

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh jednoválcového dvoudobého motoru

Autor: **Jakub KRÁL**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jakub KRÁL**
Osobní číslo: **S13N0023P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Návrh jednoválcového dvoudobého motoru**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Návrh jednoválcového vodou chlazeného 2-dobého minikrosového motoru o zdvihovém objemu 50cm³. Motornavrhnete s jednostupňovou převodovkou, automatickou odstředivou vícelamelovou spojkou a nožním startováním. Podrobně rozpracujte konstrukci automatické odstředivé lamelové spojky.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Vypracování rešerše včetně komplexního rozboru stávajících řešení
2. Analýza činnosti spojky
3. Výpočet a konstrukce motoru a spojky
4. Komplexní zhodnocení navržené spojky
5. Závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra - strojní části 1. Praha: Computer Press, 1999

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra - strojní části 2. Praha: Computer Press, 2000

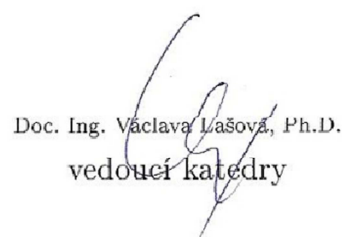
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Molcar**
RICARDO Prague s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

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 literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. za odborné vedení.

Dále děkuji Ing. Martinovi Molcarovi za cenné profesionální rady, poskytnuté podklady a čas strávený konzultacemi při tvorbě této diplomové práce

Velice děkuji panu Pavlovi Blatovi za ochotu a poskytnutí podkladů konstrukce motoru Blata W50.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Král	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „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	Návrh jednoválcového dvoudobého motoru		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	80	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce byla zaměřena na návrh konceptu závodního motoru pro třídu MX50 Junior. Byl uveden přehled vyráběných motocyklů, používaných motorů a odstředivých spojek. Byl navržen vlastní koncept spojky a motoru a uveden popis jeho součástí.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p>	<p>Návrh, odstředivá, spojka, motor, CAD</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Král	Name Jakub	
FIELD OF STUDY	N2301 “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	Design of single cylinder two stroke engine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	80	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis was focused on the concept design of racing engine for MX50 Junior class. Technical design of regular used engines and centrifugal clutches was described. Concept of designed clutch and engine was described.
KEY WORDS	Design, centrifugal, clutch, engine, CAD

Obsah

1	Úvod	17
1.1	Motokrosově třídy	17
2	Rešerše používaných motorů a spojek	18
2.1	KTM 50 SX	18
2.1.1	Spojka motoru motocyklu KTM 50 SX	19
2.1.2	Spojka pro KTM 50 SX od firmy Intuitive Race Product.....	20
2.2	Metrakit MKX 50	22
2.2.1	Spojka motoru motocyklu Metrakit MKS 50.....	23
2.3	Polini X1R H2O	24
2.3.1	Spojka motoru motocyklu Polini X1R H20	25
2.4	CSM XR 50 Racing Junior	26
2.5	Cobra CX 50 Junior	26
2.6	LEM RX 50cc.....	27
2.6.1	Spojka Holeshot od firmy TOMAR Racing Clutches.....	28
3	Princip odstředivé spojky	30
3.1	Popis funkce	30
3.2	Radiální bubnová odstředivá spojka.....	31
3.2.1	Spojka jednoduchá (Compliant clutch)	31
3.2.2	Spojka segmentová (Rigid-body clutch)	31
3.3	Axiální lamelová odstředivá spojka	32
3.3.1	Princip vícelamelové spojky (Multi-plate, axial clutch)	32
3.3.2	Princip odstředivé lamelové spojky	34
4	Motor Blata W50.....	35
4.1	Popis motoru W50	35
4.1.1	Základní parametry	36
4.1.2	Rozvod a časování.....	37
4.1.3	Chlazení motoru	39
4.1.4	Výchozí díly	39
4.2	Výkonová a momentová charakteristika motoru W50	40
5	Konstrukční návrh motoru	41
5.1	Koncepce	41
5.1.1	Motor s jedním ozubeným převodem.....	41
5.1.2	Motor s přidaným převodem	42

5.2	Návrh převodů	43
5.2.1	Převodové poměry.....	43
5.2.2	Výpočet momentů a návrh jmenovitých průměrů hřídelí	44
5.3	Popis navrženého motoru	45
5.4	Převodovka	46
5.4.1	Spojení kola 1 s klikovým hřídelem.....	46
5.4.2	Spojení bubnu s vstupním hřídelem převodovky.....	47
5.4.3	Spojení výstupního hřídele s řetězovým pastorkem.....	47
5.5	Startovací mechanismus	48
5.6	Chladicí okruh	48
5.6.1	Vodní čerpadlo	49
5.7	Skříň motoru	50
5.8	Velikost motoru	52
5.8.1	Srovnání s konkurenčním motorem	52
5.8.2	Umístění motoru v rámu motocyklu	53
6	Konstrukční návrh spojky	54
6.1	Počtení návrh	54
6.1.1	Součinitel tření	54
6.1.2	Vícemelová spojka	56
6.2	Výpočet přítláčné síly	58
6.2.1	Konstrukce přítláčného mechanismu	58
6.2.2	Odstředivá síla.....	59
6.2.3	Mechanismus přítláčného kotouče	59
6.2.4	Odstředivé válečky	62
6.2.5	Určení tuhosti pružin.....	63
6.2.6	Návrh vratných pružin.....	64
6.2.7	Předeprnutí pružin	66
6.3	Analýza činnosti spojky.....	67
6.3.1	Přítláčná síla	68
6.4	Nastavení spínacích otáček.....	70
6.5	Popis dílů	71
6.5.1	Unašeč	74
6.5.2	Vnitřní lamely	74
6.5.3	Vnější lamely.....	74

6.5.4	Přítlačný kotouč.....	75
6.5.5	Vrchní kryt	76
6.5.6	Unášecí koš	76
6.5.7	Umístění spojky v motoru	77
7	Závěr.....	78
8	Použitá literatura	79
8.1	Knižní publikace.....	79
8.2	Publikace na internetu	79
9	Seznam příloh.....	80

Přehled použitých zkratek a symbolů

DÚ – dolní úvrat'

HÚ – horní úvrat'

M_{ks} – točivý moment při spínacích otáčkách

P_{max} – maximální výkon motoru

M_{kmax} – maximální točivý moment motoru

d_k – průměr zadního kola

d_{kmax} – maximální průměr zadního kola

n_{1max} – maximální otáčky motoru

v_{max} – maximální rychlost motorcyklu

n_{4max} – maximální otáčky zadního kola

n_1 – otáčky klikového hřídele

n_2 – otáčky spojky a vstupní hřídele převodovky

n_3 – otáčky pastorku řetězového převodu

n_4 – otáčky zadního kola motocyklu

i_c – celkový převodový poměr

μ_{dry} – součinitel tření za sucha

μ_{oil} – součinitel tření s olejem

p_{max} – dovolený tlak mezi lamelami

t_{max} – maximální teplota třecího obložení

F_R – třecí síla

M_{KS} – točivý moment přenášený spojkou

r_s – střední poloměr lamel

i_d – počet třecích dvojic

$F_{Ppotř}$ – potřebná přitlačná síla

r_1 – Vnitřní poloměr třecích lamel

r_2 – vnější poloměr třecích lamel

a – dostředivé zrychlení

m – hmotnost elementu

r – poloměr těžiště rotujícího elementu

ω – úhlová rychlost

F_O – odstředivá síla

F_{N12} – silová reakce tělesa 1 na těleso 2

α – úhel sklonu kuželové plochy

F_{N32} – silová reakce tělesa 3 na těleso 2

F_{N23} – silová reakce tělesa 2 na těleso 3

S – síla v pružině

m_c – Celková hmotnost odstředivých elementů

ω_S – Úhlová rychlost spojky

r_0 – Poloměr těžiště odstředivých elementů v klidu

Δr – Přírůstek poloměru při spínání spojky

Δx – Posuv přítláčeného kotouče

k_c – celková tuhost pružin

k_i – tuhost jedné pružiny

i_p – počet vratných pružin

G – modul pružnosti ve smyku

d – průměr drátu

n – počet činných závitů

D – střední průměr pružiny

S_i – síla jedné pružiny

c – poměr vinutí vinuté pružiny

p_{dmax} – maximální tlak dovolený výrobcem zvoleného obložení

F_{max} – maximální přítláčná síla

S_o – plocha třecího obložení

Seznam obrázků

Obrázek 2-1: Motocykl KTM 50 SX [10].....	18
Obrázek 2-2: Rozstřel sestavy sériové spojky KTM 50 SX [10].....	19
Obrázek 2-3: Sériová spojka KTM 50 SX [10].....	20
Obrázek 2-4: Díly spojky Intuitive Race Products [11].....	21
Obrázek 2-5: Intuitive Race Product spojka pro KTM 50 SX [11].....	22
Obrázek 2-6: Metrakit MKX 50 [12]	23
Obrázek 2-7: Rozstřel sestavy spojky Metrakit [12].....	23
Obrázek 2-8: Pohled na primární převod a spojku motoru Metrakit MKX 50 [12]	24
Obrázek 2-9: Spojka Polini [13].....	25
Obrázek 2-10: CSM XR 50 Racing Junior [22].....	26
Obrázek 2-11: Rozstřel sestavy spojky Holeshot [18].....	28
Obrázek 2-12: Spojka Tomar [18]	29
Obrázek 3-1: Princip odstředivé spojky [3]	30
Obrázek 3-2: Jednoduché odstředivé spojky [3]	31
Obrázek 3-3: Spojka s posuvnými segmenty [3]	32
Obrázek 3-4: Spojka s výkyvnými segmenty [3].....	32
Obrázek 3-5: Lamelová spojka [1].....	33
Obrázek 4-1: Motor Blata W50.....	35
Obrázek 4-2: Prospekt motoru Blata W50 [8]	36
Obrázek 4-3: Rozvodový diagram motoru Blata W50.....	37
Obrázek 4-4: Membránový jazýčkový ventil [1]	38
Obrázek 4-5: Soustava kanálů uvnitř válce.....	38
Obrázek 4-6: Pohledy na soustavu kanálů	38
Obrázek 4-7: Kanály pro průtok chladicí kapaliny uvnitř bloku, válce a hlavy	39
Obrázek 4-8: Sestava klikové hřídele.....	39
Obrázek 4-9: Graf závislosti výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru W50 [8].....	40
Obrázek 5-1: Schéma koncepce motoru s jedním převodem.....	41
Obrázek 5-2: Schéma koncepce motoru s jedním převodem - pohled z boku.....	41
Obrázek 5-3: Schéma koncepce motoru s jedním převodem v propruženém stavu	42
Obrázek 5-4: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem	42
Obrázek 5-5: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem - pohled z boku	43
Obrázek 5-6: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem v propruženém stavu.....	43
Obrázek 5-7: Navržený motor.....	45

Obrázek 5-8: Převodovka v motoru	46
Obrázek 5-9: Spojení kola 1 s klikovým hřídelem.....	46
Obrázek 5-10: Evolventní drážkování.....	47
Obrázek 5-11: Spojení pastorku s výstupním hřídelem	47
Obrázek 5-12: Startovací mechanismus	48
Obrázek 5-13: Chladicí okruh	49
Obrázek 5-14: Sestava vodního čerpadla	50
Obrázek 5-15: Hřídelka pohonu čerpadla	50
Obrázek 5-16: Skříň a víka motoru v rozstřeleném pohledu	50
Obrázek 5-17: Levý a pravý karter	51
Obrázek 5-18: Kartery.....	51
Obrázek 5-19: Pohled na víko spojky s otvorem pro nalévání oleje.....	51
Obrázek 5-20 Srovnání navrženého motoru s motorem Piaggio	52
Obrázek 5-21: Motor v rámu.....	53
Obrázek 5-22: Rám v propruženém stavu.....	53
Obrázek 6-1: Síly při tření.....	54
Obrázek 6-2: Mechanismus spojky	58
Obrázek 6-3: Schéma mechanismu přítlačného kotouče	59
Obrázek 6-4: Těleso 2	60
Obrázek 6-5: Těleso 3	60
Obrázek 6-6: Odstředivý váleček	62
Obrázek 6-7: Sestava šesti odstředivých válečků	63
Obrázek 6-8: Graf funkce spojky	69
Obrázek 6-9: Spojka zapnutá (vlevo), vypnutá (vpravo)	69
Obrázek 6-10: Předepnutí vratných pružin	70
Obrázek 6-11: Rozstřel sestavy navržené spojky.....	71
Obrázek 6-12: Hnací a hnaná část spojky	73
Obrázek 6-13: Spojka bez koše (vlevo) a s košem (vpravo).....	73
Obrázek 6-14: Unašeč	74
Obrázek 6-15: Vnitřní lamela.....	74
Obrázek 6-16: Vnější lamela.....	75
Obrázek 6-17: Přítlačný kotouč (vlevo), uchycení pružin k přítlačnému kotouči (vpravo).....	75
Obrázek 6-18: Vrchní kryt	76
Obrázek 6-19: Unašecí koš	76

Obrázek 6-20: Umístění spojky (vybarvena zeleně) v motoru..... 77

Obrázek 6-21: Pohled na motor s demontovaným víkem spojky 77

Seznam tabulek

Tabulka 1-1: Skupina A1 – rozdělení	17
Tabulka 2-1: Parametry motoru motocyklu KTM 50 SX [10].....	18
Tabulka 2-2 Seznam komponentů spojky KTM	19
Tabulka 2-3: Seznam komponentů spojky Intuitive Race Products [11].....	21
Tabulka 2-4: Parametry motoru motocyklu Metrakit KMX 50 [12]	22
Tabulka 2-5: Komponenty spojky Metrakit	23
Tabulka 2-6: Parametry motoru motocyklu Polini X1R H2O [13].....	24
Tabulka 2-7: Polini X1R H2O [13].....	25
Tabulka 2-8: Parametry motoru motocyklu Cobra CX 50 Junior [21]	26
Tabulka 2-9: Cobra CX 50 [21]	27
Tabulka 2-10: Parametry motoru LEM RX 50cc [6]	27
Tabulka 2-11: LEM RX 50cc [6]	28
Tabulka 2-12: Seznam komponentů spojky Holeshot.....	29
Tabulka 4-1: Parametry motoru Blata W50 [8]	36
Tabulka 5-1: Počty zubů a převodové poměry.....	44
Tabulka 5-2: Průměry hřídelí	44
Tabulka 6-1: Hodnoty pro třecí dvojice [9]	55
Tabulka 6-2: Parametry třecího obložení [19]	55
Tabulka 6-3 Hodnoty pro výpočet spojky	57
Tabulka 6-4: Průběh potřebné přítláčné síly	57
Tabulka 6-5: Konstanty pro určení celkové tuhosti pružin	63
Tabulka 6-6: Navržené parametry pružiny.....	65
Tabulka 6-7: Hodnoty pro určení předepnutí pružin.....	66
Tabulka 6-8: Otáčky jednotlivých stavů spínání spojky	67
Tabulka 6-9: Průběh přítláčné síly	68
Tabulka 6-10: Spínací otáčky.....	70
Tabulka 6-11: Seznam komponentů spojky	72

1 Úvod

Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení jednoválcového dvoudobého spalovacího motoru o zdvihovém objemu 50 cm^3 pro minikrosový motocykl. Práce je zaměřena především na automatickou odstředivou vícelamelovou spojku. Při konstrukci jsou využívány vhodné postupy. Navržené řešení je podloženo výpočty, případně pádnými argumenty. K přestavbě slouží motor Blata W50, používaný v dětských silničních závodních motocyklech minibike.

Motor, jehož konstrukčním návrhem se tato práce zabývá, je předpokládán jako pohonná jednotka jednostopého závodního minikrosového motocyklu. Jedná se o motokrosovou třídu MX 50 Junior. V této třídě mohou soutěžit jezdci ve věku od čtyř do osmi let. Motocykly musí mít sportovní homologaci, tedy nesmí být použit stroj domácí výroby. Tato práce se bude zabývat konstrukcí motoru pro použití právě v těchto sériových podvozcích, zejména ale bude zaměřena na konstrukci automatické spojky pro tyto motory, anglicky the automatic (popř. centrifugal) multidisc (popř. axial) clutch.

1.1 Motokrosová třídy

Skupiny motokrosových motocyklů jsou rozděleny do tříd podle objemu válce. Tabulka 1-1 obsahuje rozmezí povoleného objemu válce pro danou třídu. Obecně tyto objemové třídy musí být dodrženy pro všechny závody.

Kategorie I – Skupina A1 (motocykly sólo)

Třída		Od ccm	Do ccm
50		-	50
65		50	65
85	2takt	65	85
	4takt	85	150
100		85	100
MX2	2takt	100	125
	4takt	175	250
175		125	175
MX1	2takt	175	250
	4takt	290	450
350		250	350
MX3	2takt	175	500
	4takt	290	650
EMX300 2takt			300

Tabulka 1-1: Skupina A1 – rozdělení

2 Rešerše používaných motorů a spojek

2.1 KTM 50 SX

Rakouský výrobce KTM nabízí pro kategorii minikros MX 50 Junior motocykl KTM 50 SX. Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 2-1). Tento motor je již v sériovém stavu osazen odstředivou lamelovou spojkou. Přesto je však možné pořídit nahrazující sadu spojky od jiného výrobce. Taková sada obsahuje všechny součástky potřebné pro osazení sériového motoru novou spojkou.

Konstrukce	jednoválcový dvoutaktní vodou chlazený motor, rozvod jazýčkovým ventilem
Zdvihový objem	49 cm ³
Vrtání x zdvih	39,5 mm x 40 mm
Kompresní poměr	Výrobce neudává
Startování	Nožní startér
Převodovka	Jednostupňový převod s pevným poměrem
Převodový poměr primárního převodu	33:61
Převodový poměr sekundárního převodu	11:40
Spojka	Lamelová odstředivá automatická, uložená na hlavní hřídeli
Maximální výkon	Výrobce neudává
Maximální otáčky	Výrobce neudává

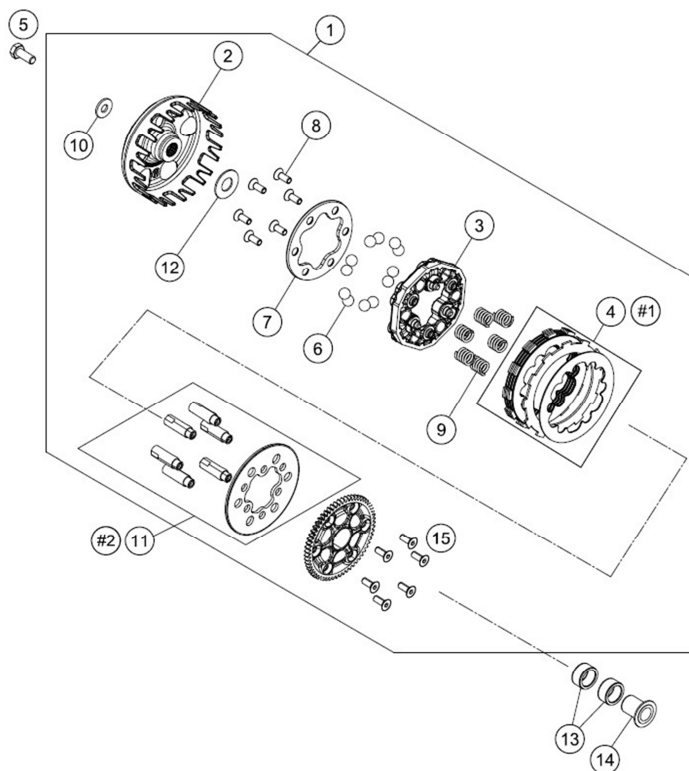
Tabulka 2-1: Parametry motoru motocyklu KTM 50 SX [10]



Obrázek 2-1: Motocykl KTM 50 SX [10]

2.1.1 Spojka motoru motocyklu KTM 50 SX

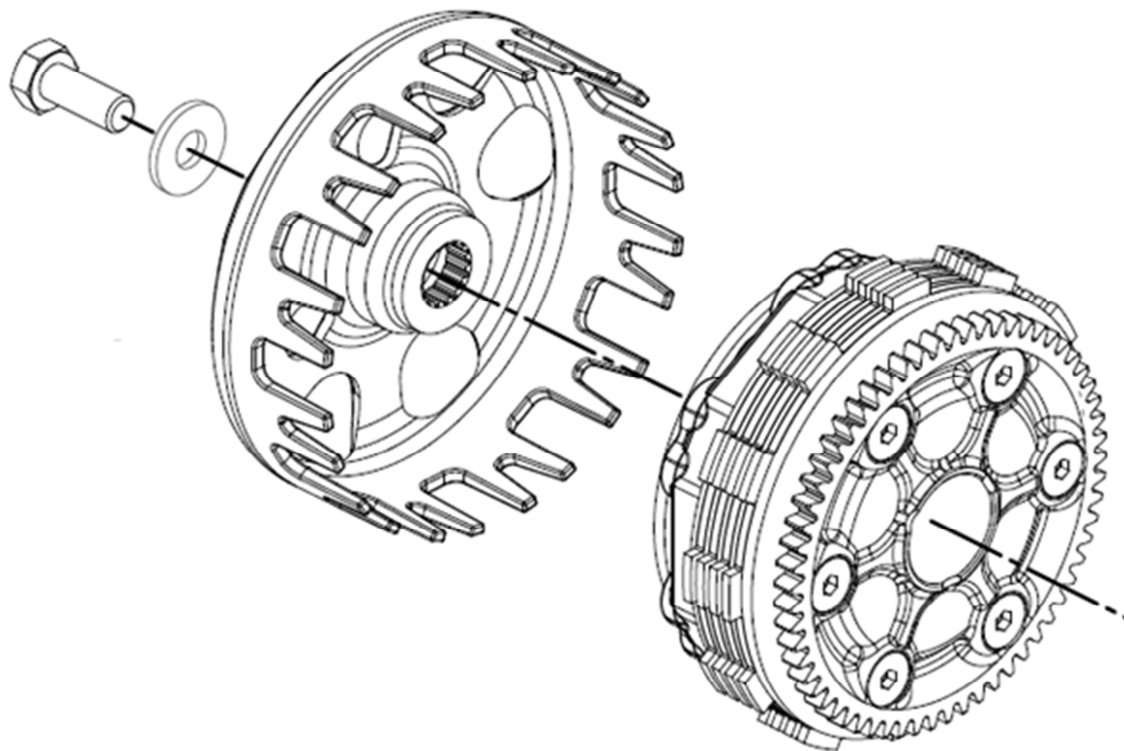
U této spojky (viz Obrázek 2-2) jsou použity kuličky jako odstředivé elementy. Kuličky odstředivou silou rozevírají kuželové plochy přítlačného kotouče a vyvozují axiální sílu na lamely. Seřízení spínacích otáček je možné provést změnou předepnutí vratných pružin.



Obrázek 2-2: Rozstřel sestavy sériové spojky KTM 50 SX [10]

1	Sestava spojky
2	Koš
3	Sestava domku kuliček
4	Sada lamel
5	Šroub koše M8 x 20
6	Kuličky
7	Přítlačný kotouč
8	Šrouby přítlačného kotouče M6 x 16
9	Vratné pružiny 15,9 mm
10	Podložka DIN 6340 8,4 x 23 x 4
11	Vodící čepy
12	Podložka 12 x 30 x 1,5
13	Jehlové ložisko 18 x 24 x 12A
14	Vnitřní kroužek s osazením
15	Šrouby se zápustnou hlavou M6 x 16

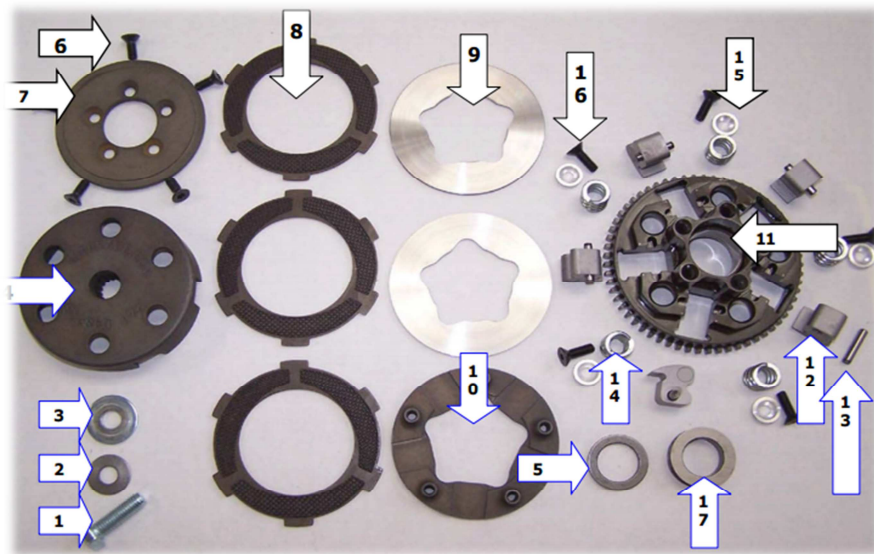
Tabulka 2-2 Seznam komponentů spojky KTM



Obrázek 2-3: Sériová spojka KTM 50 SX [10]

2.1.2 Spojka pro KTM 50 SX od firmy Intuitive Race Product

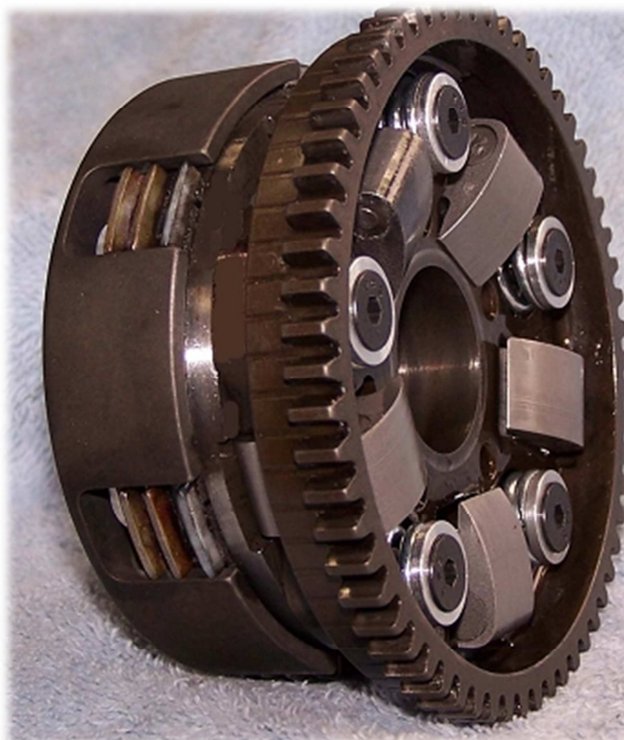
Motor KTM 50 SX je již vybaven kvalitní lamelovou odstředivou spojkou. Přesto jsou na trhu další nabídky závodních spojek, kterými je možné původní spojku nahradit. Konkrétně výrobek americké firmy Intuitive Race Product je třílamelová spojka, kde je přitlačná síla vyvinuta přes páková závaží uložená v čepu. Seřízení spínacích otáček je možné změnou předepnutí vratných pružin.



Obrázek 2-4: Díly spojky Intuitive Race Products [11]

1	Šroub M8 x 25
2	Pružná podložka
3	Podložka
4	Koš
5	Podložka
6	Šrouby s kuželovou hlavou
7	Pevný disk
8	Lamely vnější
9	Lamely vnitřní
10	Přítlačný kotouč
11	Náboj s ozubeným věncem
12	Odstředivé páky
13	Čep
14	Vratné pružiny
15	Podložka
16	Šrouby pružin
17	Distanční váleček

Tabulka 2-3: Seznam komponentů spojky Intuitive Race Products [11]



Obrázek 2-5: Intuitive Race Product spojka pro KTM 50 SX [11]

2.2 Metrakit MKX 50

Dalším významným hráčem na trhu výrobců minikrosových motocyklů je australská firma Metrakit. K seznámení s jejím minikrosovým motocyklem slouží tabulka (Tabulka 2-4).

