLENOST[km]	PRŮMĚRNÁ MAXIMÁLNÍ RYCHLOST[km/h]	PRŮMĚR PRŮMĚRNÝCH RYCHLOSTÍ[km/h]	CELKOVÝ ČAS[hod]
5379,153	258,5833333	156,1666667	34,44475667

Tabulka 28 - Procentuální rozložení využití jednotlivých převodových stupnů

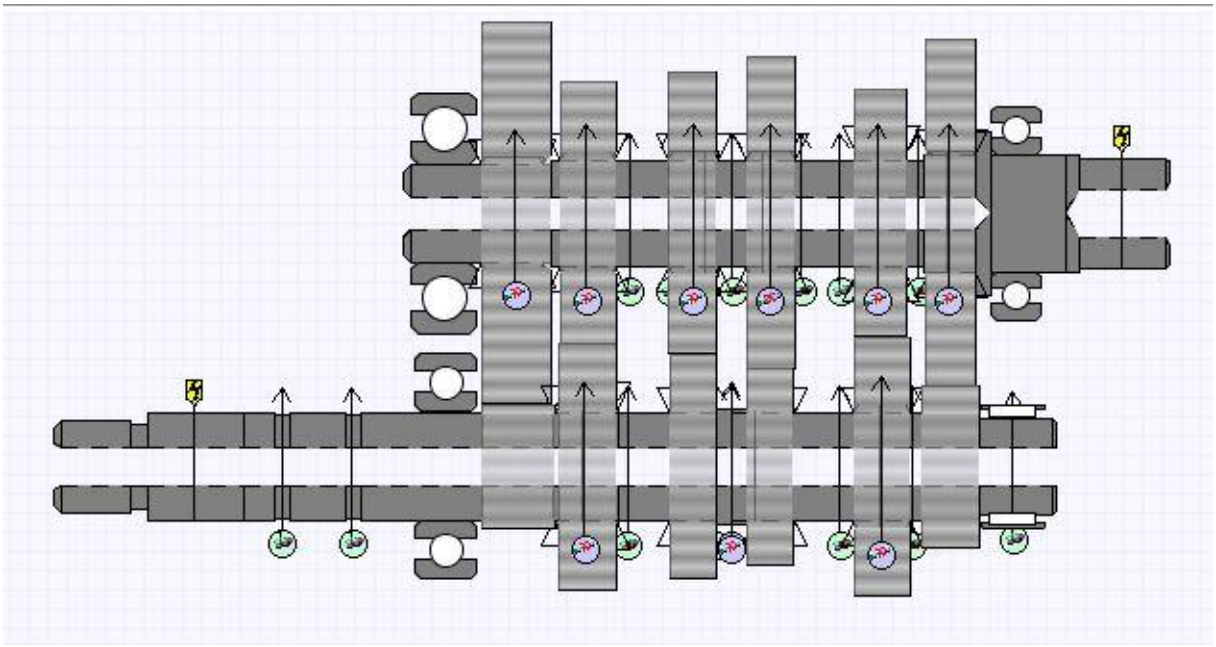
Rychlostní stupeň	***1st***	***2nd***	***3rd***	***4th***	***5th***	***6th***
Využití převodu	5%	10%	18%	22%	25%	20%
Čas využití převodu za sezonu [hod]	1,722237833	3,444475667	6,2000562	7,577846467	8,611189167	6,888951333
MAX. Krouticí moment [Nm]	138,9890976	138,9890976	138,9890976	138,9890976	138,9890976	138,9890976
Průměrná hodnota [Nm]	99,07670286	99,07670286	99,07670286	99,07670286	99,07670286	99,07670286
MAX otáčky [rpm]	6398,559424	6398,559424	6398,559424	6398,559424	6398,559424	6398,559424
Průměrná hodnota [rpm]	4297,418968	4297,418968	4297,418968	4297,418968	4297,418968	4297,418968
Odlehčený zátěžový cyklus pro výpočty oz. kol			10%			
Rychlostní stupeň	***1st***	***2nd***	***3rd***	***4th***	***5th***	***6th***
čas využití [hod]	*0,172223783*	*0,344447567*	*0,62000562*	*0,757784647*	*0,861118917*	*0,688895133*
kr. moment [Nm]	*13,89890976*	*13,89890976*	*13,89890976*	*13,89890976*	*13,89890976*	*13,89890976*
otáčky [rpm]	*639,8559424*	*639,8559424*	*639,8559424*	*639,8559424*	*639,8559424*	*639,8559424*

Samotný zátěžový cyklus pak slouží jako vstupní data pro výpočet ložisek a hřídelů.

3.4.2 Výpočty hřídelů, ložisek, průhyby hřídelů

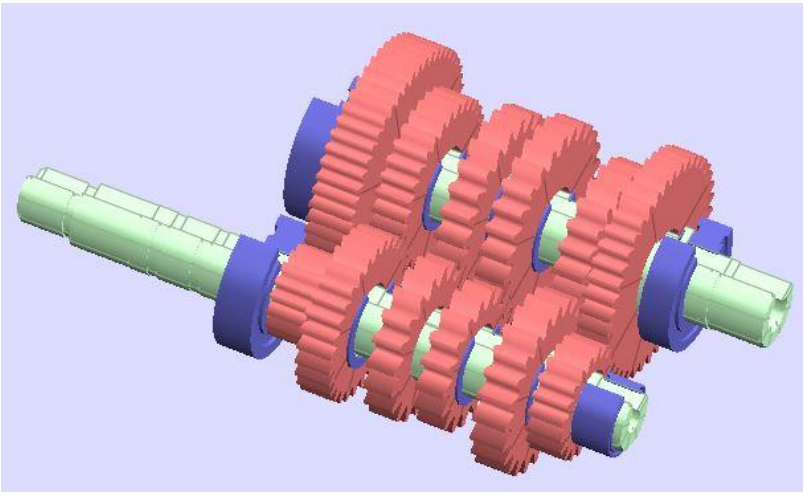
3.4.2.1 Model pro výpočet

Pro výpočty hřídelů a ložisek byl použit Software SABR od firmy Ricardo. Program při výpočtech vychází z geometrie převodovky. Pro návrh geometrie je nejprve nutné zadat počátky souřadných systémů hřídelí. Geometrii hřídelů lze zadávat postupně po jednotlivých osazeních. Dále lze i předběžně navrhnout způsob převodu. V dalším kroku následuje volba ložisek.



Obrázek 31 - 2D model převodovky v prostředí softwaru SABR

Do navržené geometrie je možné zahrnout i specifické oblasti hřídelů. Konkrétně jde o tyto údaje: pozice kde bude docházet k vyšší koncentraci napětí, pozice vstupu, pozice výstupu krouticího momentu a pozice radiálních drážek. Na obrázku jsou pak tato místa zobrazeny jako černé šipky na obou hřídelích.



Obrázek 32 - 3D model převodovky v prostředí softwaru SABR

Ložiska a jejich uchycení kol

Pro namodelování uložení jednotlivých ozubených kol převodovky bylo nutné definovat, zda je kolo uloženo na hřídeli pevně nebo volně. Pevná kola bylo možné nastavit jako přímo spojená s hřídelí. Volná kola jsou uložena na valivých pouzdrech. Valivá pouzdra bylo nutné namodelovat jako speciální hřídele, ke kterým byla ozubená kola pevně spojena. Program SABR dále umožnuje použít předdefinované uložení pro volná kola pomocí jehličkových ložisek.

3.4.2.2 Výsledky z programu SABR

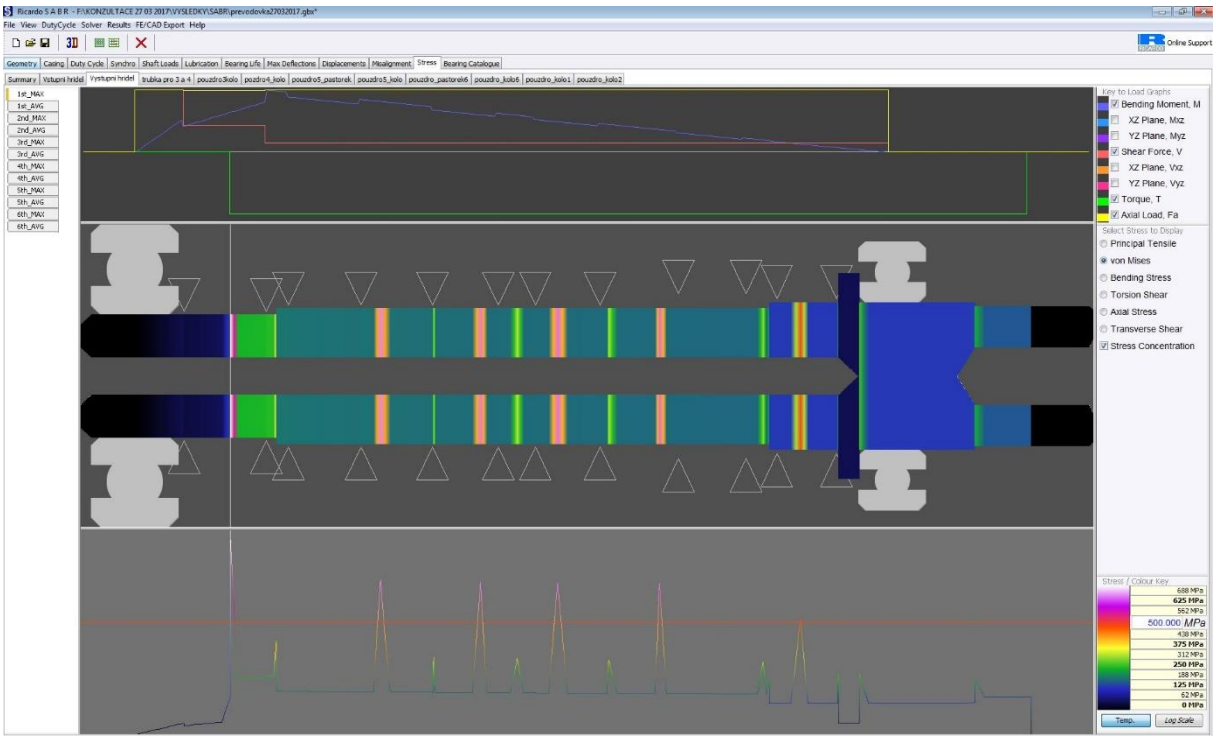
Napětí hřídelů převodovky

Program SABR prezentuje výsledky výpočtu v několika záložkách, kde jsou obvykle výsledná čísla uspořádána do tabulek. Pro lepší kontrolu výpočtu jsou kladná a záporná čísla barevně odlišena.

Load Case \ Shaft	Vstupni hridel	Vystupni hridel
1st MAX	236 MPa	911 MPa
1st AVG	168 MPa	650 MPa
2nd MAX	245 MPa	205 MPa
2nd AVG	175 MPa	146 MPa
3rd MAX	287 MPa	404 MPa
3rd AVG	205 MPa	288 MPa
4th MAX	275 MPa	362 MPa
4th AVG	196 MPa	258 MPa
5th MAX	236 MPa	282 MPa
5th AVG	168 MPa	202 MPa
6th MAX	250 MPa	172 MPa
6th AVG	178 MPa	123 MPa

Obrázek 33 - Výsledné hodnoty napětí hřídelů převodovky

Všechna vypočtená napětí na obou hřídelích byla pod mezí kluzu zvoleného materiálu. Jedinou výjimku tvořila výstupní hřídel v místě radiální drážky pro mazání pouzdra kola prvního převodu. Hodnota napětí zde byla 911 MPa v případě největšího zatížení hřídelí ze zátěžového cyklu. Ve skutečnosti však taková koncentrace napětí nevznikne, díky velkému zkosení této mazací drážky, na kterém se napětí lépe rozloží. Co se týče únavy materiálu, tak k tomuto případu namáhání dochází minimálně, jelikož první převodový stupeň je používaný pouze na rozjezdy při startu. Program SABR toto zkosení bohužel nasimulovat neumí. Pro přesnější výsledky by bylo nutné provést podrobnější MKP analýzu daného místa. Na následujícím obrázku je možné vidět toto místo na výstupní hřídeli zobrazené bílo-fialovým přechodem. Na obrázku jsou zobrazeny pouze hodnoty napětí pro vstupní a výstupní hřídel. Zbývající hodnoty napětí je možné nalézt v příloze č.3.



Obrázek 34 - Koncentrace napětí výstupní hřídele

Hodnoty maximálního napětí dle hypotézy HMH obou hřídelí dosahovali hodnot do 300 MPa.

Výpočty ložisek

Výpočty životnosti ložisek převodovky ukázaly, že navržená ložiska splňují provozní podmínky po celou dobu životnosti převodovky.

Damage Limit (%) 100 Misalignment Limit 1.000 mrad

Bearing	Type	Results	Life (hrs)	Detailed Damage
lozisko1_vstup_kulickoveL	DG BALL	ok	938.4	4.0%
lozisko2_vstup_jehlickoveP	DC NEEDLE	ok	1001.6	3.8%
lozisko3_vystupL	DG BALL	ok	6640.7	0.6%
lozisko4_vystupP	DG BALL	ok	987.7	3.8%

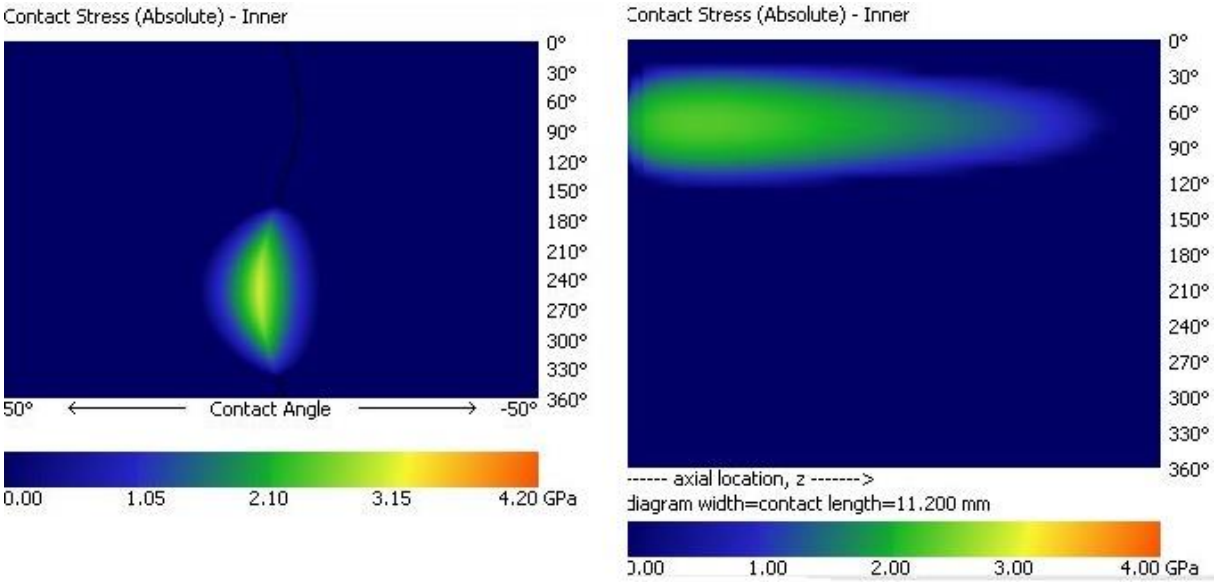
Obrázek 35 - Životnost ložisek

ISO Limits	Simple Damage	Tilt (mrad)	Speed	Max. Stress
ok	3.9%	1.02	✔	3.786
ok	3.0%	1.21	✔	2.561
ok	0.5%	1.02	✔	3.547
ok	3.7%	1.03	✔	3.668

Obrázek 36 - Naklopení ložisek

Během výpočtů ložisek se objevily hodnoty naklopení ložisek při maximální zátěži větší než 1mrad. Tyto hodnoty znamenaly, že oblast působení maximálního zatížení na valivých elementech je mírně vychýlena z podélné osy ložisek. Bylo tedy nutné posoudit, zda je možné tyty hodnoty akceptovat či nikoliv.

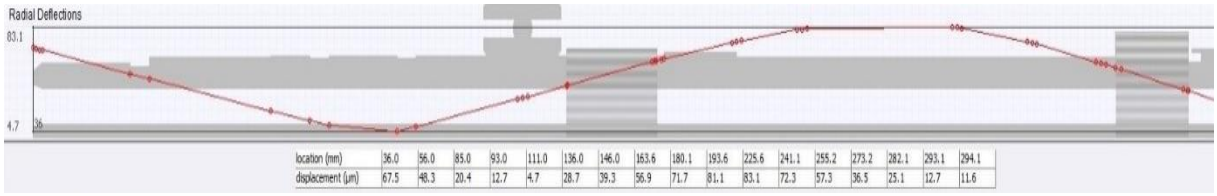
Při bližším prozkoumání namáhání valivých elementů jehličkového ložiska se ukázalo, že oblast maximálního zatížení je podle předpokládání vychýlena z osy ložiska. Největší napětí nepůsobí ovšem na úplné hraně valivého elementu (v tomto případě jehlička) a nedochází tak ke vzniku špičkového napětí. Je tedy možné hodnotu napětí větší než 1 mrad pro toto ložisko akceptovat. U ostatních valivých elementů (kulička) nebylo vychýlení z osy tak značné jako u zmíněného jehličkového ložiska. Na následujícím obrázku je v levé části zobrazen případ nejhoršího vychýlení valivého elementu kuličkového ložiska a v pravé je zobrazený případ vychýlení valivých elementů jehličkového ložiska.



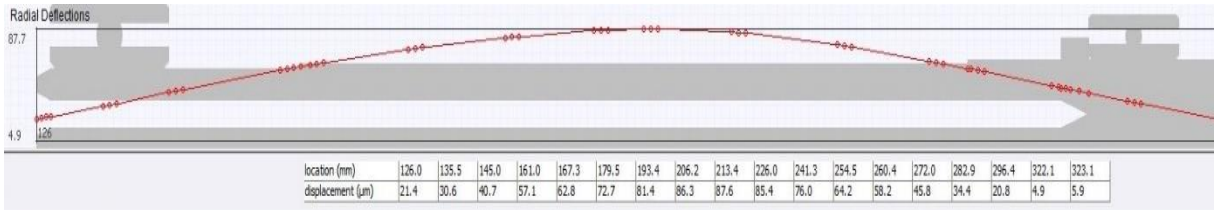
Obrázek 37 – Vychýlení valivých elementů z jejich osy

Výpočty průhybů

Na následujících obrázcích jsou zobrazeny hodnoty průhyby obou hřídelí. Největší průhyb vzniknul při zařazeném třetím převodovém stupni. Je to způsobeno především tím, že se jedná o první převodový stupeň s přenosem velkého krouticího momentu, který není umístěn hned za ložiskem a tím pádem způsobuje větší ohybový moment. Nejvyšší hodnoty průhybů vstupní a výstupní hřídele pak byly u vstupní 83,1 μm a u výstupní 87,7 μm. S ohledem na naddimenzované zatížení převodovky, budou reálné hodnoty průhybů nižší.



Obrázek 38 - Maximální průhyb vstupní hřídele



Obrázek 39 - Maximální průhyb výstupní hřídele

3.4.3 Výpočty ozubených kol

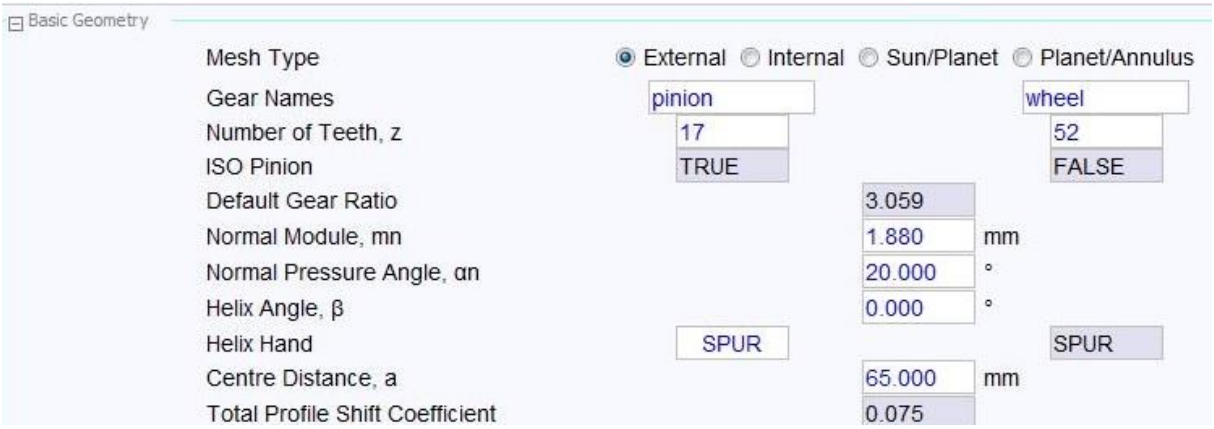
Pro výpočty ozubených kol byl použit Software GEAR od firmy Ricardo. Výchozím vstupem pro návrh všech ozubených kol a jejich převodových čísel byla zvolená osová vzdálenost 65 mm. Dalším krokem bylo vložení počtu zubů jednotlivých převodů a nastavení součinitele trvání záběru na požadované hodnoty. Z těchto hodnot byla pomocí optimalizace získána geometrie každého soukolí pro přímé zuby. Následně bylo nutné vložit do programu hodnoty namáhaní ze zátěžového cyklu a pro zohlednění dynamických sil byl vložen KA faktor. Výsledkem byly hodnoty ukazující maximální napětí v ohybu a dotyků zubů, včetně jejich bezpečnosti a doby životnosti. Další úpravy geometrie ozubení nebyly použity (mikrogeometrie).

Všechny výpočty byly vypočteny dle normy ISO 6336. Do výpočtů byly zahrnuty parametry mazacího oleje, stupeň přesnosti kol a drsnost povrchu na bocích a v patě zubů.

Tabulka 29 - Parametry ozubení

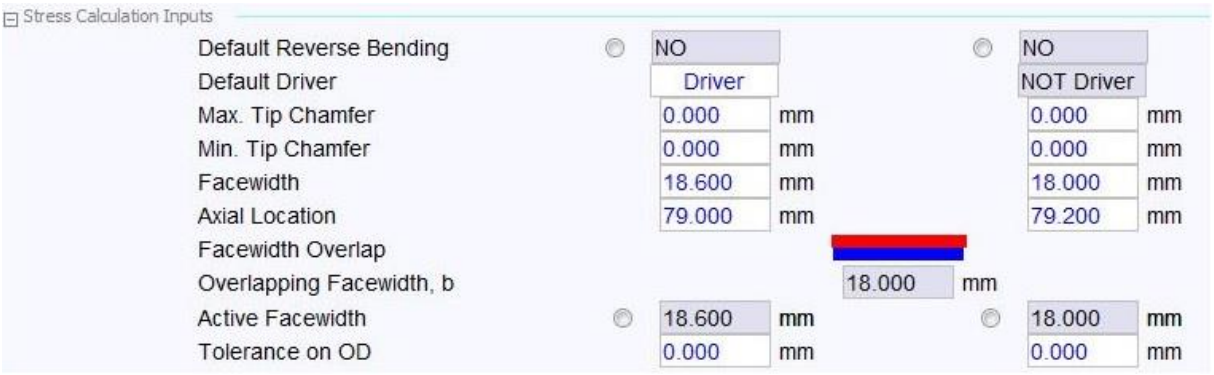
PARAMETR OZUBENÍ	HODNOTA
Úhel záběru	20°
Součinitel trvání záběru	1,6
Stupeň přesnosti	7
Drsnost Ra v patě zubů	1,6 μm
Drsnost Ra na bocích zubů	0,8 μm
Viskozita oleje v40	82 mm^2/s
KA faktor	1,25

Výsledná data pro každé soukolí pak bylo možné přímo naimportovat do programu SABR, kde došlo k následnému výpočtu dalších součástí. Prvním získaným parametrem byl modul ozubených kol, který závisí na celkovém posunutí profilu zubů.



Obrázek 40 - Vstupní data výpočtu ozubení (základní informace)

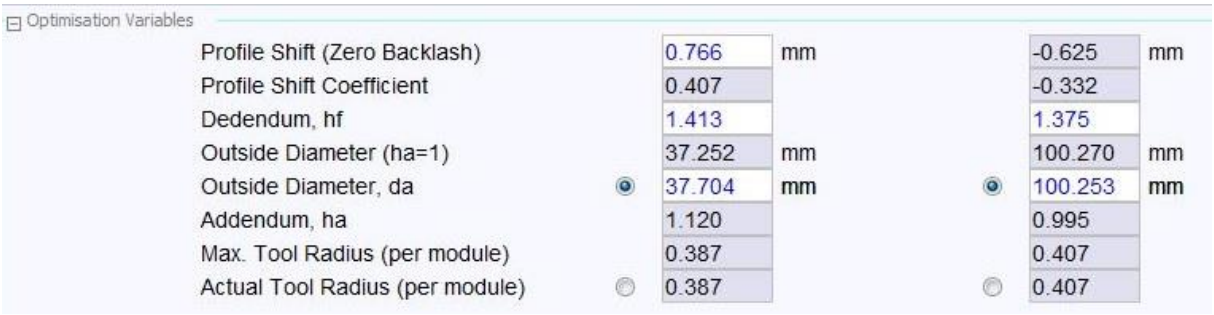
V následujícím kroku bylo nutné zadat jednotlivé šířky ozubených kol, včetně jejich překrytí. Tyto hodnoty mají vliv na celkovou životnost převodu.



Obrázek 41 - Vstupní data výpočtu ozubení (překrytí šířek oz. kol)

Na základě nastavení požadovaného koeficientu trvání záběru εα byly pomocí optimalizace dopočteny další geometrické rozměry kol. Jedná se o rozměry hlavových a patních kružnic.

Obrázek 42 - Vstupní data výpočtu ozubení



Obrázek 43 - Vstupní data výpočtu ozubení (optimalizace)

Dále bylo nutné do výpočtu zanést údaje o namáhání jednotlivých kol. Hodnoty byly získány z příslušného zátěžového cyklu. Na základě těchto hodnot pak byla určena životnost každého ozubeného kola v hodinách. Dále pak byly získány hodnoty ohybového a kontaktního napětí, včetně koeficientu bezpečnosti.

Duty Cycle

1st_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm		6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction			POSITIVE		
Duration / Required Life			0.173	hour	

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	10.731	m/s
Tangential Tooth Force	8679.014	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	3216.725	N

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	708.023	MPa	738.482	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	996.486	MPa	1039.354	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1419.124	MPa	1480.535	MPa
ISO Bending Life	3.800	hour	3.808	hour
ISO Bending Damage	4.553	%	4.544	%
ISO Safety Factor SF	1.424		1.424	
ISO Actual Contact Stress σH	2252.650	MPa	2252.650	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2400.000	MPa	2400.000	MPa
ISO Contact Life	0.602	hour	1.841	hour
ISO Contact Damage	28.736	%	9.395	%
ISO Safety Factor SH	1.065		1.065	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

Obrázek 44 - Výstupní data výpočtu ozubení (zátěžový cyklus)

Další údaje pak byly zadány do následující tabulky. Jedná se o drsnosti povrchu na bocích a v patě zubu. Dále pak o stupeň přesnosti, metodu obrábění a způsob mazání.

INPUT Parameters

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...				
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7				
DIN Gear Quality Grade	8				
ISO Base Pitch Deviation fpb	11.000	µm			
ISO Profile Form Deviation ffa	9.000	µm			

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.116	kg	1.054	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			
BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	
CONTACT	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

Obrázek 45 - Vstupní data výpočtu ozubení (stupeň přesnosti, drsnosti povrchu, mazání)

Výstupem z tohoto programu pro vytvoření modelů ozubených kol byl dokument obsahující všechny potřebné parametry a rozměry.

3.4.4 Výpočty únosnosti a otlačení drážkování pro hřídele a pod řetězové kolo

Pro obě hřídele převodovky bylo zvoleno evolventní drážkování s úhlem profilu α=30° středěné na boky zubů z důvodu přesného středění náboje a hřídele. Označení zvoleného drážkování dle normy ČSN 01 4952 je 30x1,25. Drážkování má modul 1,25 mm a počet zubů 22.

Při jednotlivých výpočtech stykových tlaků v drážkování pro každý převodový stupeň bylo především nutné si uvědomit, přes které kolo je zatížení přenášeno. Na vstupní hřídeli se téměř všechna zatížení v drážkovaném spoji přenášejí skrze přesuvník třetího a čtvrtého stupně. Je to člen, který slouží pro zařazení všech rychlostních stupňů na vstupní hřídeli s výjimkou pevně spojených pastorků prvního a druhé převodového stupně. Pastorek prvního převodového stupně je pevně spojený s hřídelí a pastorek druhého je umístěn na drážkování samostatně. Zátěžný kroutící moment je pro všechny převodové stupně na vstupní hřídeli stejný a jedná se o maximální kroutící moment motoru vynásobený primárním převodem. Účinnost převodu nebyla z důvodu bezpečnosti do výpočtu zahrnuta.

Na výstupní hřídeli byl maximální moment ze vstupní hřídele přenásoben příslušným převodovým číslem. Všechna zatížení od krouticího momentu se přenášejí pomocí přesuvníků kol pátého a šestého převodového stupně. Pomocí přesuvníku pátého stupně se přenášejí zátěžné momenty prvního, pátého a čtvrtého převodu. Skrze přesuvník šestého stupně se přenášejí zátěžné momenty třetího, šestého a druhého převodu.

Pro výpočet únosnosti drážkování byl použit následující vztah [4]:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2\,M_k}{d_S \cdot l \cdot h \cdot k_{ef} \cdot n_{DR}} \leq p_d$$

Pro evolventní drážkování byl zvolen bezrozměrný koeficient k_{ef} = 0,5.

Podrobné hodnoty výpočtů únosnosti a otlačení drážkování jsou uvedeny v příloze č.1.

3.4.5 Výpočty zubových spojek

Pro správnou funkci zubových spojek bez defektů je nutné zkontrolovat tlaky, které působí na jednotlivé zuby. Jedná se o stykový tlak spoluzabírajích zubů a dále pak o tlak, který se snaží jednotlivé zuby ustřihnout v jejich patě. Pro větší bezpečnost namáhaných míst, byl krouticí moment pro výpočty zvětšený o 20 %. Pro výpočet stykového napětí spoluzabírajících zubů, byla pro působení obvodové síly zvolena kružnice procházející středem zubů (roztečná kružnice). Pro výpočet střižné síly byla zvolena patní kružnice jednotlivých zubů.

$$F_{o1} = \frac{2M_k}{D_{stř}}$$

$$S_{z1} = h_z \frac{D_{max} - D_{min}}{2}$$

$$p = \frac{F_o}{5 \cdot S_{z1}} \leq p_{dov}$$

Tabulka 30 - Namáhání ozubců na otlačení

NAMÁHÁNÍ OZUBCŮ NA OTLAČENÍ						
Hřídel	Výstupní				Vstupní	
Zařazená rychlost	1	4	3	2	5	6
Hodnota tlaku [MPa]	152,2842753	89,16152089	112,1075005	149,1770292	102,9906713	183,8266969

$$F_{o2} = \frac{2M_k}{D_{min}}$$

$$S_{mezikruží} = \frac{\pi D_{max}^2}{4} - \frac{\pi D_{min}^2}{4}$$

$$n_z = \frac{360}{\beta_1}$$

$$S_{z2} = \frac{S_{mezikruží}}{n_z}$$

$$p = \frac{F_o}{5 \cdot S_{z2}} \leq p_{dov}$$

Tabulka 31 - Namáhání ozubců na střih

NAMÁHÁNÍ OZUBCŮ NA STŘIH						
Hřídel	Výstupní				Vstupní	
Zařazená rychlost	1	4	3	2	5	6
Hodnota tlaku [MPa]	76,09226391	62,29974198	78,33276381	76,31441224	31,89692321	56,93239944

Dovolené napětí pro materiál ozubců 20MnCr5 ve střihu a otlačení bylo zvoleno 240 MPa. Ani v jednom případě namáhání nebyly tyto hodnoty napětí překročeny. Navržené ozuby vyhovují provozním podmínkám.

Podrobnější hodnoty jsou uvedeny v příloze č. 2.

3.4.6 Výpočet rázu

Vzhledem k tomu, že pro řazení jednotlivých převodových stupňů byly použity čelní zubové spojky bylo nutné alespoň orientačně zjistit hodnotu rázu, která může při přeřazení nastat. Ráz je nebezpečná situace, která v převodovce na kalených ozubcích může způsobit křehký lom. Výpočet vychází z rovnic pro změnu momentu hybnosti a obsahuje určitá zjednodušení v oblasti počátečních podmínek. Jedná se o odhadnutou dobu rázu, uvažování absolutně tuhých těles a konstantního průběhu momentu. Bez těchto zjednodušeních by nebylo možné ráz takto jednoduše spočítat a bylo by nutné provést složitější počítačovou analýzu.

Pro tento výpočet byl na základě vstupních podmínek vytvořen zjednodušený model (viz. Obr. 46). Na tomto modelu je zobrazen nejnebezpečnější případ řazení prvního převodového stupně. Jedná se o jízdní situaci, kdy při vysokých otáčkách na druhý převodový stupeň nedojde

k přeřazení na třetí převodový stupeň ale na první. Toto řazení probíhá na výstupní hřídeli mezi kolem prvního převodového stupně a mezi kolem pátého rychlostního stupně.

Na rotačním tělese označeném jako I_2^* je redukován moment setrvačnosti všech rotačních částí účastnící se tohoto převodu. Jedná se o kolo prvního převodového stupně, zabírající pastorek na vstupní hřídeli, přesuvník a pastorek druhého převodu. Všechny setrvačné momenty jednotlivých těles na vstupní hřídeli byly přenásobeny převodovým poměrem prvního převodu. Rotační těleso označené jako I_3 je řadící kolo pátého převodu.

Tabulka 32 - Vstupní hodnoty rázu

VSTUPNÍ HODNOTY RÁZU			
Název	Symbol	Hodnota	Jednotky
Otáčky kola prvního převodu	n_2	800	ot/min
Úhlová rychlost kola	ω_2	83,7758041	rad/s
Otáčky ozubce pátého převodu	n_3	12000	ot/min
Úhlová rychlost ozubce	ω_3	1256,637061	rad/s
Odhadnutý čas rázu	Δt	0,1	s

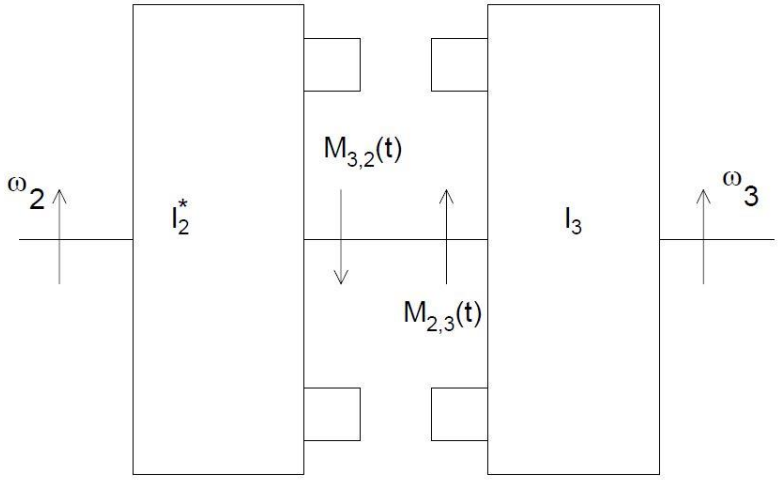
Tabulka 33 - Momenty setrvačnosti jednotlivých těles

MOMENTY SETRVAČNOSTI			
Název	Symbol	Hodnota	Jednotky
Kolo prvního převodu	I1	0,000867063	kg*m2
Vstupní hřídel	I2	0,004638114	kg*m2
Přesuvník	I3	0,001922387	kg*m2
Lamely spojky	I4	0,002225962	kg*m2
Pastorek druhého převodu	I5	0,000413031	kg*m2

Prvním krokem při výpočtu bylo nutné ujasnit si velikosti jednotlivých úhlových rychlostí.

$$\omega_2 > \omega_3$$

$$\omega_3 < \omega < \omega_2$$



Obrázek 46 - Model pro výpočet rázu

Dále výpočet vychází z momentu hybnosti před rázem a po ukončeném rázu.

$$L_{PŘED} = I_2^*\omega_2 + I_3\omega_3$$

$$L_{PO\ UKONČENÉM\ RÁZU} = (I_2^* + I_3)\omega$$

Z těchto rovnic je možné získat vztah pro úhlovou rychlost, na kterou se tělesa ustálí po rázu

$$\omega = \frac{I_2^*\omega_2 + I_3\omega_3}{I_2^* + I_3}$$

Pro výpočet bylo nutné určit redukovaný moment setrvačnosti I_2^*. Jednotlivá tělesa převodovky jsou zjednodušena na rotační kotouče. Redukovaný moment setrvačnosti tělesa je výsledkem součtu momentů setrvačnosti jednotlivých těles. Momentu setrvačnosti I_1 v následující rovnici odpovídá suma momentů setrvačnosti vstupní hřídele, lamel spojky, přesuvníku a pastorku druhého převodového stupně. Tento moment je následně přenásobený převodem prvního převodu. Momentu setrvačnosti I_2 odpovídá kolo prvního převodového stupně.

$$\frac{1}{2}I_2^* \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2}I_1\left(\frac{Z_2\omega_2}{Z_1}\right)^2 + \frac{1}{2}I_2\omega_2^2$$

$$\rightarrow I_2^* = I_1\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 + I_2$$

Po integraci následujících rovnic byly získány dva vztahy pro výpočet hledaného momentu

$$I_2^*(\omega - \omega_2) = -\int_0^{\Delta t_0} M(t)dt = -M\Delta t \rightarrow M = \frac{I_2^*(\omega_2 - \omega)}{\Delta t}$$

$$I_3(\omega - \omega_3) = \int_0^{\Delta t_0} M(t)dt = M\Delta t \rightarrow M = \frac{I_3(\omega - \omega_3)}{\Delta t}$$

$$M = 5 \cdot F \cdot r$$

Z momentu už se přes známý vztah získá obvodová síla působící na jednom zubu zubové spojky. Ozubce byly kontrolovány jako u předchozího výpočtu na stykové ploše a v patě.

$$F = \frac{2M_k}{D} = \frac{2M_k}{2r} = \frac{M}{r}$$

Tabulka 34 - Rázové napětí na stykové ploše zubu

RÁZOVÉ NAPĚTÍ NA STYKOVÉ PLOŠE ZUBU		
Název	Hodnota	Jednotky
Střední poloměr ozubce	25,75	mm
Rázová síla	29866,92368	N
počet ozubců	5	-
Stykové napětí	234,2503818	MPa

Tabulka 35 - Rázové napětí na stykové ploše zubu

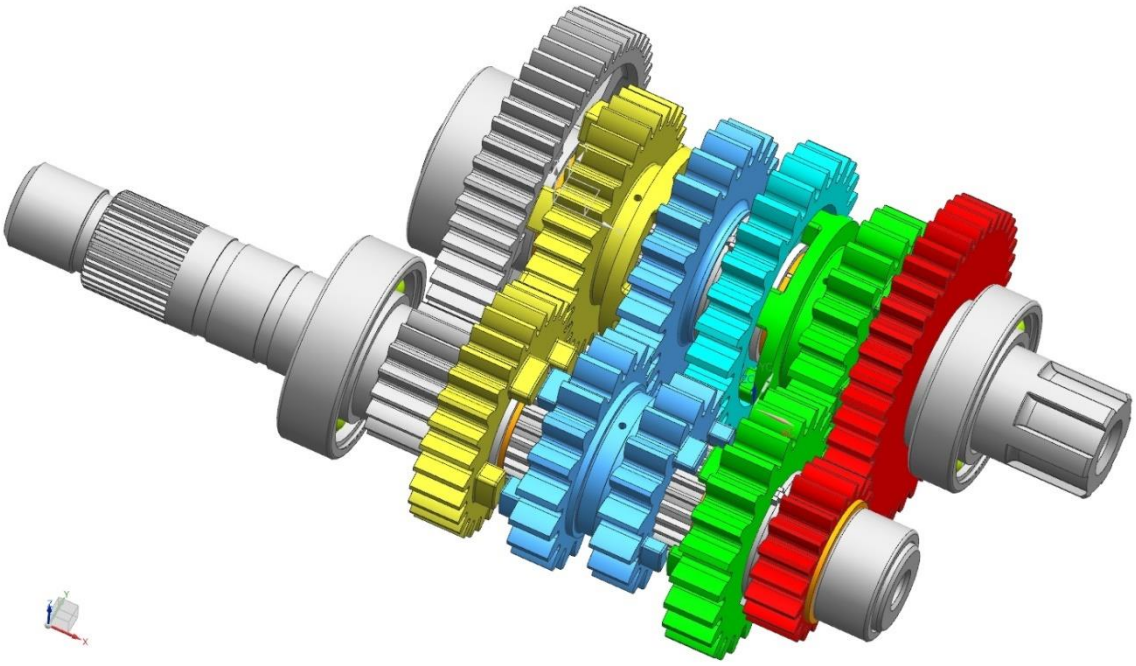
RÁZOVÉ NAPĚTÍ V PATĚ ZUBU		
Název	Hodnota	Jednotky
Střední poloměr ozubce	21,5	mm
Rázová síla	35770,85045	N
počet ozubců	5	-
Stykové napětí	1170,484729	MPa

Výsledná hodnota stykového napětí 234,3 MPa ploch ozubců při rázu nepřekračuje dovolené napětí 240 MPa materiálu 20MnCr5. Výsledná hodnota stykové napětí 1170,5 MPa v patě zubu překračuje dovolené napětí výše zmíněného materiálu, nepřekračuje však jeho mez pevnosti 1225 MPa. Vzhledem k tomu, že výpočty jsou zjednodušené budou skutečné hodnoty těchto napětí menší. Je to způsobeno především poddajností materiálu, která se zde neuvažuje a jiné doby rázu, kterou nebylo možné změřit. Dále pak se jedná o případ namáhání, který uvažuje největší možný rozdíl otáček řazených těles. Vzhledem ke způsobu používání převodovky je možné říci, že k tak velkému rozdílu otáček při provozu nedojde.