Konstrukce	jednoválcový dvoutaktní vodou chlazený motor, rozvod jazýčkovým ventilem
Zdvihový objem	49,86 cm ³
Vrtání x zdvih	39,84 mm x 40 mm
Kompresní poměr	Výrobce neudává
Startování	Nožní startér
Převodovka	Jednostupňový převod s pevným poměrem
Převodový poměr primárního převodu	Výrobce neudává
Převodový poměr sekundárního převodu	Výrobce neudává
Spojka	Lamelová odstředivá automatická
Maximální výkon	12,5 koní
Maximální otáčky	12 500 ot.min ⁻¹

Tabulka 2-4: Parametry motoru motocyklu Metrakit KMX 50 [12]



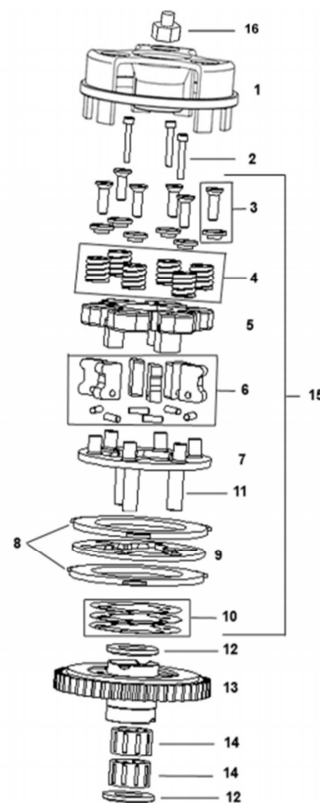
Obrázek 2-6: Metrakit MKX 50 [12]

2.2.1 Spojka motoru motocyklu Metrakit MKS 50

Odstředivá lamelová spojka motocyklu Metrakit je složena ze dvou lamel a přítlačná síla se vyvozuje pomocí odstředivých pák.

1	Koš
2	Šrouby unašeče M4 x 22
3	Šrouby pružin
4	Vratné pružiny
5	Unašeč
6	Odstředivé páky
7	Přítlačný kotouč
8	Sada lamel
9	Vnitřní lamela
10	Seřizovací podložky
11	Vodící čepy
12	Podložka 16 x 25 x 0,5
13	Ozubení věnec
14	Jehlové ložisko 16 x 22 x 12
15	Sestava spojky
16	Hlavní šroub

Tabulka 2-5: Komponenty spojky Metrakit



Obrázek 2-7: Rozstřel sestavy spojky Metrakit [12]



Obrázek 2-8: Pohled na primární převod a spojku motoru Metrakit MKX 50 [12]

2.3 Polini X1R H2O

Tento italský výrobce by určitě neměl být v přehledu opomenut. Jedná se o výrobce zaměřeného především na speciální díly motorů různých výrobců. Vyrábí také vlastní motory i celé motocykly. Ve výrobním portfoliu Polini nalezneme dvou, ale také čtyřdobé motory a jejich díly.

Konstrukce	Jednoválcový dvoutaktní vodou chlazený motor, rozvod jazýčkovým ventilem
Zdvihový objem	49,8 cm ³
Vrtání x zdvih	40,2 mm x 39,3 mm
Kompresní poměr	15,2 : 1
Startování	Nožní startér
Převodovka	Jednostupňový převod s pevným poměrem
Převodový poměr primárního převodu	Výrobce neudává
Převodový poměr sekundárního převodu	Výrobce neudává
Spojka	Odstředivá jednoduchá třísegmentová spojka
Maximální výkon	Výrobce neudává
Maximální otáčky	Výrobce neudává

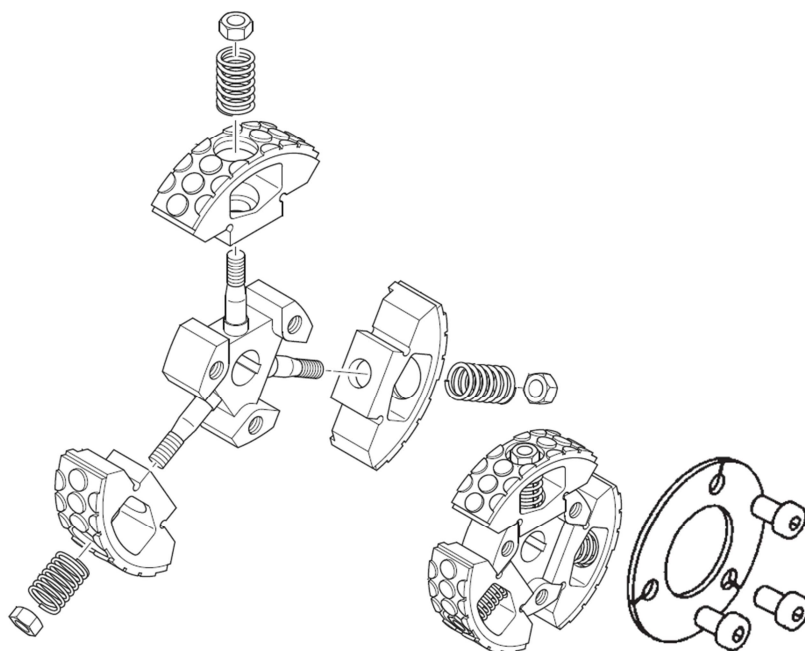
Tabulka 2-6: Parametry motoru motocyklu Polini X1R H2O [13]



Tabulka 2-7: Polini X1R H20 [13]

2.3.1 Spojka motoru motocyklu Polini X1R H20

Výrobce Polini používá jako sériovou spojku ve svém mikrosovém motoru obyčejnou odstředivou radiální spojku.



Obrázek 2-9: Spojka Polini [13]

2.4 CSM XR 50 Racing Junior

Slovenská firma CSM Factory vyvíjí a vyrábí podvozky minikrosových motocyklů. Pro třídu MX 50 Junior nabízí model CSM XR 50 Racing Junior. Tento model je osazen motorem italského výrobce Polini. Parametry motoru – viz. Tabulka 2-6.



Obrázek 2-10: CSM XR 50 Racing Junior [22]

2.5 Cobra CX 50 Junior

Dalším výrobcem na trhu je americká firma Cobra specializující se pouze na závodní minikrosové motocykly. Vyrábí tři modely vlastní konstrukce podvozků i motorů.

Konstrukce	Jednoválcový dvoutaktní vodou chlazený motor, rozvod jazýčkovým ventilem
Zdvihový objem	49,8 cm ³
Vrtání x zdvih	39 mm x 41,7 mm
Kompresní poměr	Výrobce neudává
Startování	Nožní startér
Převodovka	Jednostupňový převod s pevným poměrem
Převodový poměr primárního převodu	Výrobce neudává
Převodový poměr sekundárního převodu	Výrobce neudává
Spojka	3GX 3-Shoe (Spojka třetí generace)
Maximální výkon	Výrobce neudává
Maximální otáčky	Výrobce neudává

Tabulka 2-8: Parametry motoru motocyklu Cobra CX 50 Junior [21]



Tabulka 2-9: Cobra CX 50 [21]

2.6 LEM RX 50cc

Posledním v řadě výrobců zmíněným v této práci je brazilský LEM.

Konstrukce	Jednoválcový dvoutaktní vodou chlazený motor, rozvod jazýčkovým ventilem
Zdvihový objem	49,8 cm ³
Vrtání x zdvih	39 mm x 41,7 mm
Kompresní poměr	15,5 :1
Startování	Nožní startér
Převodovka	Jednostupňový převod s pevným poměrem
Převodový poměr primárního převodu	14:59
Převodový poměr sekundárního převodu	Výrobce neudává
Spojka	Automatická, odstředivá
Maximální výkon	12,8 HP
Maximální otáčky	13 500 ot.min ⁻¹

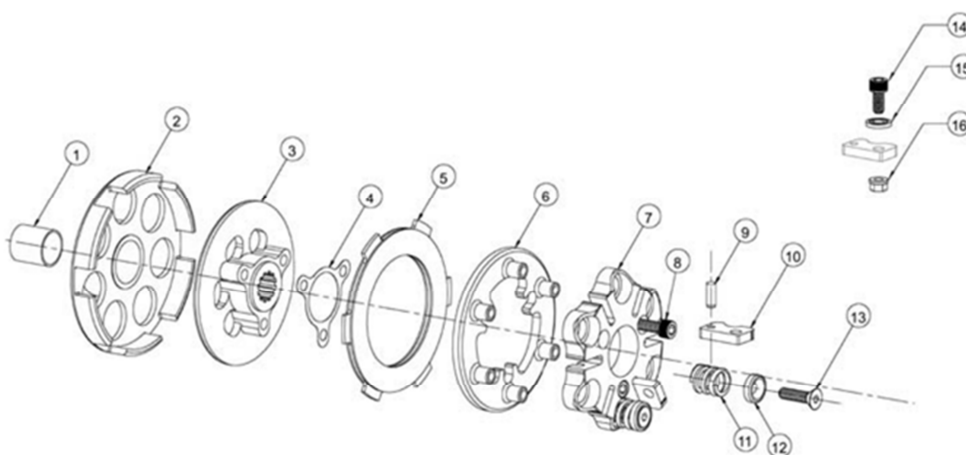
Tabulka 2-10: Parametry motoru LEM RX 50cc [6]



Tabulka 2-11: LEM RX 50cc [6]

2.6.1 Spojka Holeshoot od firmy TOMAR Racing Clutches

Jedná se o spojku, kterou je možné pořídit jako doplněk k minikrosovému motocyklu, na který je přímo navržena. Podle výrobce jsou její části vyrobené jako obrobky na CNC centrech. Díky přesnosti výroby a kvalitním materiálům by měly tvořit dokonale fungující celek. Spojka se skládá z jedné třecí lamely. Vratné pružiny jsou vinuté a jejich šest. Detaily ohledně materiálu nebo výkres spojky výrobce neuvádí. Přítlačný kotouč a spojkový koš jsou vyrobené pravděpodobně z hliníkové slitiny s povrchovou úpravou eloxováním. Odstředivá tělesa a náboj jsou ocelové. Výrobce uvádí, že materiál třecího obložení je schopný odolávat vysokým teplotám, které na třecím povrchu vznikají při prokluzu. [18]



Obrázek 2-11: Rozstřel sestavy spojky Holeshoot [18]

1	Ložisko
2	Koš
3	Náboj
4	Podložka
5	Třecí disk
6	Přítlačný kotouč
7	Podpora závaží
8	Šroub
9	Čep závaží
10	Páka
11	Pružina
12	Podložka
13	Seřizovací šroub
14	Šroub
15	Podložka
16	Matka

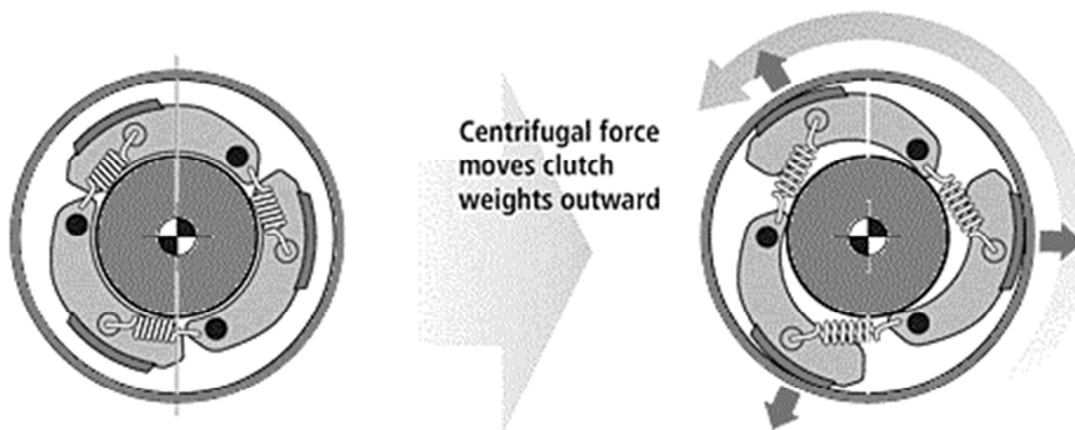
Tabulka 2-12: Seznam komponentů spojky Holeshot



Obrázek 2-12: Spojka Tomar [18]

3 Princip odstředivé spojky

Odstředivé spojky jsou samočinně pracující třecí spojky, u kterých je síla potřebná pro silové spojení vytvářena odstředivými silami. Odstředivé spojky se používají u motorových kol, mopedů nebo závodních motorů s jednostupňovými převodovkami jako rozjížděcí spojky. Slouží ke spojení motoru s převodovkou, přenosu síly a rozjezdu. [1]



Obrázek 3-1: Princip odstředivé spojky [3]

Obrázek 3-1 názorně ukazuje segmentovou (radiální) odstředivou spojku v rozepnutém (vlevo) a sepnutém stavu (vpravo).

3.1 Popis funkce

Odstředivé spojky přenáší točivý moment v závislosti na otáčkách. Aktivace a přítlačná síla jsou vyvozeny pouze odstředivou silou. Vhodnou konstrukcí spojky roste její výkonnost i přes klesající výrobní cenu. Existují určitá omezení, na která je potřeba při konstrukci brát ohled. Jsou to například zástavbový prostor, přenášený točivý moment, opotřebení nebo tepelné zatížení.

Odstředivé spojky umožňují start a běh spalovacího motoru na volnoběžné otáčky bez zátěže. Do určité míry také zajišťují ochranu proti přetížení. Vhodnou konstrukcí mohou být omezeny torzní kmity, typické pro spalovací motory. Nejtýpější použití odstředivých spojek v kombinaci se spalovacím motorem je v motokárách, minikrosových motorkách, ale také by se bez nich neobešly motorové kosy nebo řetězové pily. Hlavním důvodem je jednoduchost a nízká cena oproti například magnetickým nebo pneumatickým spojkám.

Úhlová rychlost se ve vzorci pro odstředivou sílu vyskytuje ve druhé mocnině. Tato kvadratická závislost se proto promítá také do závislosti mezi přenesitelným točivým momentem a otáčkami. Z toho plyne, že malá změna otáček má velký vliv na přenesitelný moment. Výhodnost, nebo nevýhodnost tohoto faktoru záleží na způsobu použití spojky. [3]

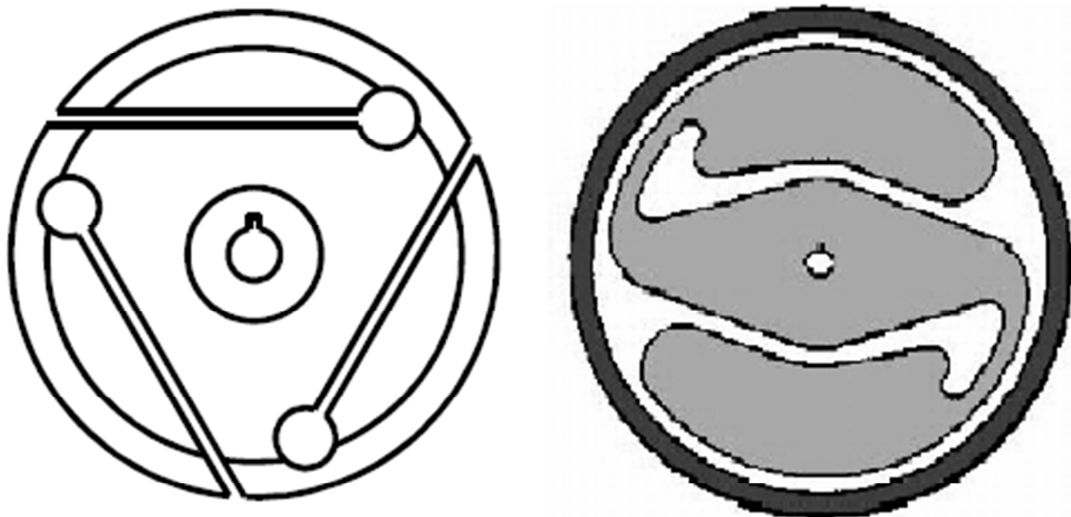
Odstředivé spojky patří do skupiny třecích spojek, a proto je důležité zabývat se také dalšími jevy spojenými s třením. Jak bylo zmíněno výše, jedná se o tepelné zatížení způsobené teplem vznikajícím na povrchu třených dílů. Dalším jevem je opotřebení třecích ploch. Materiály třecí dvojice, a tím hodnota součinitele tření, hrají významnou roli ve velikosti přenesitelného momentu. Pokud točivý moment překročí tuto velikost, spojka ochrání ostatní komponenty před přetížením proklouznutím.

3.2 Radiální bubnová odstředivá spojka

Každá spojka je tvořena dvěma základními částmi, hnací a hnanou. Hnací část segmentové odstředivé spojky se skládá z unašeče, odstředivých segmentů a vratných pružin. Hnaná část je buben. Ten je obvykle uložen pomocí jehlového ložiska na hřídeli náboje. Tato spojka může být dále rozdělena podle způsobu uložení odstředivých segmentů, resp. podle kinematiky jejich pohybu.

3.2.1 Spojka jednoduchá (Compliant clutch)

Jedná se o spojku, jejíž unašeč je součást vyrobená z jednoho kusu materiálu. Takovýto unašeč je poddajný a při dané odstředivé síle se jeho části vychýlí a přenáší síly na hnaný buben. Tato spojka nemá kromě třecích ploch žádné další opotřebovávající se části. To je jedna z jejích výhod, ale ta hlavní výhoda spočívá ve snadnosti výroby a nízkých výrobních nákladech.

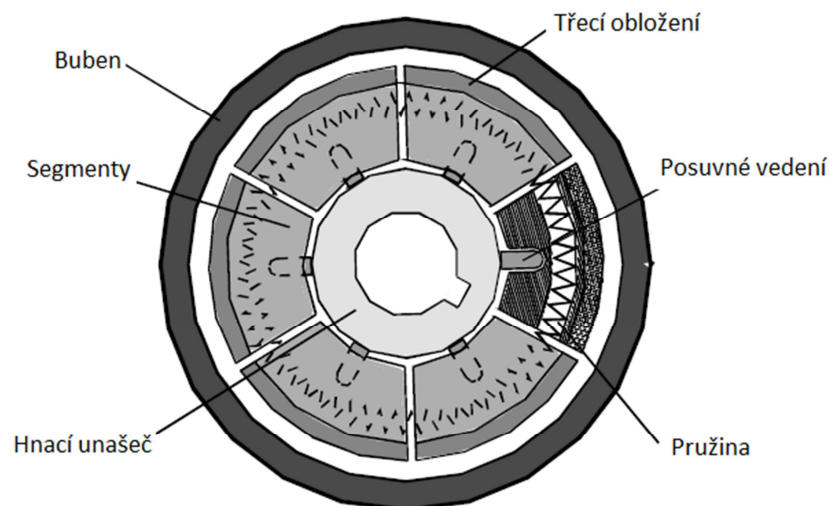


Obrázek 3-2: Jednoduché odstředivé spojky [3]

3.2.2 Spojka segmentová (Rigid-body clutch)

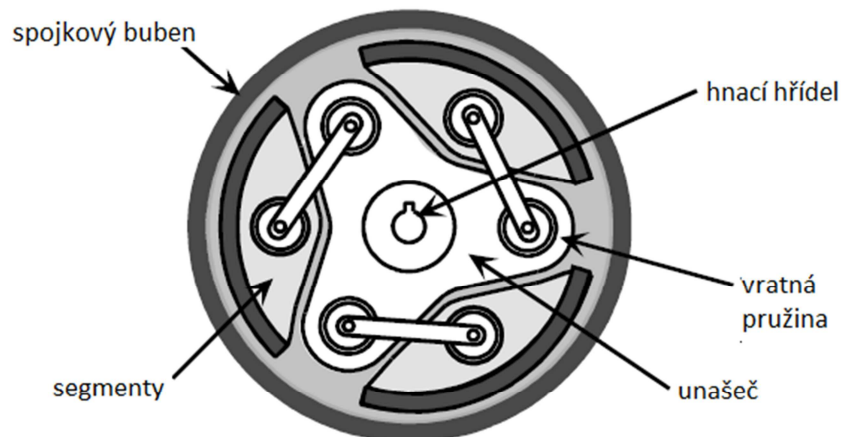
Tento druh spojky se skládá z více tuhých částí. Segmenty se vůči unašeči pohybují a pro jejich vracení jsou použity různé druhy pružin.

- **Segmenty posuvné** – odstředivé segmenty jsou v náboji uloženy posuvně pomocí vedení. Při působení odstředivé síly konají vůči náboji přímočarý pohyb až ke stěně bubnu. Vracení zabezpečuje pružina nebo více pružin.



Obrázek 3-3: Spojka s posuvnými segmenty [3]

- **Segmenty výklopné** – odstředivé segmenty jsou uloženy na čepu v unašeči. Při působení odstředivé síly konají vůči unašeči rotační pohyb kolem osy čepu. Obvykle je výchylka segmentů pouhých několik stupňů, než dojde k opření segmentů o stěnu bubnu.



Obrázek 3-4: Spojka s výkyvnými segmenty [3]

3.3 Axiální lamelová odstředivá spojka

3.3.1 Princip vícelamelové spojky (Multi-plate, axial clutch)

Lamelová spojka se skládá z několika spojkových kotoučů (lamel) uspořádaných za sebou střídavě jako hnací kotouče (třecí lamely) a poháněné kotouče (ocelové plechy). Mohou pracovat v olejové lázni i na sucho. Třecí lamely svými vnějšími drážkami zapadají do výřezů spojkového koše a ocelové plechy jsou tvarovým stykem, obvykle drážkováním, spojeny s nábojem. Spojení lamel s košem a plechů s nábojem umožňují axiální pohyb. Axiální síla svírající lamely je vyvozena pružinami a přenášena přítlačným kotoučem.

Popis stavů:**Vypnuto**

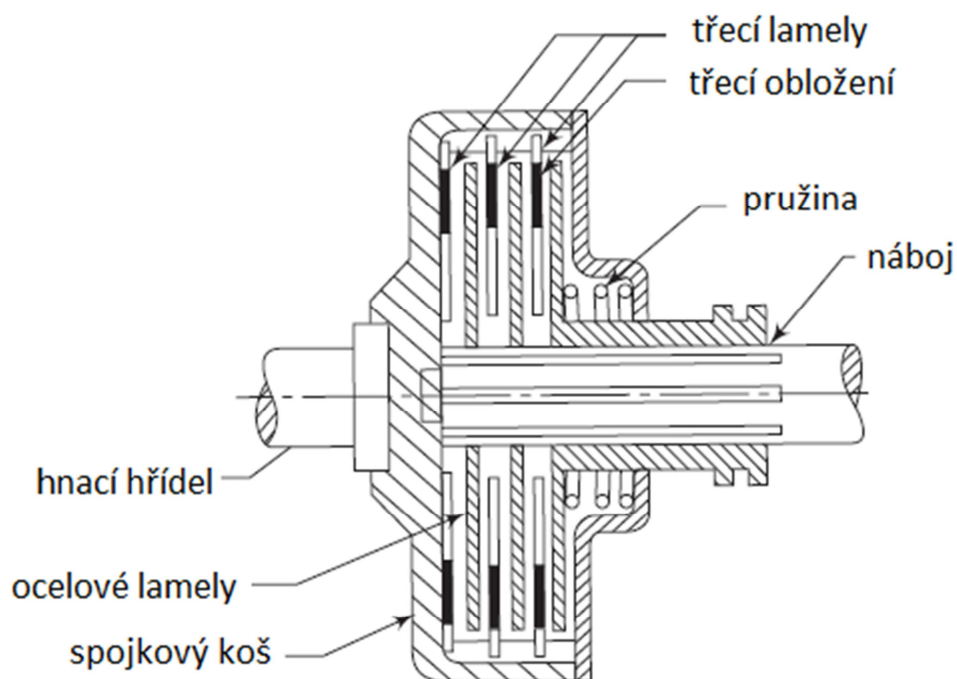
Vypínací zařízení tlačí přes vypínací prvek proti přítlačnému kotouči. Ten se proti síle přítlačných pružin zdvihne od spojkových kotoučů. Tok síly z hnací na hnanou část je přerušen.

Prokluz

Postupným uvolněním vypínacího zařízení dochází k přítlaku lamel, mezi nimiž dochází k tření a unášení plechů třecími lamelami s prokluzem.

Zapnuto

Vypínací zařízení již neomezuje přítlačnou sílu pružin, které přitlačují přítlačný kotouč svírající lamely. Třecí lamely s sebou strhávají třením ocelové plechy. Spojkový koš a náboj spojky jsou tak spolu vzájemně spojeny. [1]



Obrázek 3-5: Lamelová spojka [1]

3.3.2 Princip odstředivé lamelové spojky

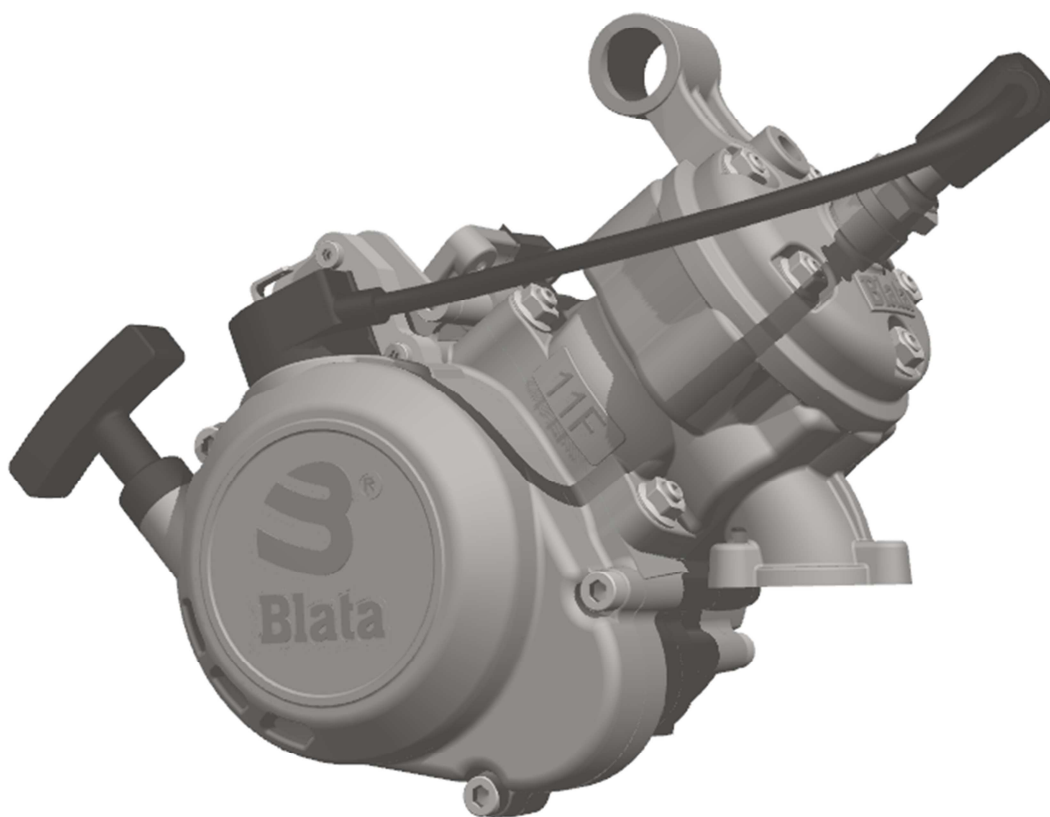
Konstrukčně se odstředivá spojka liší od obvyčejné způsobem vyvození přítláčné síly. Přítláčný kotouč je tvořen pružinami, které nevyvíjí přítláčnou sílu, ale naopak slouží jako vratné k vypínání spojky. Přítláčná síla je vyvozena odstředivým mechanismem, který je spojen s přítláčným kotoučem. Při dovršení určitých spínacích otáček je odstředivým mechanismem překonána síla pružin a dochází k sepnutí spojky.

Odstředivé spojky se liší podle konstrukce tohoto mechanismu. V rešerši používaných spojek se vyskytly typy s výklopnými pákovými závažími anebo odstředivými kuličkami rozevírajícími kuželové plochy.

Výhody této konstrukce v porovnání se segmentovou spojkou jsou v jemnějším sepnutí a menším rázu, nižší hmotnosti a někdy se uvádí i menší moment setrvačnosti vůči ose rotace. Nevýhodou je složitost a vyšší výrobní náklady. Z toho důvodu jsou motocykly, skútry nebo jiné stroje pro běžné použití nejčastěji vybaveny segmentovou spojkou. Nejčastější použití lamelových odstředivých spojek je v závodních motorech minikrosových motocyklů nebo motokárách.

4 Motor Blata W50

Návrh motoru pro použití v minikrosovém motocyklu jímž se tato práce zabývá, vychází z vyráběného motoru W50 společnosti Blata o zdvihovém objemu 50 cm³.

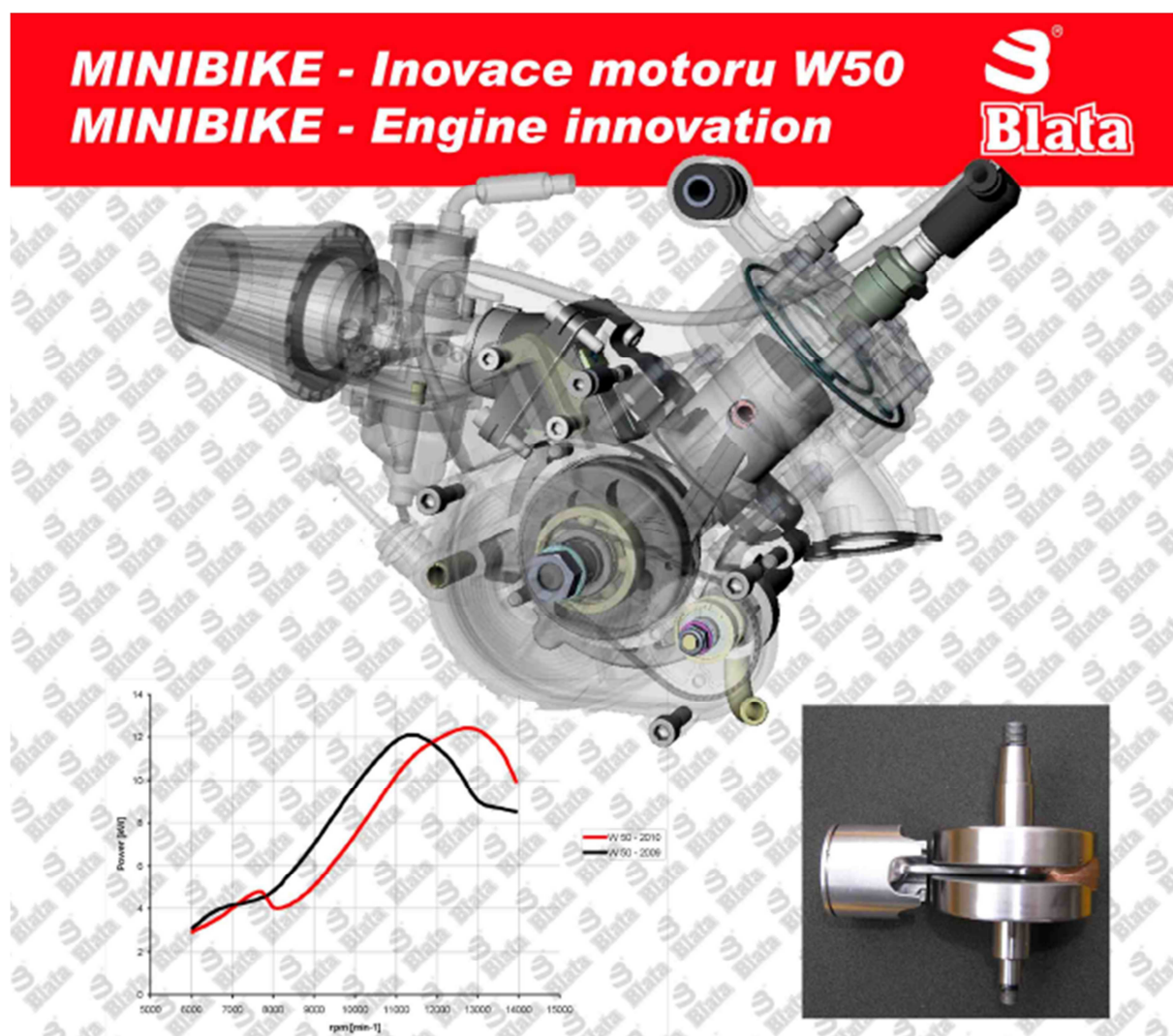


Obrázek 4-1: Motor Blata W50

4.1 Popis motoru W50

Nejlépe tento motor vystihuje popis uvedený na oficiálních webových stránkách výrobce. Obrázek 4-2 ukazuje prospekt k tomuto motoru.

Nová koncepce motoru W50 pro sezónu 2010 umožnila přesun špičky výkonu do vyšších otáček a dosažení vyšších maximálních otáček motoru. Dále došlo k odlehčení pohyblivých částí motoru, čímž se zlepšila akcelerace a snížily se vibrace motoru. Byl přepracován klikový hřídel, ojnice, píst a válec. [8]



Obrázek 4-2: Prospekt motoru Blata W50 [8]

4.1.1 Základní parametry

Na skutečném modelu motoru byly odměřeny parametry uvedené v tabulce. Některé parametry jsou uvedeny na stránkách výrobce a v oficiálním prospektu k tomuto motoru.

Vrtání válce	40 mm
Zdvih pístu	39,6 mm
Zdvihový objem	49,7 cm ³
Kompresní poměr	15,6:1
Spojka	Odstředivá radiální
Maximální výkon / otáčky	12,5 kW / 13 000 min ⁻¹
Maximální točivý moment / otáčky	9,5 Nm / 12 500 min ⁻¹

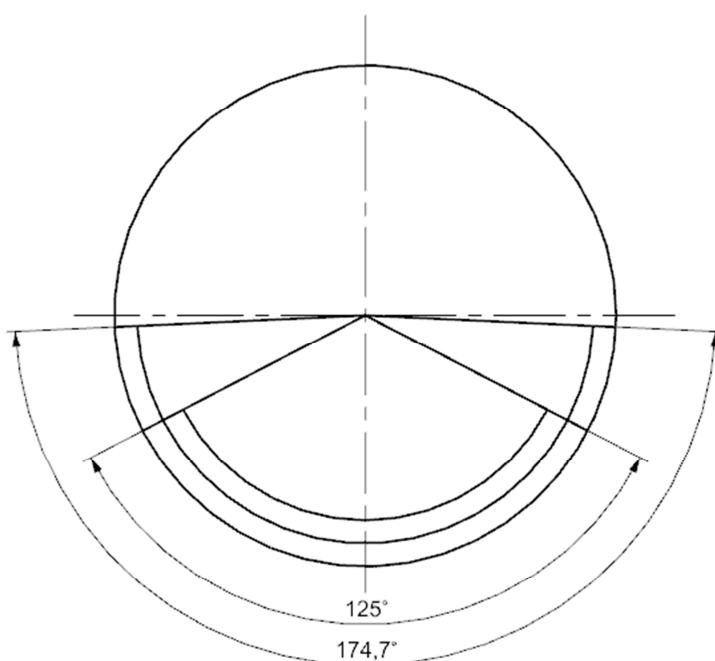
Tabulka 4-1: Parametry motoru Blata W50 [8]

4.1.2 Rozvod a časování

Změřením vzdáleností hran kanálů od horní úvratě pístu a následným přepočítáním na úhel otočení klikového hřídele byl vypracován rozvodový diagram motoru (Obrázek 4-3). Tento diagram je u motoru Blata W50 symetrický.

U motoru Blata W50 se symetrickým diagramem rozvodu probíhá řízení výměny obsahu válce pístem. Výfukové a přepouštěcí kanály otevrou přesně tolik stupňů před horní úvratí (dále jen HÚ) popř. dolní úvratí (dále jen DÚ) jako když se zavíraly. Rozvodový diagram je symetrický ve vztahu k HÚ a DÚ a hodnoty jsou dány jen polohou otvorů kanálů ve stěně válce a pohybem klikového mechanismu.

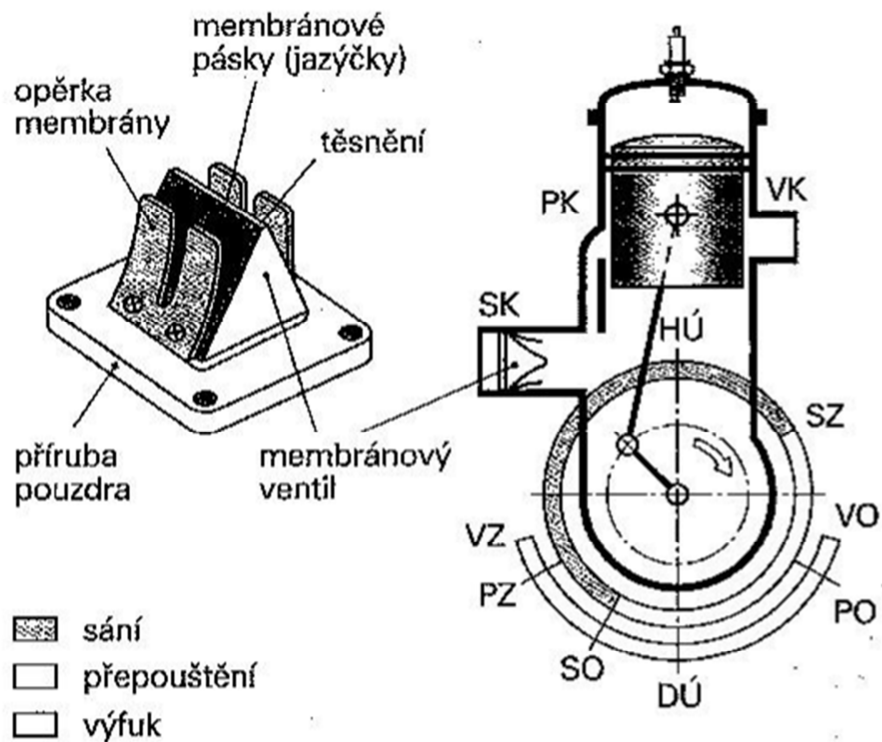
Píst pohybující se k DÚ otevře nejdříve výfukový kanál a potom přepouštěcí kanál. Tento jev je nazýván předčasný výfuk a je žádoucí. Otevřením výfukového kanálu dojde ke značnému poklesu tlaku, takže zbytkové výfukové plyny nepronikají do klikové skříně, kde by se mísily s předběžně stlačenou čerstvou směsí. Škodlivý zpožděný výfuk znamená, že píst pohybující se k HÚ zavře nejdříve přepouštěcí kanál a potom výfukový kanál, přičemž může být čerstvá směs vytlačována k výfukovému kanálu. Výfuk je celkově otevřen po dobu $174,7^\circ$ klikového hřídele. Pro výměnu obsahu válce má tento motor se symetrickým rozvodovým diagramem (viz. Obrázek 4-3) k dispozici 125° úhlu klikového hřídele, což je jen zhruba třetina oproti výměně obsahu válce u motoru čtyřdobého. Tím vzniká ztráta při plnění. Tato nevýhoda je částečně odstraněna řízeným sáním membránovým jazýčkovým ventilem. Tím dochází k posunutí úhlu otevírání nebo zavírání sacího kanálu ve smyslu „dříve“ nebo „později“ a tyto úhly nejsou přímo závislé na poloze klikového mechanismu.



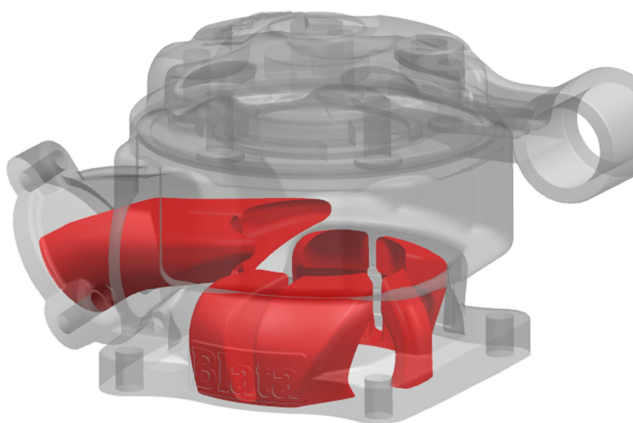
Obrázek 4-3: Rozvodový diagram motoru Blata W50

Membránovým ventilem v sacím kanálu je řízeno přívod čerstvé směsi (viz. Obrázek 4-4). Je jím řízeno tedy jen sání. Pokud se píst pohybuje k HÚ (předběžné sání) vzniká v klikové skříně podtlak. Membránový ventil se otevírá rozdílem tlaku v klikové skříně a atmosférického tlaku. Čerstvý plyn může při sání proudit do klikové skříně tak dlouho, dokud tlak předběžného stlačení vytvořený pohybem pístu dolů a předepjatá membrána neuzavřou sací

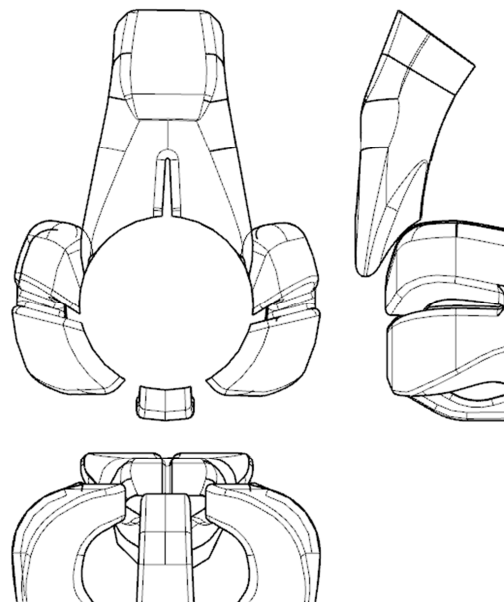
kanál. Membránový ventil tak zabraňuje zpětnému proudění nasáté čerstvé směsi do sací soustavy. Tím se dosahuje lepšího plnění čerstvou směsí. [1]



Obrázek 4-4: Membránový jazýčkový ventil [1]



Obrázek 4-5: Soustava kanálů uvnitř válce

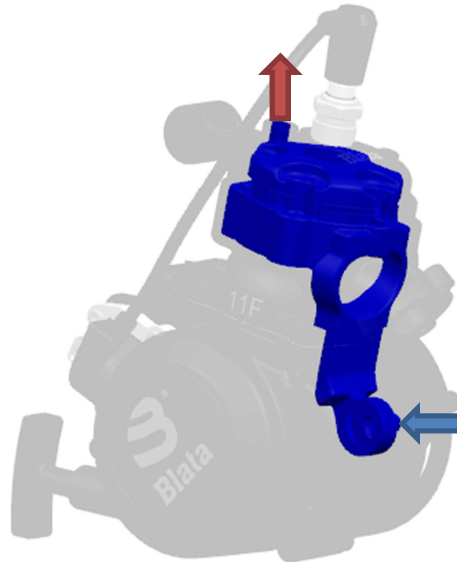


Obrázek 4-6: Pohledy na soustavu kanálů

Obrázek 4-5 a Obrázek 4-6 zobrazují sestavu kanálů uvnitř válce motoru Blata W50.

4.1.3 Chlazení motoru

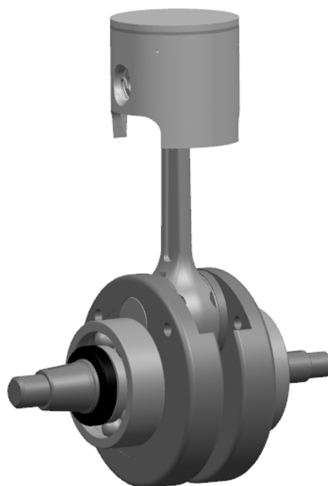
Chladicí okruh kapalinou chlazeného motoru se skládá ze soustavy kanálů uvnitř hlavy a válce, odkud proudí hadicí médium do chladiče. Vodní pumpa je poháněna řemenem a je umístěna uvnitř bloku motoru. Odtud kanálem proudí do válce a hlavy chladicí médium. Na obrázku (Obrázek 4-7) je soustava kanálů uvnitř bloku, válce a hlavy.



Obrázek 4-7: Kanály pro průtok chladicí kapaliny uvnitř bloku, válce a hlavy

4.1.4 Výchozí díly

Z motoru W50 společnosti Blata je převzata bez úprav sestava klikového hřídele s ojnicí, pístem a válcem včetně geometrie kanálů pro proudění směsi a výfukových plynů uvnitř bloku motoru. Tím zůstane nezměněná výkonová charakteristika motoru, ze které se bude vycházet při návrhu spojky a dimenzování dalších dílů motoru.



Obrázek 4-8: Sestava klikové hřídele

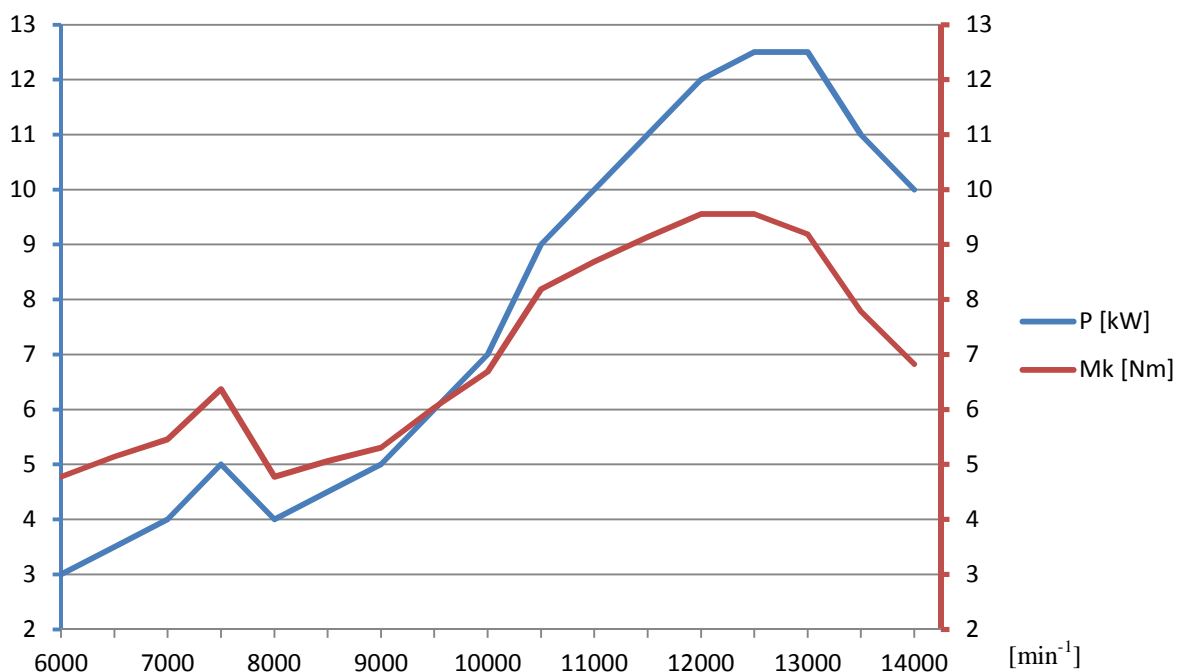
4.2 Výkonová a momentová charakteristika motoru W50

Motor Blata W50 je konstruován pro závodní minibike. K tomuto motoru je dostupný graf závislosti výkonu na otáčkách. Pro konstrukci převodovky a spojky je zapotřebí znát momentovou charakteristiku. Následující graf (Obrázek 4-9) zobrazuje přepočítanou závislost točivého momentu na otáčkách ze známého vztahu (1.1.):

$$M_k = \frac{P}{\omega} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (1.1.)$$

Jednotky:

$$[\text{Nm}] = \frac{[\text{W}] \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot [\text{min}^{-1}]} \quad (1.2.)$$



Obrázek 4-9: Graf závislosti výkonu a točivého momentu na otáčkách motoru W50 [8]

Z grafu je vyčten točivý moment M_{ks} , jež motor poskytuje při otáčkách sepnutí spojky. Maximální výkon P_{max} je pak 12,5 kW přibližně při 12 500 min^{-1} . Maximální točivý moment M_{kmax} je 9,5 Nm přibližně ve stejných otáčkách. Tento moment bude důležitý při dimenzování dílů spojky a převodovky.

$$M_{ks} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{4 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 8000} = 4,78 [\text{Nm}] \quad (1.3.)$$

; při $n_s = 8000 [\text{min}^{-1}]$

$$M_{kmax} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{12,5 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 12\,500} = 9,55 [\text{Nm}] \quad (1.4.)$$

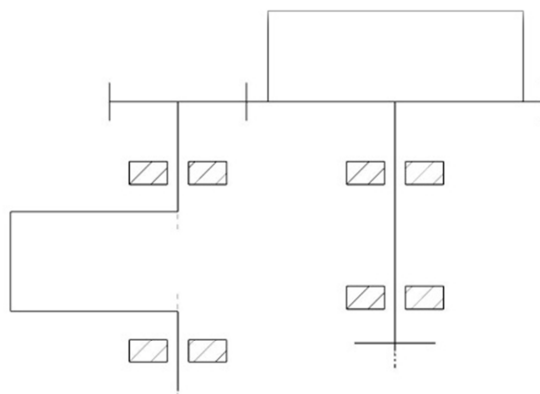
; při $n = 12\,500 [\text{min}^{-1}]$

5 Konstrukční návrh motoru

5.1 Koncepce

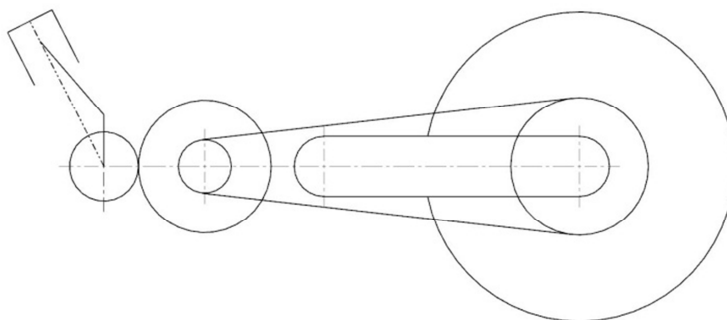
5.1.1 Motor s jedním ozubeným převodem

Koncepcí motoru je myšleno prostorové uspořádání klikového hřídele, spojky a převodů. Obrázek 5-1 vyobrazuje uspořádání s jedním ozubeným převodem. Tento primární převod pohání spojku, odkud putuje točivý moment přes výstupní hřídel na pastorek řetězového převodu. Výhody této koncepce jsou nižší hmotnost a nižší ztráty výkonu, než u varianty s vloženým převodem. Nevýhodami je nutná větší robustnost spojky, protože převodový poměr primárního převodu musí být stejný, jako celkový převodový poměr mezi klikovým hřídelem a pastorkem řetězového kola - tedy vyšší. Otáčky spojky tím pádem budou nižší a bylo by zapotřebí navýšení hmotnosti odstředivých elementů pro vyvinutí dostatečného přítlaku.

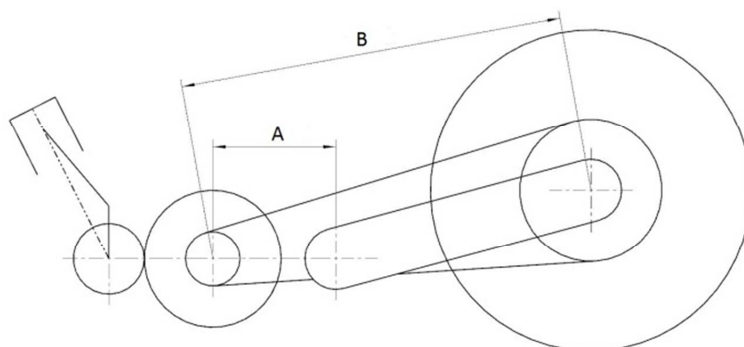


Obrázek 5-1: Schéma koncepce motoru s jedním převodem

Obrázek 5-2 a Obrázek 5-3 demonstrují vliv vzdálenosti pastorku řetězového převodu od osy otáčení kyvné vidlice na změnu osové vzdálenosti řetězového převodu B a tím změnu průřezu řetězu při propružení. Snahou je, aby tato změna byla co nejmenší, tedy aby vzdálenost A byla co nejnižší. Hlavní nevýhodou této koncepce tedy je, že konstrukčně není možné docílit co nejnižší vzdálenosti A.



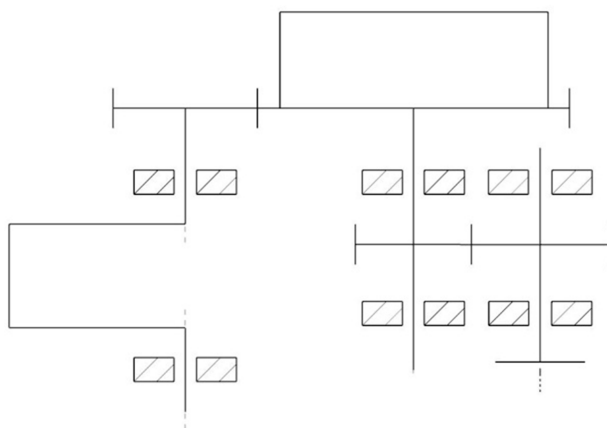
Obrázek 5-2: Schéma koncepce motoru s jedním převodem - pohled z boku



Obrázek 5-3: Schéma koncepce motoru s jedním převodem v proпруženém stavu

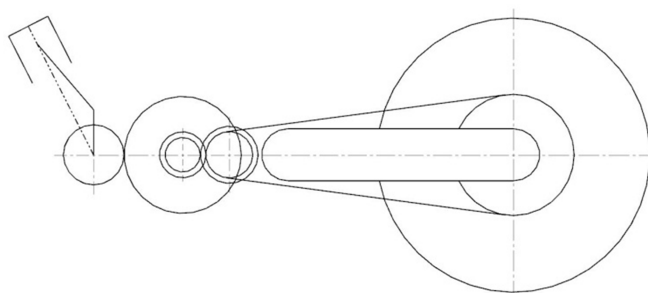
5.1.2 Motor s přidaným převodem

K maximálnímu přiblížení osy pastorku a osy kyvné vidlice dojde vložením druhého ozubeného převodu, jak vyobrazuje Obrázek 5-4. Tím také dojde k rozdělení celkového převodového poměru motoru na dva dílčí poměry a je docíleno vyšších otáček spojky, než v předešlém případě. Spojka přenáší nižší točivý moment a má vyšší otáčky. Její rozměry se proto mohou zmenšit a hmotnost klesnout.

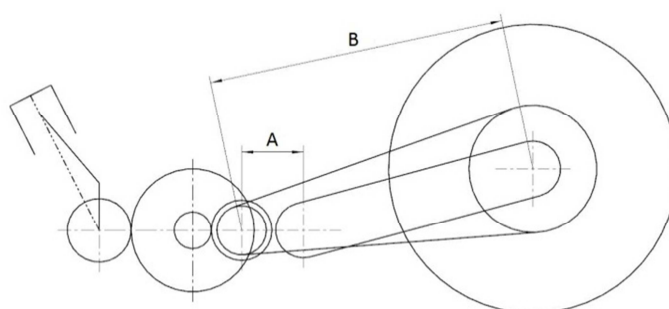


Obrázek 5-4: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem

Obrázek 5-5 ukazuje schéma motoru s vloženým převodem z boku v neproпруženém a Obrázek 5-6 v proпруženém stavu. Je patrné, že vložený převod pomůže snížit vzdálenost A vhodnou konstrukcí motoru na minimum. Z tohoto důvodu již používají tuto koncepci všichni výrobci minikrosových motocyklů.



Obrázek 5-5: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem - pohled z boku



Obrázek 5-6: Schéma koncepce motoru s vloženým převodem v propruženém stavu

5.2 Návrh převodů

5.2.1 Převodové poměry

Volba převodového poměru je provedena na základě požadované maximální rychlosti při daných otáčkách. Pro jeho určení je zapotřebí znát průměr zadního kola. Je nutné uvažovat dynamický průměr, jež udává výrobce pneumatik Mitas. Pro rozměr 2.75 x 10 pro motokrosově motocykly udává průměr $d_{kmax} = 0,416$ m. [7]

$$n_{1max} = 12\,500 \text{ min}^{-1}$$

$$v_{max} = 100 \text{ kmh}^{-1} = 36 \text{ ms}^{-1}$$

$$n_{4max} = \frac{v_{max}}{(\pi \cdot d_k)} = \frac{36 \cdot 60}{(\pi \cdot 0,416)} \cong 1652,8 \text{ min}^{-1} \quad (1.5.)$$

$$i_c = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} = \frac{n_{1max}}{n_{4max}} = \frac{12\,500}{1652,8} \cong 7,56 \quad (1.6.)$$

Celkem točivý moment putuje od klikového hřídele motoru přes tři převody až na zadní kolo motocyklu. První převod, tedy primární, přenáší pohyb z klikového hřídele na spojkový koš pomocí přímého čelního ozubení. Poté putuje moment ze spojky na vstupní hřídel jednostupňové převodovky, která má také navrhnuté čelní přímé ozubení. Na výstupním

hřídeli je umístěn pastorek sekundárního převodu. Tento převod je řetězový a pomocí řetězu je moment přenášen přímo na rozetu spojenou s nábojem zadního kola.

Tabulka 5-1 zobrazuje navržené počty zubů jednotlivých kol převodů a jim náležící převodové poměry a výsledný celkový poměr.