4 POROVNÁNÍ ZÁVODNÍ PŘEVODOVKY SE SÉRIOVOU PŘEVODOVKOU

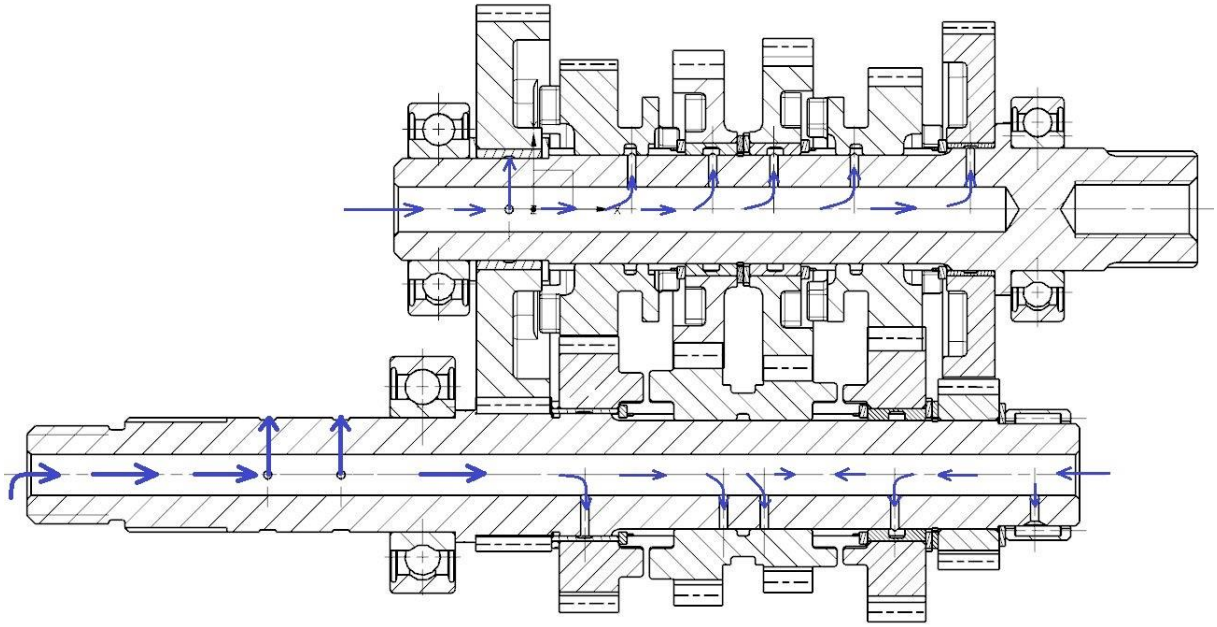
4.1 Popis vlastní konstrukce převodovky

Na základě vstupních informací byla vytvořena nová převodovka pro motocykl Yamaha YZF-R6 (2008). Převodovka je navržena tak, aby vycházela ze sériové a splňovala všechna pravidla silničních závodů kategorie Supersport. Zůstává tak nezměněn typ převodovky, rozložení a počet jednotlivých rychlostí a řadící zařízení. Jedná se tedy o dvouhřídelovou šestistupňovou převodovku s řadícím válečkem a třemi vidličkami.



Obrázek 47 - Finální 3D model převodovky (Siemens NX)

Převodovka je osazena čtyřmi ložisky. Na vstupní hřídeli se jedná o ložisko SKF 62/28 na straně spojkového koše a na druhé straně se jedná o jehlové ložisko SKF HK 2516. Na výstupní hřídeli je umístěné trvanlivější ložisko SKF 6205 z důvodu toku největšího momentu při zařazeném prvním rychlostním stupni. Na straně výstupu z převodovky je umístěné ložisko SKF 6006. Ložiska jednotlivých volných ozubených kol jsou realizovaná jako valivá pouzdra s tlakovým mazáním. Podložky pro axiální aretaci pouzder na této převodovce jsou opatřeny evolventním drážkováním. Dále jsou pojištěny speciálním pojistným kroužkem typu SW od firmy Gandini. Tyto pojistné kroužky snesou namáhání od odstředivé síly do 13 000 ot/min. Mezi pastorkem druhého převodu a pastorkem šestého převodu jsou speciální třízubé podložky. Podložky se montují jako pár a jejich konstrukce zabraňuje axiálním posuvům a dále rotaci kolem své osy. Stejný pár podložek je použit i mezi koly třetího a čtvrtého převodu. Axiální posuv volných kol (přesuvníků) probíhá v evolventním drážkováním 30 x 1,25 x 9g ČSN 01 4952. Pro uložení lamel spojkového koše je použito drážkování 28 x 0,8 x 34 ČSN 01 4952 z důvodu zástavbového prostoru kolem pastorku vstupní hřídele. Pro výstup z převodovky je na výstupní hřídeli vytvořené rovnoboké drážkování 6 x 26g7 x 30a11 x 6f7 pro řetězové kolo sekundárního převodu. Mazání převodovky je realizováno skrze duté hřídele a radiální drážky, jak je možné vidět na následujícím obrázku:



Obrázek 48 - Znázornění toku mazacího oleje v převodovce

4.2 Porovnání převodovek

Hlavní myšlenkou je změnit univerzální sériovou převodovku, kterou lze používat jak v běžném provozu i na závodních okruzích na převodovku určenou pouze pro okruhové závody.

Při jízdě v běžném provozu se předpokládá rovnoměrné využití všech rychlostních stupňů. Dále pak během jízdy obvykle nedochází k prudké akceleraci na každý převodový stupeň a maximální konstrukční rychlost motocyklu je omezena.

U této převodovky tomu tak není. Je to způsobeno především stylem jízdy během závodů. Jedním z prvních faktorů je předpoklad pro minimální využívání prvního rychlostního stupně, a to pouze na rozjezdy při startu. Rozjezdy dále musí být realizovány tak, aby se využila maximální přenositelná trakční síla. Podobně tomu je i pro finální šestý převodový stupeň, který je navrhnut tak, aby motocykl dosahoval své maximální možné konstrukční rychlosti. Dále se předpokládá, že jízda se bude pohybovat převážně v oblasti vyšších převodových stupňů. Na základě toho bylo navrženo těsnější odstupňování v této oblasti na úkor řidšího odstupňování převodů mezi prvními třemi rychlostmi.

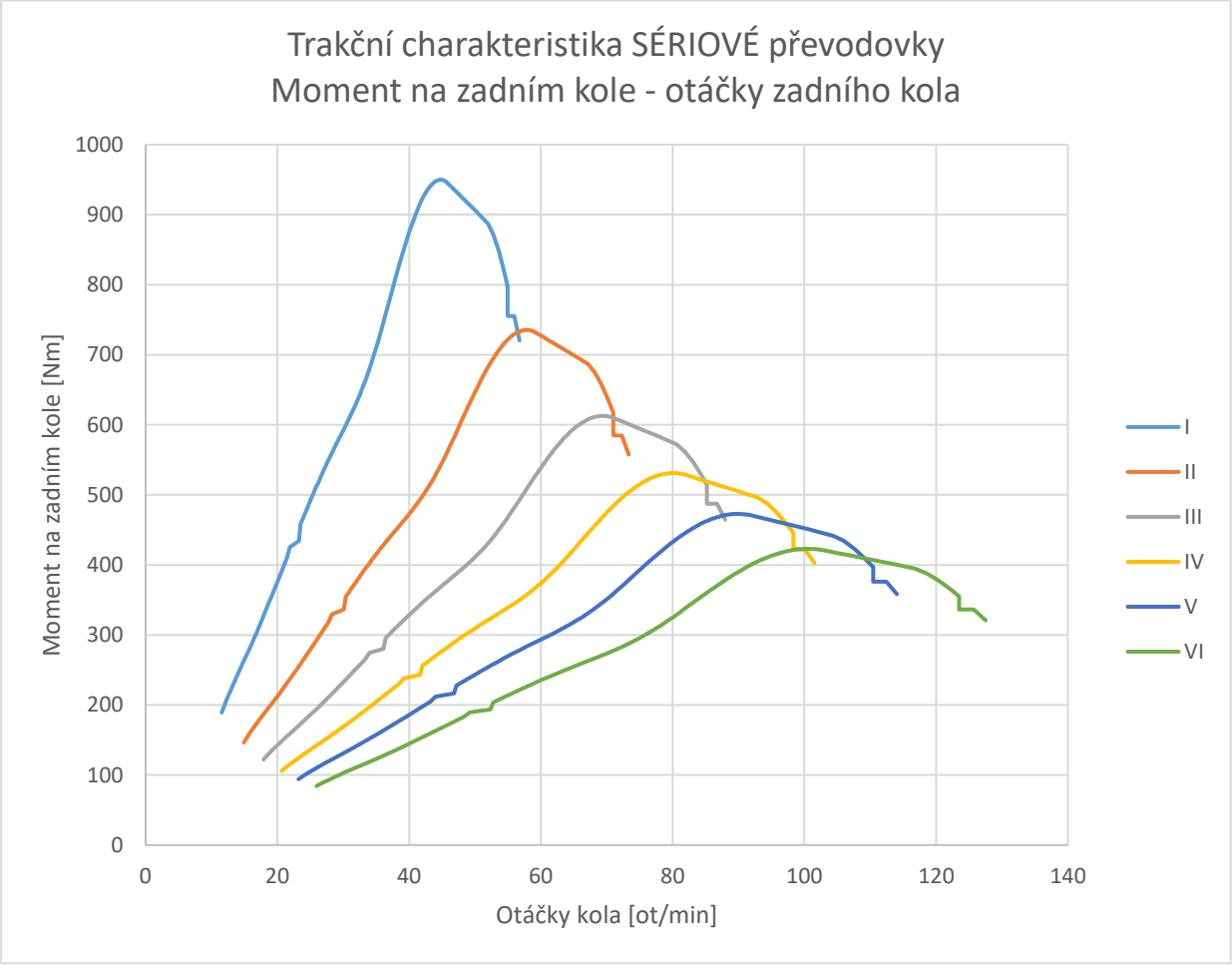
4.3 Srovnání geometrických řad převodovek

Následující tabulka odráží změny v převodových poměrech mezi sériovou a závodní převodovkou. Je zde vidět výchozí změna prvního převodového stupně, dle výpočtu maximální přenositelné trakční síly. Dále pak je změněn výchozí převodový poměr pro šestý rychlostní stupeň s ohledem na maximální rychlost motocyklu. Ostatní převodové poměry jsou dopočteny pomocí výpočtů pro progresivní řadu. Typ řady tak zůstal pro sériovou i závodní převodovky stejný a to progresivní. Počet rychlostních stupňů a převod sekundárného převodu zůstal nezměněn.

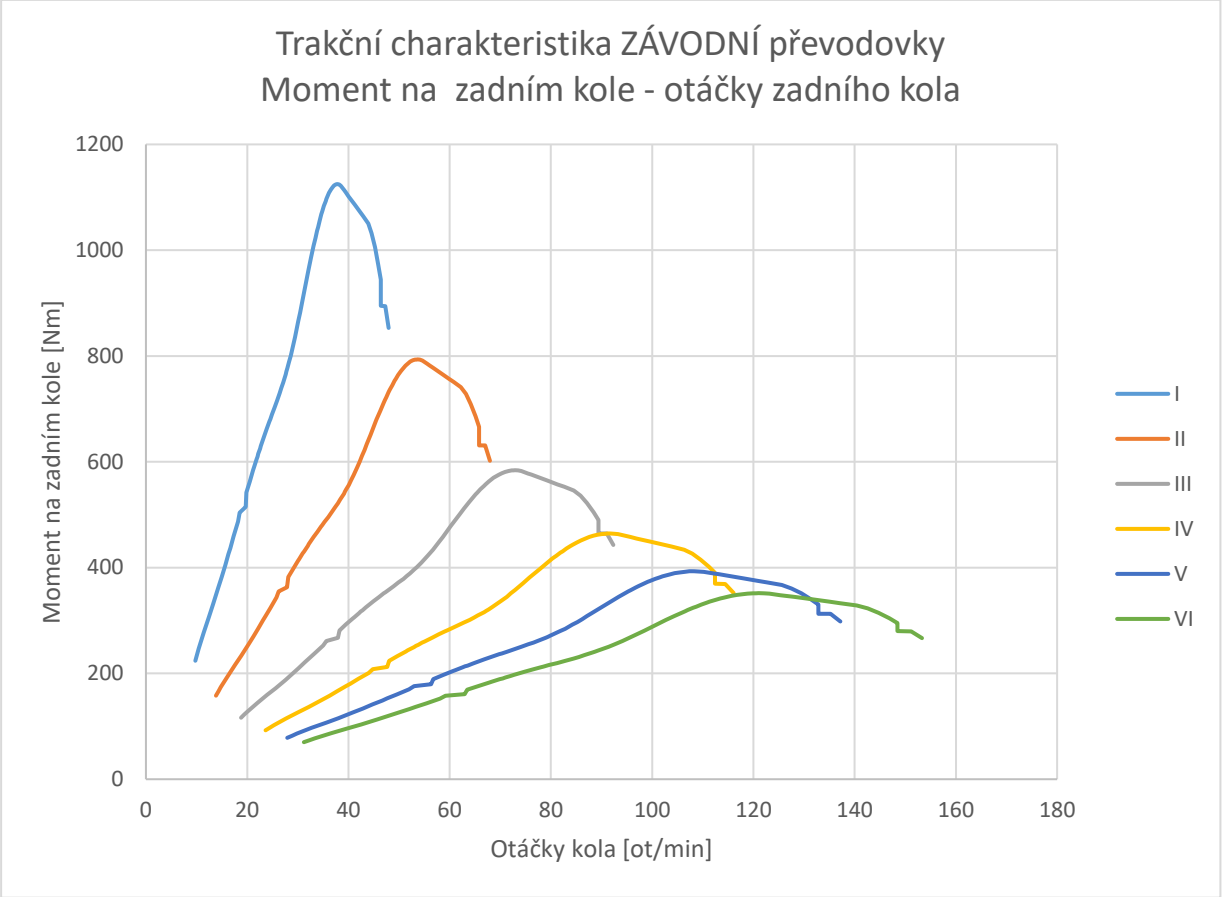
Tabulka 36 - Porovnání převodových poměrů

POROVNÁNÍ PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ		
Převodový stupeň	Sériová převodovka	Závodní převodovka
I	2,583	3,05924
II	2,000	2,157895
III	1,667	1,588235
IV	1,444	1,263158
V	1,286	1,068966
VI	1,150	0,956522

Tyto změny převodových poměrů se promítají do diagramů trakčních charakteristik převodovky. Je zde vidět změna rovnoměrného rozložení převodů na těsnější rozmístění v oblasti více využívaných převodů a řidší rozmístění převodů pro nižší převodové stupně. Toto rozložení však přináší problémy z hlediska poklesu krouticího momentu na zadním kole při přeřazení směrem nahoru v oblasti řidšího odstupňování převodů. Je tedy nutné zkontrolovat tento pokles v diagramu závislosti krouticího momentu na otáčkách zadního kola.



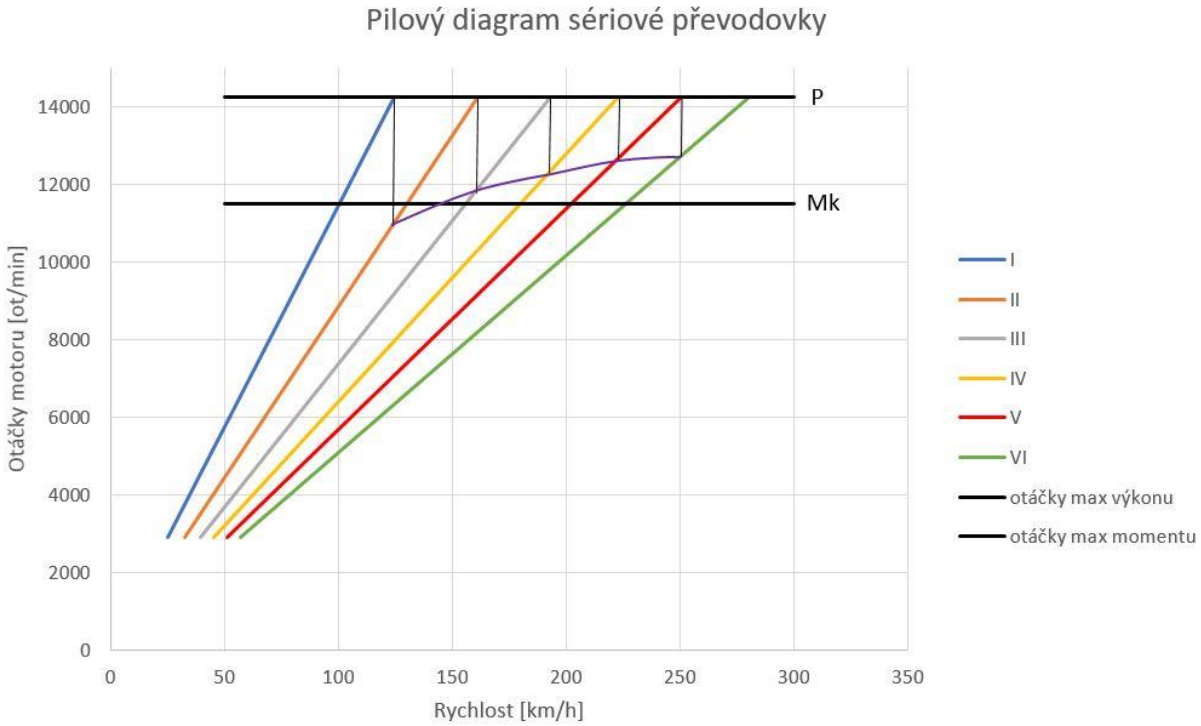
Obrázek 49 - Závislost momentu na otáčkách (SÉRIOVÁ převodovka)



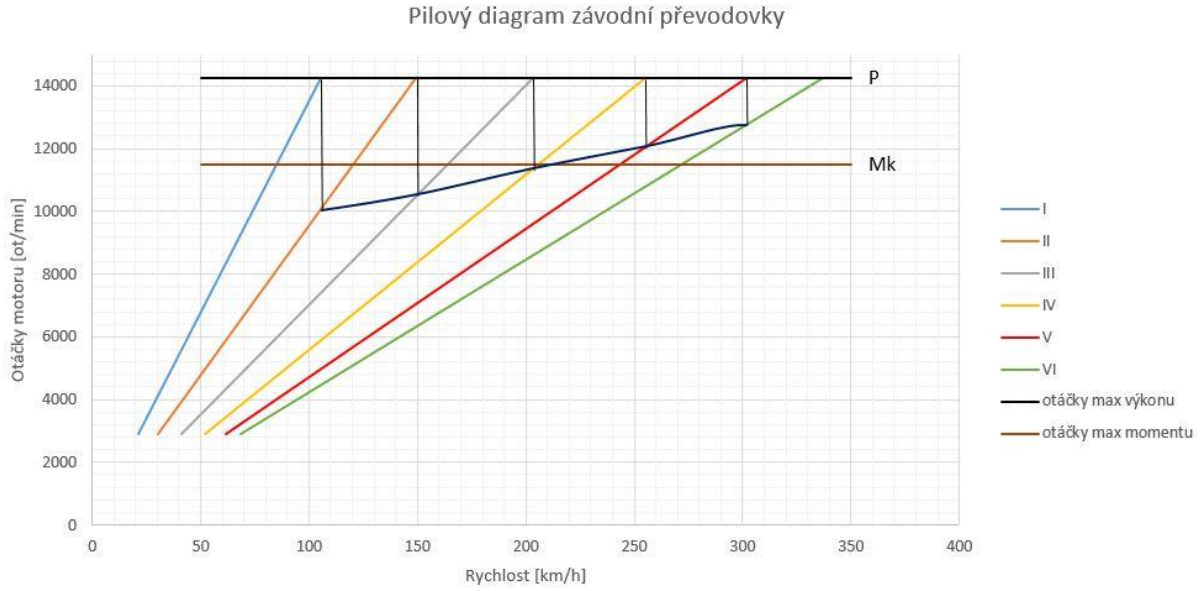
Obrázek 50 - Závislost momentu na otáčkách (ZÁVODNÍ převodovka)

Z grafů je logicky vidět nízký pokles kroutícího momentu v těsně odstupňované oblasti a vyšší pokles v řídce odstupňované oblasti. Na grafu závodní převodovky je vidět, že pokles momentu v oblasti vyšších rychlostních stupňů je menší než u sériové převodovky. Při větším poklesu krouticího momentu by téměř neměla jeho hodnota klesnout pod hodnotu maximálního kroutícího momentu motoru. Na pilovém diagramu sériové převodovky je možné vidět, že k této skutečnosti dochází pouze při přeřazení z prvního na druhý převodový stupeň.

Z pilového diagramu navrhnuté závodní převodovky je na první pohled vidět, že k poklesu krouticího momentu pod hodnotu maximální krouticího momentu motoru dochází. Tato skutečnost je vidět na obrázku č. 52. V oblasti nejvíce používaných převodových stupňů již k poklesu pod maximální kroutící moment motoru nedochází. Tato nevýhoda oproti sériové převodovce je způsobena nemodifikovanou progresivní řadou. Během několika návrhů jiných progresivních řad z běžně používaných obecných vzorců, kde docházelo ke změně vstupního kvocientu mezi pátým a šestým rychlostním stupněm se tento pokles vždy vyskytoval. Ostatní parametry převodovky nebylo možné měnit. Jednalo se o počet rychlostních stupňů a převodové poměry prvního a šestého převodového stupně.