	Počet zubů $z_{1,3,5}$	Počet zubů $z_{2,4,6}$	Poměr $i_{1,2,3}$
Primární převod	20	41	2,05
Převodovka	17	18	1,06
Sekundární řetězový převod	11	38	3,45
Celkový poměr i_c			7,50

Tabulka 5-1: Počty zubů a převodové poměry

Požadovaného celkového převodového poměru je dosaženo s přesností:

$$\frac{7,5}{7,56} \cdot 100 = 99\%.$$

5.2.2 Výpočet momentů a návrh jmenovitých průměrů hřídelí

Maximální točivý moment je použit pro dimenzování hřídelí.

$$M_{kmax} = 9,5 \text{ Nm}$$

Tabulka 5-2 ukazuje točivé momenty a průměry hřídelí vypočítaných podle vztahu:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \times M_k}{\pi \times \tau_D}\right)} \quad (1.7.)$$

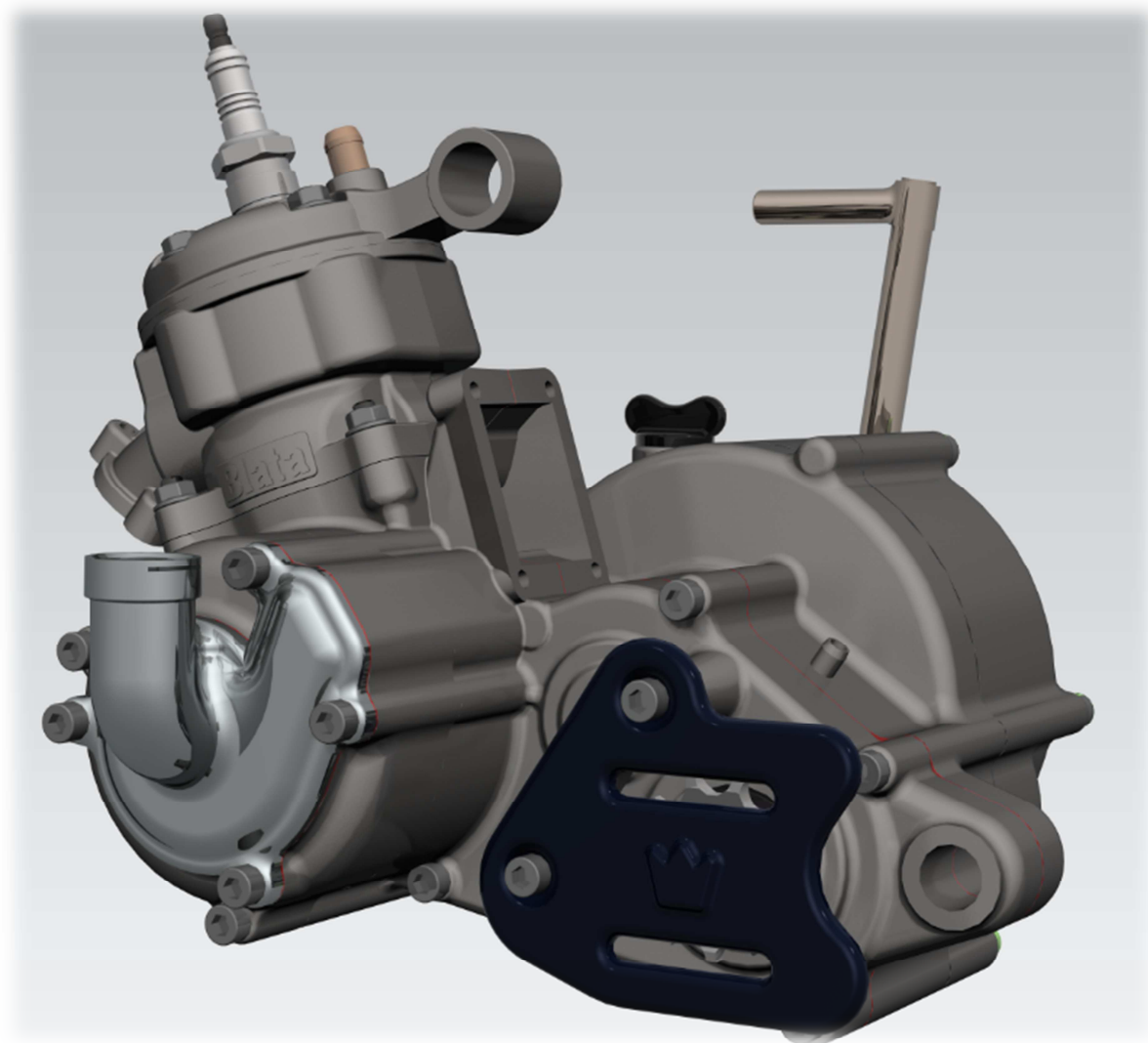
; pro $\tau_D = 30 \text{ MPa}$ - dovolené smykové napětí.

	Otáčky $n_{1,2,3}$	Točivý moment $M_{k1,2,3}$	Jmenovitý průměr $d_{1,2,3}$
Klikový hřídel	12 500 [min^{-1}]	9,5 [Nm]	11,73 [mm]
Spojka, předlokový hřídel	6 098 [min^{-1}]	19,1 [Nm]	14,80 [mm]
Výstupní hřídel	5 759 [min^{-1}]	19,8 [Nm]	14,98 [mm]

Tabulka 5-2: Průměry hřídelí

5.3 Popis navrženého motoru

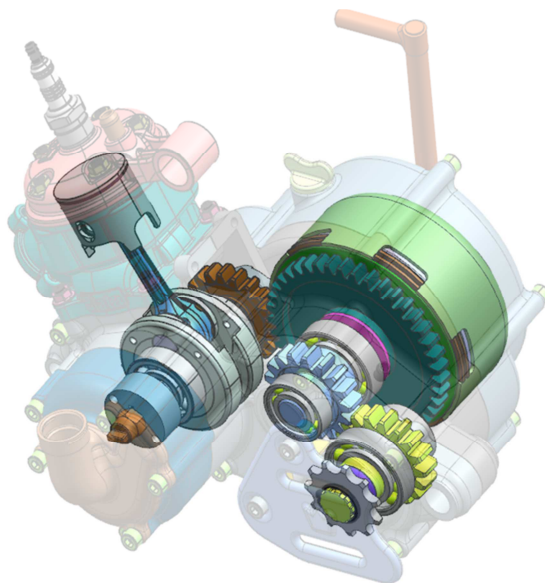
Nový motor je postaven na základech motoru Blata W50. Z tohoto motoru byla použita kliková hřídel s ojnicí a pístem. Dále byly převzaty válec a hlava. Geometrie skříně motoru tvořící část přepouštěcích kanálů, sací kanál a prostor klikového hřídele byly převzaty ze skříně motoru Blata. Na levé straně je umístěna vodní pumpa, pod kterou se skrývá zapalovací cívka. Pod víkem na pravé straně je startovací mechanismus a spojka. Jednotlivé části motoru jsou popsány v následujících kapitolách.



Obrázek 5-7: Navržený motor

5.4 Převodovka

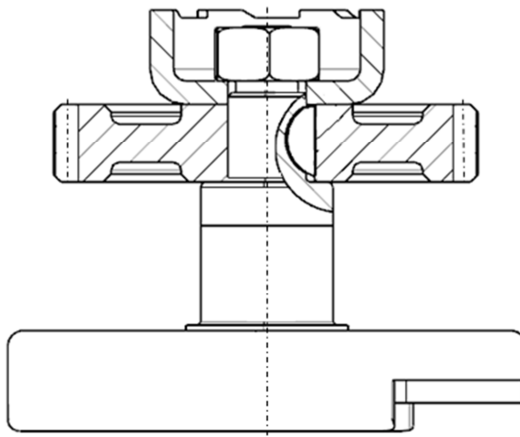
Přenos točivého momentu z klikového hřídele na spojku je uskutečněn přes primární převod. Dále putuje moment ze spojky na vstupní hřídel převodovky a přes koncový převod na výstupní hřídel převodovky. Moment z výstupního hřídele je na pastorek řetězového kola přenášen rovnobokým drážkováním. K mazání převodů a spojky je v prostoru skříně motoru olej. K mazání dochází broděním kol v olejové lázni. Návrh a kontrola ozubených převodů jsou obsaženy v přílohách I a II.



Obrázek 5-8: Převodovka v motoru

5.4.1 Spojení kola 1 s klikovým hřídelem

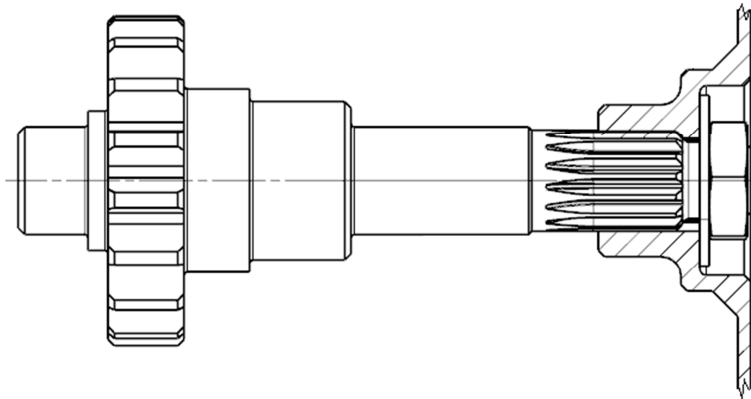
Spojení ozubeného kola 1 s klikovým hřídelem je převzato z původního motoru Blata. Jedná se o spoj hřídele s Woodruffovým perem. Pod maticí M8 x 1 je podložka přenášející síly ze startovacího mechanismu. Vzhledem k převzetí tohoto spoje z původního motoru není nutné provádět kontrolu.



Obrázek 5-9: Spojení kola 1 s klikovým hřídelem

5.4.2 Spojení bubnu s vstupním hřídelem převodovky

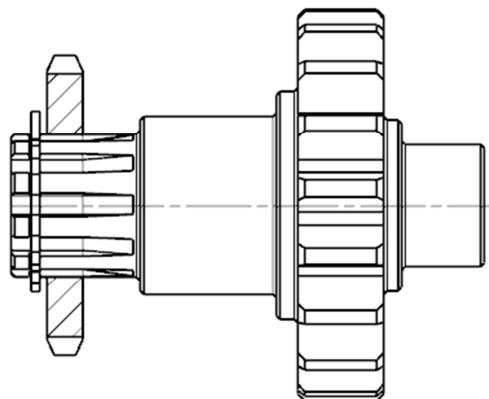
Spojení spojkového bubnu a vstupního hřídele převodovky je uskutečněno evolventním drážkováním ISO 4156 – 30° 15z x 14 x 30P x 5H / 5h. Návrh a kontrola tohoto spoje je v příloze III. Vstupní hřídel převodovky je vyroben jako jeden kus s ozubeným kolem.



Obrázek 5-10: Evolventní drážkování

5.4.3 Spojení výstupního hřídele s řetězovým pastorkem

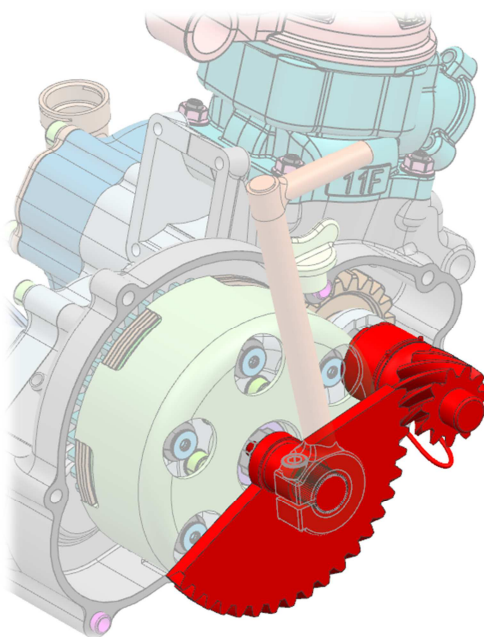
Pastorek je s výstupním hřídelem spojen rovnobokým drážkováním DIN 5464 10x18x23. Návrh a kontrola tohoto spoje jsou obsaženy v příloze IV. K zajištění pastorku proti vysunutí slouží pojistný kroužek na hřídel. Výstupní hřídel je vyroben jako jeden kus s ozubeným kolem.



Obrázek 5-11: Spojení pastorku s výstupním hřídelem

5.5 Startovací mechanismus

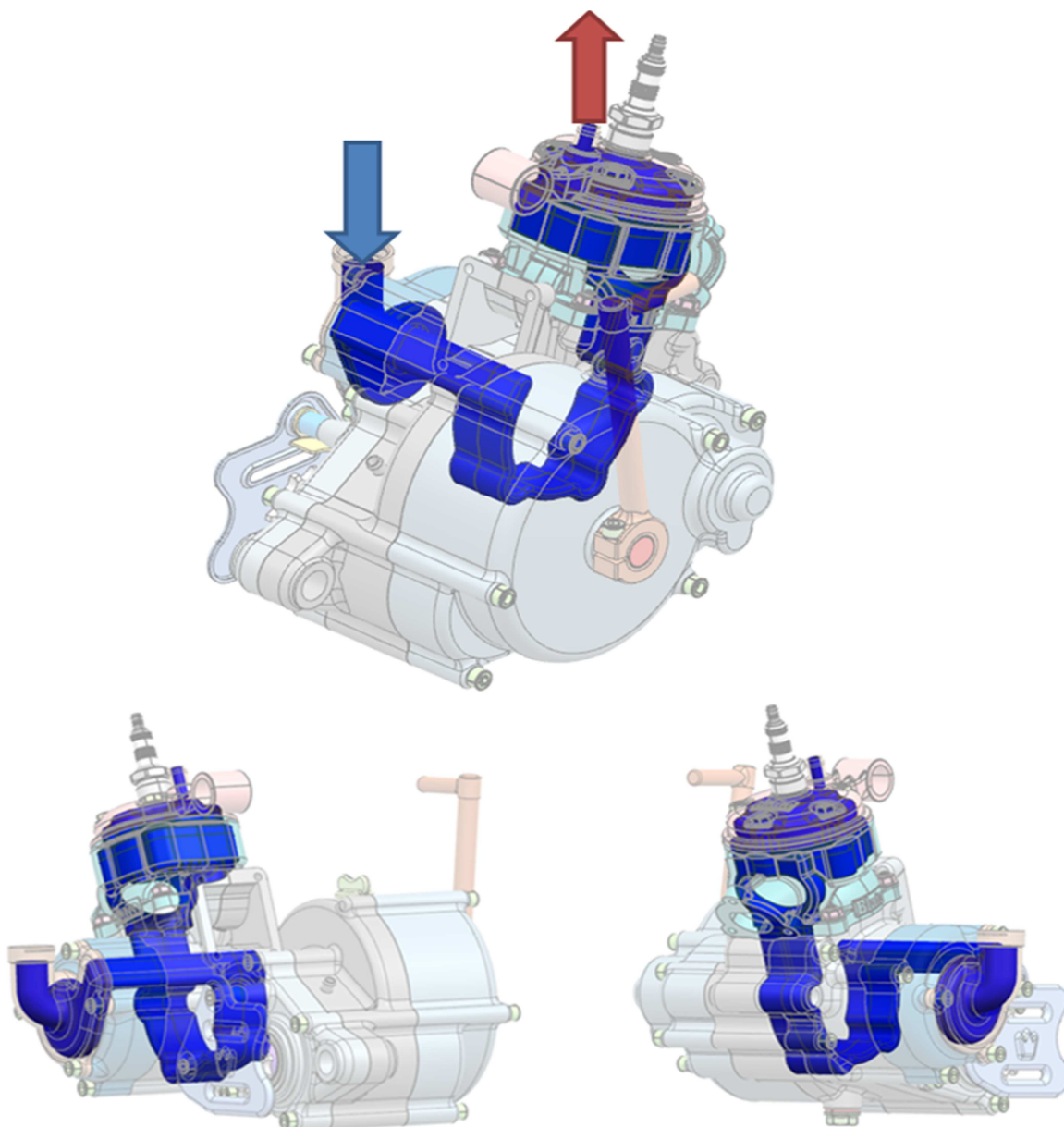
Startovací mechanismus je konstrukčně stejný, jako běžně používané mechanismy u konkurenčních motorů. Startovací páka je spojena s ozubeným půlkolem, jehož šikmé ozubení zapadá do ozubení pastorku. Šikmé ozubení startovacího převodu vyvolává při sešlápnutí startovací páky na pastorku axiální sílu, jejímž působením se pastorek s čelní rohatkou vysune do záběru klikového hřídele. Tím dojde k přenosu točivého momentu ze startovací páky na klikový hřídel a jeho roztočení. Obrázek 5-12 ukazuje umístění mechanismu.



Obrázek 5-12: Startovací mechanismus

5.6 Chladicí okruh

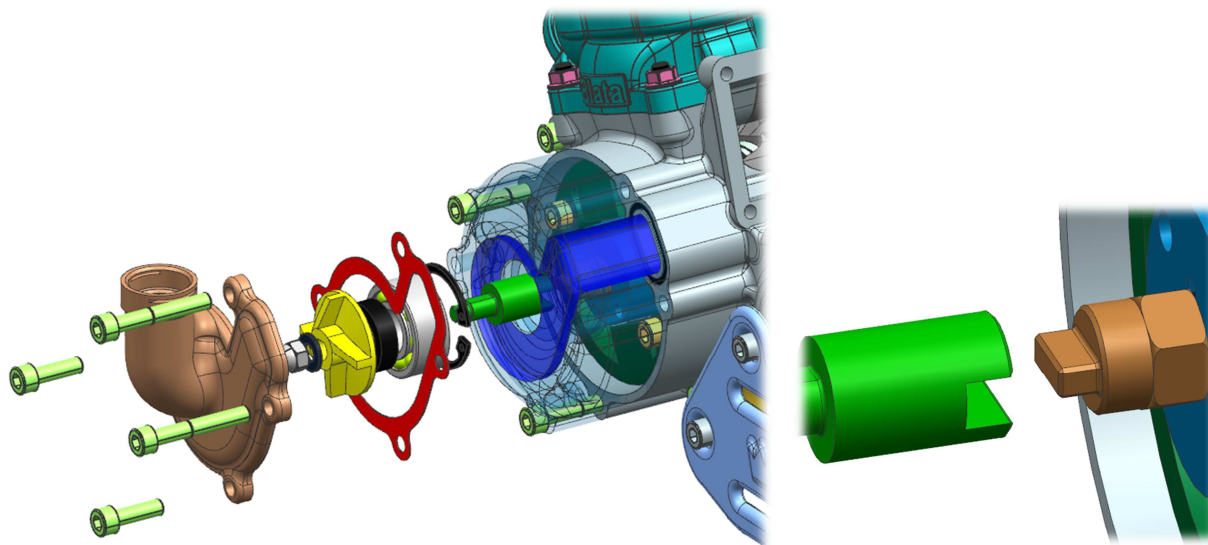
Přidanou hodnotou nového navrženého motoru je použití chlazení klikové skříně (Obrázek 5-13). Touto konstrukcí dochází k ochlazování stěn klikové skříně a menšímu ohřevu čerstvě nasáté směsi. Výsledkem je zlepšení plnění motoru. Očekávaný výkon by tedy mohl být vyšší, než původní výkon motoru Blata W50. Tato technologie přišla do minikrosových motorů s motocyklem KTM 50 SX v roce 2014. Chlazení klikové skříně bylo využíváno hlavně u motocyklů Moto GP. Na následujících obrázcích je znázorněn kanál pro chladicí kapalinu. Z chladiče je kapalina čerpána vodním čerpadlem skříní motoru do válce a hlavy válce. Odtud opět vystupuje do chladiče.



Obrázek 5-13: Chladicí okruh

5.6.1 Vodní čerpadlo

Vodní čerpadlo je poháněné od klikového hřídele. Hřídelka přenášející pohyb z klikového hřídele přes matici rotoru zapalování na čerpadlové kolo je uložena v kuličkovém dvouřadém ložisku. Toto ložisko je nalisované v bočním víku zapalování, jež také tvoří část kanálu chladicího okruhu.

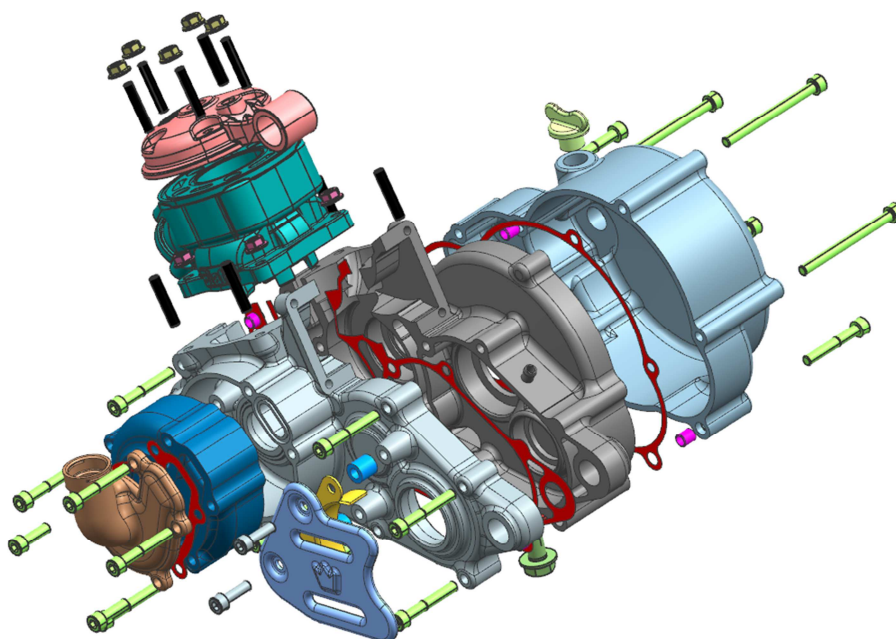


Obrázek 5-14: Sestava vodního čerpadla

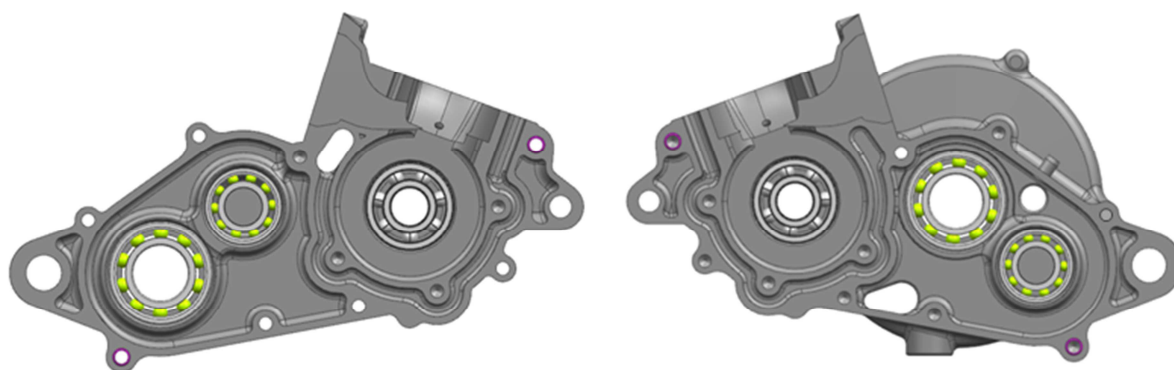
Obrázek 5-15: Hřídelka pohonu čerpadla

5.7 Skříň motoru

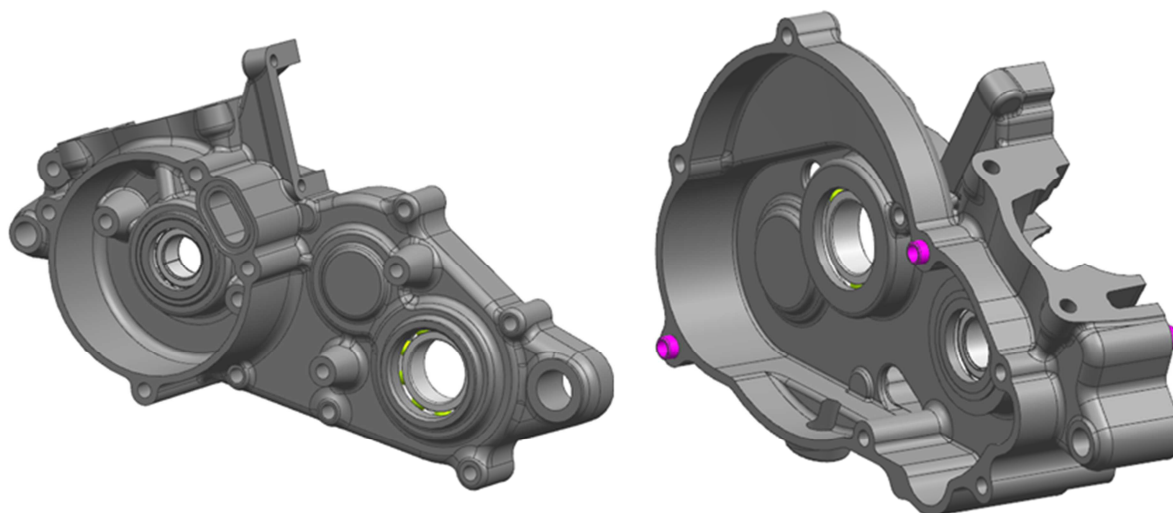
Dělicí rovina motorové skříň je vertikální podél směru jízdy. Jedná se přesný hliníkový odlitek s obrobenými uloženými ložisek klikového hřídele a hřídelů převodovky. Dále jsou skříň vrtány otvory pro šrouby a středící průchodky. V dělicí rovině je vloženo těsnění vyrobené stříháním z papíru silného 0,3 mm. Obě půlky jsou k sobě sešroubovány jedenácti šrouby M6 x 1 s válcovou hlavou. Pro přesné lícování obou půlek jsou použity dvě středící průchodky.



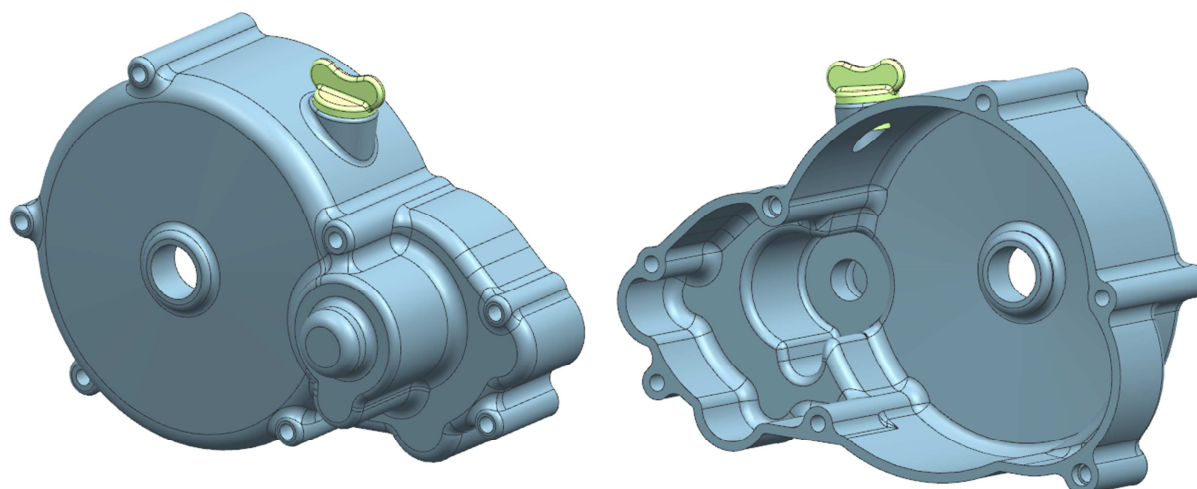
Obrázek 5-16: Skříň a víka motoru v rozstřeleném pohledu



Obrázek 5-17: Levý a pravý karter



Obrázek 5-18: Kartery



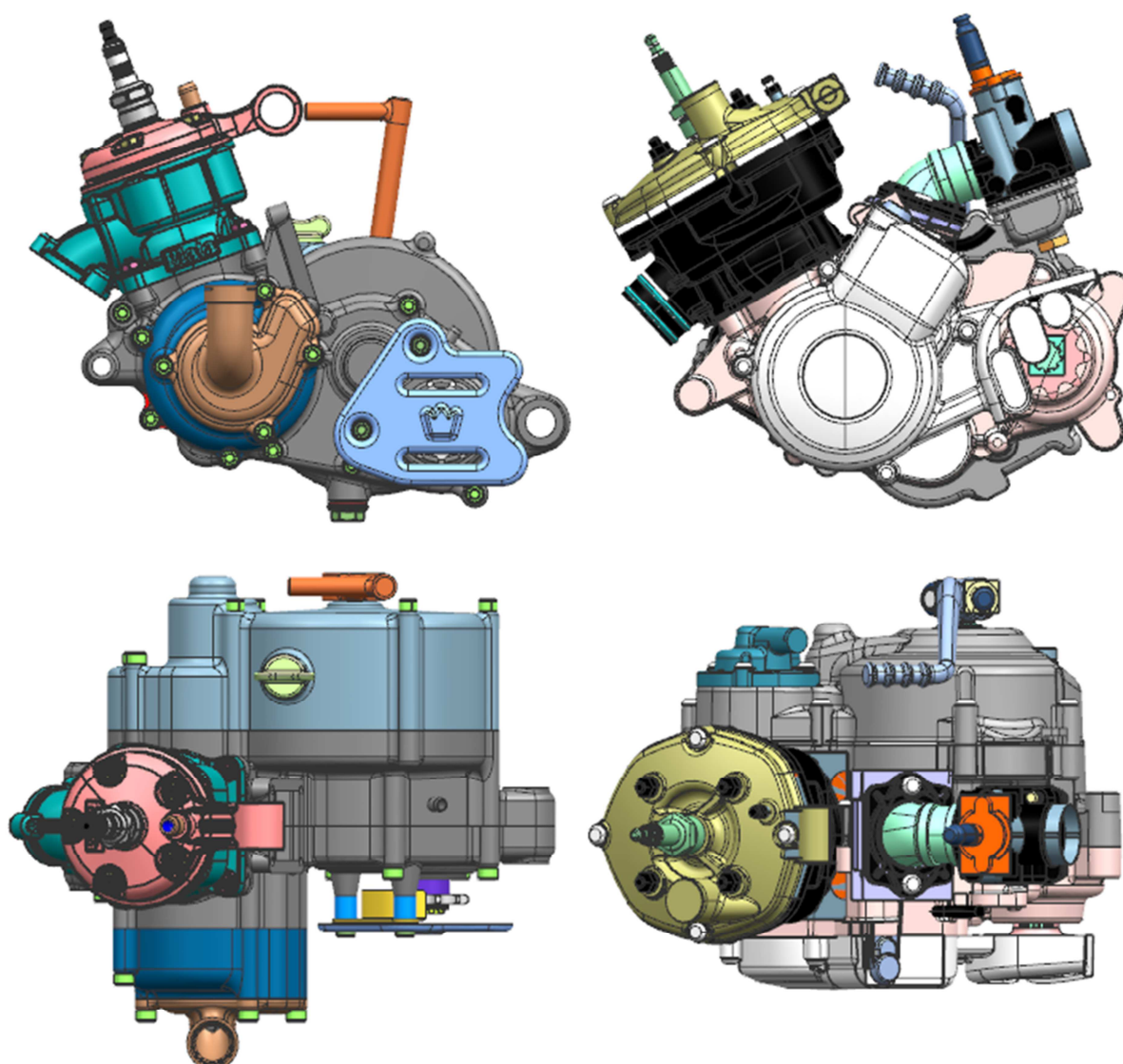
Obrázek 5-19: Pohled na víko spojky s otvorem pro nalévání oleje

5.8 Velikost motoru

5.8.1 Srovnání s konkurenčním motorem

Jak je z obrázku (Obrázek 5-20) patrné, navržený motor je velikostně srovnatelný s porovnávaným motorem, tvarově se však liší. Zástupce pro srovnání je použit motor Piaggio Hi-PER 2 SS Conqueror, jehož 3D model byl dostupný. Jedná se o motor určený do podvozků minikrosových motocyklů. Cílem tohoto srovnání bylo ověření, zda motor svými rozměry příliš nevybočuje ze standardní velikosti.

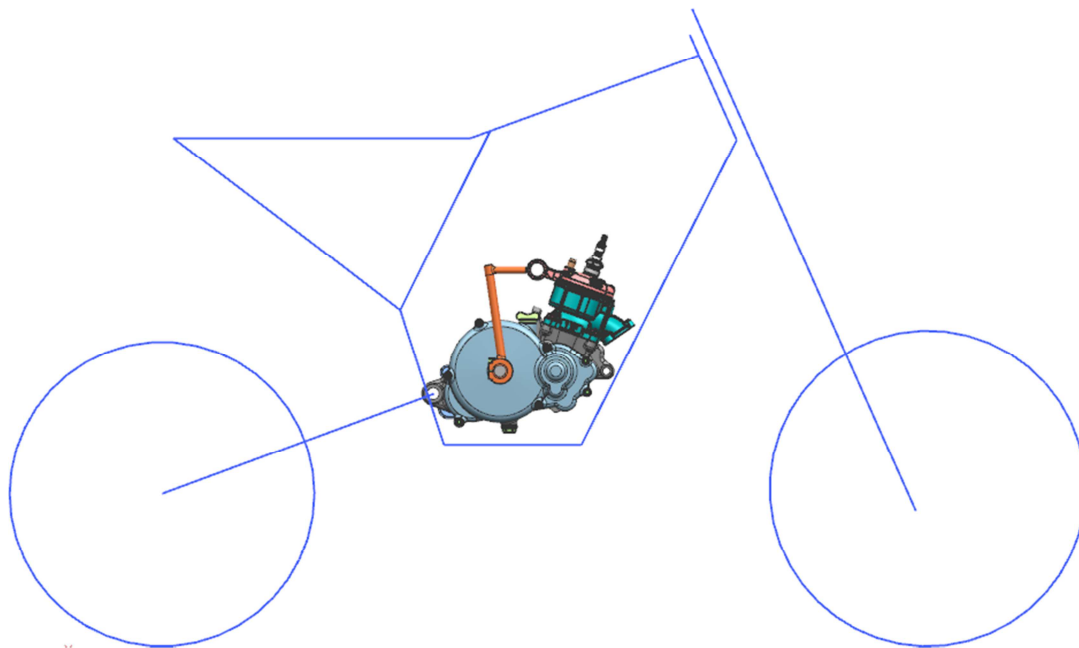
Navržený motor je sice širší v oblasti vodního čerpadla, ale naopak je užší v místě umístění stupačky, což může být výhodné pro pohodlnější umístění jezdcovi nohy.



Obrázek 5-20 Srovnání navrženého motoru s motorem Piaggio

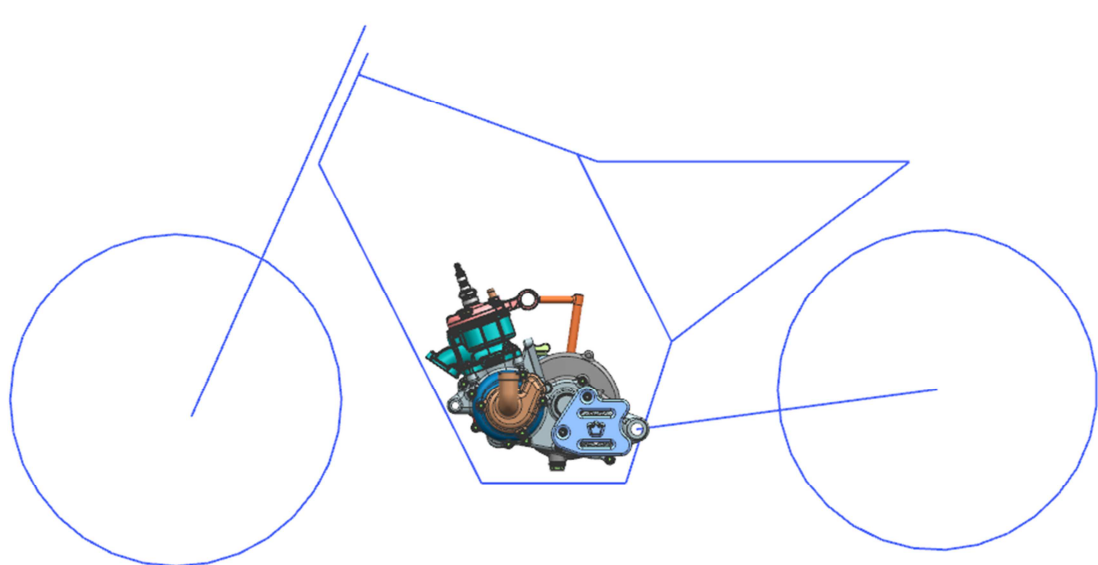
5.8.2 Umístění motoru v rámu motocyklu

Na dalších obrázcích je motor umístěný ve schematicky znázorněném podvozku nakresleném v měřítku. Zadním úchytným bodem prochází osa kyvné vidlice o $\varnothing 16$ mm. Druhý bod je umístěný v přední části motoru pod ústím výfukového kanálu. Zde je uchycen motor v rámu šroubem o průměru $\varnothing 10$ mm.



Obrázek 5-21: Motor v rámu

Na dalším obrázku je schematicky znázorněný motocykl v propuženém stavu.



Obrázek 5-22: Rám v propuženém stavu

6 Konstrukční návrh spojky

6.1 Početní návrh

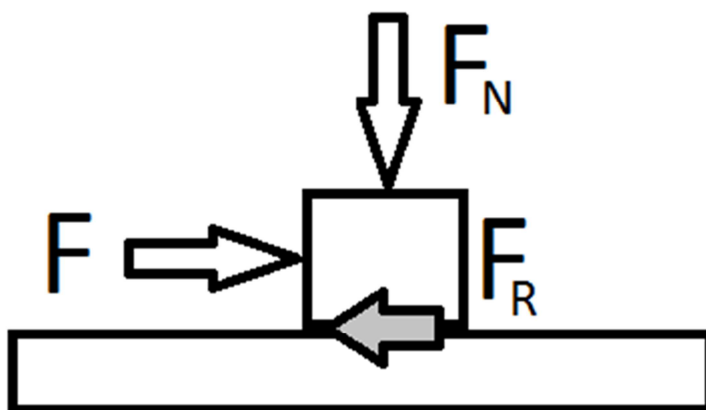
V této části se práce věnuje početnímu návrhu spojky. Vychází se ze známých údajů. Je znám průběh točivého momentu, primární převod a maximální průměr spojky s ohledem na zástavbový prostor motoru. Podle toho je určen vnější poloměr lamel r_1 a zvolen vnitřní poloměr lamel r_2 . Dále je zapotřebí znát součinitel tření třecího obložení a ocelových plechů.

6.1.1 Součinitel tření

Je-li těleso posouváno po podložce silou F , působí proti směru pohybu třecí síla F_R . Jinými slovy je tato síla odpor proti posuvu tělesa na jiném tělese. Její velikost určuje normálová síla F_N působící kolmo k povrchu, druh třecích materiálů a stav jejich povrchů, mazání, teplota a druh tření – statické nebo dynamické.

Statické tření nastane, má-li se těleso posouvat po podložce. Síla F je přitom menší, nebo stejná jako třecí síla F_R . Má-li dojít k pohybu tělesa, musí síla F překonat třecí sílu a tření se změní ze statického na dynamické.

Dynamické tření nastane při klouzání tělesa po podložce. Síla F je přitom větší, než třecí síla F_R . Třecí síla je při dynamickém tření menší než u statického tření. Působí například mezi brzdovým kotoučem a destičkou.



Obrázek 6-1: Síly při tření

Matematické vyjádření závislosti třecí síly na normálové síle:

$$F_R = F_N \cdot \mu \quad (1.8.)$$

V rovnici (1.8.) je μ součinitel tření. Zahrnuje v sobě výše zmíněné vlivy. Je rozdílný pro statické i dynamické tření jinak stejných ploch. To znamená, že je závislý na rychlosti vzájemného pohybu ploch. Obvykle je vyšší statický součinitel tření než dynamický. Pro konstrukci spojky je zapotřebí uvažovat dynamický součinitel, protože při spínání dochází k prokluzu, tedy vzájemnému pohybu třecích ploch. [1]

Tabulka 6-1 porovnává hodnoty dynamického koeficientu tření za sucha μ_{dry} a při použití oleje μ_{oil} vybraných používaných materiálů obložení spojek, dále maximální dovolený tlak mezi lamelami p_{max} a maximální teplotu t_{max} .

Materiál	μ_{dry}	μ_{oil}	p_{max} (MPa)	t_{max} (°C)
Plasty	0,25 - 0,45	0,06 - 0,10	1,04 - 2,07	200 - 260
Tkaniny	0,25 - 0,45	0,08 - 0,10	0,35 - 0,69	200 - 260
Spékané kovy	0,15 - 0,45	0,05 - 0,08	1,04 - 2,07	230 - 680
Korek	0,30 - 0,50	0,15 - 0,25	0,06 - 0,10	80
Dřevo	0,20 - 0,45	0,12 - 0,16	0,35 - 0,62	90
Litina	0,15 - 0,25	0,03 - 0,06	0,69 - 1,73	260
Papír	–	0,10 - 0,17	–	–
Grafit	–	0,10 - 0,14	–	–

Tabulka 6-1: Hodnoty pro třecí dvojice [9]

Protože spojka bude v olejové lázni, jsou důležité hodnoty koeficientu tření při použití oleje. Dobré hodnoty vykazuje použití korkového nebo dřevěného obložení. Vzhledem k určení a použití motocyklu je předpoklad častého prokluzu spojky, čímž bude docházet k tvorbě velkého množství tepla. Materiály jako korek nebo dřevo mají nízkou maximální dovolenou teplotu a proto nejsou pro použití v takovéto spojce vhodné.

Výrobce třecích obložení Tribco Inc. nabízí materiál CLUTCHTEX® P-7. Tento materiál se zakládá na bázi kompozitu s vlákny kevlaru. Přesné složení výrobce neuvádí, ale uvádí všechny hodnoty důležité pro konstrukci spojky s tímto obložím. Tento materiál byl vybrán z důvodu vysokého součinitele tření a tepelné únosnosti.

Sám výrobce specifikuje materiál CLUTCHTEX® P-7 jako nespékaný kompozitní textilní materiál obsahující kevlarová vlákna. Matrice je na bázi polymeru. Tento materiál neobsahuje papír ani azbest. Nabízí vysoký výkon pro aplikaci v mokřích spojkách nebo brzdách. Má výbornou odolnost proti praskání, popraskání nebo odlomení. Nepůsobí abrazivně proti protější ploše. Podle výrobce je opotřebení třecího obložení až o 50 % nižší než při použití materiálu na organické bázi, papíru nebo bronzové slitiny. [19]

Tabulka 6-2 zobrazuje třecí vlastnosti při použití oleje pro automatické převodovky.

Materiál	μ_{dry}	μ_{oil}	p_{dmax} (MPa)	t (°C)
CLUTCHTEX® P-7	–	0,10 - 0,15	0,14 - 2,76	205

Tabulka 6-2: Parametry třecího obložení [19]

Požadavky na protější plochu: vhodný materiál je ocel, měď nebo tvrdá slitina hliníku. Stav plochy - neleštěný. [19]

6.1.2 Vícelamelová spojka

Výpočet vícelamelové spojky vychází ze vzorce (1.9.) pro určení velikosti třecí síly F_R , která závisí na točivém momentu přenášeném spojkou M_{KS} . Dále závisí na středním poloměru třecích lamel r_s a počtu třecích dvojic i_d .

$$F_R = \frac{M_{KS}}{i_d \cdot r_s} \quad (1.9.)$$

M_{KS} – přenášený točivý moment spojkou

i_d – počet třecích dvojic

r_s – střední poloměr třecích lamel

Vzorec (1.10.) slouží k určení středního poloměru lamel.

$$r_s = \frac{r_1 + r_2}{2} \quad (1.10.)$$

r_1 – vnitřní průměr lamely

r_2 – vnější průměr lamely

Dosazením (1.10.) do (1.9.) je získán vztah (1.11.).

$$F_R = \frac{M_{KS}}{i_d} \cdot \frac{2}{r_1 + r_2} = \frac{2 \cdot M_{KS}}{i_d \cdot (r_1 + r_2)} \quad (1.11.)$$

Pro výpočet přítláčné síly se vychází ze vztahu (1.8.), ze kterého je tato síla vyjádřena a označena jako $F_{Ppotř}$, protože se jedná o přítláčnou sílu potřebnou pro přenos daného točivého momentu. Tím máme výchozí vztah (1.12.).

$$F_{Ppotř} = \frac{F_R}{\mu} \quad (1.12.)$$

Dosazením (1.11.) do (1.12.) je získán vztah (1.13.).

$$F_{Ppotř} = \frac{2 \cdot M_{KS}}{\mu \cdot i_d \cdot (r_1 + r_2)} \quad (1.13.)$$

Ve výpočtu uvažovaný točivý moment přenášený spojkou M_{KS} je moment na klikovém hřídeli násoben převodovým poměrem primárního převodu i_1 .

Hodnoty pro výpočet $F_{ppotř}$		
μ	0,1	[-]
i_d	4	[-]
r_1	0,034	[m]
r_2	0,055	[m]
i_1	2,05	[-]

Tabulka 6-3 Hodnoty pro výpočet spojky

Hodnoty v tabulce (Tabulka 6-3) jsou navrženy pro konstrukci spojky. Počet třecích dvojic záleží na počtu lamel. Navržená spojka je dvou lamelová a každá z lamel má dva třecí povrchy.

Tabulka 6-4 je získána dosazením hodnot z předchozí tabulky a točivých momentů náležících otáčkám klikového hřídele od 6000 min^{-1} až k maximálním do vztahu (1.13.). Sloupce v tabulce obsahují postupně otáčky motoru n , hodnoty točivého momentu na klikovém hřídeli motoru, hodnoty točivého momentu přenášeného spojkou a potřebnou přítláčnou sílu při daných otáčkách. Pro zvýrazněný řádek 8000 min^{-1} je uvedený pod tabulkou ukázkový výpočet s dosazením hodnot do vzorce.

Otáčky klikového hřídele n [min^{-1}]	Otáčky spojky n_s [min^{-1}]	Točivý moment na klikovém hřídeli M_K [Nm]	Točivý moment na spojce M_{KS} [Nm]	Potřebná přítláčná síla $F_{ppotř}$ [N]
6 000	2927	4,8	9,8	550,2
6 500	3171	5,1	10,5	592,5
7 000	3415	5,5	11,2	628,8
7 500	3659	6,4	13,1	733,6
8 000	3902	4,8	9,8	550,2
8 500	4146	5,1	10,4	582,5
9 000	4390	5,3	10,9	611,3
9 500	4634	6,0	12,4	694,9
10 000	4878	6,7	13,7	770,2
10 500	5122	8,2	16,8	943,1
11 000	5366	8,7	17,8	1000,3
11 500	5610	9,1	18,7	1052,5
12 000	5854	9,6	19,6	1100,3
12 500	6098	9,6	19,6	1100,3
13 000	6341	9,2	18,8	1058,0
13 500	6585	7,8	16,0	896,6
14 000	6829	6,8	14,0	786,0

Tabulka 6-4: Průběh potřebné přítláčné síly

$$n_s = \frac{n}{i_1} = \frac{8000}{2,05} \cong 3902,4 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

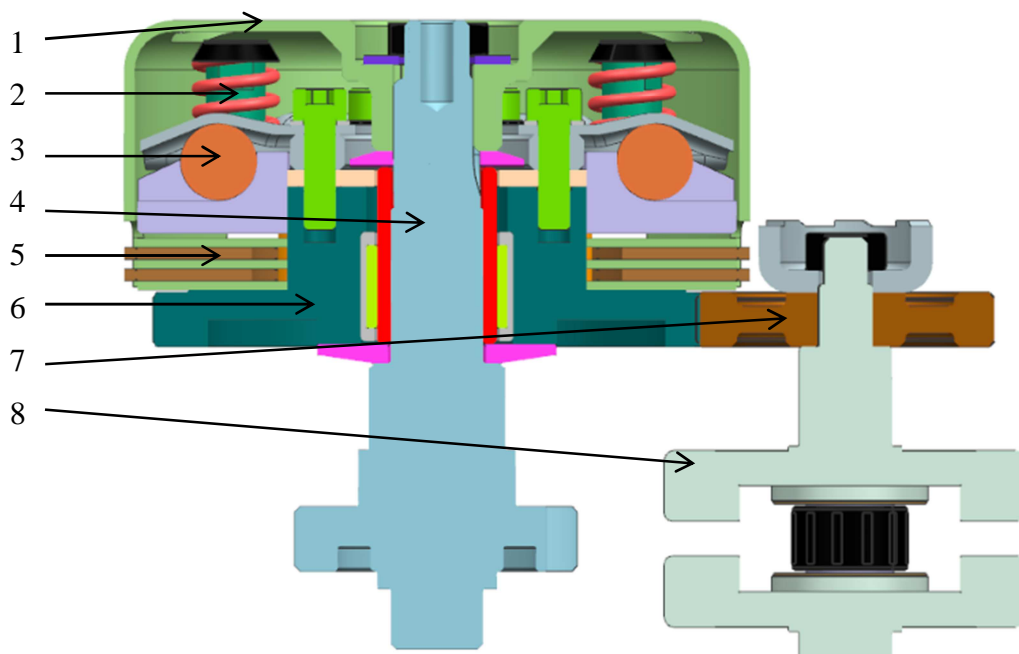
$$M_{KS} = M_K \cdot i_1 = 4,78 \cdot 2,05 \cong 9,79 \text{ [Nm]}$$

$$F_{Ppotř} = \frac{2 \cdot M_{KS}}{\mu \cdot i_d \cdot (r_1 + r_2)} = \frac{2 \cdot 9,79}{0,1 \cdot 4 \cdot (0,034 + 0,055)} \cong 550 \text{ [N]}$$

6.2 Výpočet přitlačné síly

6.2.1 Konstrukce přitlačného mechanismu

Rozborem konstrukcí odstředivých lamelových spojek dostupných na našem i zahraničním trhu byly zjištěny dva základní typy konstrukcí přitlačného mechanismu. Například spojka Tomar používá odstředivé páky, které působí na přitlačný kotouč. Další typ konstrukce je použit v motocyklu KTM 50 SX. Zde jsou odstředivé elementy kuličky, které jsou mezi kuželovými plochami a rozevírají je jako klín. Tím je vyvozena přitlačná síla na lamely. Pro konstrukci spojky, jíž se zabývá tato práce, byly zvoleny jako odstředivé elementy válečky, které plní stejnou funkci jako kuličky u spojky KTM. Díky čárovému styku válečku s přitlačným kotoučem je vyvozen nižší tlak ve styku těchto těles, než v případě bodového styku u kuliček.



Obrázek 6-2: Mechanismus spojky

1 – unášecí koš, 2 – vratné pružiny, 3 – přitlačný mechanismus, 4 – vstupní hřídel převodovky, 5 – sada lamel, 6 – unášec s ozubením, 7 – pastorek primárního převodu, 8 – klikový hřídel

6.2.2 Odstředivá síla

Obecně známý vztah pro výpočet odstředivé síly je dosažen aplikací Newtonova druhého zákona (1.15.) na normálové zrychlení rotačního pohybu (1.14.). Tím je získán vztah (1.16.) pro odstředivou sílu, nazývaný též D'Alembertova síla. [4]

$$a = r \cdot \omega^2 \quad (1.14.)$$

$$F = m \cdot a \quad (1.15.)$$

$$F_{odstředivá} = F_O = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1.16.)$$

m – hmotnost elementu

r – poloměr těžiště rotujícího elementu

ω – úhlová rychlost

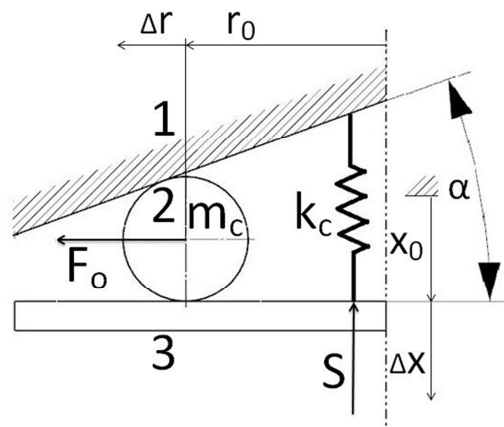
F_O – odstředivá síla

Přepočet otáček na úhlovou rychlost se provede pomocí vztahu (1.17.).

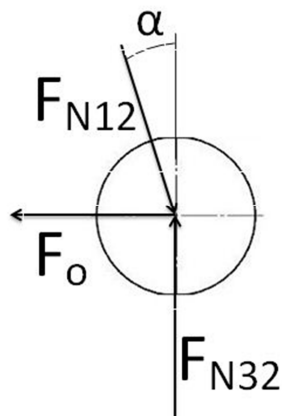
$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1.17.)$$

6.2.3 Mechanismus přitlačného kotouče

Pro výpočet přitlačné síly je nutné provést rozbor přitlačného mechanismu (Obrázek 6-3). Tento mechanismus převádí odstředivou sílu na přitlačnou. Metodou uvolnění dostaneme soustavu rovnic, z kterých bude vyjádřena přitlačná síla.



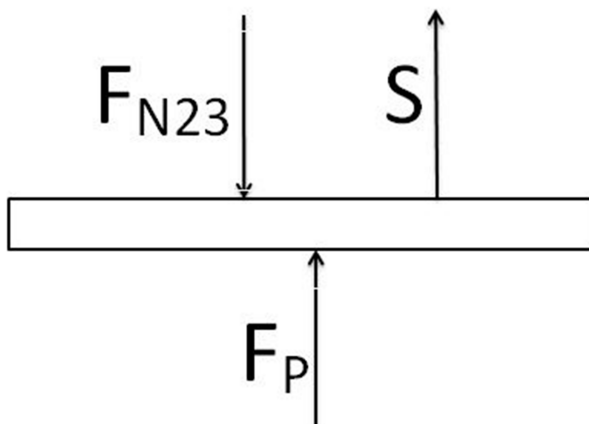
Obrázek 6-3: Schéma mechanismu přitlačného kotouče

Uvolnění tělesa 2:

Obrázek 6-4: Těleso 2

$$\leftarrow + \sum_1^n F_{ix} = 0: \quad F_O - F_{N12} \cdot \sin\alpha = 0 \quad (1.18.)$$

$$\downarrow + \sum_1^n F_{iy} = 0: \quad F_{N12} \cdot \cos\alpha - F_{N32} = 0 \quad (1.19.)$$

Uvolnění tělesa 3:

Obrázek 6-5: Těleso 3

$$\downarrow + \sum_1^n F_{iy} = 0: \quad F_{N23} - F_P - S = 0 \quad (1.20.)$$

Tím je získána soustava rovnic:

$$F_O - F_{N12} \cdot \sin\alpha = 0 \quad (1.21.)$$

$$F_{N12} \cdot \cos\alpha - F_{N32} = 0 \quad (1.22.)$$

$$F_{N23} - F_P - S = 0 \rightarrow F_{N23} = F_P + S \quad (1.23.)$$

Dosazením (1.23.) do (1.22.) je získána rovnice (1.24.). Dále dosazením (1.24.) do (1.21.) je dosaženo důležitého vztahu (1.25.).

$$F_O - F_{N12} \cdot \sin\alpha = 0 \quad (1.21.)$$

$$F_{N12} \cdot \cos\alpha - F_P - S = 0 \rightarrow F_{N12} = \frac{F_P + S}{\cos\alpha} \quad (1.24.)$$

$$F_O - (F_P + S) \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = 0 \quad (1.25.)$$

F_P – přítláčná síla

F_O – odstředivá síla

Podle popisků v schématu (Obrázek 6-3) je dosazeno do vztahu (1.25.) a vyjádřením odstředivé síly je získán vztah (1.26.).

$$F_O = m_c \cdot \omega_S^2 \cdot (r_0 + \Delta r) \quad (1.26.)$$

m_c – celková hmotnost odstředivých elementů

ω_S – úhlová rychlost spojky

r_0 – poloměr těžiště odstředivých elementů v klidu

Δr – přírůstek poloměru při spínání spojky

Ze schématu (Obrázek 6-3) vyplývá zdvihová závislost (1.27.) mezi posunutím přítláčného kotouče a změnou poloměru odstředivých válečků.

$$\Delta r = \frac{\Delta x}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (1.27.)$$

Δx – posuv přítláčného kotouče

α – úhel sklonu kuželové plochy

Velikost síly od vratných pružin je závislá na jejich tuhosti a deformaci. Vyjadřuje ji vztah (1.28.).

$$S = k_c \cdot (x_0 + \Delta x) \quad (1.28.)$$

S – síla od vratných pružin

k_c – celková tuhost vratných pružin

x_0 – předepnutí pružiny

Pro úpravu vztahu byl použit vzorec (1.29.).