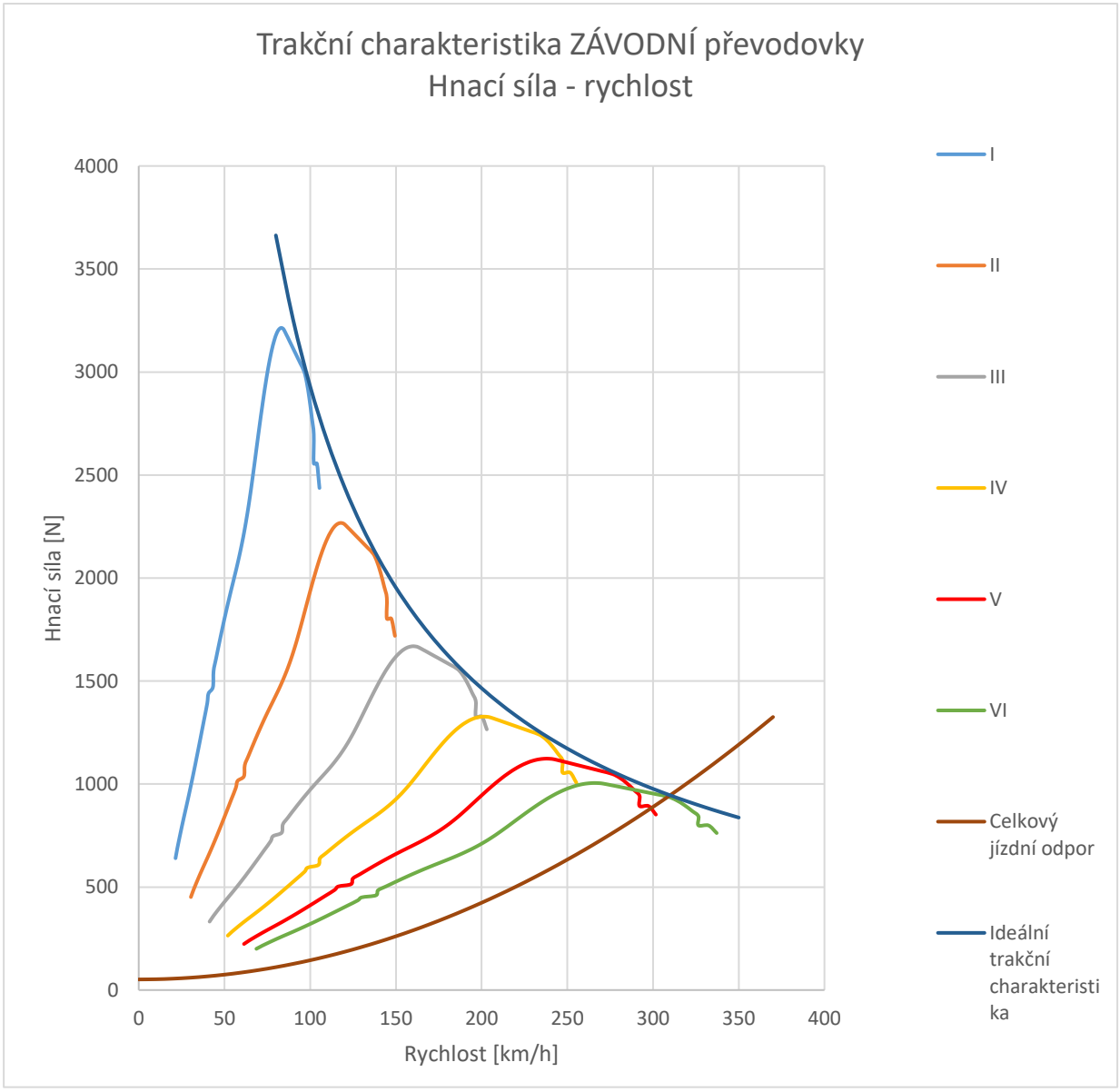
Obrázek 51 - Pilový diagram sériové převodovky



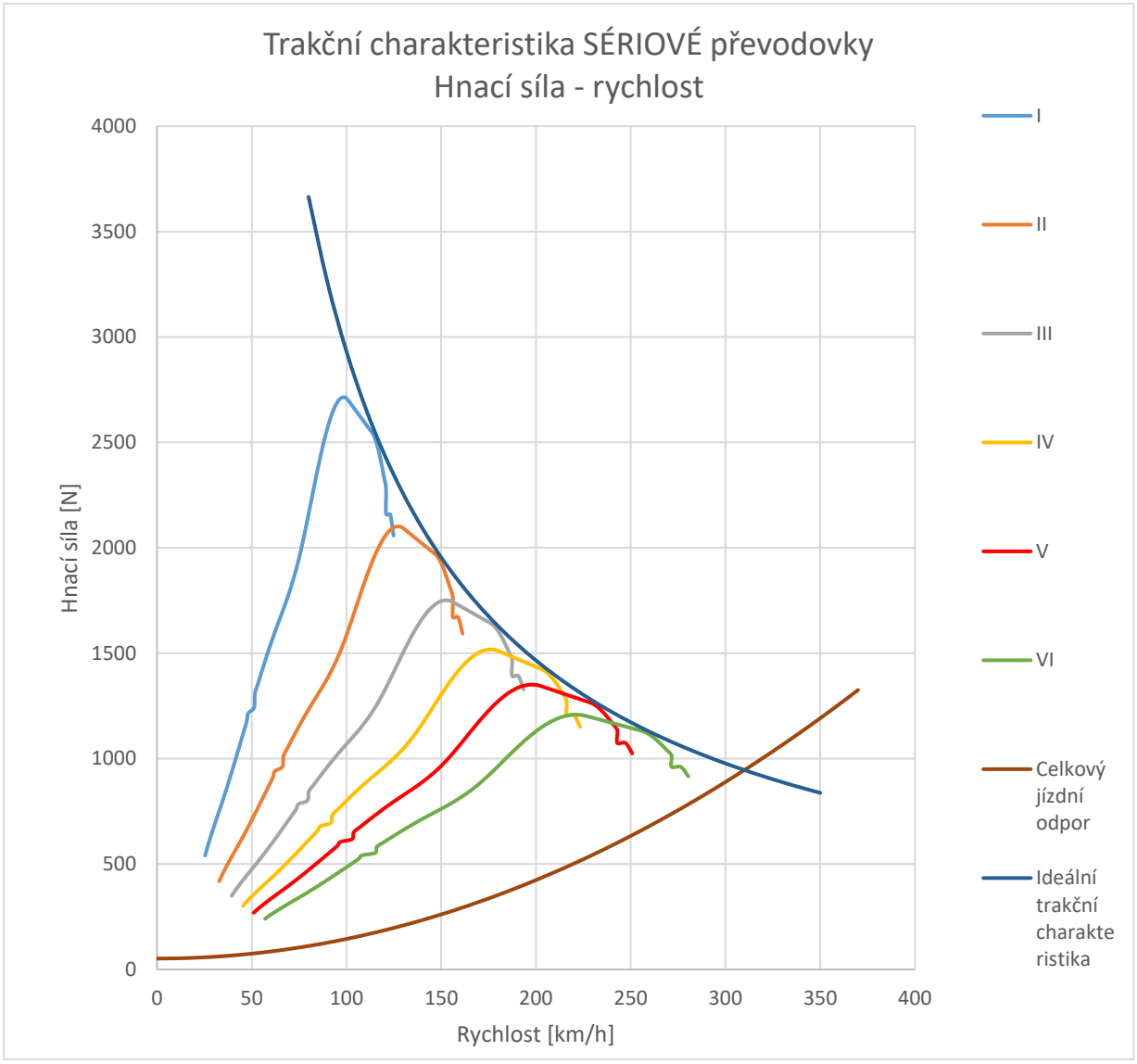
Obrázek 52 - Pilový diagram navrhnuté závodní převodovky

Čtvrtý, pátý a šestý rychlostní stupeň jsou nejpoužívanějšími převody této závodní převodovky. Výsledná zvolená progresivní řada se proto snaží při každém přeřazení pokles kroutícího momentu snižovat tak, aby v nejpoužívanější oblasti těchto převodových stupňů byl pokles krouticího momentu minimální. V pilovém diagramu je pak možné vidět, že při přeřazení ze třetího na čtvrtý převodový stupeň se již pokles velmi přibližuje horizontále maximálního krouticího momentu motoru. Při dalším přeřazení je již vše v pořádku a pokles kroutícího momentu je nad čárou maximální kroutícího momentu motoru.

Navržená převodovka pro závodní účely v kategorii Supersport by dle získaných výsledků měla splňovat požadavky kladené na tyto závody. Převodovka by měla zajišťovat maximální možnou akceleraci a pružnost v oblasti nejvíce používaných rychlostí motocyklu. Na šestý rychlostní stupeň by mělo být možné dosáhnout maximální rychlosti motocyklu. Určitou nevýhodou je momentový propad u nižších rychlostních stupňů. Je to ovšem daň za lepší vlastnosti v oblasti nejvíce využívaných rychlostech motocyklu. Její největší výhodou je právě těsněji odstupňovaná oblast pro nejvíce používané rychlosti. V této oblasti dochází k menšímu poklesu krouticího momentu než u sériové převodovky. Další výhodou je pak již zmíněná maximální akcelerace při startu s ohledem na vlastnosti pneumatik a dosažení maximální rychlosti pomocí upraveného převodového poměru šestého rychlostního stupně. U sériové převodovky je vidět teoretická maximální rychlost motocyklu kolem 275 km/h a u závodní převodovky kolem 340 km/h. Dalším krokem pro vyladění této závodní převodovky by bylo nutné převodovku vyzkoušet v praxi. Na základě informací ze získané telemetrie a od jezdce by bylo možné převodovku dále upravovat. Je tedy patrné, že při návrhu nebylo možné dosáhnout takových vlastností převodovky jako u vývojového centra firmy Yamaha s mnohaletými zkušenostmi.



Obrázek 53 - Závislost hnací síly a rychlosti (ZÁVODNÍ převodovka)



Obrázek 54 - Sériová převodovka – závislost hnací síly a rychlosti (SÉRIOVÉ převodovka)

5 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo zmapovat sériovou převodovku a na základě získaných hodnot navrhnout závodní převodovku pro zvolený motocykl YAMAHA YZF-R6 z roku 2008. V části rešerše se čtenář seznámí s problematikou motocyklových převodů až po detailní popis nejvíce používané dvouhřídelové převodovky s přímými zuby. Následně práce popisuje postup pro výše uvedený hlavní cíl práce.

Výsledků bylo dosaženo se všemi možnými dostupnými vstupními hodnotami, které byly získány v průběhu zkoumání daného tématu. Jedná se především o teoretické informace o závodech kategorie WSBK Superbike získány od spolupráce s časopisem Motocykl a následně technická data a dovednosti převzaté od odborníků z firmy Ricardo, která se mimo jiné touto problematikou zabývá. V mnoha částech návrhu bylo nutné improvizovat vzhledem k nedostupnosti potřebných dat, jako je na příklad telemetrie motocyklu na závodních okruzích. Některé hodnoty pro výpočet byly odhadnuté, jedná se zejména o parametry pneumatik, dynamický poloměr zadního kola motocyklu, doby trvání rázu zubové spojky a vstupní charakteristiky motoru.

Závěrem je třeba říci, že každá navržená závodní převodovka nebude vždy naprosto dokonalá pro všechny typy závodů. Jiná převodovka by byla navržena například pro závody Le Mans, jiná na zde uvedené závody WSBK Superbike, díky různým podmínkám a různým požadavkům.

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

KNIŽNÍ PUBLIKACE

[1] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno:
Vlastním nákladem, 2004. ISBN 80-239-1601-7

[2] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. Brno:
Vlastním nákladem, 2004. ISBN 80-239-1601-7

[3] VLK, F. *Převody motorových vozidel*. Brno:
Vlastním nákladem, 2006. ISBN 80-239-6463-1

[4] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ J., *Příručka strojního inženýra – Obecné strojní části 1*. Brno:
Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3

[5] ZDENĚK, J., ŽĎÁNSKÝ, B., ČUPERA, J., *Automobily 2 - Převody*. Brno:
Nakladatelství Avid, 2009

PUBLIKACE NA INTERNETU

[6] Technika - Motocyklové oleje a mazání motoru (2). *Cannoneers.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://cannoneers.cz/tipy-triky-detail.php?id=2,%202007

[7] Technika - Pravidelné kontroly (1). *Cannoneers.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://cannoneers.cz/tipy-triky-detail.php?id=1,%202007

[8] Technika motocyklu - 2. část - mazání motorů. *Motorkari.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-2.-cast-mazani-motoru-3241.html

[9] Ninja ZX-6R 636 KRT Edition. *Kawasaki.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.kawasaki.cz/cs/products/supersport/2016/ninja_zx-6r_636_krt_edition/specifications?Uid=08C7UV0KC1xdDVtRUV1ZXF5QCgoNW15eWA0KDVkKXwsMWVs

[10] Volna do 600. *Czechroadracing.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.czechroadracing.cz/article/article?content_id=1004

[11] 2016 Supersport World Championship. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/2016_Supersport_World_Championship

[12] PRAVIDLA. *Fim-live.com* [online]. 2017 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.fim-live.com/en/sport/regulations-and-documents/superbike/

[13] Specifikace YAMAHA. *Motorcyclespecs.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://motorcyclespecs.co.za/model/yamaha/yamaha_r6%2008.htm

[14] Specifikace HONDA. *Motorcyclespecs.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/Honda/honda_cbr600rr_16.htm

[15] Specifikace HONDA - PŘEVODY. *600RR.net* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.600rr.net/vb/69-07-13-rr-modifications/102775-gear-ratio-chart.html

[16] Specifikace KAWASAKI. *Motorcyclespecs.co.za* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/kawasaki/kawasaki_zx6r_KRT%20Edition.htm

[17] Specifikace TRIUMPH - převody. *Motorcycleperformanceanalyzer.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://motorcycleperformanceanalyzer.com/triumph/daytona-675-2009/

[18] Specifikace TRIUMPH. *Motorcyclespecs.co.za* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/triu/triumph_daytona_675R%2013.htm

[19] Specifikace MV AGUSTA. *Motorcyclespecs.co.za* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/mv/mv_agusta_f3%2016.htm

[20] Specifikace SUZUKI. *Motorcyclespecs.co.za* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/suzuki_gsxR600%2015.htm

[21] Specifikace SUZUKI - převody. *Gixxer.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.gixxer.com/forums/80-06-07-gsx-r600-750/309034-transmission-gear-ratios-600-vs-750-a.html

[22] Aerodynamika motocyklu - koeficienty pro výpočet odporu vzduchu. *Simp.sweb.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://simp.sweb.cz/jawa/aero.htm

[23] Charakteristika YZFR6 08. *Motorcycleperformanceanalyzer.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://motorcycleperformanceanalyzer.com/yamaha/yzf-r6-2008/

[24] Srovnávací test supersportovních šestistovek. *Motocykl-online.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motocykl-online.cz/testy/16721-srovnavaci-test-supersportovnich-sestistovek?fromSearch=1

[25] Princip řazení. *Howmotorcyclework.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.howmotorcycleswork.com/articles/article035.htm

[26] Adhezní koeficient. *Eng-tips.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=214719

[27] Rozsah převodových stupňů. *Tul.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/2-Prevodovky+Odstupnovani.pdf

[28] MV AGUSTA. *Mvagusta-czech.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.mvagusta-czech.cz/katalog/22_f3-675-rc-limited

[29] YZF R6. *Wikipedia.org* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Yamaha_YZF-R6

[30] CBR 600 RR. *Wikipedia.org* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_CBR600RR

[31] GSX-R600. *Wikipedia.org* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Suzuki_GSX-R600

[32] ZX-6R. *Wikipedia.org* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Kawasaki_Ninja_ZX-6R

[33] YZF R6. *Yamaha-motor.eu/.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://www.yamaha-motor.eu/cz/products/motorcycles/supersport/yzf-r6.aspx?view=featurestechspecs

OBRÁZKY

[34] Primární převod. *Alamy.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://l7.alamy.com/zooms/24c0490fcc2f4343a2dfc82709ff2361/cut-away-view-of-clutch-gearbox-and-change-arm-on-modern-motorcycle-b6gb4n.jpg

[35] Převodovka MV AGUSTA. *Cycleworld.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.cycleworld.com/sites/cycleworld.com/files/styles/large_1x_/public/import/embedded/wp-content/uploads/2012/04/2012-MV-Agusta-F3-675_020.jpg?itok=foNmG9_Y

[36] Graf Kawasaki. *Motorcycle-usa.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://images.motorcycle-usa.com/photogallerys/13_HP_tor_ninja_comp.jpg

[37] Graf MV Agusta. *Motorcycle-usa.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcycle-usa.com/photo-gallery/2014-mv-agusta-f3-800-first-ride//

[38] Graf Suzuki. *Motorcycle-usa.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorcycle-usa.com/photo-gallery/2011-suzuki-gsx-r600-supersport-shootout/

[39] Graf Yamaha. *Frederickbecker.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.frederickbecker.com/graphics/2005_yamaha_yzf_r6_dyno.jpg

[40] Graf Honda. *Motorcycle-usa.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://images.motorcycle-usa.com/photogallerys/12_honda_cbr600rr_yoshi.jpg

[41] Srovnávací test (graf). *Motocykl-online.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motocykl-online.cz/img/Supersportovni_sestistovky-srovnavaci_test_2012_1024%20%2831%29.png

[42] Řadící kulisa. *Mts-motorcycles.co.uk* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://mts-motorcycles.co.uk/files/cache/89285c341e864ed53b7cc310908c4b9b_f99.jpg

[43] Přesuvné kolo. *Thumbs.dreamstime.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://thumbs.dreamstime.com/x/motorcycle-gear-gearbox-transmission-engine-55575033.jpg

[44] Antihoppingová spojka (obrázek). *Okruhari.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://static2.okruhari.cz/__files/clanky/technika/antihopp/Antihopping%205.jpg?805ec2d66f9126ef188894cbcc3eb841

[45] BILSKI, J., G. JELICIC a T. DOŠEK. BOXER V RINGU: OBRÁZEK PŘEVODOVKA. *MOTOCYKL*. 2017, **2017**(duben 04), 82. ISSN 1214-6129.

[46] Převodovka BMW K1300R. *Rubbersideup.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.rubbersideup.com/media/catalog/product/cache/1/image/1800x/040ec09b1e35df139433887a97daa66f/d/s/dsc_5025_10.jpg

[47] Převodovka Mustang. *Alibaba.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://sc01.alicdn.com/kf/HTB10HXCFVXXXXatXXXXq6xXFXXXu/220917431/HTB10HXCFVXXXXatXXXXq6xXFXXXu.jpg

[48] Schema řadicího válečku. *Cmsnl.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://images.cmsnl.com/img/partslists/honda-st70-dax-england-gear-shift-drum_bigma000061e09_c819.gif

[49] Řadicí váleček. *Fixya.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.fixya.com/uploads/images/F042A9C.gif

[50] Schema mazání. *Motorkari.cz* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-2.-cast-mazani-motoru-3241.html

[51] Teplotní rozsah oleje. *Mitshelp.com* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.mitshelp.com/images/books/119/6/page.h59.jpg

[52] Kawasaki KLCM. *Kawasaki-cp.khi.co* [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: https://www.kawasaki-cp.khi.co.jp/technology/engine/tech_klcm_e.html

[53] Graf TRIUMPH. Sportrider.com [online]. [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: http://www.sportrider.com/sites/sportrider.com/files/styles/large_1x_/public/import/page_element_images/146_1305%2B2013-triumph-daytona-675-dyno-05%2B.jpg?itok=X3A6j0cS

7 SEZNAM PŘÍLOH

VEVÁZANÉ

1. Výpočty výsledků evolventního drážkování
2. Data pro výpočty zubových spojek
3. Výsledky výpočtů napětí v hřídelích převodovky
4. Výpočty ozubených kol

VOLNĚ VLOŽENÉ

5. Výkres sestavy převodovky
6. Kusovník
7. Výkres vstupní hřídele
8. Výkres ozubeného kola prvního převodu
9. Část pravidel WSBK kategorie Supersport pro převodovku
10. Parametry mazacího oleje
11. List materiálu 25MnCr5

PŘÍLOHA č. 1

Výsledky výpočtů evolventního drážkování

PŘÍLOHA Č.1

Výsledky výpočtů evolventního drážkování 30x1,25x9g ČSN 01 4952											
Rychlostní stupeň	V	IV	III	VI	V	IV	III	VI	I	II	II
Hřídel	VSTUPNÍ	VSTUPNÍ	VSTUPNÍ	VSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VÝSTUPNÍ	VSTUPNÍ
M_k [Nm]	141,18	141,18	141,18	141,18	150,92	178,34	224,23	135,04	431,85	304,66	141,18
F [N]	10267,85	10267,85	10267,85	10267,85	10975,98	12969,91	16307,76	9821,42	31407,54	22156,94	10267,85
d_s [mm]	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50	27,50
l [mm]	29,00	29,00	29,00	29,00	13,20	13,20	11,70	11,70	13,20	11,70	13,00
h [mm]	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25	2,25
k_{ef} [-]	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
n_{DR} [-]	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00	22,00
p [Pa]	14305607	14305607	14305607	14305607	33596501	39699770	56316189	33916674	96135717	76515368	31912507
p [MPa]	14,31	14,31	14,31	14,31	33,60	39,70	56,32	33,92	96,14	76,52	31,91
p_d [MPa]	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00	120,00

PŘÍLOHA č. 2

Data pro výpočty zubových spojek

OTLAČENÍ NA STYKOVÉ PLOŠE OZUBCŮ								
	jednotky	výstup hřídel					vstupní hřídel (P = přesuvník)	
zařazená rychlost		1	4	3	2		5	6
směr toku momentu		I-V	V-IV	III-VI	VI-II		V-P	P-VI
max. M_k motoru	Nm	68,41						
výstupní M_k	Nm	416,6402595	172,0538723	216,3324424	293,9253653		145,6030615	130,2871715
bezpečnost		1,2						
	Nm	499,9683114	206,4646468	259,5989309	352,7104383		174,7236738	156,3446057
výška naměřená	mm	3,5	3,5	3,5	3,5		3,5	3,5
radius zubu	mm	0,5	0,5	0,5	0,5		0,5	0,5
počet zubů		5	5	5	5		4	4
styková výška	mm	3	3	3	3		3	3
Dmax	mm	60	*54*	*54*	55		50	44
Dmin	mm	43	41	41	42		37	37
Dstřední	mm	51,5	47,5	47,5	48,5		43,5	40,5
VÝSLEDKY								
F (obvodová síla)	N	19416,2451	8693,248287	10930,4813	14544,76034		8033,272359	7720,721271
Styková plocha zubu	mm^2	25,5	19,5	19,5	19,5		19,5	10,5
	m^2	0,0000255	0,0000195	0,0000195	0,0000195		0,0000195	0,0000105
Celková styk. plocha	mm^2	127,5	97,5	97,5	97,5		78	42
	m^2	0,0001275	0,0000975	0,0000975	0,0000975		0,000078	0,000042
tlak na 1 zub	Pa	152284275,3	89161520,89	112107500,5	149177029,2		102990671,3	183826696,9
	MPa	152,2842753	89,16152089	112,1075005	149,1770292		102,9906713	183,8266969

Pozn: směr toku momentu (např.: I-V - směr momentu prochází z kola prvního převodu skrze pastorek pátého převodu na výstupní hřídel apod.)