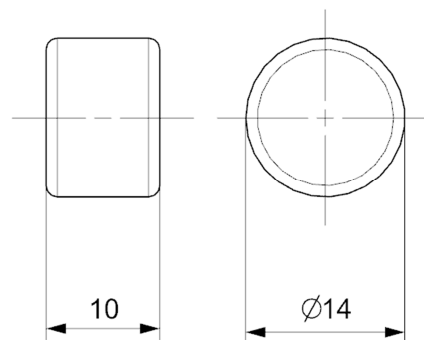
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (1.29.)$$

Dosazením (1.27.) do (1.26.) a dále (1.26.), (1.28.) a (1.29.) do (1.25.) je získána rovnice (1.30.).

$$m_c \cdot \omega^2 \cdot \left(r_0 + \frac{\Delta x}{\operatorname{tg} \alpha} \right) - [F_P + k_c \cdot (x_0 + \Delta x)] \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0 \quad (1.30.)$$

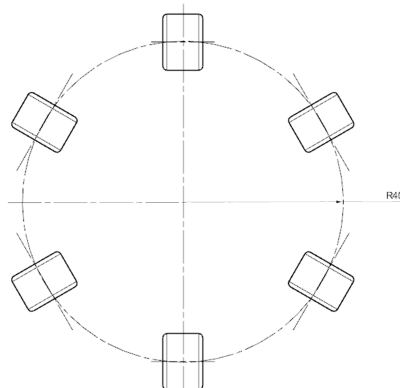
6.2.4 Odstředivé válečky

Velikost a počet válečků byl určen s ohledem na funkci spojky. Hmotnost válečků musí být taková, aby přítláčná síla vyvozená mechanismem přítláčného kotouče byla dostatečná pro přenos točivého momentu.



Obrázek 6-6: Odstředivý váleček

Válečky jsou vyrobeny z ocele o hustotě $\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$. Pomocí CAD software byla zjištěna hmotnost válečku $m_i = 0,01194 \text{ kg}$.



Obrázek 6-7: Sestava šesti odstředivých válečků

Celková hmotnost válečků: $m_c = i \cdot m_i = 6 \cdot 0,01194 = 0,0716$ [kg], přičemž i je počet válečků.

Poloměr těžiště válečků je $r_0 = 0,04$ [m].

6.2.5 Určení tuhosti pružin

Pro určení tuhosti pružin je ze vzorce (1.30.) vyjádřena celková tuhost (1.31.) a dosazeny hodnoty pro podmínky otáček spojky při sepnutí $n_s = 3902,4$ [min^{-1}]. To je hodnota odpovídající otáčkám klikového hřídele $n = 8000$ [min^{-1}]. Při těchto otáčkách je požadovaná přítláčná síla $F_{\text{Ppotř}} = 550$ [N] (viz Tabulka 6-4).

$$k_c = \frac{m_c \cdot \omega^2}{\text{tg}\alpha \cdot (x_0 + v)} \cdot \left(r_0 + \frac{\Delta x}{\text{tg}\alpha} \right) - \frac{F_p}{(x_0 + \Delta x)} \quad (1.31.)$$

Pro tento účel je zapotřebí určit si velikost stlačení pružiny v klidu x_0 . Tím je dána předepínací síla pružiny za klidu. Hodnota v je vůle mezi lamelami za klidu. Ke spínání spojky dojde až tehdy, je-li tato vůle vymezena přítláčným kotoučem. Proto $\Delta x = \langle 0; v \rangle$, přičemž $v = 0,001$ [m].

Hodnoty pro určení celkové tuhosti pružin k_c	
ω_s	408,66 [min^{-1}]
$F_{\text{Ppotř}}$	550 [N]
α	22 [°]
m_c	0,0716 [kg]
x_0	0,003 [m]
r_0	0,04 [m]
Δx	0,001 [m]

Tabulka 6-5: Konstanty pro určení celkové tuhosti pružin

Nejprve je spočítána úhlová rychlost spojky pro otáčky klikového hřídele odpovídající spínacím dosazením do (1.1.)

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3902,4}{60} \cong 408,66 \text{ [rad}^{-1}\text{]}$$

Dále může být dosazeno do (1.31.).

$$k_c = \frac{0,0716 \cdot 408,66^2}{\text{tg}22 \cdot (0,003 + 0,001)} \cdot \left(0,04 + \frac{0,001}{\text{tg}22}\right) - \frac{550}{(0,003 + 0,001)} \cong 176\,769 \text{ [N/m]}$$

Pružiny jsou řazeny paralelně, proto se jejich tuhosti sčítají a pro zjištění tuhosti jedné pružiny je nutné celkovou tuhost vydělit počtem pružin (1.32.).

$$k_i = \frac{k_c}{i_p} \tag{1.32.}$$

$$k_i = \frac{k_c}{i_p} = \frac{176\,769}{6} \cong 29\,462 \text{ [N/m]}$$

k_c – celková tuhost pružin

k_i – tuhost jedné pružiny

i_p – počet vratných pružin, $i_p = 6$

6.2.6 Návrh vratných pružin

Návrh vratných pružin vychází z orientačně určené tuhosti. Jsou použity obecně známé vztahy (1.33.) a (1.34.).

$$k_i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \tag{1.33.}$$

$$\tau = K_S \cdot \frac{8 \cdot S_i \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{1.34.}$$

G – modul pružnosti ve smyku

d – průměr drátu

n – počet činných závitů

D – střední průměr pružiny

S_i – síla jedné pružiny

K_S – korekční součinitel napětí v krutu podle Sopwitha (1.35.)

$$K_s = \frac{c + 0,2}{c - 1} \quad (1.35.)$$

c - poměr vinutí, $c = \frac{D}{d} \cdot 4 \div 16$

Dosazením (1.33.) do (1.28.) je získán vztah pro sílu jedné pružiny (1.36.).

$$S_i = \frac{k_c}{i_p} \cdot (x_0 + v) \quad (1.36.)$$

Hodnoty pro výpočet pružiny	
G	81 000 [MPa]
d	2.3 [mm]
D	14 [mm]
c	6.1 [-]
n	4 [-]
Ks	1.24 [-]

Tabulka 6-6: Navržené parametry pružiny

Dosazením hodnot z tabulky (Tabulka 6-6) do vzorce (1.33.) je vypočítána tuhost jedné navržené pružiny:

$$k_i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} = \frac{81\,000 \cdot 10^6 \cdot 0.0023^4}{8 \cdot 4 \cdot 0.014^3} \cong 25\,814,4 \text{ [N/m]}$$

Dosazením výsledku do (1.32.) je získána celková tuhost šesti navržených pružin.

$$k_c = i_p \cdot k_i = 6 \cdot 25\,814 = 154\,884 \text{ [N/m]}$$

Kontrola maximálního napětí v pružině je provedena v kapitole 6.2.7, kde je vypočítáno potřebné předepnutí.

6.2.7 Předepnutí pružin

V předchozím výpočtu bylo uvažováno předepnutí pružin $x_0 = 0,003$ [m] a vypočítána odpovídající orientační tuhost. Tuhost navržených pružin je odlišná, a proto musí být vypočítáno potřebné předepnutí. Hodnoty pro výpočet jsou v tabulce (Tabulka 6-7).

Hodnoty pro určení předepnutí pružin x_0	
ω_S	408,66 [min ⁻¹]
$F_{Ppotř}$	550 [N]
α	22 [°]
m_c	0,0716 [kg]
k_c	154884 [N/m]
\bar{l}_0	0,04 [m]
Δx	0,001 [m]

Tabulka 6-7: Hodnoty pro určení předepnutí pružin

Vyjádřením x_0 z rovnice (1.30.) je získán vztah (1.37.).

$$x_0 = \frac{m_c \cdot \omega_S^2 \cdot \left(\bar{l}_0 + \frac{\Delta x}{\operatorname{tg}\alpha} \right)}{\operatorname{tg}\alpha \cdot k_c} - \frac{F_P}{k_c} - \Delta x \quad (1.37.)$$

Číselným dosazením hodnot z tabulky (Tabulka 6-7) do vzorce (1.37.) získáme číselné vyjádření potřebného předepnutí pružin.

$$x_0 = \frac{0,0716 \cdot 408,66^2 \cdot \left(0,04 + \frac{0,001}{\operatorname{tg}22} \right)}{\operatorname{tg}22 \cdot 154\,884} - \frac{550}{154\,884} - 0,001 \cong 0,0036 \text{ [m]}$$

Ze známé velikosti předepnutí se provede kontrola napětí v pružinách dosazením známých hodnot do vzorce (1.34.), (1.35.) a (1.36.).

$$\tau = \frac{c + 0,2}{c - 1} \cdot \frac{8 \cdot \frac{k_c}{i_p} \cdot (x_0 + v) \cdot D}{\pi \cdot d^3} = \frac{6,1 + 0,2}{6,1 - 1} \cdot \frac{8 \cdot \frac{154884}{6} \cdot (0,0036 + 0,001) \cdot 14}{\pi \cdot 2,3^3} \cong 418 \text{ [MPa]}$$

6.3 Analýza činnosti spojky

Analýza činnosti spojky spočívá ve zjištění otáček odpovídajících jednotlivým stavům spojky. Tyto stavy se dají popsat podmínkami, jež se dosadí do vzorce (1.38.) získaného vyjádřením úhlové rychlosti spojky z rovnice (1.30.) a dalším přepočtem na otáčky spojky a otáčky klikového hřídele.

$$\omega_S = \sqrt{\frac{[F_P + k_c \cdot (x_0 + \Delta x)] \cdot \operatorname{tg}\alpha}{m_c \cdot (r_0 + \frac{\Delta x}{\operatorname{tg}\alpha})}} \quad (1.38.)$$

Potřebné jsou tři stavy:

- 1) Počátek pohybu přitlačného kotouče při překonání síly pružin.
Podmínky: $\Delta x = 0$, $F_P = 0$
Odpovídající otáčky ω_1
- 2) Vymezení vůle lamel a počátek působení přitlačné síly.
Podmínky: $\Delta x = v$, $F_P = 0$
Odpovídající otáčky ω_2
- 3) Dosažení potřebné přitlačné síly a přenos celého točivého momentu bez prokluzu.
Podmínky: $\Delta x = v$, $F_P = F_{P\text{potř}}$
Odpovídající otáčky ω_3

Tabulka 6-8 obsahuje vypočítanou úhlovou rychlost spojky pro jednotlivé stavy a dále jí odpovídající otáčky spojky a otáčky klikového hřídele. Pro zvýrazněný řádek „Stav 3“ je uvedený pod tabulkou ukázkový výpočet s dosazením hodnot do vzorce.

Stav	ω_S [rad^{-1}]	n_S [min^{-1}]	n [min^{-1}]
1	256	2445	5013
2	306	2926	5998
3	408	3902	8000

Tabulka 6-8: Otáčky jednotlivých stavů spínání spojky

ω_S – úhlová rychlost spojky

n_S – otáčky spojky

n – otáčky klikového hřídele

$$\omega_{S3} = \sqrt{\frac{[F_P + k_c \cdot (x_0 + \Delta x)] \cdot \operatorname{tg}\alpha}{m_c \cdot (r_0 + \frac{\Delta x}{\operatorname{tg}\alpha})}} = \sqrt{\frac{[550 + 154884 \cdot (0,0036 + 0,001)] \cdot \operatorname{tg}22}{0,0716 \cdot (0,04 + \frac{0,001}{\operatorname{tg}22})}} = 409 \text{ [rad}^{-1}\text{]}$$

$$n_{S3} = \frac{\omega_{S3} \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{409 \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cong 3906 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_3 = n_{S3} \cdot i_1 \cong 3906 \cdot 2,05 \cong 8007 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Z tabulky (Tabulka 6-8) vyplývá, že při otáčkách klikového hřídele nižších než $n_1 = 5013 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ je spojka v rozeplém stavu. Při dovršení těchto otáček se začne vymezovat vůle mezi lamelami. Při otáčkách $n_2 = 5998 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ je vůle vymezována. Spojka prokluzuje až do úplného sepnutí, kdy postupně se zvyšující přítláčná síla nabyde hodnoty potřebné k přenosu celého točivého momentu. Tomuto momentu odpovídají otáčky $n_3 = 8000 \text{ [min}^{-1}\text{]}$.

6.3.1 Přítláčná síla

Z rovnice (1.30.) je odvozen vztah (1.39.) pro přítláčnou sílu.

$$F_p = \frac{m_c \cdot \left(r_0 + \frac{\Delta x}{\operatorname{tg}\alpha} \right)}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot \omega_S^2 - k_c \cdot (x_0 + v) \quad (1.39.)$$

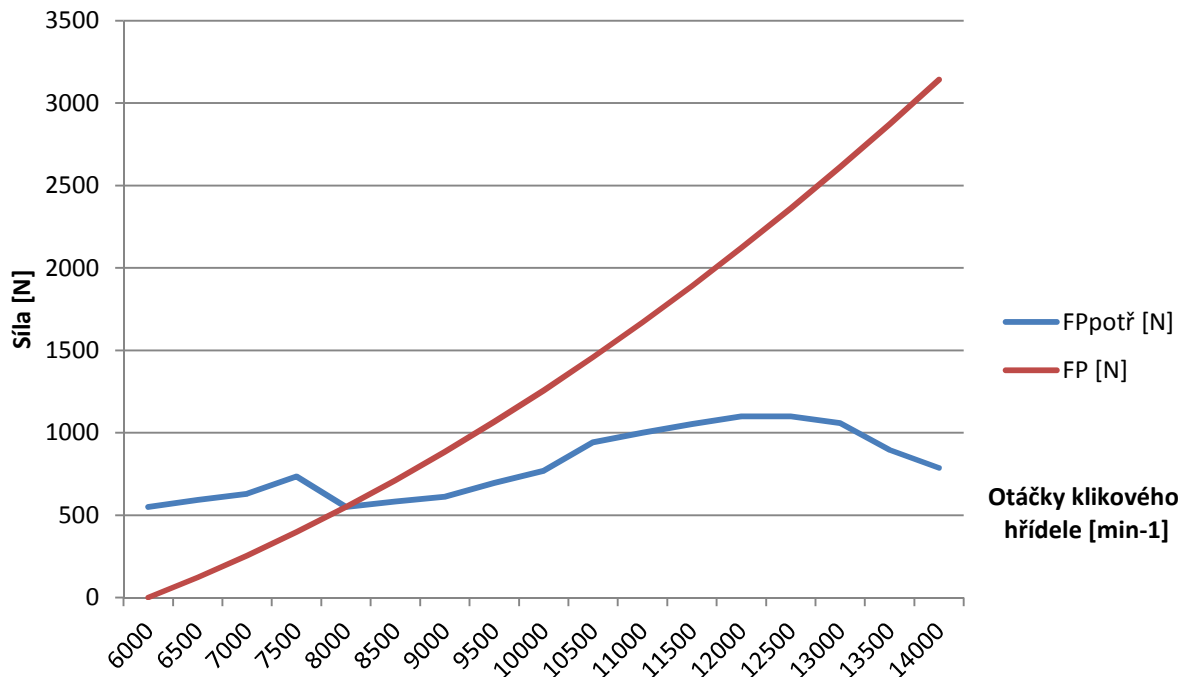
Pro názornost obsahuje Tabulka 6-9 v prvním sloupci otáčky klikového hřídele, jimž náleží hodnota točivého momentu, respektive potřebné přítláčné síly pro jeho přenesení spojkou. Třetí sloupec pak obsahuje hodnoty přítláčné síly vyvozené mechanismem pro spektrum otáček od klikového hřídele. Pro zvýrazněný řádek 8000 min^{-1} je uvedený pod tabulkou ukázkový výpočet s dosazením hodnot do vzorce.

Otáčky klikového hřídele $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	Potřebná přítláčná síla $F_{p\text{potř}} \text{ [N]}$	Přítláčná síla $F_p \text{ [N]}$
6 000	550.2	0.4
6 500	592.5	123.1
7 000	628.8	255.7
7 500	733.6	398.0
8 000	550.2	550.2
8 500	582.5	712.1
9 000	611.3	883.9
9 500	694.9	1065.6
10 000	770.2	1257.0
10 500	943.1	1458.2
11 000	1000.3	1669.3
11 500	1052.5	1890.2
12 000	1100.3	2120.9
12 500	1100.3	2361.4
13 000	1058.0	2611.7
13 500	896.6	2871.9
14 000	786.0	3141.8

Tabulka 6-9: Průběh přítláčné síly

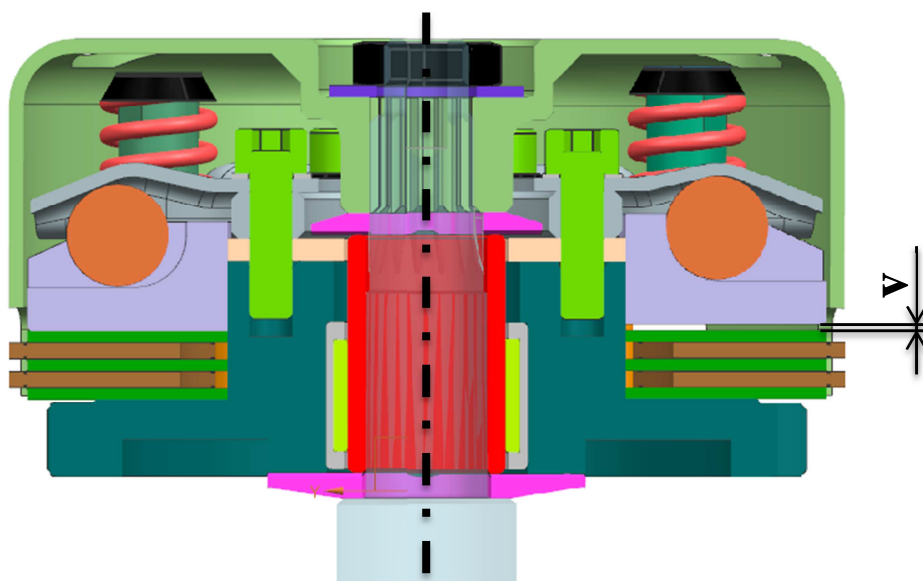
$$F_p = \frac{0,0716 \cdot \left(0,04 + \frac{0,001}{\operatorname{tg}22} \right)}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot 408 - 154\,884 \cdot (0,0036 + 0,001) = 550 \text{ [N]}$$

Graf (Obrázek 6-8) znázorňuje graficky tabulku (Tabulka 6-9). Je patrné, že velikost přítláčné síly roste s otáčkami do vyšších hodnot, než jsou potřebné. Tím dochází k růstu tlaku mezi lamelami. Kontrola lamel proti překročení povoleného tlaku je provedena v kapitole 6.5.3.



Obrázek 6-8: Graf funkce spojky

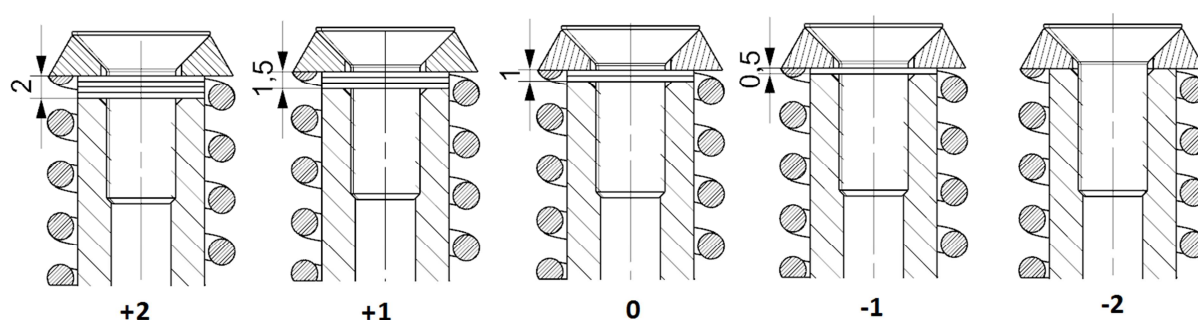
Na obrázku (Obrázek 6-9) je řez spojkou. Pravá půlka je ve vypnutém stavu a mezi lamelami je vůle v. Levá půlka ukazuje spojkou v sepnutém stavu s vymezenou vůlí v.



Obrázek 6-9: Spojka zapnutá (vlevo), vypnutá (vpravo)

6.4 Nastavení spínacích otáček

Aby bylo možné přizpůsobit spojku jezdcí nebo úpravám motoru, je nutné, aby spojka umožňovala nastavení spínacích otáček. Této změny se obvykle docílí změnou předepnutí pružiny. Pružina je stažena šroubem, pod kterým jsou dvě podložky tloušťky 0,5 mm. Lze tedy ubrat nebo přidat až dvě podložky. Přidáním podložek se předepnutí pružiny sníží a klesnou také spínací otáčky. Ubráním podložek naopak spínací otáčky stoupnou a předepnutí se zvýší. Pod každým ze šesti šroubů musí být stejný počet podložek, aby každá pružina vyvolávala stejnou předepínací sílu. Dosazením celkové velikosti předepnutí do vztahu (1.31.) je vytvořena Tabulka 6-10. Z této tabulky vyplývá, že jedna podložka tloušťky 0,5 mm změni otáčky přibližně o 300 min^{-1} .

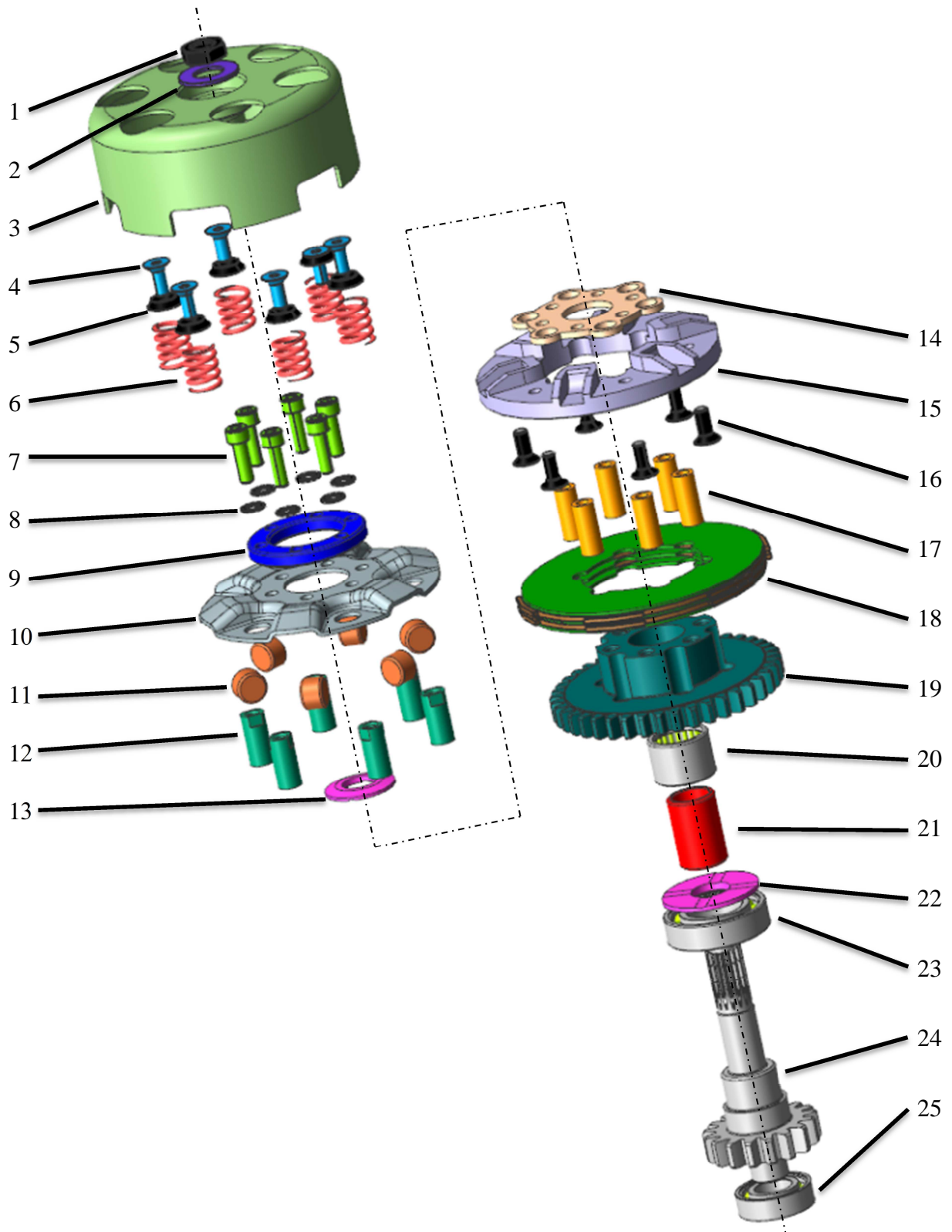


Obrázek 6-10: Předepnutí vratných pružin

Změna počtu podložek	Celkové předepnutí pružiny	Otáčky počátku spínání
-2	2,6	5300
-1	3,1	5660
0	3,6	5998
1	4,1	6318
2	4,6	6623

Tabulka 6-10: Spínací otáčky

6.5 Popis dílů

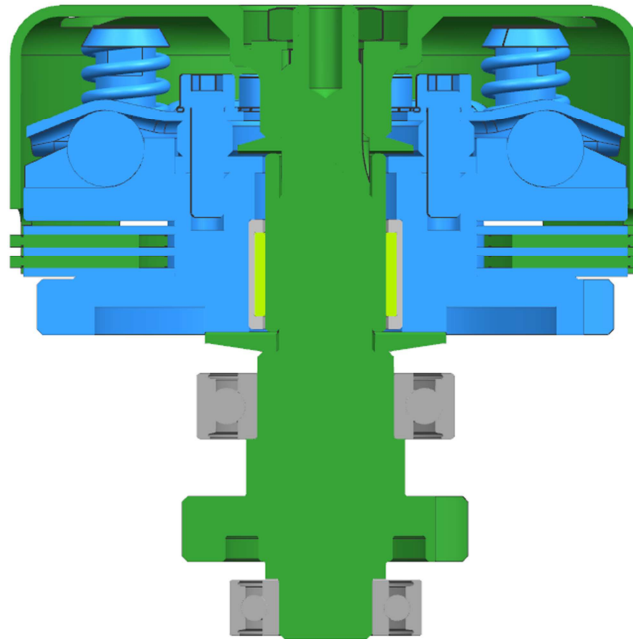


Obrázek 6-11: Rozstřel sestavy navržené spojky

1	Matice M12 x 1,5 ČSN EN ISO 4032
2	Podložka 13 ČSN EN ISO 7089
3	Spojkový koš
4	6 x Šroub M6 x 20 ISO 10642
5	6 x Podložka 6,4 ISO 27619
6	6 x Pružina
7	6 x Šroub M6 x 20 ISO 4762 – 10.9
8	Podložka 6,4 DIN 6798
9	Vymezovací podložka
10	Vrchní kryt
11	6 x Váleček Ø 14 x 10
12	Závitová trubka M6 x 1
13	Podložka 16 - 32
14	Podložka
15	Přítlačný kotouč
16	6 x Šroub M6 x 15 ISO 10642
17	Vodicí válečky
18	Sada lamel
19	Unašeč
20	Ložisko SKF HK 2220
21	Distanční váleček
22	Podložka 16 - 44
23	Ložisko SKF 6005
24	Hřídel
25	Ložisko SKF 6003

Tabulka 6-11: Seznam komponentů spojky

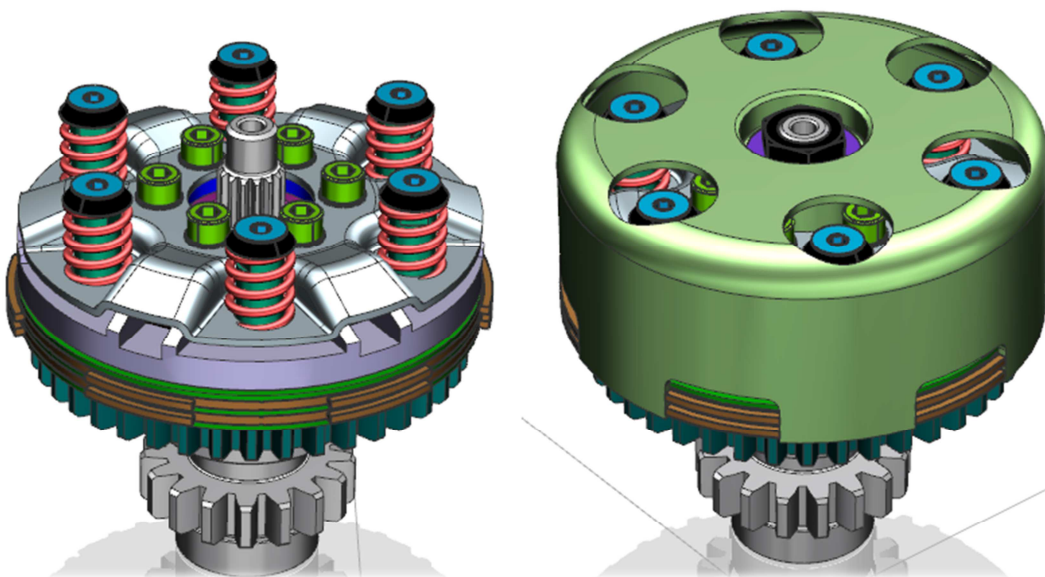
Obrázek 6-11 představuje rozstřel sestavy spojky.