STŘIH V PATĚ OZUBCŮ								
	mm2	2827,433388	2290,221044	2290,221044	2375,829444		1963,495408	1520,530844
	mm2	1452,201204	1320,254313	1320,254313	1385,44236		1075,210086	1075,210086
	plocha mezikruží	1375,232184	969,9667318	969,9667318	990,387084		888,2853228	445,3207586
kruh	deg	360	360	360	360		360	360
úhel zubu	deg	16	12	12	16		30	30
teor. Max. poč. zubů		22,5	30	30	22,5		12	12
plocha 1 zubu	mm^2	61,1214304	32,33222439	32,33222439	44,01720374		74,0237769	37,11006322
	m^2	6,11214E-05	3,23322E-05	3,23322E-05	4,40172E-05		7,40238E-05	3,71101E-05
počet zubů		5	5	5	5		4	4
plocha všech zubů	mm^2	305,607152	161,661122	161,661122	220,0860187		296,0951076	148,4402529
	m^2	0,000305607	0,000161661	0,000161661	0,000220086		0,000296095	0,00014844
VÝSLEDKY								
F (obvodová síla)	N	23254,34007	10071,44619	12663,36248	16795,73516		9444,522909	8451,05977
F na 1 zub	N	4650,868013	2014,289237	2532,672497	3359,147032		2361,130727	2112,764942
tlak na 1 zub	Pa	76092263,91	62299741,98	78332763,81	76314412,24		31896923,21	56932399,44
	MPa	76,09226391	62,29974198	78,33276381	76,31441224		31,89692321	56,93239944

PŘÍLOHA č. 3

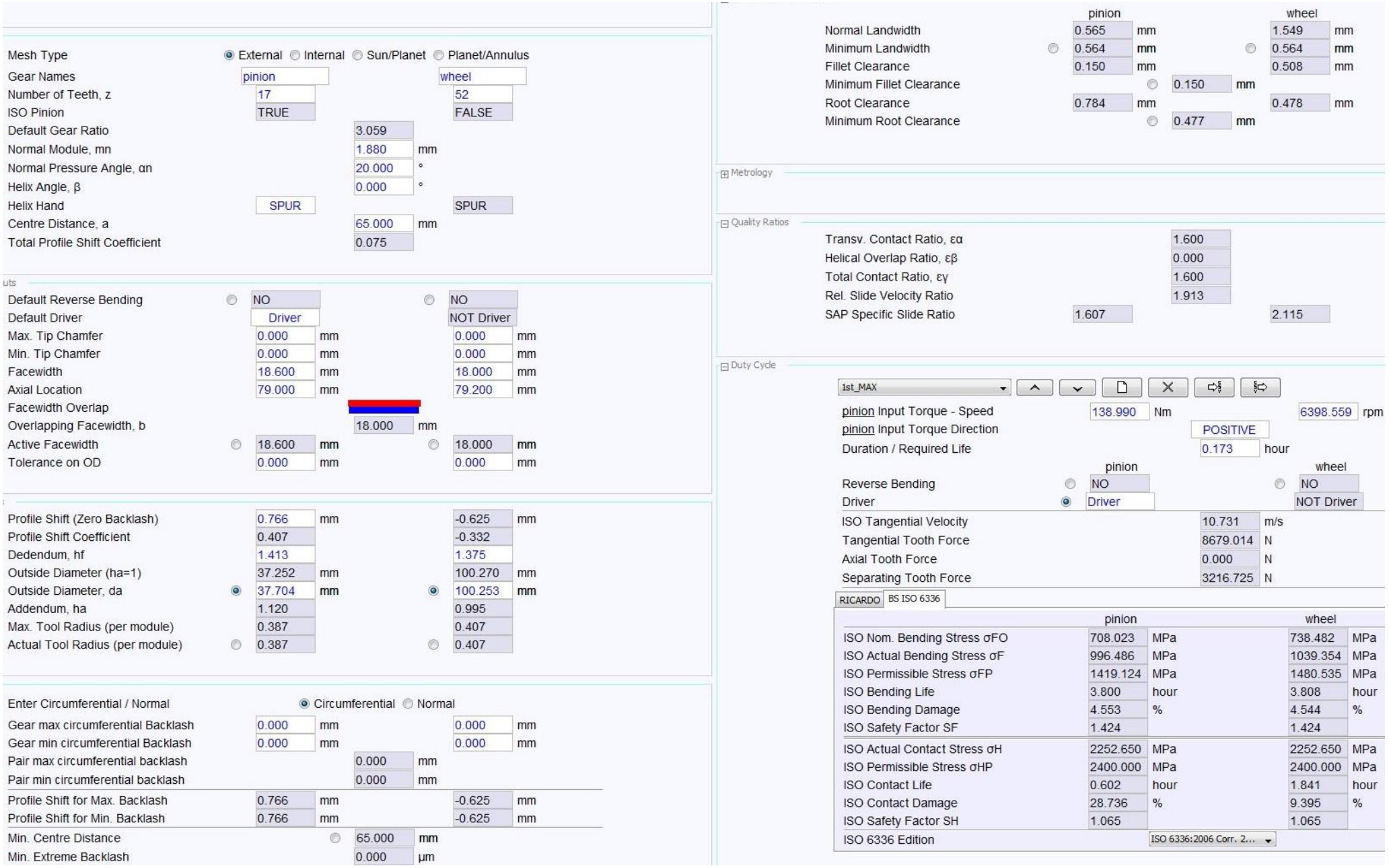
Výsledky výpočtů napětí v hřídelích převodovky

Load Case \ Shaft	Vstupni hridel	Vystupni hridel	trubka pro 3 a 4	pouzdro3kolo	pozdro4_kolo	pouzdro5_pastorek	pouzdro5_kolo	pouzdro_pastorek6	pouzdro_kolo6	pouzdro_kolo1	pouzdro_kolo2
1st_MAX	236 MPa	911 MPa	21 MPa	3 MPa	5 MPa	10 MPa	8 MPa	3 MPa	2 MPa	306 MPa	1 MPa
1st_AVG	168 MPa	650 MPa	15 MPa	2 MPa	3 MPa	7 MPa	5 MPa	2 MPa	2 MPa	218 MPa	1 MPa
2nd_MAX	249 MPa	205 MPa	15 MPa	3 MPa	3 MPa	2 MPa	2 MPa	6 MPa	5 MPa	2 MPa	283 MPa
2nd_AVG	178 MPa	146 MPa	11 MPa	2 MPa	2 MPa	1 MPa	1 MPa	4 MPa	4 MPa	1 MPa	202 MPa
3rd_MAX	288 MPa	404 MPa	181 MPa	117 MPa	8 MPa	6 MPa	5 MPa	8 MPa	6 MPa	5 MPa	3 MPa
3rd_AVG	206 MPa	288 MPa	129 MPa	83 MPa	5 MPa	4 MPa	4 MPa	5 MPa	5 MPa	3 MPa	2 MPa
4th_MAX	275 MPa	362 MPa	175 MPa	7 MPa	93 MPa	7 MPa	6 MPa	5 MPa	4 MPa	5 MPa	2 MPa
4th_AVG	196 MPa	258 MPa	125 MPa	5 MPa	66 MPa	5 MPa	4 MPa	4 MPa	3 MPa	4 MPa	1 MPa
5th_MAX	273 MPa	282 MPa	21 MPa	3 MPa	5 MPa	74 MPa	19 MPa	3 MPa	2 MPa	7 MPa	1 MPa
5th_AVG	194 MPa	202 MPa	15 MPa	2 MPa	3 MPa	52 MPa	14 MPa	2 MPa	2 MPa	5 MPa	1 MPa
6th_MAX	252 MPa	224 MPa	19 MPa	4 MPa	3 MPa	3 MPa	2 MPa	76 MPa	81 MPa	2 MPa	3 MPa
6th_AVG	180 MPa	160 MPa	14 MPa	3 MPa	2 MPa	2 MPa	2 MPa	54 MPa	57 MPa	1 MPa	2 MPa

PŘÍLOHA č. 4

Výpočty ozubených kol

VÝPOČTY SOUKOLÍ PRVNÍHO PŘEVODU (1st)



Mesh Type	External / Internal / Sun/Planet / Planet/Annulus		
Gear Names	pinion		wheel
Number of Teeth, z	17		52
ISO Pinion	TRUE		FALSE
Default Gear Ratio		3.059	
Normal Module, mn		1.880 mm	
Normal Pressure Angle, αn		20.000 °	
Helix Angle, β		0.000 °	
Helix Hand	SPUR		SPUR
Centre Distance, a		65.000 mm	
Total Profile Shift Coefficient		0.075	

uts

Default Reverse Bending	NO		NO
Default Driver	Driver		NOT Driver
Max. Tip Chamfer	0.000 mm		0.000 mm
Min. Tip Chamfer	0.000 mm		0.000 mm
Facewidth	18.600 mm		18.000 mm
Axial Location	79.000 mm		79.200 mm
Facewidth Overlap			
Overlapping Facewidth, b		18.000 mm	
Active Facewidth	18.600 mm		18.000 mm
Tolerance on OD	0.000 mm		0.000 mm

Profile Shift (Zero Backlash)	0.766 mm		-0.625 mm
Profile Shift Coefficient	0.407		-0.332
Dedendum, hf	1.413		1.375
Outside Diameter (ha=1)	37.252 mm		100.270 mm
Outside Diameter, da	37.704 mm		100.253 mm
Addendum, ha	1.120		0.995
Max. Tool Radius (per module)	0.387		0.407
Actual Tool Radius (per module)	0.387		0.407

Enter Circumferential / Normal	Circumferential / Normal		
Gear max circumferential Backlash	0.000 mm		0.000 mm
Gear min circumferential Backlash	0.000 mm		0.000 mm
Pair max circumferential backlash		0.000 mm	
Pair min circumferential backlash		0.000 mm	
Profile Shift for Max. Backlash	0.766 mm		-0.625 mm
Profile Shift for Min. Backlash	0.766 mm		-0.625 mm
Min. Centre Distance		65.000 mm	
Min. Extreme Backlash		0.000 µm	

	pinion		wheel
Normal Landwidth	0.565 mm		1.549 mm
Minimum Landwidth	0.564 mm		0.564 mm
Fillet Clearance	0.150 mm		0.508 mm
Minimum Fillet Clearance		0.150 mm	
Root Clearance	0.784 mm		0.478 mm
Minimum Root Clearance		0.477 mm	

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.600	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.600	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.913	
SAP Specific Slide Ratio	1.607	2.115

Duty Cycle

1st_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990 Nm		6398.559 rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE		
Duration / Required Life	0.173 hour		
	pinion		wheel
Reverse Bending	NO		NO
Driver	Driver		NOT Driver
ISO Tangential Velocity	10.731 m/s		
Tangential Tooth Force	8679.014 N		
Axial Tooth Force	0.000 N		
Separating Tooth Force	3216.725 N		

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	708.023	MPa	738.482	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	996.486	MPa	1039.354	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1419.124	MPa	1480.535	MPa
ISO Bending Life	3.800	hour	3.808	hour
ISO Bending Damage	4.553	%	4.544	%
ISO Safety Factor SF	1.424		1.424	
ISO Actual Contact Stress σH	2252.650	MPa	2252.650	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2400.000	MPa	2400.000	MPa
ISO Contact Life	0.602	hour	1.841	hour
ISO Contact Damage	28.736	%	9.395	%
ISO Safety Factor SH	1.065		1.065	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	11.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	9.000	µm

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.116	kg	1.054	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.719		
ISO Helix Factor Yβ	1.000		
ISO Tooth-root Normal Chord	2.150		2.125
ISO Bending Moment Arm	1.133		1.258
ISO Radius of Root Fillet	0.499		0.665
ISO Form Factor YF	1.434		1.687
ISO Correction Factor YS	1.985		1.703
ISO Notch Parameter qs	2.153		1.597

CONTACT	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.894		
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000		
ISO Lubricant Reference ZL	0.957		0.957
ISO Roughness Reference ZR	0.941		0.941
ISO Hardening Factor ZW	1.000		

1st_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.173	hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	10.731	m/s
Tangential Tooth Force	8679.014	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	3216.725	N

BENDING	pinion		wheel	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1419.124	MPa	1480.535	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1419.124	MPa	1480.535	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	708.023	MPa	738.482	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	996.486	MPa	1039.354	MPa
ISO Bending Life	3.800	hour	3.808	hour
ISO Bending Damage	4.553	%	4.544	%
ISO Safety Factor SF	1.424		1.424	

ISO Resonance Speed nE1	3.929E4	rpm
ISO Resonance Ratio N	0.163	
ISO Specific Load	604.010	N/mm
ISO Single Stiffness c'	12.198	N/mm/µm
ISO Mesh Stiffness cγα	17.688	N/mm/µm
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.057	
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.110	

	Contact	Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.086	1.065
ISO Load Characteristic	Uniform	Uniform
Driver	Driver	NOT Driver
ISO Application Factor KA	1.250	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2400.000	MPa	2400.000	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2400.000	MPa	2400.000	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1879.754	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	2252.650	MPa	2252.650	MPa
ISO Contact Life	0.602	hour	1.841	hour
ISO Contact Damage	28.736	%	9.395	%
ISO Safety Factor SH	1.065		1.065	

VÝPOČTY SOUKOLÍ DRUHÉHO PŘEVODU (2nd)

		pastorek_2nd		kolo_2nd
Mesh Type	◉ External ○ Internal ○ Sun/Planet ○ Planet/Annulus			
Gear Names		pastorek_2nd		kolo_2nd
Number of Teeth, z		19		41
ISO Pinion		TRUE		FALSE
Default Gear Ratio		2.158		
Normal Module, mn		2.170 mm		
Normal Pressure Angle, αn		20.000 °		
Helix Angle, β		0.000 °		
Helix Hand		SPUR		SPUR
Centre Distance, a		65.000 mm		
Total Profile Shift Coefficient		-0.046		

uts

		pastorek_2nd		kolo_2nd
Default Reverse Bending	○	NO	○	NO
Default Driver		Driver		NOT Driver
Max. Tip Chamfer		0.000 mm		0.000 mm
Min. Tip Chamfer		0.000 mm		0.000 mm
Facewidth		15.000 mm		12.800 mm
Axial Location		186.000 mm		187.100 mm
Facewidth Overlap				
Overlapping Facewidth, b		12.800 mm		
Active Facewidth	○	15.000 mm	○	12.800 mm
Tolerance on OD		0.000 mm		0.000 mm

		pastorek_2nd		kolo_2nd
Profile Shift (Zero Backlash)		0.622 mm		-0.721 mm
Profile Shift Coefficient		0.287		-0.332
Dedendum, hf		1.390		1.253
Outside Diameter (ha=1)		46.814 mm		91.867 mm
Outside Diameter, da	◉	46.906 mm	◉	91.838 mm
Addendum, ha		1.021		0.993
Max. Tool Radius (per module)		0.399		0.470
Actual Tool Radius (per module)	○	0.399	○	0.470

		pastorek_2nd		kolo_2nd
Enter Circumferential / Normal	◉ Circumferential ○ Normal			
Gear max circumferential Backlash		0.000 mm		0.000 mm
Gear min circumferential Backlash		0.000 mm		0.000 mm
Pair max circumferential backlash		0.000 mm		
Pair min circumferential backlash		0.000 mm		
Profile Shift for Max. Backlash		0.622 mm		-0.721 mm
Profile Shift for Min. Backlash		0.622 mm		-0.721 mm
Min. Centre Distance	○	65.000 mm		
Min. Extreme Backlash		-0.000 µm		

		pastorek_2nd		kolo_2nd
Normal Landwidth		1.171 mm		1.780 mm
Minimum Landwidth	○	0.651 mm	○	0.651 mm
Fillet Clearance		0.150 mm		0.304 mm
Minimum Fillet Clearance	○	0.150 mm		
Root Clearance		0.860 mm		0.502 mm
Minimum Root Clearance	○	0.502 mm		

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.600	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.600	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.570	
SAP Specific Slide Ratio	1.967	2.260

Duty Cycle

2nd_MAX

pastorek_2nd Input Torque - Speed	138.990 Nm	6398.559 rpm	
pastorek_2nd Input Torque Direction	POSITIVE		
Duration / Required Life	0.345 hour		

	pastorek_2nd		kolo_2nd
Reverse Bending	○ NO	○	NO
Driver	◉ Driver		NOT Driver

ISO Tangential Velocity	13.792	m/s
Tangential Tooth Force	6752.551	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	2425.264	N

RICARDO | BS ISO 6336

	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Nom. Bending Stress σFO	576.162	MPa	673.127	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	811.188	MPa	947.707	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1298.982	MPa	1325.889	MPa
ISO Bending Life	2283.533	hour	6.488	hour
ISO Bending Damage	0.015	%	5.318	%
ISO Safety Factor SF	1.601		1.399	
ISO Actual Contact Stress σH	2220.727	MPa	2208.195	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2339.706	MPa	2400.000	MPa
ISO Contact Life	0.688	hour	1.691	hour
ISO Contact Damage	50.153	%	20.404	%
ISO Safety Factor SH	1.054		1.087	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	12.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	12.000	µm

	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.156	kg	0.621	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	
CONTACT	**pastorek_2nd**		**kolo_2nd**	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.719			
ISO Helix Factor Yβ	1.000			
ISO Tooth-root Normal Chord	2.113		2.017	
ISO Bending Moment Arm	1.081		1.113	
ISO Radius of Root Fillet	0.535		0.693	
ISO Form Factor YF	1.438		1.660	
ISO Correction Factor YS	1.934		1.670	
ISO Notch Parameter qs	1.975		1.456	
CONTACT	**pastorek_2nd**		**kolo_2nd**	
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.894			
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000			
ISO Lubricant Reference ZL	0.957		0.957	
ISO Roughness Reference ZR	0.944		0.944	
ISO Hardening Factor ZW	1.000			

Dutycycle

2nd_MAX

pastorek_2nd Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pastorek_2nd Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.345	hour		

	pastorek_2nd	kolo_2nd
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	13.792	m/s
Tangential Tooth Force	6752.551	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	2425.264	N