Obrázek 6-12: Hnací a hnaná část spojky

Pro větší přehlednost jsou na obrázku (Obrázek 6-12) barevně odlišeny součásti, z nichž se skládá hnací část spojky (modře) a hnaná část (zeleně). Je tedy vidět modře znázorněná část spojky, jejíž pohyb je primárním převodem svázaný s pohybem klikového hřídele. Po dosažení spínacích otáček spojky se začne přenášet točivý moment na hnanou část spojky. Přes sadu vnitřních lamel se přenáší síla pomocí tření na sadu vnějších lamel, jež zapadají svými výstupky do drážek v koši. Koš dále předává pohyb vstupnímu hřídeli převodovky, s nímž je spojen přes evolventní drážkování.

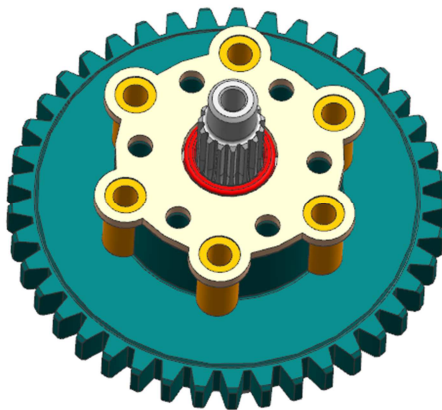
Na dalším obrázku (Obrázek 6-13) je pohled na spojku bez koše a s košem. Otvory v koši slouží k seřizování vratných pružin a tím spínacích otáček.



Obrázek 6-13: Spojka bez koše (vlevo) a s košem (vpravo)

6.5.1 Unašeč

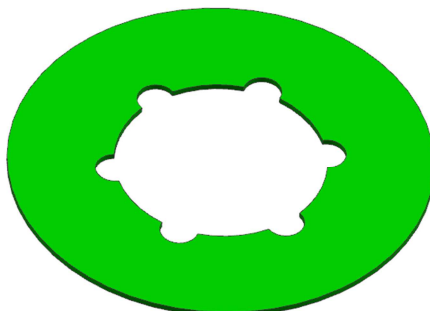
Jedná se o obrobek z oceli. Modul vnějšího čelního přímého ozubení je 2,5 mm. Návrh a kontrola primárního ozubení je v příloze I. V unašeči jsou umístěny válečky sloužící k vedení vnitřních lamel spojky a přenosu momentu z unašeče na lamely. Je uložený v jehlovém ložisku na vstupním hřídeli převodovky.



Obrázek 6-14: Unašeč

6.5.2 Vnitřní lamely

Vnitřní lamely jsou vyrobeny jako výstřižek z ocelového plechu tloušťky 1,5 mm. Zapadají do unašeče s vodicími válečky.



Obrázek 6-15: Vnitřní lamela

6.5.3 Vnější lamely

Vnější lamely jsou vyrobeny z ocelového plechu o síle 2 mm, ke kterému je nalepené třecí obložení. Vnějšími výřezy zapadají do unašecího koše. Drážky v obložení slouží k mazání třecích ploch. Nesmí být překročený dovolený tlak mezi obložení a lamelou. Proto je proveden výpočet tlaku.

$p_{dmax} = 2,76$ [MPa] – maximální tlak dovolený výrobcem zvoleného obložení

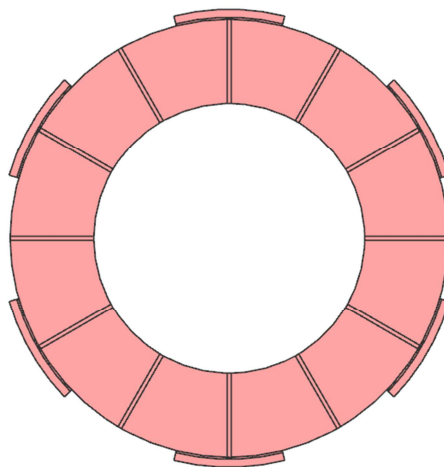
$F_{max} = 3142$ [N] – maximální přítláčná síla

$S_o = 5620$ [mm²] – plocha obložení odečtená pomocí CAD software

$$p_{max} = \frac{F_{max}}{S_o} = \frac{3142}{5620} = 0,56 \text{ [MPa]} \quad (1.40.)$$

$$p_{max} < p_{dmax} \quad (1.41.)$$

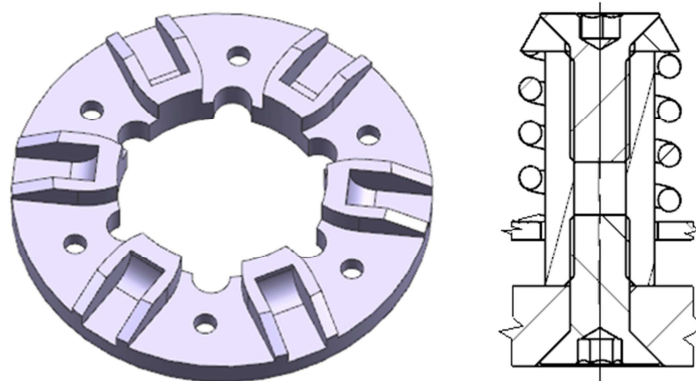
Tlak na lamely není překročen.



Obrázek 6-16: Vnější lamela

6.5.4 Přítláčný kotouč

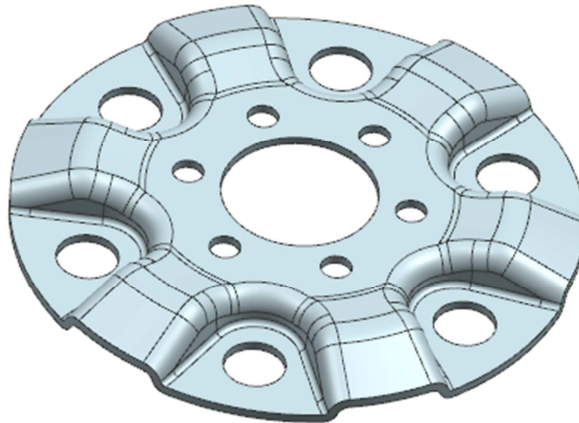
Přítláčný kotouč je vyrobený obráběním z hliníkové slitiny. Slouží k přenášení síly z válečků na sadu lamel. Proti této síle působí šest pružin uchycených šrouby M6 x 1 k přítláčnému kotouči.



Obrázek 6-17: Přítláčný kotouč (vlevo), uchycení pružin k přítláčnému kotouči (vpravo)

6.5.5 Vrchní kryt

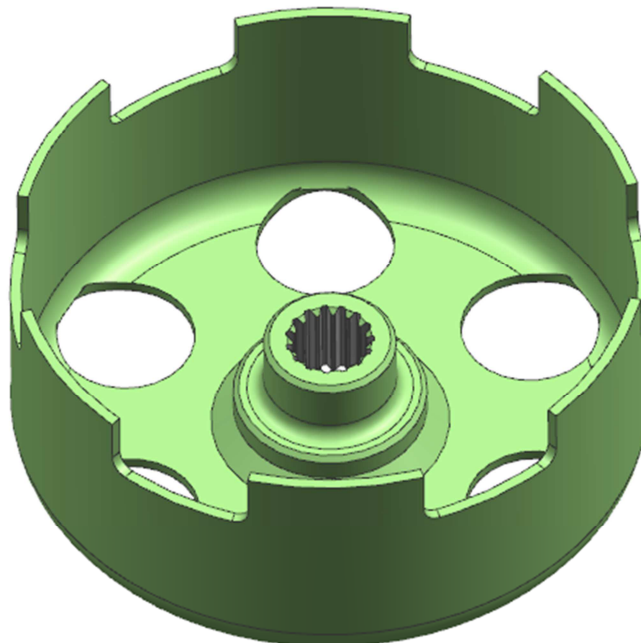
Vrchní kryt je vyrobený jako výlisek z ocelového plechu tloušťky 1,8 mm. Je uchycený šesti šrouby M6 x 1 k unašeči. Má vytvořené kuželové plochy, po nichž se odvalují odstředivé válečky. Zachycuje jejich reakční sílu a přes šrouby ji přenáší do unašeče. Přes otvory prochází závitové trubky spojující přítlačný kotouč s pružinou. Kolem otvorů je dosedací plocha vratných pružin.



Obrázek 6-18: Vrchní kryt

6.5.6 Unášecí koš

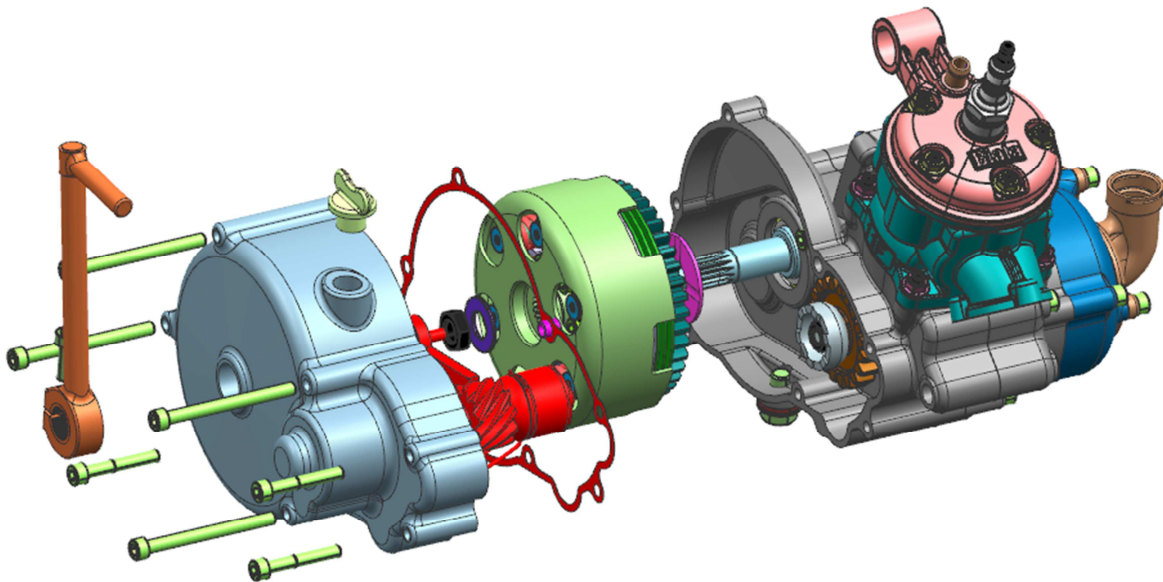
Unášecí koš je svařenec obrobeného náboje a lisovaného těla. Výlisek je vyroben z ocelového plechu tloušťky 2 mm. Otvory slouží k možnosti seřízení předepnutí pružin bez demontáže koše.



Obrázek 6-19: Unášecí koš

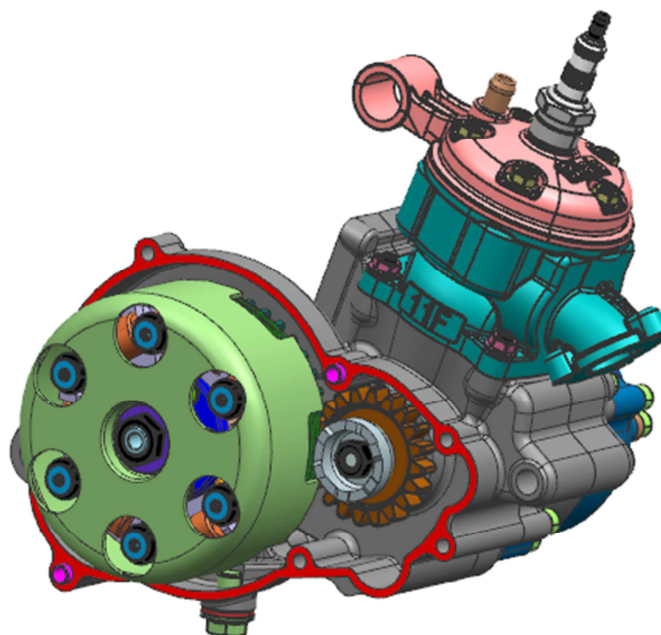
6.5.7 Umístění spojky v motoru

Spojka je umístěna uvnitř motoru pod pravým víkem. Uvnitř se spojka brodí v olejové lázni. Víko je utěsněno papírovým plochým těsněním. Lícování víka a karteru je docíleno pomocí středících válečků mezi víkem a karterem stejně jako mezi karterem. Víko je spojené s karterem sedmi šrouby M6 x 1 s válcovou hlavou.



Obrázek 6-20: Umístění spojky (vybarvena zeleně) v motoru

Obrázek 6-21 zobrazuje motor s demontovaným víkem spojky. V dělicí rovině jsou fialově znázorněné středící válečky, jimiž prochází šrouby.



Obrázek 6-21: Pohled na motor s demontovaným víkem spojky

7 Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout vlastní koncept závodního motoru, který by měl uplatnění v podvozku minikrosového motocyklu třídy MX 50 Junior. Hlavní byl návrh odstředivé automatické lamelové spojky a její rozpracování. Proto byla vypracována rešerše vyráběných motocyklů a používaných spojek. Tato rešerše se zabývá principem odstředivé spojky a okrajově také teorií dvoudobého motoru.

Byly navrženy varianty uspořádání převodů a spojky v motoru a vybrána vyhovující varianta. K této variantě byl zpracován konstrukční návrh. Tento návrh byl zpracován za pomoci odborníka s mnohaletými zkušenostmi v oblasti konstrukce spalovacích motorů z firmy Ricardo. Díky doporučení konzultanta a ochotě pana Pavla Blaty mohl být jako základ navrhovaného motoru použit minibikový motor Blata W50. Přidanou hodnotou navrženého motoru je použití chlazení klikové skříně, používané hlavně v závodních motocyklech Moto GP.

K návrhu spojky byla využívána známá data motoru Blata jako maximální otáčky, výkonová a momentová charakteristika. Použitím těchto parametrů při početním návrhu spojky mohlo být dosaženo jejího vhodného přizpůsobení motoru.

Ze srovnání s konkurenčním motorem Piaggio vyplývá, že navržený motor je sice širší v oblasti vodního čerpadla, ale naopak je užší v místě umístění stupačky, což může být výhodné pro pohodlnější umístění jezdcovi nohy.

Z důvodu obsáhlosti práce nebylo možné podložit všechny navržené součásti výpočtem. Velký důraz byl kladen na výpočet a analýzu funkce spojky. Průběh spínání byl zobrazen pomocí grafu.

8 Použitá literatura

8.1 Knižní publikace

- [1] GSCHEIDLE, R. (2002). *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles.
- [2] PULKRABEK, W. W. (nedatováno). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Wisconsin: University of Wisconsin.
- [3] CRANE, B. (1999). *Compliant Centrifugal Clutches: Design, Analysis, and Testing*. Brigham: Brigham Young University.
- [4] HLAVÁČ, Z. (2004). *Dynamika pro kombinované studium*. Plzeň: Západočeská univerzita.
- [5] HOSNEDL, S. (1999). *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části I*. Praha: Computer Press.

8.2 Publikace na internetu

- [6] LEM, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z https://www.google.cz/?gws_rd=ssl#q=LEM+RX+50+english
- [7] Mitas - motocyklové pneumatiky, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z: <http://www.mitas.eu/index.php?stranka=400&scid=7>
- [8] Blata, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z: www.blata.cz
- [9] Friction coefficient for clutches, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z: http://www.thecartech.com/subjects/design/design_of_disc_clutches.htm
- [10] KTM 50 SX, [online]. 2014 [cit. 2014-3-10]. Dostupné z: www.ktm.com
- [11] Intuitive Race Products, [online]. 2014 [cit. 2014-5-10]. Dostupné z: http://www.inturace.com/KTM-Triple-Grip-50-Complete-Clutch-2009-2014_c_1084.html
- [12] Metrakit MKS 50, [online]. 2014 [cit. 2014-5-10]. Dostupné z: <http://metrakit.com.au/>
- [13] Polini X1R H2O, [online]. 2014 [cit. 2014-5-10]. Dostupné z: www.polini.com
- [14] Dugald Clerk, [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: en.wikipedia.org
- [15] Reed valve [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: <http://www.torvergata-karting.it/ezimagecatalogue/catalogue/variations/562-450x450.png>
- [16] Twostroke exhaust, [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: http://www.datafan.com/Horsepower_Blog/wp-content/TunersHandbook/2-strokefiltered_files/image029.gif
- [17] Motokrosově předpisy [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: <http://www.autoklub.cz/dokument/3972-technicke-rady-2013-vseobecna-ustanoveni-motokros-trial-enduro-plocha-draha.html>

- [18] Tomarengineering, [online]. 2014 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z:
<http://www.tomarengineering.com/to/holeshot-clutch-for-cobra-50cc-mx-bikeshtml/>
- [19] Tribco inc. třecí obložení, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z:
<http://www.tribco.com/wetclutch.php>
- [20] Noram clutch, Cheetah Racing Clutch, [online]. 2015 [cit. 2015-10-4]. Dostupné z:
<http://www.rvfkartmart.com/html/web2003/web/images/product%20fotos/05000010.jpg>
- [21] Cobramotorcycle, [online]. 2015 [cit. 2015-12-4]. Dostupné z:
http://cobramotorcycle.com/2011_cx50sr.asp
- [22] CSM, [online]. 2015 [cit. 2015-10-1]. Dostupné z:
<http://www.csmcross.com/ponuka/csm-xr-50-racing-junior/>

9 Seznam příloh

Příloha I	Návrh a kontrola primárního ozubeného převodu
Příloha II	Návrh a kontrola sekundárního ozubeného převodu
Příloha III	Návrh a kontrola evolventního drážkování
Příloha IV	Návrh a kontrola rovnobokého drážkování
Příloha V	Výkres sestavy spojky
Příloha VI	Výrobní výkres unašeče spojky
Příloha VII	Výkres sestavy motoru

PŘÍLOHA I.

Návrh a výpočet primárního ozubeného převodu

I. Příloha – návrh a kontrola primárního ozubeného převodu

I.1 Scénář

Scénář návrhu - Modul

Scénář jednotkového posunutí - Vlastní

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

I.2 Společné parametry

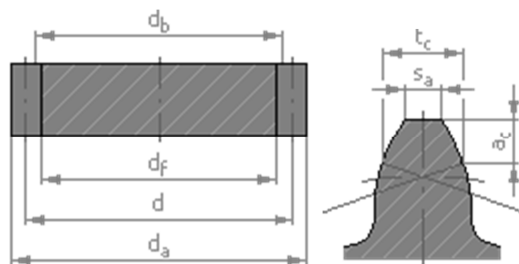
Převodový poměr	i	2,0500 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	2,0500 ul
Modul	m	2,500 mm
Úhel sklonu	β	0,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	75,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	76,250 mm
Celková jednotková korekce	Σx	-0,4671 ul
Rozteč zubů	p	7,854 mm
Základní rozteč	p_{tb}	7,380 mm
Provozní úhel záběru	α_w	17,1853 deg
Součinitel trvání záběru	ε	1,7452 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0090 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0045 mm

I.3 Výpočet pevnosti

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,460 ul	1,489 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	6,281 ul	6,335 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,853 ul	2,909 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	12,545 ul	12,899 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

I.4 Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	20 ul	41 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	-0,4671 ul
Průměr roztečné kružnice	d	50,000 mm	102,500 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	54,835 mm	105,000 mm
Průměr patní kružnice	d_f	43,750 mm	93,915 mm
Průměr základní kružnice	d_b	46,985 mm	96,318 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	49,180 mm	100,820 mm
Šířka ozubení	b	10,000 mm	10,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,2000 ul	0,0976 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	3,927 mm	3,077 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	3,927 mm	3,077 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	3,468 mm	2,717 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	1,787 mm	0,756 mm
Rozměr přes zuby	W	19,151 mm	33,848 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	5,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	56,580 mm	107,032 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	4,500 mm	4,500 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0090 mm	0,0095 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0170 mm	0,0210 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0075 mm	0,0085 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0070 mm	0,0080 mm
Náhradní počet zubů	z_v	20,000 ul	41,000 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	50,000 mm	102,500 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	54,835 mm	105,000 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	46,985 mm	96,318 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,4578 ul	-0,1893 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	-0,1501 ul	-1,3783 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,3200 ul	-1,5483 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0329 ul	0,0329 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,7326 ul	0,8562 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	31,0375 deg	23,4628 deg



I.5 Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	12,500 kW	12,250 kW
Otáčky	n	12500,00 rpm	6097,56 rpm
Krouticí moment	T	9,549 N m	19,185 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	120,102 N	
Obvodová síla	F_t	388,338 N	
Axiální síla	F_a	0,000 N	
Normální síla	F_n	406,486 N	
Obvodová rychlost	v	32,725 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	26533,229 rpm	

I.6 Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		14NiCr18	14NiCr18
Mez pevnosti v tahu	S_u	1130 MPa	1130 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	885 MPa	885 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740,0 MPa	740,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1330,0 MPa	1330,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

Návrh a výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor 2014.

PŘÍLOHA II.

Návrh a výpočet sekundárního ozubeného převodu

II. Příloha – návrh a kontrola sekundárního ozubeného převodu

II.1 Scénář

Scénář návrhu - Modul

Scénář jednotkového posunutí - Vlastní

Typ výpočtu zatížení - Výpočet krouticího momentu pro daný příkon a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Kontrolní výpočet

Metoda výpočtu pevnosti - ISO 6336:1996

II.2 Společné parametry

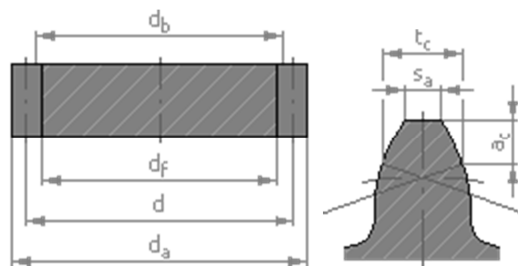
Převodový poměr	i	1,0588 ul
Požadovaný převodový poměr	i_{in}	1,0600 ul
Modul	m	2,750 mm
Úhel sklonu	β	0,0000 deg
Úhel profilu	α	20,0000 deg
Vzdálenost os	a_w	48,000 mm
Roztečná vzdálenost os	a	48,125 mm
Celková jednotková korekce	Σx	-0,0450 ul
Rozteč zubů	p	8,639 mm
Základní rozteč	p_{tb}	8,118 mm
Provozní úhel záběru	α_w	19,5859 deg
Součinitel trvání záběru	ε	1,5384 ul
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_x	0,0100 mm
Mezní úchylka rovnoběžnosti os	f_y	0,0050 mm

II.3 Výpočet pevnosti

Součinitel bezpečnosti v dotyku	S_H	1,280 ul	1,292 ul
Součinitel bezpečnosti v ohybu	S_F	6,558 ul	6,520 ul
Statická bezpečnost v dotyku	S_{Hst}	2,559 ul	2,582 ul
Statická bezpečnost v ohybu	S_{Fst}	13,256 ul	13,215 ul
Kontrolní výpočet		Kladný	

II.4 Kola

		Kolo 1	Kolo 2
Typ modelu		Komponenta	Komponenta
Počet zubů	z	17 ul	18 ul
Jednotkové posunutí	x	0,0000 ul	-0,0450 ul
Průměr roztečné kružnice	d	46,750 mm	49,500 mm
Průměr hlavové kružnice	d_a	52,248 mm	54,750 mm
Průměr patní kružnice	d_f	39,875 mm	42,377 mm
Průměr základní kružnice	d_b	43,931 mm	46,515 mm
Pracovní roztečný průměr	d_w	46,629 mm	49,371 mm
Šířka ozubení	b	14,000 mm	14,000 mm
Šířkový poměr	b_r	0,2995 ul	0,2828 ul
Výška hlavy zubu	a^*	1,0000 ul	1,0000 ul
Hlavová vůle	c^*	0,2500 ul	0,2500 ul
Zaoblení paty	r_f^*	0,3500 ul	0,3500 ul
Tloušťka zubu	s	4,320 mm	4,230 mm
Čelní tloušťka zubu	s_t	4,320 mm	4,230 mm
Tloušťka zubu na těživě	t_c	3,814 mm	3,735 mm
Výška hlavy zubu nad těživou	a_c	2,055 mm	1,945 mm
Rozměr přes zuby	W	20,951 mm	20,905 mm
Rozměr přes zuby	z_w	3,000 ul	3,000 ul
Rozměr přes válečky (kuličky)	M	53,903 mm	56,488 mm
Průměr válečku (kuličky)	d_M	5,000 mm	5,000 mm
Mezní úchylka sklonu zubu	F_β	0,0100 mm	0,0100 mm
Mezní obvodové házení ozubení	F_r	0,0170 mm	0,0170 mm
Mezní úchylka čelní rozteče	f_{pt}	0,0075 mm	0,0075 mm
Mezní úchylka základní rozteče	f_{pb}	0,0070 mm	0,0070 mm
Náhradní počet zubů	z_v	17,000 ul	18,000 ul
Virtuální roztečný průměr	d_n	46,750 mm	49,500 mm
Virtuální hlavový průměr	d_{an}	52,248 mm	54,750 mm
Virtuální průměr základní kružnice	d_{bn}	43,931 mm	46,515 mm
Jednotková korekce bez zúžení	x_z	0,5533 ul	0,5213 ul
Jednotková korekce bez podříznutí	x_p	0,0254 ul	-0,0331 ul
Jednotkové posunutí s dovol. podříznutím	x_d	-0,1446 ul	-0,2030 ul
Snížení hlavy zubu	k	0,0004 ul	0,0004 ul
Jednotková šířka hlavy zubu	s_a	0,6746 ul	0,6991 ul
Hlavový úhel profilu	α_a	32,7735 deg	31,8334 deg



II.5 Zatížení

		Kolo 1	Kolo 2
Výkon	P	12,500 kW	12,250 kW
Otáčky	n	6098,00 rpm	5759,22 rpm
Krouticí moment	T	19,575 N m	20,312 N m
Účinnost	η	0,980 ul	
Radiální síla	F_r	298,736 N	
Obvodová síla	F_t	839,599 N	
Axiální síla	F_a	0,000 N	
Normální síla	F_n	891,162 N	
Obvodová rychlost	v	14,927 mps	
Rezonanční otáčky	n_{E1}	39166,879 rpm	

II.6 Materiál

		Kolo 1	Kolo 2
		14NiCr18	14NiCr18
Mez pevnosti v tahu	S_u	1130 MPa	1130 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	885 MPa	885 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	206000 MPa	206000 MPa
Poissonova konstanta	μ	0,300 ul	0,300 ul
Mez únavy v ohybu	σ_{Flim}	740,0 MPa	740,0 MPa
Mez únavy v dotyku	σ_{Hlim}	1330,0 MPa	1330,0 MPa
Tvrdost v jádře zubu	JHV	210 ul	210 ul
Tvrdost na boku zubu	VHV	650 ul	650 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	N_{Flim}	3000000 ul	3000000 ul
Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	N_{Hlim}	100000000 ul	100000000 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro ohyb	q_F	9,0 ul	9,0 ul
Exponent Wöhlerovy křivky pro dotyk	q_H	10,0 ul	10,0 ul
Zpracování materiálu	tvar	4 ul	4 ul

Návrh a výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor 2014.

PŘÍLOHA III.