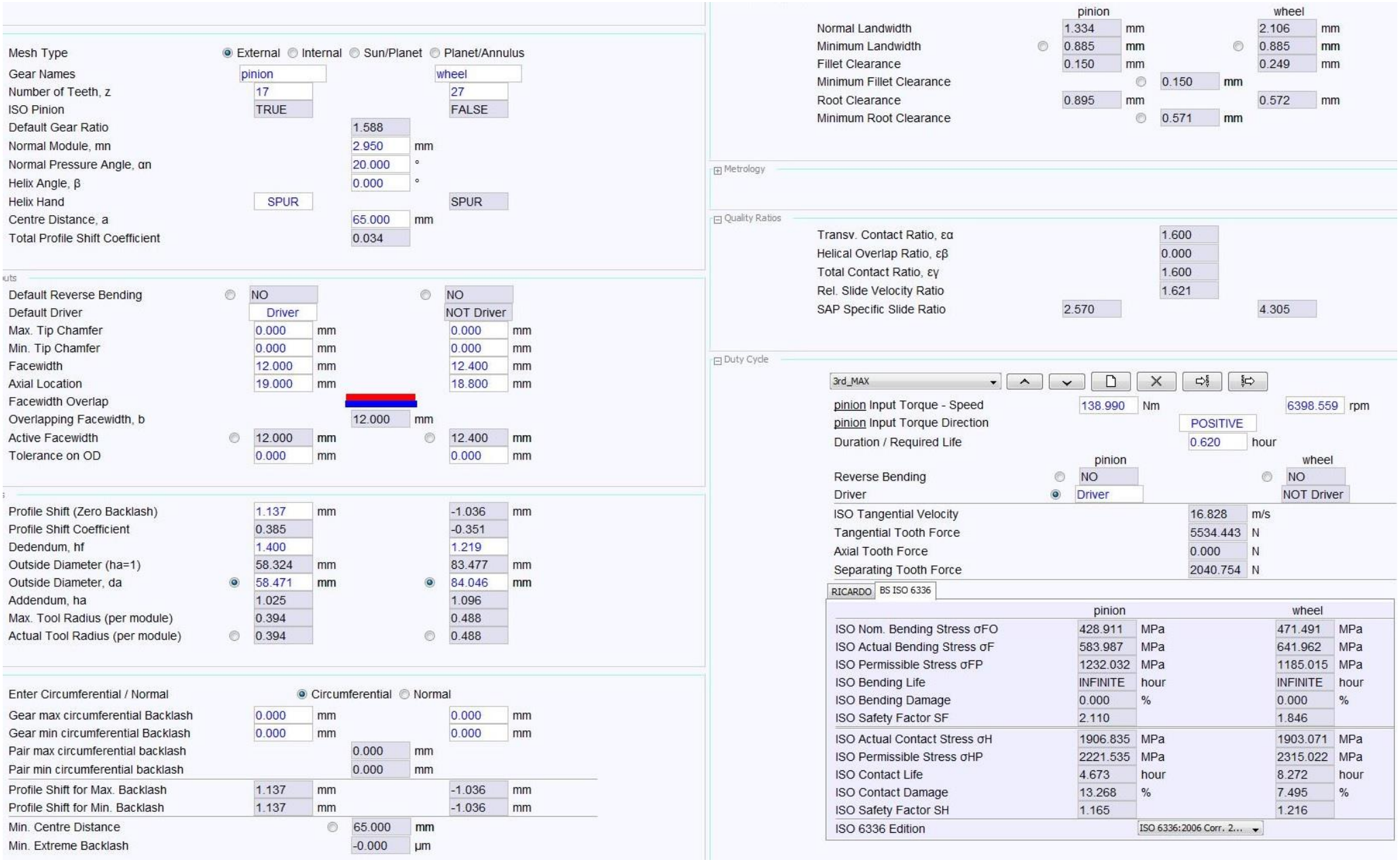
BENDING	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1298.982	MPa	1325.889	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1298.982	MPa	1325.889	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	576.162	MPa	673.127	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	811.188	MPa	947.707	MPa
ISO Bending Life	2283.533	hour	6.488	hour
ISO Bending Damage	0.015	%	5.318	%
ISO Safety Factor SF	1.601		1.399	

ISO Resonance Speed nE1	2.974E4	rpm	
ISO Resonance Ratio N	0.215		
ISO Specific Load	658.416	N/mm	
ISO Single Stiffness c'	12.245	N/mm/µm	
ISO Mesh Stiffness cγα	17.758	N/mm/µm	
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.079		
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.143		

	Contact	Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.064	1.044
ISO Load Characteristic	Uniform	Uniform
Driver	Driver	NOT Driver
ISO Application Factor KA	1.250	

CONTACT	pastorek_2nd		kolo_2nd	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2339.706	MPa	2400.000	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2339.706	MPa	2400.000	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1843.266	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	2220.727	MPa	2208.195	MPa
ISO Contact Life	0.688	hour	1.691	hour
ISO Contact Damage	50.153	%	20.404	%
ISO Safety Factor SH	1.054		1.087	

VÝPOČTY SOUKOLÍ TŘETÍHO PŘEVODU (3rd)



		pinion		wheel	
Mesh Type	External / Internal / Sun/Planet / Planet/Annulus				
Gear Names		pinion		wheel	
Number of Teeth, z		17		27	
ISO Pinion		TRUE		FALSE	
Default Gear Ratio		1.588			
Normal Module, mn		2.950	mm		
Normal Pressure Angle, αn		20.000	°		
Helix Angle, β		0.000	°		
Helix Hand		SPUR		SPUR	
Centre Distance, a		65.000	mm		
Total Profile Shift Coefficient		0.034			
Default Reverse Bending		NO		NO	
Default Driver		Driver		NOT Driver	
Max. Tip Chamfer		0.000	mm	0.000	mm
Min. Tip Chamfer		0.000	mm	0.000	mm
Facewidth		12.000	mm	12.400	mm
Axial Location		19.000	mm	18.800	mm
Facewidth Overlap					
Overlapping Facewidth, b		12.000	mm		
Active Facewidth		12.000	mm	12.400	mm
Tolerance on OD		0.000	mm	0.000	mm
Profile Shift (Zero Backlash)		1.137	mm	-1.036	mm
Profile Shift Coefficient		0.385		-0.351	
Dedendum, hf		1.400		1.219	
Outside Diameter (ha=1)		58.324	mm	83.477	mm
Outside Diameter, da		58.471	mm	84.046	mm
Addendum, ha		1.025		1.096	
Max. Tool Radius (per module)		0.394		0.488	
Actual Tool Radius (per module)		0.394		0.488	
Enter Circumferential / Normal	Circumferential / Normal				
Gear max circumferential Backlash		0.000	mm	0.000	mm
Gear min circumferential Backlash		0.000	mm	0.000	mm
Pair max circumferential backlash		0.000	mm		
Pair min circumferential backlash		0.000	mm		
Profile Shift for Max. Backlash		1.137	mm	-1.036	mm
Profile Shift for Min. Backlash		1.137	mm	-1.036	mm
Min. Centre Distance		65.000	mm		
Min. Extreme Backlash		-0.000	µm		

	pinion		wheel	
Normal Landwidth	1.334	mm	2.106	mm
Minimum Landwidth	0.885	mm	0.885	mm
Fillet Clearance	0.150	mm	0.249	mm
Minimum Fillet Clearance	0.150	mm		
Root Clearance	0.895	mm	0.572	mm
Minimum Root Clearance	0.571	mm		

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.600	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.600	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.621	
SAP Specific Slide Ratio	2.570	4.305

Duty Cycle

3rd_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559 rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE		
Duration / Required Life	0.620	hour	

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	16.828	m/s
Tangential Tooth Force	5534.443	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	2040.754	N

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	428.911	MPa	471.491	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	583.987	MPa	641.962	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1232.032	MPa	1185.015	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.110		1.846	
ISO Actual Contact Stress σH	1906.835	MPa	1903.071	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2221.535	MPa	2315.022	MPa
ISO Contact Life	4.673	hour	8.272	hour
ISO Contact Damage	13.268	%	7.495	%
ISO Safety Factor SH	1.165		1.216	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	12.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	12.000	µm

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.185	kg	0.482	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pinion	wheel
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.719	
ISO Helix Factor Yβ	1.000	
ISO Tooth-root Normal Chord	2.137	1.864
ISO Bending Moment Arm	1.051	1.152
ISO Radius of Root Fillet	0.507	0.736
ISO Form Factor YF	1.361	2.017
ISO Correction Factor YS	2.013	1.543
ISO Notch Parameter qs	2.108	1.266

CONTACT	pinion	wheel
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.894	
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000	
ISO Lubricant Reference ZL	0.957	0.957
ISO Roughness Reference ZR	0.947	0.947
ISO Hardening Factor ZW	1.000	

DutyCycle

3rd_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.620	hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	16.828	m/s
Tangential Tooth Force	5534.443	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	2040.754	N

BENDING	pinion		wheel	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1232.032	MPa	1185.015	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1232.032	MPa	1185.015	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	428.911	MPa	471.491	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	583.987	MPa	641.962	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.110		1.846	

ISO Resonance Speed nE1	2.772E4	rpm
ISO Resonance Ratio N	0.231	
ISO Specific Load	577.393	N/mm
ISO Single Stiffness c'	11.514	N/mm/µm
ISO Mesh Stiffness cγα	16.696	N/mm/µm
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.087	
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.159	

	Contact	Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.003	1.002
ISO Load Characteristic	Uniform	Uniform
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Application Factor KA	1.250	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2221.535	MPa	2315.022	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2221.535	MPa	2315.022	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1630.124	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	1906.835	MPa	1903.071	MPa
ISO Contact Life	4.673	hour	8.272	hour
ISO Contact Damage	13.268	%	7.495	%
ISO Safety Factor SH	1.165		1.216	

VÝPOČTY SOUKOLÍ ČTVRTÉHO PŘEVODU (4th)

Mesh Type	External / Internal / Sun/Planet / Planet/Annulus	
Gear Names	pinion	wheel
Number of Teeth, z	19	24
ISO Pinion	TRUE	FALSE
Default Gear Ratio	1.263	
Normal Module, mn	3.020 mm	
Normal Pressure Angle, αn	20.000 °	
Helix Angle, β	0.000 °	
Helix Hand	SPUR	SPUR
Centre Distance, a	65.000 mm	
Total Profile Shift Coefficient	0.023	

Default Reverse Bending	NO	NO
Default Driver	Driver	NOT Driver
Max. Tip Chamfer	0.000 mm	0.000 mm
Min. Tip Chamfer	0.000 mm	0.000 mm
Facewidth	12.000 mm	12.500 mm
Axial Location	2.000 mm	1.800 mm
Facewidth Overlap		
Overlapping Facewidth, b	12.000 mm	
Active Facewidth	12.000 mm	12.500 mm
Tolerance on OD	0.000 mm	0.000 mm

Profile Shift (Zero Backlash)	0.739 mm	-0.669 mm
Profile Shift Coefficient	0.245	-0.221
Dedendum, hf	1.377	1.157
Outside Diameter (ha=1)	64.898 mm	77.183 mm
Outside Diameter, da	64.668 mm	77.823 mm
Addendum, ha	0.962	1.106
Max. Tool Radius (per module)	0.406	0.520
Actual Tool Radius (per module)	0.406	0.520

Enter Circumferential / Normal	Circumferential / Normal	
Gear max circumferential Backlash	0.000 mm	0.000 mm
Gear min circumferential Backlash	0.000 mm	0.000 mm
Pair max circumferential backlash	0.000 mm	
Pair min circumferential backlash	0.000 mm	
Profile Shift for Max. Backlash	0.739 mm	-0.669 mm
Profile Shift for Min. Backlash	0.739 mm	-0.669 mm
Min. Centre Distance	65.000 mm	
Min. Extreme Backlash	0.000 µm	

	pinion		wheel	
Normal Landwidth	1.919	mm	2.010	mm
Minimum Landwidth	0.906	mm	0.906	mm
Fillet Clearance	0.150	mm	0.150	mm
Minimum Fillet Clearance	0.150	mm		
Root Clearance	0.818	mm	0.589	mm
Minimum Root Clearance	0.577	mm		

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.600	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.600	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.258	
SAP Specific Slide Ratio	3.156	3.945

Duty Cycle

4th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990 Nm	6398.559 rpm	
pinion Input Torque Direction	POSITIVE		
Duration / Required Life	0.758 hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	19.245	m/s
Tangential Tooth Force	4839.328	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	1777.539	N

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	365.708	MPa	372.006	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	510.970	MPa	519.770	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1187.546	MPa	1157.153	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.324		2.226	
ISO Actual Contact Stress σH	1799.246	MPa	1773.972	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2183.958	MPa	2229.482	MPa
ISO Contact Life	9.826	hour	15.563	hour
ISO Contact Damage	7.714	%	4.871	%
ISO Safety Factor SH	1.214		1.257	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	12.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	12.000	µm

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.242	kg	0.402	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.719		
ISO Helix Factor Yβ	1.000		
ISO Tooth-root Normal Chord	2.085		1.887
ISO Bending Moment Arm	1.035		1.052
ISO Radius of Root Fillet	0.549		0.696
ISO Form Factor YF	1.425		1.791
ISO Correction Factor YS	1.920		1.618
ISO Notch Parameter qs	1.899		1.354

CONTACT	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.894		
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000		
ISO Lubricant Reference ZL	0.957		0.957
ISO Roughness Reference ZR	0.948		0.948
ISO Hardening Factor ZW	1.000		

4th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.758	hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	19.245	m/s
Tangential Tooth Force	4839.328	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	1777.539	N

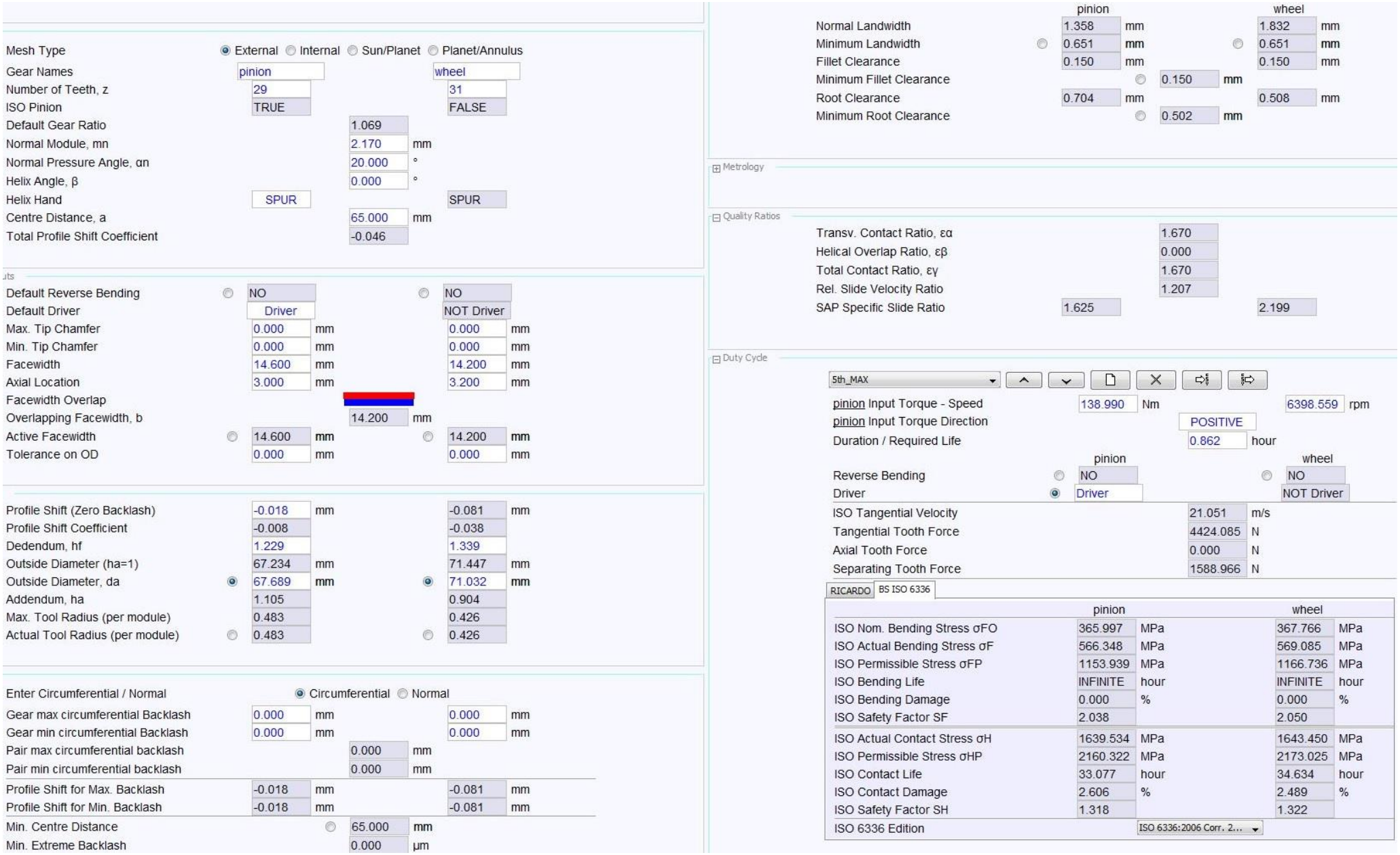
BENDING	pinion		wheel	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1187.546	MPa	1157.153	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1187.546	MPa	1157.153	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	365.708	MPa	372.006	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	510.970	MPa	519.770	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.324		2.226	

ISO Resonance Speed nE1	2.448E4	rpm
ISO Resonance Ratio N	0.261	
ISO Specific Load	504.640	N/mm
ISO Single Stiffness c'	11.685	N/mm/µm
ISO Mesh Stiffness cγα	16.944	N/mm/µm
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.104	
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.208	

	Contact	Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.017	1.012
ISO Load Characteristic	Uniform	Uniform
Driver	Driver	NOT Driver
ISO Application Factor KA	1.250	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2183.958	MPa	2229.482	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2183.958	MPa	2229.482	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1496.783	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	1799.246	MPa	1773.972	MPa
ISO Contact Life	9.826	hour	15.563	hour
ISO Contact Damage	7.714	%	4.871	%
ISO Safety Factor SH	1.214		1.257	

VÝPOČTY SOUKOLÍ PÁTÉHO PŘEVODU (5th)



Mesh Type	External / Internal / Sun/Planet / Planet/Annulus		
Gear Names	pinion		wheel
Number of Teeth, z	29		31
ISO Pinion	TRUE		FALSE
Default Gear Ratio		1.069	
Normal Module, mn		2.170 mm	
Normal Pressure Angle, αn		20.000 °	
Helix Angle, β		0.000 °	
Helix Hand	SPUR		SPUR
Centre Distance, a		65.000 mm	
Total Profile Shift Coefficient		-0.046	

Default Reverse Bending	NO			NO	
Default Driver	Driver			NOT Driver	
Max. Tip Chamfer	0.000	mm		0.000	mm
Min. Tip Chamfer	0.000	mm		0.000	mm
Facewidth	14.600	mm		14.200	mm
Axial Location	3.000	mm		3.200	mm
Facewidth Overlap					
Overlapping Facewidth, b			14.200	mm	
Active Facewidth	14.600	mm		14.200	mm
Tolerance on OD	0.000	mm		0.000	mm

Profile Shift (Zero Backlash)	-0.018	mm		-0.081	mm
Profile Shift Coefficient	-0.008			-0.038	
Dedendum, hf	1.229			1.339	
Outside Diameter (ha=1)	67.234	mm		71.447	mm
Outside Diameter, da	67.689	mm		71.032	mm
Addendum, ha	1.105			0.904	
Max. Tool Radius (per module)	0.483			0.426	
Actual Tool Radius (per module)	0.483			0.426	

Enter Circumferential / Normal	Circumferential / Normal				
Gear max circumferential Backlash	0.000	mm		0.000	mm
Gear min circumferential Backlash	0.000	mm		0.000	mm
Pair max circumferential backlash			0.000	mm	
Pair min circumferential backlash			0.000	mm	
Profile Shift for Max. Backlash	-0.018	mm		-0.081	mm
Profile Shift for Min. Backlash	-0.018	mm		-0.081	mm
Min. Centre Distance			65.000	mm	
Min. Extreme Backlash			0.000	µm	

	pinion		wheel	
Normal Landwidth	1.358	mm	1.832	mm
Minimum Landwidth	0.651	mm	0.651	mm
Fillet Clearance	0.150	mm	0.150	mm
Minimum Fillet Clearance	0.150	mm		
Root Clearance	0.704	mm	0.508	mm
Minimum Root Clearance	0.502	mm		

Metrology

Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.670	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.670	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.207	
SAP Specific Slide Ratio	1.625	2.199

Duty Cycle

5th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990 Nm	6398.559 rpm	
pinion Input Torque Direction	POSITIVE		
Duration / Required Life	0.862 hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	21.051	m/s
Tangential Tooth Force	4424.085	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	1588.966	N

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	365.997	MPa	367.766	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	566.348	MPa	569.085	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1153.939	MPa	1166.736	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.038		2.050	
ISO Actual Contact Stress σH	1639.534	MPa	1643.450	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2160.322	MPa	2173.025	MPa
ISO Contact Life	33.077	hour	34.634	hour
ISO Contact Damage	2.606	%	2.489	%
ISO Safety Factor SH	1.318		1.322	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	12.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	12.000	µm

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.354	kg	0.394	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	
CONTACT	**pinion**		**wheel**	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity v40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.699		
ISO Helix Factor Yβ	1.000		
ISO Tooth-root Normal Chord	2.053		2.086
ISO Bending Moment Arm	1.010		0.993
ISO Radius of Root Fillet	0.616		0.617
ISO Form Factor YF	1.441		1.387
ISO Correction Factor YS	1.821		1.850
ISO Notch Parameter qs	1.667		1.690
CONTACT	**pinion**		**wheel**
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.881		
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000		
ISO Lubricant Reference ZL	0.957		0.957
ISO Roughness Reference ZR	0.948		0.948
ISO Hardening Factor ZW	1.000		

5th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.862	hour		

	pinion		wheel
Reverse Bending	NO		NO
Driver	Driver		NOT Driver
ISO Tangential Velocity	21.051	m/s	
Tangential Tooth Force	4424.085	N	
Axial Tooth Force	0.000	N	
Separating Tooth Force	1588.966	N	

BENDING	pinion		wheel	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1153.939	MPa	1166.736	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1153.939	MPa	1166.736	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	365.997	MPa	367.766	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	566.348	MPa	569.085	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.038		2.050	
ISO Resonance Speed nE1	1.682E4	rpm		
ISO Resonance Ratio N	0.380			
ISO Specific Load	388.846	N/mm		
ISO Single Stiffness c'	12.489	N/mm/µm		
ISO Mesh Stiffness cγα	18.762	N/mm/µm		
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.177			
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.393			

	Contact		Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.076		1.052
ISO Load Characteristic	Uniform		Uniform
Driver	Driver		NOT Driver
ISO Application Factor KA	1.250		

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2160.322	MPa	2173.025	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2160.322	MPa	2173.025	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1299.422	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	1639.534	MPa	1643.450	MPa
ISO Contact Life	33.077	hour	34.634	hour
ISO Contact Damage	2.606	%	2.489	%
ISO Safety Factor SH	1.318		1.322	

VÝPOČTY SOUKOLÍ ŠESTÉHO PŘEVODU (6th)

Mesh Type	◉ External ○ Internal ○ Sun/Planet ○ Planet/Annulus			
Gear Names	pinion		wheel	
Number of Teeth, z	23		22	
ISO Pinion	FALSE		TRUE	
Default Gear Ratio		0.957		
Normal Module, mn		2.890	mm	
Normal Pressure Angle, αn		20.000	°	
Helix Angle, β		0.000	°	
Helix Hand	SPUR		SPUR	
Centre Distance, a		65.000	mm	
Total Profile Shift Coefficient		-0.009		

Default Reverse Bending	○	NO		○	NO	
Default Driver		Driver			NOT Driver	
Max. Tip Chamfer		0.000	mm		0.000	mm
Min. Tip Chamfer		0.000	mm		0.000	mm
Facewidth		14.300	mm		13.200	mm
Axial Location		1.000	mm		1.200	mm
Facewidth Overlap						
Overlapping Facewidth, b			13.200	mm		
Active Facewidth	○	14.300	mm	○	13.200	mm
Tolerance on OD		0.000	mm		0.000	mm

Profile Shift (Zero Backlash)		-0.360	mm		0.335	mm
Profile Shift Coefficient		-0.125			0.116	
Dedendum, hf		1.169			1.361	
Outside Diameter (ha=1)		71.530	mm		70.030	mm
Outside Diameter, da	◉	72.250	mm	◉	69.406	mm
Addendum, ha		1.125			0.892	
Max. Tool Radius (per module)		0.514			0.414	
Actual Tool Radius (per module)	○	0.514		○	0.414	

Enter Circumferential / Normal	◉ Circumferential ○ Normal					
Gear max circumferential Backlash		0.000	mm		0.000	mm
Gear min circumferential Backlash		0.000	mm		0.000	mm
Pair max circumferential backlash			0.000	mm		
Pair min circumferential backlash			0.000	mm		
Profile Shift for Max. Backlash		-0.360	mm		0.335	mm
Profile Shift for Min. Backlash		-0.360	mm		0.335	mm
Min. Centre Distance	○		65.000	mm		
Min. Extreme Backlash			-0.000	µm		

	pinion			wheel	
Normal Landwidth		1.770	mm	2.281	mm
Minimum Landwidth	○	0.867	mm	○ 0.867	mm
Fillet Clearance		0.150	mm	0.150	mm
Minimum Fillet Clearance		○ 0.150	mm		
Root Clearance		0.800	mm	0.683	mm
Minimum Root Clearance		○ 0.565	mm		

⊞ Metrology

⊟ Quality Ratios

Transv. Contact Ratio, εα	1.600	
Helical Overlap Ratio, εβ	0.000	
Total Contact Ratio, εγ	1.600	
Rel. Slide Velocity Ratio	1.000	
SAP Specific Slide Ratio	3.098	3.331

⊟ Duty Cycle

6th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.689	hour		

	pinion		wheel	
Reverse Bending	○ NO		○ NO	
Driver	◉ Driver		NOT Driver	
ISO Tangential Velocity	22.261	m/s		
Tangential Tooth Force	4183.645	N		
Axial Tooth Force	0.000	N		
Separating Tooth Force	1517.710	N		

RICARDO | BS ISO 6336

	pinion		wheel	
ISO Nom. Bending Stress σFO	287.580	MPa	296.161	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	431.383	MPa	444.256	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1153.151	MPa	1182.943	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.673		2.663	
ISO Actual Contact Stress σH	1654.870	MPa	1666.583	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2203.943	MPa	2195.377	MPa
ISO Contact Life	30.449	hour	26.346	hour
ISO Contact Damage	2.263	%	2.615	%
ISO Safety Factor SH	1.332		1.317	
ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...			

ISO 6336 Edition	ISO 6336:2006 Corr. 2...	
ISO Gear Quality Grade	Gear accuracy grade 7	
DIN Gear Quality Grade	8	
ISO Base Pitch Deviation fpb	12.000	µm
ISO Profile Form Deviation ffa	12.000	µm

	pinion		wheel	
ISO Fillet Undercut Spr	0.000	mm	0.000	mm
ISO Optimum Conditions	NO YES		NO YES	
ISO Dynamic Factor	Method B Method C			
ISO Crowning	Crowned Not Crowned			
ISO Gear Mass	0.387	kg	0.327	kg
Use default ISO Factor KA	NO YES			

BENDING	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Bending YX	1.000			
ISO Slip-layer thickness	3.000	µm	3.000	µm
ISO Root Roughness RaF	1.600	µm	1.600	µm
ISO Min. Safety Factor SFmin	1.000			
ISO Rim Thickness Factor YB	1.000		1.000	

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Size Factor for Contact ZX	1.000			
ISO Flank Roughness RaH	0.800	µm	0.800	µm
ISO Nominal Viscosity ν40	82	mm^2/s		
ISO Rockwell Hardness HRC	61.000			
ISO Brinell Hardness HB	670			
ISO Min. Safety Factor SHmin	1.000			

BENDING	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Yε	0.719		
ISO Helix Factor Yβ	1.000		
ISO Tooth-root Normal Chord	1.929		2.058
ISO Bending Moment Arm	1.050		1.018
ISO Radius of Root Fillet	0.666		0.586
ISO Form Factor YF	1.699		1.453
ISO Correction Factor YS	1.672		1.859
ISO Notch Parameter qs	1.448		1.756

CONTACT	pinion		wheel
ISO Contact Ratio Factor Zε	0.894		
ISO Helix Angle Factor Zβ	1.000		
ISO Lubricant Reference ZL	0.957		0.957
ISO Roughness Reference ZR	0.948		0.948
ISO Hardening Factor ZW	1.000		

DutyCycle

6th_MAX

pinion Input Torque - Speed	138.990	Nm	6398.559	rpm
pinion Input Torque Direction	POSITIVE			
Duration / Required Life	0.689	hour		

	pinion	wheel
Reverse Bending	NO	NO
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Tangential Velocity	22.261	m/s
Tangential Tooth Force	4183.645	N
Axial Tooth Force	0.000	N
Separating Tooth Force	1517.710	N

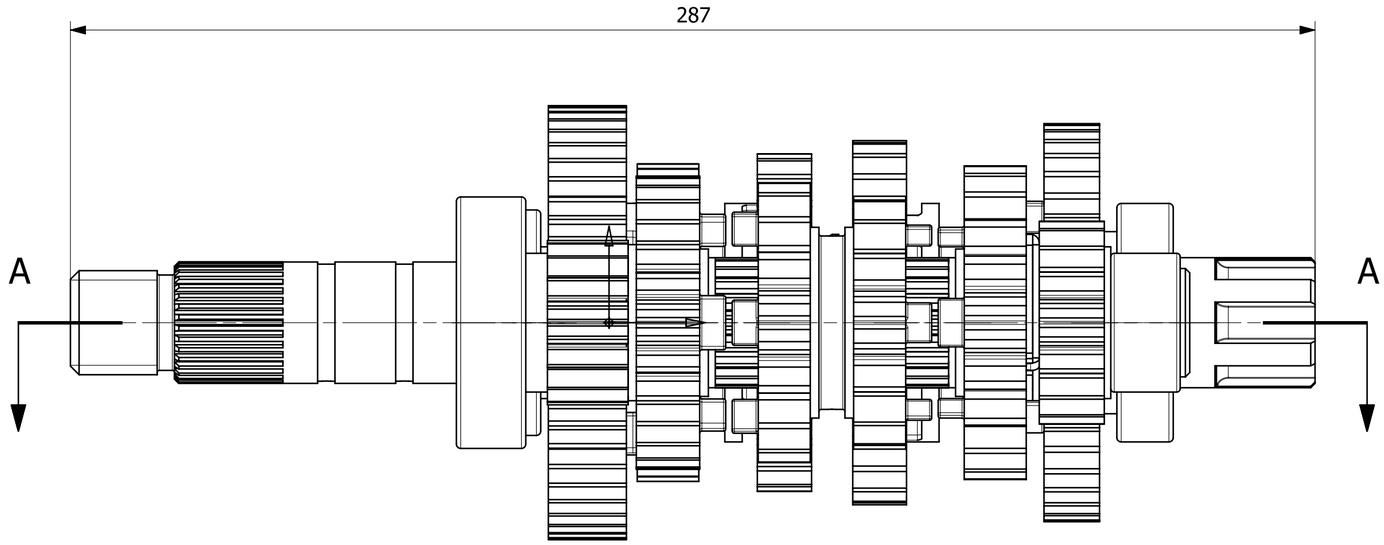
BENDING	pinion		wheel	
ISO Nominal Stress σFlim	460.000	MPa	460.000	MPa
ISO Allowable Stress σFE	920.000	MPa	920.000	MPa
ISO Root Limit Stress σFG	1153.151	MPa	1182.943	MPa
ISO Permissible Stress σFP	1153.151	MPa	1182.943	MPa
ISO Nom. Bending Stress σFO	287.580	MPa	296.161	MPa
ISO Actual Bending Stress σF	431.383	MPa	444.256	MPa
ISO Bending Life	INFINITE	hour	INFINITE	hour
ISO Bending Damage	0.000	%	0.000	%
ISO Safety Factor SF	2.673		2.663	

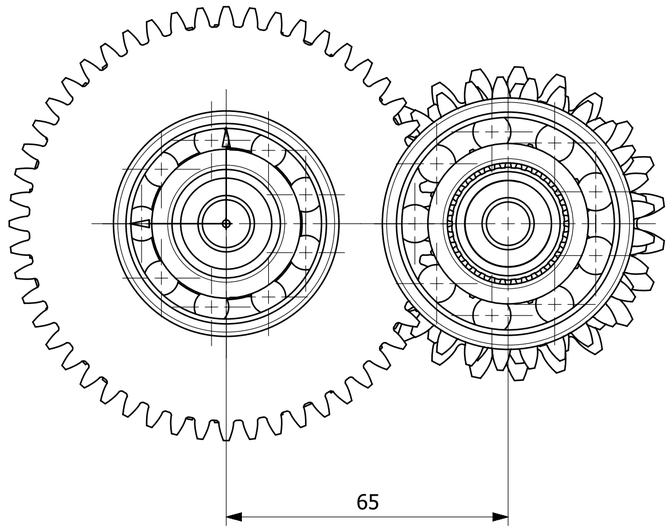
ISO Resonance Speed nE1	2.140E4	rpm
ISO Resonance Ratio N	0.313	
ISO Specific Load	396.026	N/mm
ISO Single Stiffness c'	11.761	N/mm/µm
ISO Mesh Stiffness cγα	17.054	N/mm/µm
ISO Dynamic Factor, KV-B	1.140	
ISO Dynamic Factor, KV-C	1.308	

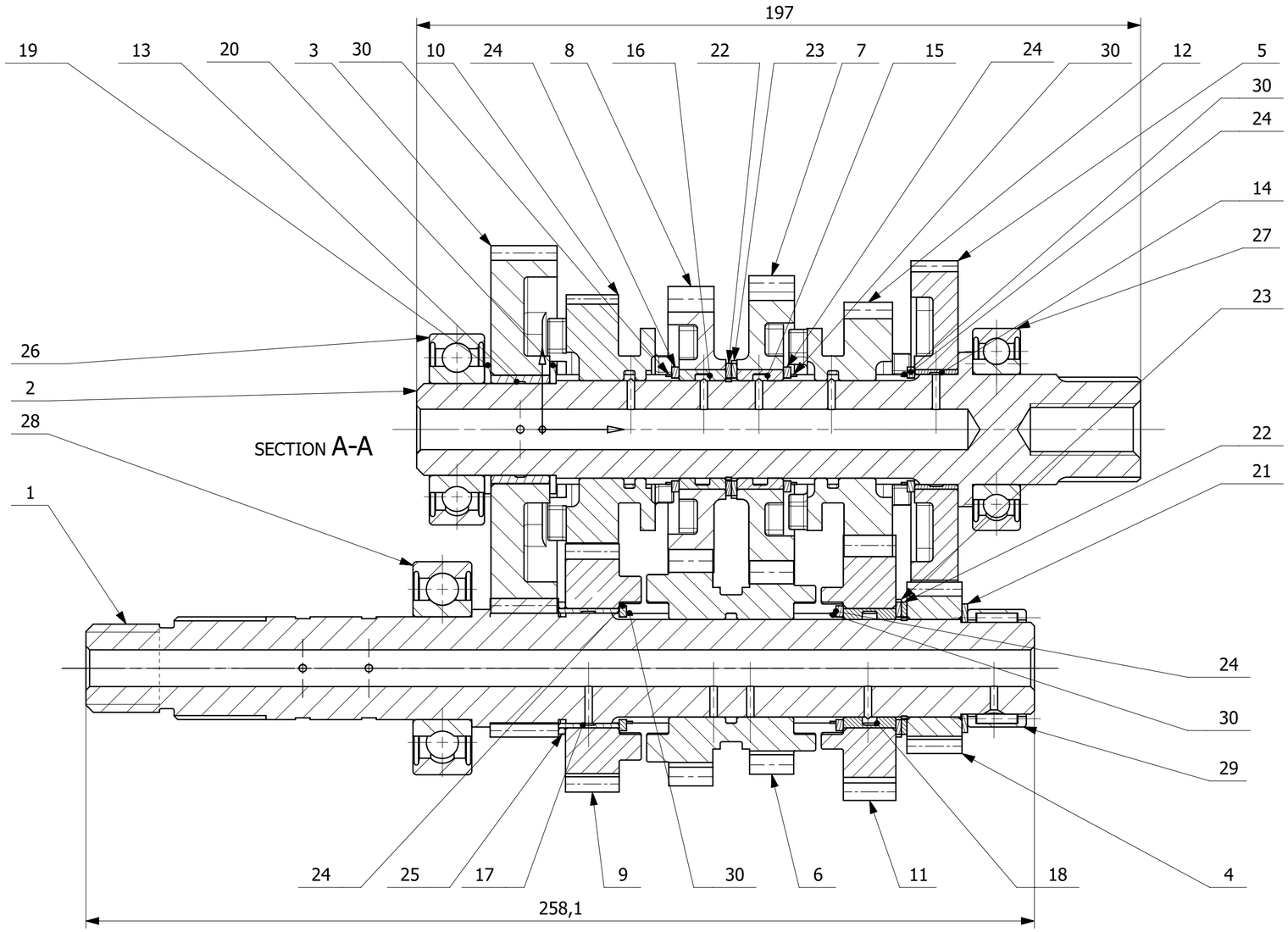
	Contact	Bending
ISO Load FactorsKHβ KFβ	1.077	1.053
ISO Load Characteristic	Uniform	Uniform
Driver	Driver	NOT Driver

ISO Application Factor KA	1.250

CONTACT	pinion		wheel	
ISO Cont. Endur. Limit σHlim	1500.000	MPa	1500.000	MPa
ISO Limit Contact Stress σHG	2203.943	MPa	2195.377	MPa
ISO Permissible Stress σHP	2203.943	MPa	2195.377	MPa
ISO Nom. Contact Stress σHO	1324.544	MPa		
ISO Actual Contact Stress σH	1654.870	MPa	1666.583	MPa
ISO Contact Life	30.449	hour	26.346	hour
ISO Contact Damage	2.263	%	2.615	%
ISO Safety Factor SH	1.332		1.317	







Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weight	Assembly No.	Quant.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	15.05.2017	Ondřej Novák
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: sestava prevodovky

Soubor-vykres / DRW-file: sestava prevodovky

Projekt / Project: DP-PŘEVODOVKA

C.sestavy / Assembly No.: 01

C.hmot.sestavy: 5.86 kg

Meritko / Scale: 1:1

Nazev / Title: PŘEVODOVKA

Rev.

Cislo vykresu / Drawing No.: 2-01-000

Format: A2

List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 2

SOUPIS POLOŽEK					
POZICE	KUSY	NÁZEV	NORMA	MATERIÁL	HMOTNOST
1	1	VSTUPNÍ HŘÍDEL	2-01-001	25MnCr5	1,069 kg
2	1	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL	2-01-002	25MnCr5	0,816 kg
3	1	OZ. KOLO 1ST	2-01-003	25MnCr5	0,646 kg
4	1	PASTOREK 2ND	2-01-004	25MnCr5	0,091 kg
5	1	OZ. KOLO 2ND	2-01-005	25MnCr5	0,402 kg
6	1	PASTOREK-PŘESUVNÍK 3RD 4TH	2-01-006	25MnCr5	0,409 kg
7	1	OZ.KOLO 3RD	2-01-007	25MnCr5	0,294 kg
8	1	OZ. KOLO 4TH	2-01-008	25MnCr5	0,225 kg
9	1	PASTOREK 5TH	2-01-009	25MnCr5	0,271 kg
10	1	OZ.KOLO 5TH	2-01-010	25MnCr5	0,413 kg
11	1	PASTOREK 6TH	2-01-011	25MnCr5	0,298 kg
12	1	OZ.KOLO 6TH	2-01-012	25MnCr5	0,345 kg
13	1	POUZDRO 1ST OZ.KOLO	2-01-013	25MnCr5	0,023 kg
14	1	POUZDRO 2ND OZ.KOLO	2-01-014	25MnCr5	0,009 kg
15	1	POUZDRO 3RD OZ.KOLO	2-01-015	25MnCr5	0,017 kg
16	1	POUZDRO 4TH OZ.KOLO	2-01-016	25MnCr5	0,017 kg
17	1	POUZDRO 5TH PASTOREK	2-01-017	25MnCr5	0,014 kg
18	1	POUZDRO 6TH PASTOREK	2-01-018	25MnCr5	0,019 kg
19	1	PODLOŽKA 01 OZ.KOLO 1ST	2-01-019	25MnCr5	0,006 kg
20	1	PODLOŽKA 02 OZ.KOLO 1ST	2-01-020	25MnCr5	0,006 kg
21	1	PODLOŽKA 03 PASTOREK 2ND	2-01-021	25MnCr5	0,005 kg
22	2	PODLOŽKA 04 TYP 3Z ZUB	2-01-022	25MnCr5	0,004 kg
23	2	PODLOŽKA 05 TYP 3Z DRÁŽKA	2-01-023	25MnCr5	0,005 kg
24	5	PODLOŽKA 06 EV.DRÁŽKOVÁNÍ	2-01-024	25MnCr5	0,004 kg
25	1	PODLOŽKA 07 PASTOREK 5TH	2-01-025	25MnCr5	0,003 kg
26	1	LOŽISKO SKF 6205	DIN 625		
27	1	LOŽISKO SKF 6006	DIN 625		
28	1	LOŽISKO SKF 62/28	DIN 625		
29	1	LOŽISKO SKF HK 2516	DIN 625		
30	5	POJISTNÝ KROUŽEK SW 30	GANDINI		

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	15.05.2017	Ondřej Novák
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: sestava prevodovky

Soubor-vykres / DRW-file: sestava prevodovky

Projekt / Project: DP-PŘEVODOVKA

C.sestavy / Assembly No.: 01

C.hmot.sestavy: 5.86 kg

Meritko / Scale: 1:1

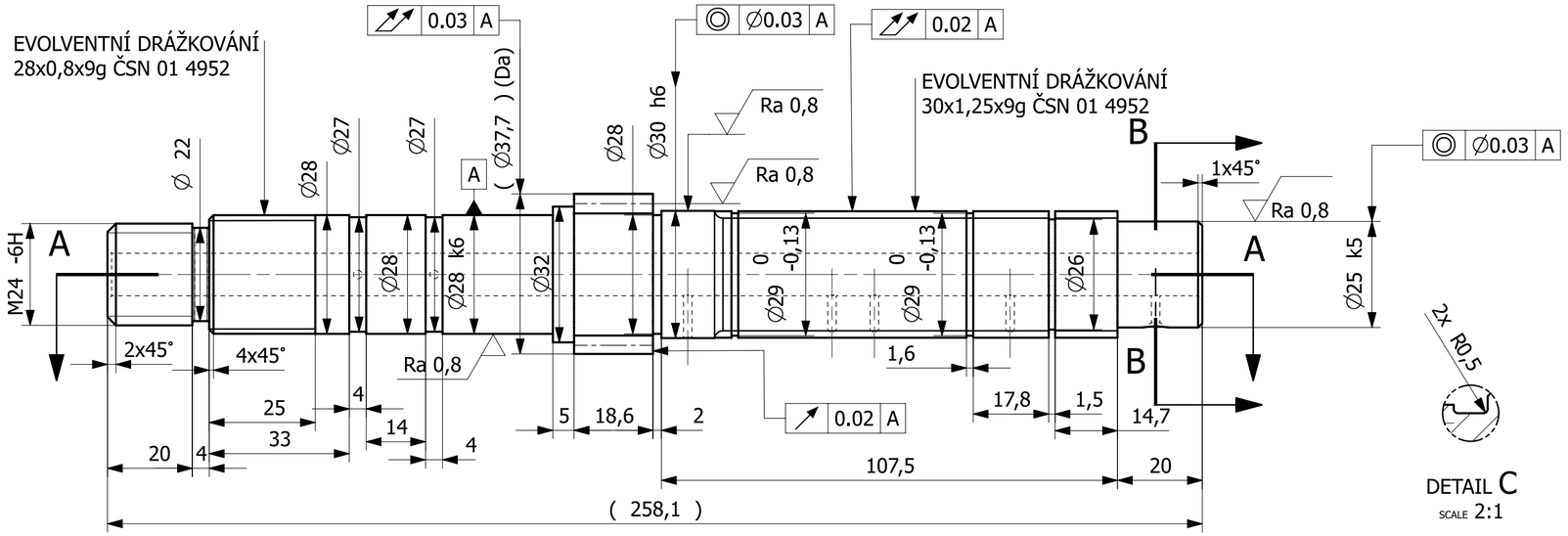
Nazev / Title: PŘEVODOVKA

Rev.