Návrh a výpočet evolventního drážkování

III. Příloha

III.1 Spojení vstupního hřídele převodovky a spojivového koše evolventním drážkováním ISO 4156 – 30° 15z x 1,00m x 30,0P x 5H/5h

III.2 Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

III.3 Zatížení

Výkon	P	12,197 kW
Otáčky	n	6098,000 rpm
Krouticí moment	T	19,100 N m

III.4 Rozměry

Označení drážkování	ISO 4156 - 30 stupňů, ploché dno drážky, na boky zubů - INT/EXT 15z x 1,00m x 30,0P x 5H/5h	
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 mm
Vnější průměr drážkovaného náboje	D_{oi}	25,000 mm
Délka	l	14,000 mm

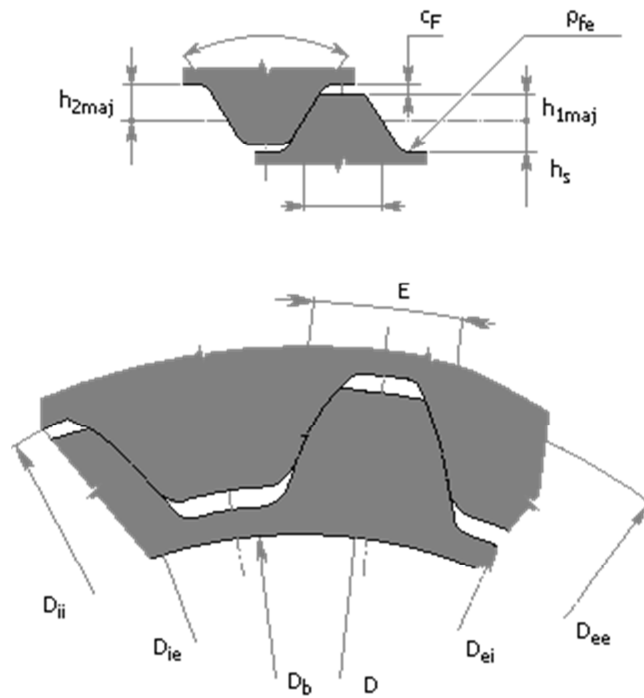
III.5 Pevnostní kontrola

Pevnostní kontrola	Kladný	
Minimální průměr hřídele	d_{min}	6,564 mm
Minimální délka drážkování	l_{min}	1,847 mm
Deformace boků drážek		
Vypočtený tlak	p_c	28,534 MPa
Bezpečnost	S	8,621 ul
Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování		
Vypočtené napětí v ohybu	σ_{cAIB}	32,449 MPa
Bezpečnost	S	7,581 ul

III.6 Rozměry drážkování

Vnitřní drážkování ISO 4156		
Určení	INT 15z x m1,00 x 30,0P x 5H	
Počet zubů	z	15,000 ul
Modul	m	1,000 mm
Úhel záběru	α	30,00 deg
Roztečný průměr	D	15,000 mm
Průměr základní kružnice	D_b	12,990 mm
Max. hlavní průměr, vnitřní	D_{eimax}	16,723 mm
Min. tvarový průměr, vnitřní	D_{Fimin}	16,200 mm
Max. vedlejší průměr, vnitřní	D_{iimax}	14,266 mm
Šířka mezery náboje		
Max. skutečná obvodová šířka drážky	E_{max}	1,622 mm
Max. účinná obvodová šířka drážky	E_{vmax}	1,602 mm
Min. skutečná obvodová šířka drážky	E_{min}	1,591 mm
Min. účinná obvodová šířka drážky	E_{vmin}	1,571 mm
Max. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnitřní	M_{Rimax}	17,609 mm
Min. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnitřní	M_{Rimin}	17,562 mm
Průměr kuličky nebo kolíku pro vnitřní drážkování	D_{Ri}	1,800 mm
Poloměr zaoblení základního rámu, vnitřní	ρ_{fi}	0,200 mm

Vnější drážkování ISO 4156		
Určení	EXT 15z x m1,00 x 30,0P x 5h	
Počet zubů	z	15,000 ul
Modul	m	1,000 mm
Úhel záběru	α	30,00 deg
Roztečný průměr	D	15,000 mm
Průměr základní kružnice	D_b	12,990 mm
Max. hlavní průměr, vnější	D_{eemax}	16,000 mm
Max. tvarový průměr, vnější	D_{Femax}	13,956 mm
Min. vedlejší průměr, vnější	D_{ieimin}	13,277 mm
Tloušťka zubu hřídele		
Max. účinná šířka zubu	S_{Vmax}	1,571 mm
Max. skutečná šířka zubu	S_{max}	1,551 mm
Min. účinná šířka zubu	S_{Vmin}	1,539 mm
Min. skutečná šířka zubu	S_{min}	1,519 mm
Max. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M_{Remax}	18,044 mm
Min. měření přes dvě kuličky nebo kolíky, vnější	M_{Remin}	17,998 mm
Průměr kuličky nebo kolíku pro vnější drážkování	D_{Re}	2,000 mm
Poloměr zaoblení základního rámu, vnější	ρ_{fe}	0,200 mm



III.7 Vlastnosti spoje

Požadovaná bezpečnost	S_v	1,000 ul
Typ spoje		Pevný
Pracovní podmínky		Střední
Boky zubů		Netvrzené
Součinitel styku boků zubů	K_s	0,500 ul

III.8 Materiál

Materiál	Vlastní materiál	
Dovolený tlak	p_A	246,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A	344,000 MPa
Dovolené napětí v ohybu	σ_{AIB}	246,000 MPa

Návrh a výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor 2014.

PŘÍLOHA IV.

Návrh a výpočet rovnobokého drážkování

IV. Příloha

IV.1 Spojení pastorku řetězového převodu s výstupním hřídelem převodovky rovnobokým drážkovaním DIN 5464 10x18x23

IV.2 Scénář

Způsob výpočtu zatížení - Výpočet výkonu pro daný krouticí moment a otáčky

Typ výpočtu pevnosti - Pevnostní kontrola pro dané zatížení, rozměry a vlastnosti spoje

IV.3 Zatížení

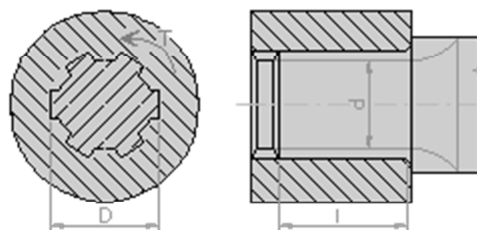
Výkon	P	12,197 kW
Otáčky	n	5759,000 rpm
Krouticí moment	T	19,8 N m

IV.4 Rozměry

Vnější průměr hřídele	D	23,000 mm
Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 mm

IV.4.1 Drážka hřídele

Počet drážek	N	10,000 ul
Vnitřní průměr hřídele	d	18,000 mm
Vnější průměr hřídele	D	23,000 mm
Šířka zubu	b	3,000 mm
Zkosení	s	0,300 mm
Poloměr	R	0,100 mm



IV.4.2 Drážka náboje

Délka	l	5,000 mm
-------	---	----------

IV.5 Vlastnosti spoje

Součinitel rozložení zatížení	K_m	0,750 ul
Součinitel styku boků zubů	K_s	1,000 ul
Požadovaná bezpečnost	S_v	1,000 ul

IV.6 Materiál

Hřídel

Materiál	Vlastní materiál	
Mez pevnosti v tahu	S_u	861 MPa
Dovolený tlak	p_A	246,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A	344,000 MPa

Střed kola

Materiál	Vlastní materiál	
Mez pevnosti v tahu	S_u	861 MPa
Dovolený tlak	p_A	246,000 MPa
Dovolené smykové napětí	τ_A	344,000 MPa

IV.7 Výsledky

Pevnostní kontrola	Kladný	
Minimální průměr hřídele	d_{min}	14,291 mm
Minimální délka drážkování	l_{min}	5,000 mm

IV.7.1 Deformace boků drážek

Vypočtený tlak	p_c	38,8 MPa
Bezpečnost	S	6,21 ul

IV.7.2 Krut hřídele

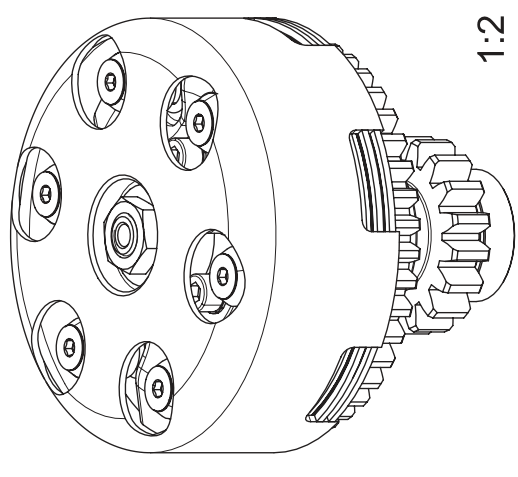
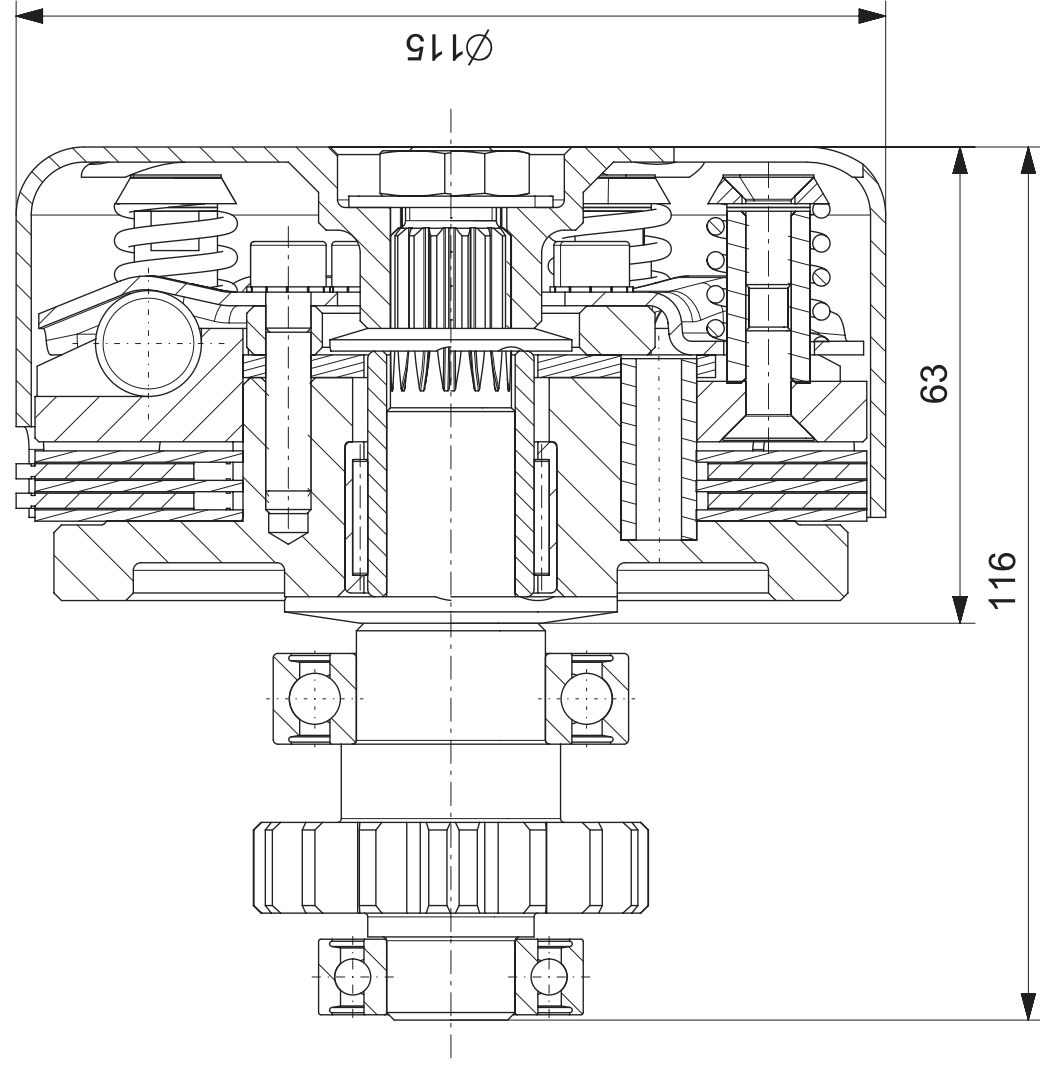
Vypočtené smykové napětí	τ_c	32,341 MPa
Bezpečnost	S	7,56 ul

Návrh a výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor 2014.

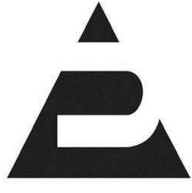

PŘÍLOHA V.

Výkres sestavy spojky

SECTION A-A



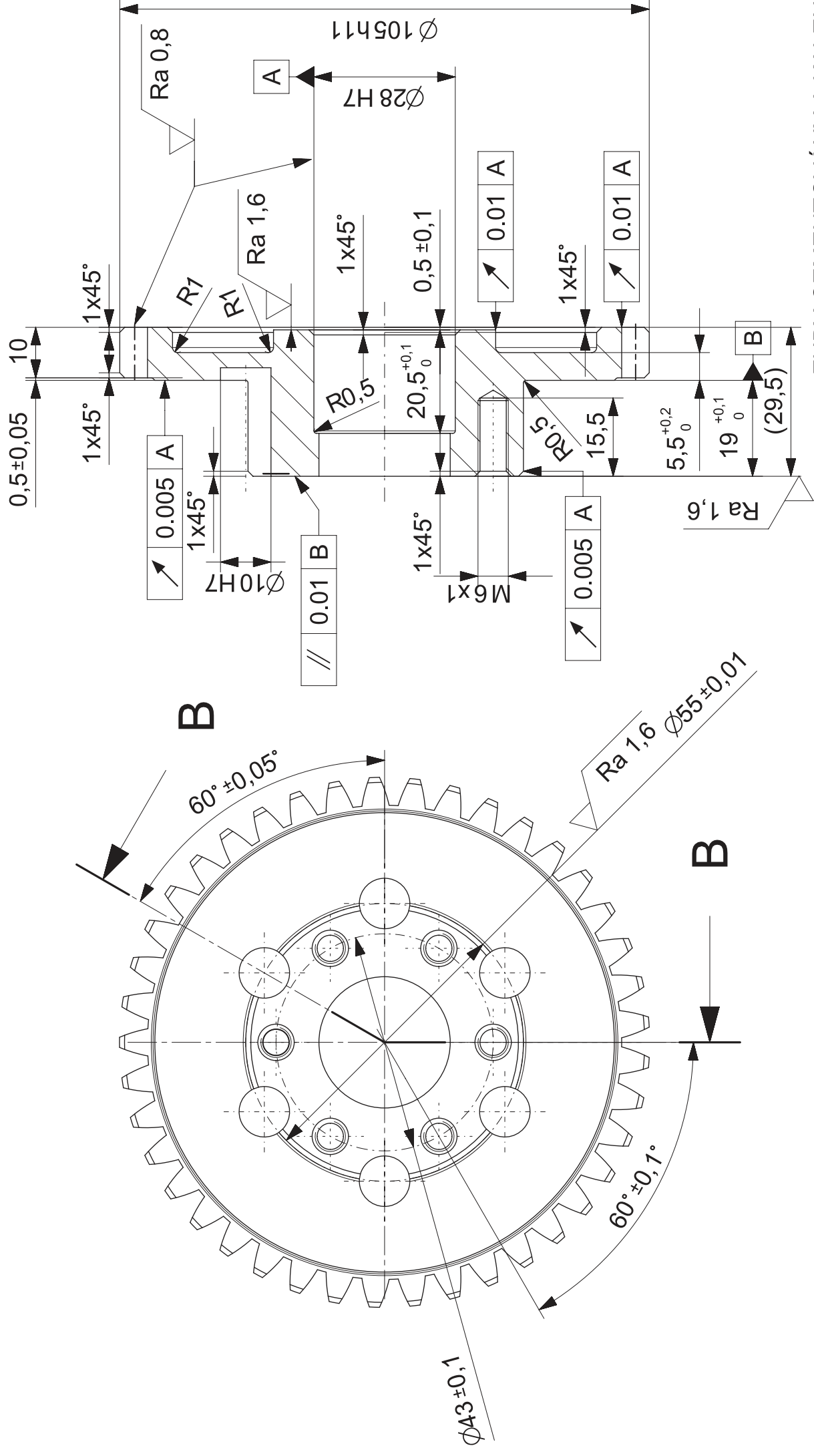
1:2

 <p>FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI</p>		PROMÍTÁNÍ  MĚŘÍTKO 1:1	CELK. HMOTNOST 2,75 kg	ZMĚNA 1 ZMĚNA 2	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK TYP DOKUMENTU
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		KRESLIL Bc. Jakub Král	TECH. REFERENT	DATUM	ISO 16016
Sestava spojky		SCHVÁLIL	DATUM	DATUM	ČÍSLO VÝKRESU
NÁZEV		DATUM	DATUM	DATUM	LISTŮ/LIST

PŘÍLOHA VI.

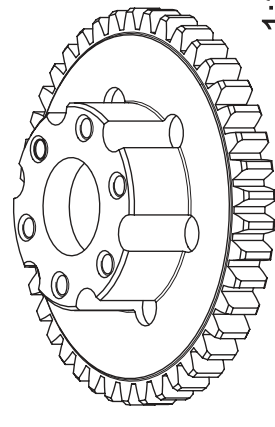
Výrobní výkres unašeče spojky

SECTION B-B



ZUBY CEMENTOVÁNY A KALENY NA HRC 58

(Ra 6,3)



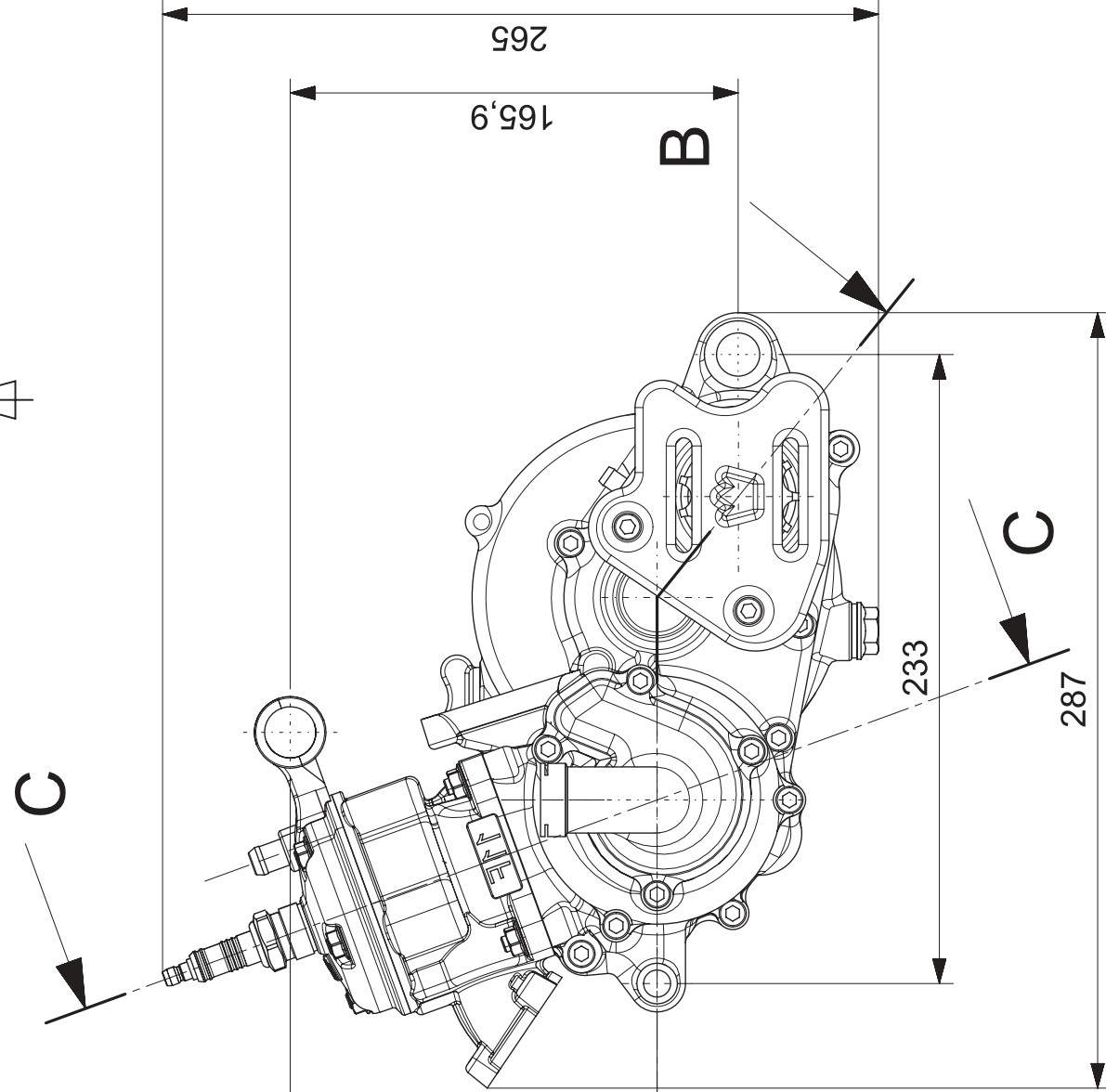
1:2

Modul	m	2,5
Počet zubů	z ₂	41
Druh ozubení	Čelní přímé	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	0°
Smysl stoupání boční křivky zubů	-	-
Jednotkové posunutí	x	-0,4671
		ČSN 01
		4682
Stupeň přesnosti podle	7-C	
	s _c	2,717
Kontrolní rozměr	h _c	0,756
	W	33,848
	M	107,032
Spoluzabírající kolo	Počet zubů	z ₁
	Vzdálenost	a _w
Modul	m _t	2,60583
Počet zubů segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	d _b	96,318
Průměr roztečné kružnice	d	102,5
Průměr patní kružnice	d _t	93,915
Úhel sklonu boční křivky zubů na zákl. válci	β	0

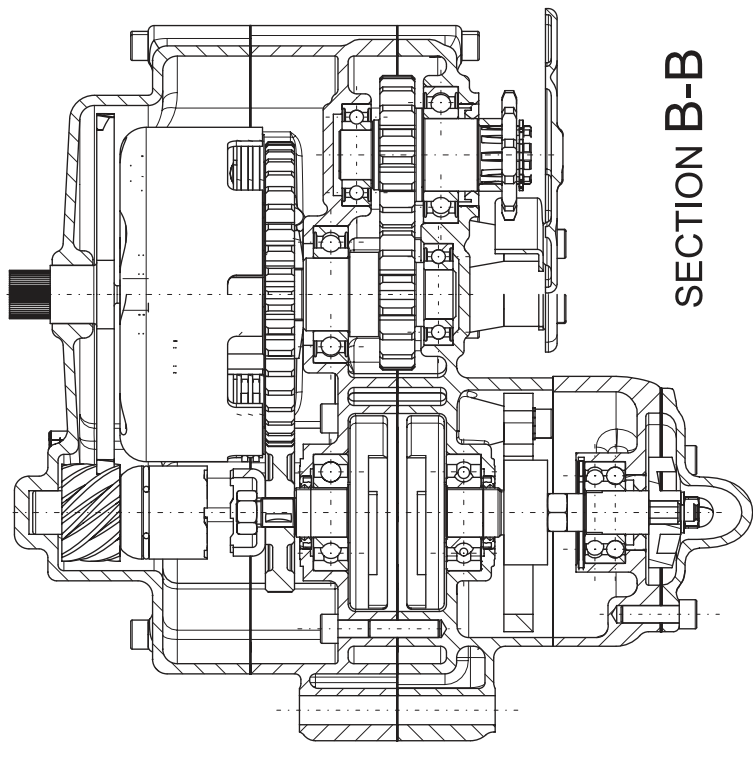
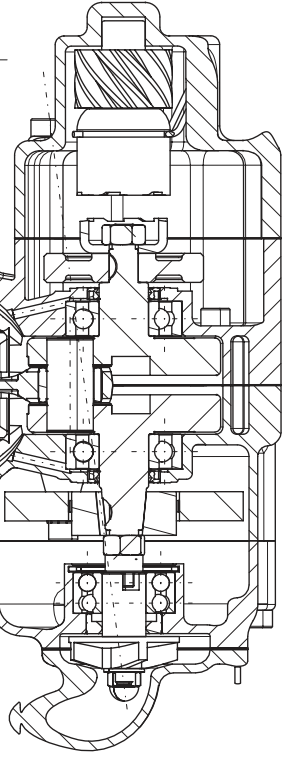
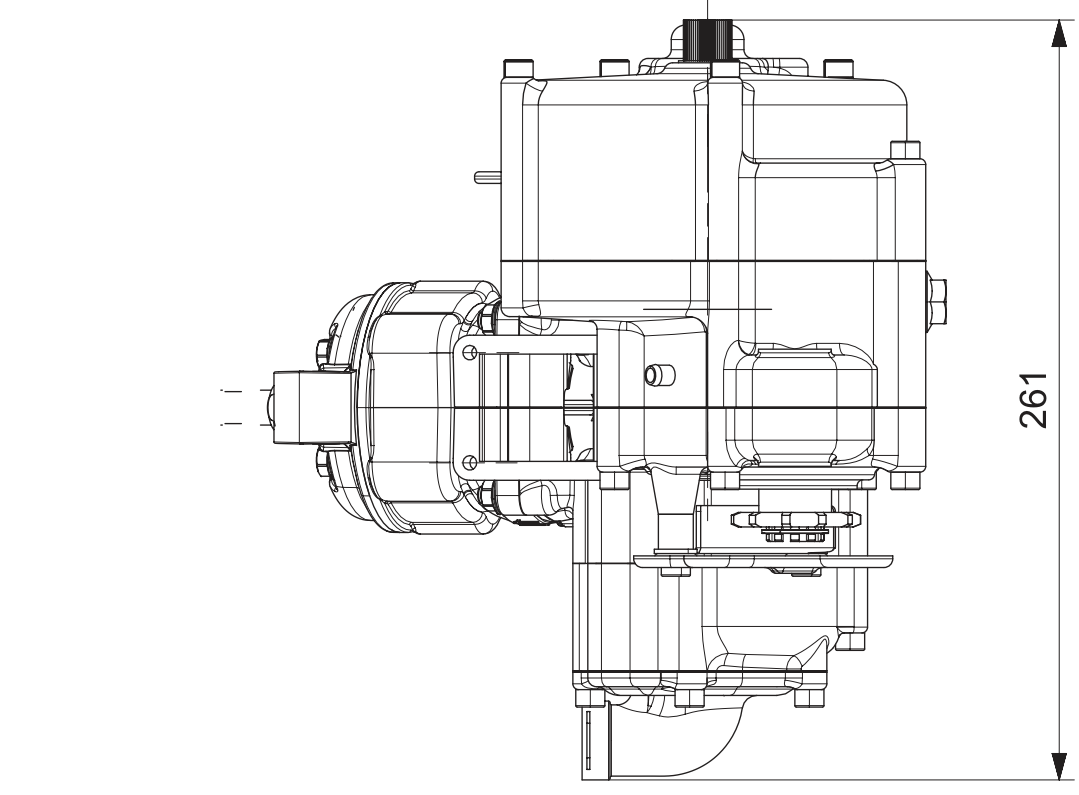
PROMÍTÁNÍ	MÉRÍTKO	PŘESNOST ISO 2768 - mK	TOLEROVÁNÍ ISO 8015	HMOTNOST	INDEX	ZMĚNA
	1:1			0,63 kg		
				MATERIÁL	ROZMĚR - POLOTOVAR	
KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI				DIN 14NiCr18	KR110 - 32	
				KRESLIL	DATUM	ČÍSLO VÝKRESU SESTAVY
				Bc. Jakub Král		
				TECH. REFERENT	DATUM	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK
				SCHVÁLIL	DATUM	
				NÁZEV	ISO 16016	TYP DOKUMENTU
				Unašeč	ČÍSLO VÝKRESU	
						LIST/LISTŮ

PŘÍLOHA VII.

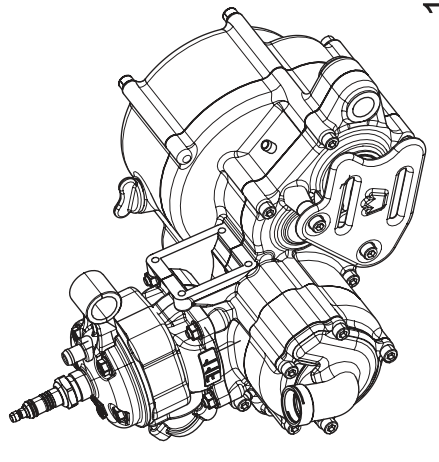
Výkres sestavy motoru



SECTION C-C



SECTION B-B




1:5



 FAKULTA STROJNÍ
 ZÁPADOČESKÉ
 UNIVERZITY
 V PLZNI

 KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ

PROMITÁNÍ	MĚŘÍTKO	CELK. HMOTNOST	ZMĚNA 1
	1:2	11,7 kg	ZMĚNA 2
KRESLIL	Bc. Jakub Král		DATUM
TECH. REFERENT			DATUM
SCHVALIL			DATUM
NÁZEV	Motor mikros 50cc		
	ISO 16016	TYP DOKUMENTU	
	ČÍSLO VÝKRESU	ČÍSLO SEZNAMU POLOŽEK	
		ČÍSLO VÝKRESU	