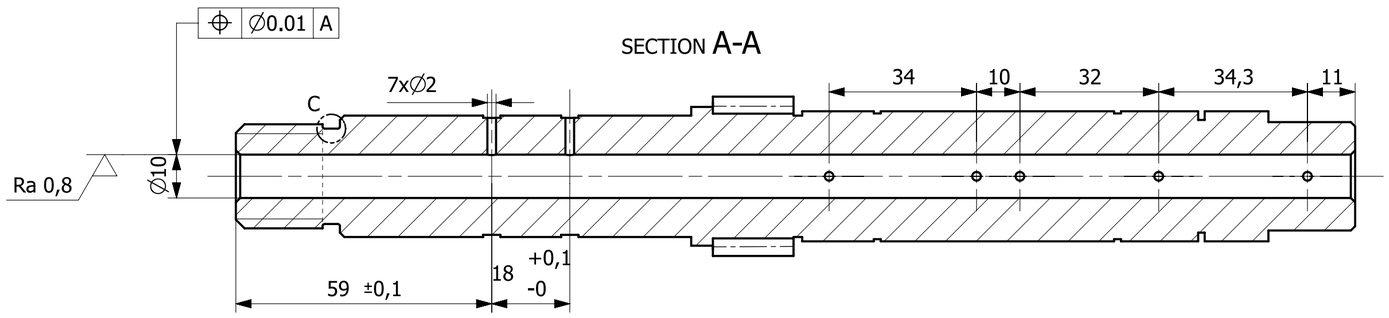
Cislo vykresu / Drawing No.: 2-01-000

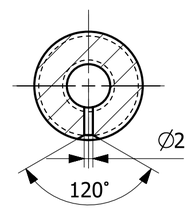
List / sheet no. 2 Pocet listu / sheets 2

Format: A3



DETAIL C
SCALE 2:1





POČET ZUBŮ	z	17
MODUL	m	1,880
ÚHEL SKLONU ZUBŮ	β	0°
TYP OZUBENÍ		PŘÍMÉ
ÚHEL ZÁBĚRU	α	20°
STUPEN PŘESNOSTI	ISO 6336	7
CELKOVÁ HLOUBKA ZUBU		4,762
PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE	D	30,033
CELKOVÉ JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	0,407
POSUNUTÍ PROFILU	xm	0,766
PRŮMĚR ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	Db	31,960
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE - MINIMÁLNÍ	Df-min	28,179
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE - MAXIMÁLNÍ	Df-max	28,179
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE - MINIMÁLNÍ	Da-min	37,704
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE - MAXIMÁLNÍ	Da-max	37,704

POČET ZUBŮ PRO MĚŘENÍ ROZTEČE		3
ROZTEČ - MAXIMÁLNÍ	Pmax	14,847
ROZTEČ - MINIMÁLNÍ	Pmin	14,847
PRŮMĚR KULIČKY PRO MĚŘENÍ ROZTEČE		3,500
ROZMĚR PŘES/MEZI KULIČKAMI - MAXIMÁLNÍ		38,193
ROZMĚŘ PŘES/MEZI KULIČKAMI - MINIMÁLNÍ		38,193
TLOUŠTKA ZUBU NA ROZTEČNÉ KRUŽNICI		3,511
NOMINÁLNÍ VÝŠKA HLAVY ZUBU		1,120
NOMINÁLNÍ VÝŠKA PATY ZUBU		1,413
SRAŽENÍ ZUBU		
START PRŮMĚRU AKTIVNÍHO PROFILU (SAP)		30,452
SKUTEČNÝ PRŮMĚR EVOLUTY (TIF)		30,152

VÝŠKA HLAVY ZUBU	ha	2,872
VÝŠKA PATY ZUBU	hf	1,890
RÁDIUS NÁSTROJE (1/m)		0,387

SPOLUZABÍRAJÍCÍ KOLO	VÝKRES	2-01-003
OSOVÁ VZDÁLENOST	a	65
POČET ZUBU	zk	52

CEMENTOVAT DO HLOUBKY 0,5 MM
KALIT DO HLOUBKY 0,2 MM NA TVRDOST HRC 60 ±2
TVRDOST V JÁDŘE 25-40 HRC

Ra 1,6

	∅ 40-260	DIN 1013	20MnCr5 14 221.4		1,0693 kg	1,07	DP01	
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hc.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	14.05.2017	Ondřej Novák
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: vstupni hridel_SPRAVNE
Soubor-vykres / DRW-file: vstupni hridel_SPRAVNE

Projekt / Project: DP-PŘEVODOVKA
C.sestavy / Assembly No.

Meritko / Scale: 1:1

Nazev / Title: VSTUPNÍ HŘÍDEL

Rev.

Cislo vykresu / Drawing No.: 2-01-001

Format: A2

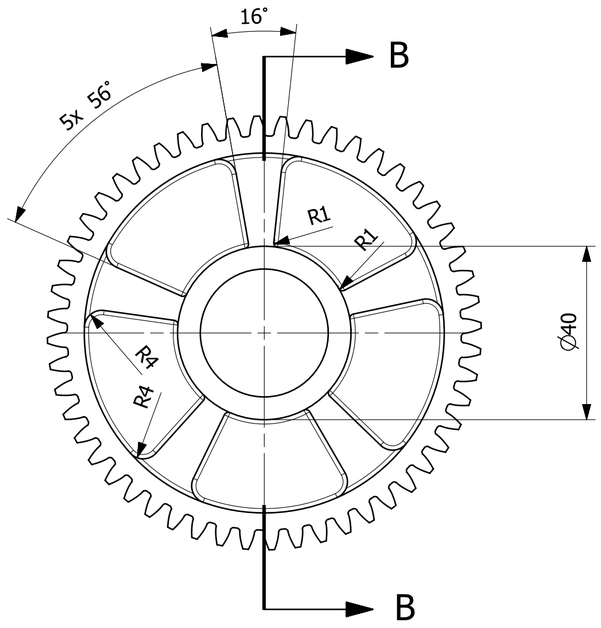
List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 1

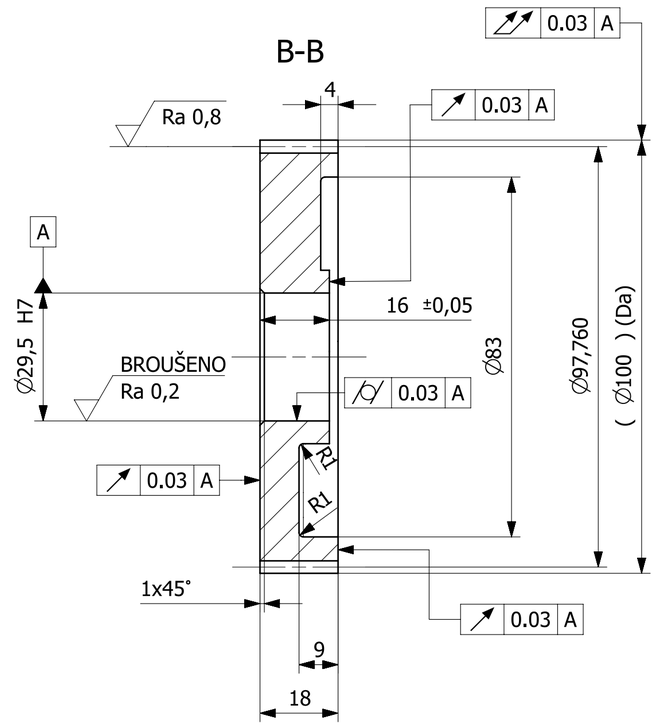
POČET ZUBŮ	z	52
MODUL	m	1,88
ÚHEL SKLONU ZUBŮ	β	0°
TYP OZUBENÍ		PŘÍMÉ
ÚHEL ZÁBĚRU	α	20°
STUPEN PŘESNOSTI	ISO 6336	7
CELKOVÁ HLOUBKA ZUBU		4,456
PRŮMĚR ROZTEČNÉ KRUŽNICE	D	97,760
CELKOVÉ JEDNOTKOVÉ POSUNUTÍ	x	-0,332
POSUNUTÍ PROFILU	xm	-0,625
PRŮMĚR ZÁKLADNÍ KRUŽNICE	Db	91,864
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE - MINIMÁLNÍ	Df-min	91,340
PRŮMĚR PATNÍ KRUŽNICE - MAXIMÁLNÍ	Df-max	91,340
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE - MINIMÁLNÍ	Da-min	100,253
PRŮMĚR HLAVOVÉ KRUŽNICE - MAXIMÁLNÍ	Da-max	100,253

POČET ZUBŮ PRO MĚŘENÍ ROZTEČE		6
ROZTEČ - MAXIMÁLNÍ	Pmax	31,467
ROZTEČ - MINIMÁLNÍ	Pmin	31,467
PRŮMĚR KULIČKY PRO MĚŘENÍ ROZTEČE		3,500
ROZMĚŘ PŘES/MEZI KULIČKAMI - MAXIMÁLNÍ		102,103
ROZMĚR PŘES/MEZI KULIČKAMI - MINIMÁLNÍ		102,103
TLOUŠTKA ZUBU NA ROZTEČNÉ KRUŽNICI		2,498
NOMINÁLNÍ VÝŠKA HLAVY ZUBU		0,995
NOMINÁLNÍ VÝŠKA PATY ZUBU		1,375
SRAŽENÍ ZUBU		0
START PRŮMĚRU AKTIVNÍHO PROFILU (SAP)		94,552
SKUTEČNÝ PRŮMĚR EVOLUTY (TIF)		93,537

SPOLUZABÍRAJÍCÍ KOLO	VÝKRES	2-01-001
OSOVÁ VZDÁLENOST	a	65 mm
POČET ZUBŮ	zp	17

VÝŠKA HLAVY ZUBU	ha	1,247
VÝŠKA PATY ZUBU	hf	3,210
RÁDIUS NÁSTROJE (1/m)		0,407





CEMENTOVAT DO HLOUBKY 0,5 MM
KALIT DO HLOUBKY 0,2 MM NA TVRDOST 60 ±2 HRC
TVRDOST V JÁDŘE 25-40 HRC

Ra 1,6 ( )

	∅ 105-20	DIN 1013	20MnCr5 14 221.4		0,6456 kg	0,646 kg	DP01	
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material	T.O.	C.hmot.	Hc.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.

CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name
Kreslil / Drawn by	16.05.2017	Ondřej Novák
Prezkousel / Checked by		
Schvalil / Approved by		

Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature

FAKULTA STROJNI
ZAPADOCESKE
UNIVERZITY
V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved

Poznamka / Note:

Tolerance / Tolerovani
ISO 128
ISO 8015
ISO 2768mK

Soubor-model / ASM-file: ozubene kolo

Soubor-vykres / DRW-file: ozubene kolo

Projekt / Project: DP-PŘEVODOVKA

C.sestavy / Assembly No.

Meritko / Scale: 1:1

Nazev / Title: OZ.KOLO 1ST

Rev.

Cislo vykresu / Drawing No.: 2-01-003

List / sheet no. 1 Pocet listu / sheets 1

Format: A2

2.5.8.12 Transmission / Gearbox

a) Only one (1) set of gear ratios will be allowed for the whole season. These ratios can be freely chosen.

b) The team must declare the gearbox ratios before the first event.

c) The gear design and material is free.

d) It will not be allowed to change the gearboxes at the track - a broken Gearbox will equal a broken engine.

e) The number of gears must remain as homologated.

f) Primary gears must remain as homologated.

g) Quick-shift systems are allowed.

h) The layout of the transmission shafts must be the same as on the homologated motorcycle and only the material and the ratios can be changed.

i) The shift drum must remain as homologated but may be polished or surface treated.

j) The selector forks may be changed. However the forks must engage with the same gears and function in the same way as on the homologated motorcycle.

k) Countershaft sprocket, rear wheel sprocket, chain pitch and size may be changed.

l) Chain guard as long as it is not incorporated in the rear fender may be removed.

2.5.8.13 Clutch

a) Clutch system (wet or dry type) and the method of operation (by cable or hydraulic) must remain as homologated.

b) Friction and drive discs may be changed.

c) Clutch springs may be changed.

d) The clutch basket (outer) may be reinforced.

e) The original clutch assembly may be modified or replaced by an aftermarket clutch, also including back torque limiting capabilities (slipper type).

300V 4T Factory Line 10W-40

Racing Motorcycle Lubricant

100% Synthetic - *ESTER* Core® Technology

TYPE OF USE

Race bikes fitted with high performance 4 stroke engines, integrated gearbox or not, wet or dry clutch. Race engines operating over a wide range of temperatures and rpm: Speed bikes, MotoGP, SuperSport, Superbike, uphill, hill climb …
Other uses: street bikes fitted with catalytic converters, ATV's, UTV's…

PERFORMANCE

STANDARDS **Above existing standards**
Wet clutch compatibility checked on JASO T903 test.

ESTER Core® TECHNOLOGY

For decades MOTUL has developed high performance synthetic Ester based lubricants.
By selecting esters over other high performance synthetic base stocks and combining them with an innovative additive package, MOTUL has created a perfect synergy.

This most advanced *ESTER* Core® Technology allows maximum power output of the engine without compromising reliability and wear.

- Up to 1.3% horsepower increase while maintaining wet clutch performance.

Outstanding gearbox protection: Thanks to the innovative anti-wear additives package. FZG Gear Test results: Pass FLS>14. The **FZG** (**F**orschungsstelle für **Z**ahnrader und **G**etriebebau) Test, evaluates fluid lubricating and wear protection properties at the interface of a loaded set of gears. Lubricants are then graded based on their "Failure Load Stage" or FLS rating from FLS 1 (very poor result) up to FLS 14 (outstanding result).

- Stable oil pressure whatever running conditions.

RECOMMENDATIONS

For optimum engine and gearbox performance, avoid mixing with other synthetic or mineral lubricants.
Oil change: according to your own use.

PROPERTIES

Color	Visual	Yellow / Green Fluo
Viscosity grade	SAE J 300	**10W-40**
Density at 20°C (68°F)	ASTM D1298	0.852
Viscosity at 40°C (104°F)	ASTM D445	82.1 mm²/s
Viscosity at 100°C (212°F)	ASTM D445	13.1 mm²/s
Viscosity Index	ASTM D2270	160
Pour point	ASTM D97	-36°C / -32.8°F
Flash point	ASTM D92	250°C / 482°F
TBN	ASTM D2896	8.3 mg KOH/g

We retain the right to modify the general characteristics of our products in order to offer to our customers the latest technical development.
Product specifications are not definitive from the order which is subject to our general conditions of sale and warranty. – Made in France
MOTUL - 119 Bd Félix Faure - 93303 AUBERVILLIERS CEDEX - BP 94 – Tel : 33 1 48 11 70 00 - Fax : 33 1 48 33 28 79. Web Site: www.motul.com

Přehled vlastností oceli 20MnCr5 (20MnCrS5) — 1.7147 (1.7149)

Druh oceli	Nízkolegovaná ušlechtilá mangan-chromová ocel k cementování
TDP	ČSN EN 10084
Dřívější označení	20MnCr5 (20MnCrS5) podle DIN 17210, 14 221 podle ČSN
Použití	Středně namáhané díly motorových vozidel a strojní součásti určené k cementování s vyšší pevností v jádře. Prokaluje do hloubky ca 40 mm. V porovnání s 16MnCr5 má vyšší prokalitelnost a vyšší pevnost v jádře při nižší houževnatosti.

Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)

C	Si max.	Mn	P max.	S [1] max.	Cr	Mo	Ni	Al
0,17 – 0,22	0,40	1,10 – 1,40	0,035	0,035	1,00 – 1,30	-	-	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,050 (informativně; není uvedeno v normě).
± 0,02	+ 0,03	±0,05	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	-	-	

Dovolené odchylky ve od rozboru tavby ve výrobku [4]

Mechanické hodnoty v jádře referenčního vzorku po kalení a popuštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) [2]

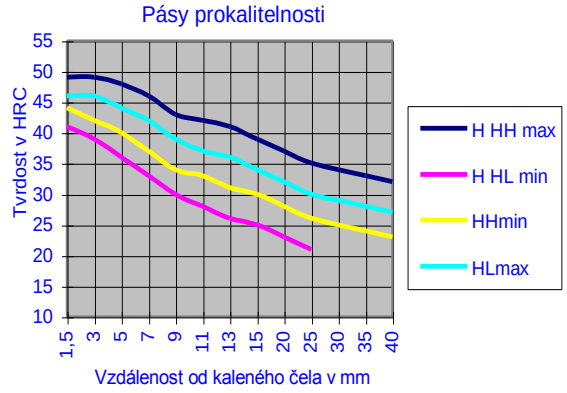
Průměr mm	Rp0,2 min MPa	Rm MPa	A min %	Z min %	KCU min. J.cm^{-2}
d ≤ 11	930	1225 – 1570	7	-	18
11< d ≤ 25	685	930 – 1225	8	-	20
25 < d ≤ 40	540	785 - 1080	9	-	25

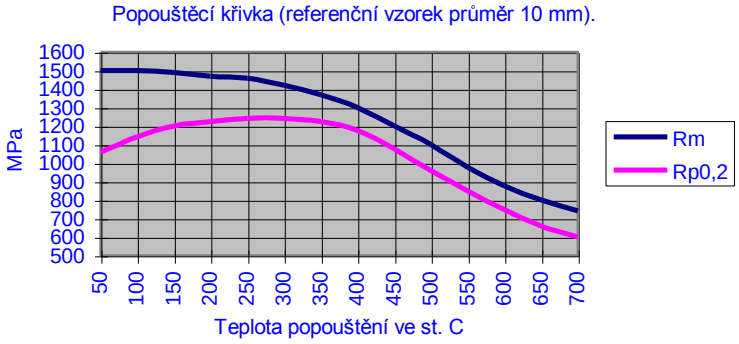
Hodnoty tvrdosti HB pro stav :

Zpracováno na střihatelnost (S)	Žíháno na měkko (A)	Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)	Zpracováno na feriticko-perlitickou strukturu (FP)
max. 255	max. 217	170 - 217	152 - 201
Stav po válcování	Stav po normalizaci	Žíháno na globulární cementit (vhodné pro tváření za studena)	
ca 260 [5]	ca 240 [5]	max. 185 [5]	

Prokalitelnost [3]

Druh	Meze	Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm — Tvrdost v HRC												
		1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40
H	max.	49	49	48	46	43	42	41	39	37	35	34	33	32
	min.	41	39	36	33	30	28	26	25	23	21	-	-	-
HH	max.	49	49	48	46	43	42	41	39	37	35	34	33	32
	min.	44	42	40	37	34	33	31	30	28	26	25	24	23
HL	max.	46	46	44	42	39	37	36	34	32	30	29	28	27
	min.	41	39	36	33	30	28	26	25	23	21	-	-	-





Technologické vlastnosti

Tváření za tepla: Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1100 až 900 °C

Tepelné zpracování

Normalizační žíhání °C	Žíhání na měkko °C	Isotermické žíhání °C	Teplota cementace °C [a]	Teplota kalení na jádro °C [b]	Teplota kalení na povrch °C [b]	Teplota popouštění °C [c]	Teplota kalení pro Jominyho zkoušku
860	650 až 700	850 až 950 650 1 hod.	880 až 980	860 – 900 olej (voda)	780 až 820 olej (voda)	150 až 200	870 (prodleva ca 0,5 h)

Body přeměny : Ac_1 ~ 730°C, Ac_3 ~ 830°C, Ms (základní materiál) ~ 390°C, Ms (cementovaná vrstva) ~ 200°C

Uvedené podmínky jsou doporučené.
[a] při jednoduchém kalení se ocel kalí z teploty cementace nebo nižší (závisí na tvaru výrobku).
[b] druh ochlazovacího prostředku závisí na př. na tvaru výrobku a na podmínkách ochlazování.
[c] doba popouštění minimálně 1 hod.

Obrobitelnost: Pro dobrou obrobitelnost je výhodný stav FP. Zlepšenou obrobitelnost vykazuje ocel 20MnCrS5 se zvýšeným obsahem S.

Střihatelnost: Ocel je střihatelná za studena ve stavu po válcování

[1] Obsah síry u oceli 20MnCrS5 je 0,020 až 0,040 % s dovolenou úchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %.
[2] Slouží k průkazu dosažitelnosti mechanických hodnot v jádře referenčního vzorku odpovídajícího průřezu po kalení a popuštění. Údaje jsou převzaty z literatury.
Rp0,2 – mez 0,2; Rm - pevnost v tahu; A – tažnost (počáteční měřená délka $L_0 = 5{,}65\sqrt{So}$); KCU – nárazová práce, zkušební těleso KCU s U-vrubem.
[3] Pro ocel objednanou bez požadavku na prokalitelnost jsou hodnoty informativní.
[4] ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně.
[5] Uvedené údaje jsou informativní a nejsou součástí EN 10084.