



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ČTYŘDOBÝ JEDNOVÁLCOVÝ MOTOR ZÁVODNÍHO MOTOCYKLU TŘÍDY MX1

FOUR-STROKE SINGLE CYLINDER ENGINE OF RACING MOTORCYCLE FOR MX1 CLASS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL KUČERA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOMÍR DRÁPAL

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Kučera

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Čtyřdobý jednoválcový motor závodního motocyklu třídy MX1

v anglickém jazyce:

Four-stroke single cylinder engine of racing motorcycle for MX1 class

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního charakteru, zaměřená na návrh čtyřdobého jednoválcového motoru závodního motocyklu o zdvihovém objemu do 450 cm³ dle pravidel třídy MX1.

Cíle diplomové práce:

Na základě předběžného výpočtu určete hlavní parametry čtyřdobého jednoválcového kapalinou chlazeného motoru závodního motocyklu o zdvihovém objemu do 450 cm³ dle pravidel třídy MX1. Navrhněte motor v prostředí CAD, spojku a převodovku zpracujte pouze schematicky. Proved'te výpočet vybraného konstrukčního uzlu. Vypracujte výkres sestavy motoru, kde uveďte hlavní a přípojně rozměry.

Seznam odborné literatury:

- [1] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. SAE International, First edition, 1995. ISBN 1-56091-734-2.
- [2] RAUSCHER, J., Spalovací motory, Studijní opory VUT v Brně, 2005.
- [3] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490.
- [4] KOŠTÁL, J., SUK, B. Pístové spalovací motory. Nakladatelství Československé akademie věd, První vydání, Praha, 1963.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubomír Drápal

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 14.11.2011



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce popisuje konstrukční návrh čtyřdobého jednoválcového závodního motocyklu o zdvihovém objemu 450 cm^3 . Na úvod je popsáno konstrukční řešení motorů některých motocyklů třídy MX1 a základní parametry konstruovaného motor. Dále následuje porovnání konstrukce částí klikového mechanismu vyhovujícího pevnostnímu výpočtu s částmi vyhovujícími konstrukci soudobých závodních motorů. V další části je popsána konstrukce rozvodového mechanismu, vyvažovacího hřídele, hlavy válce, válce motoru, umístění hřídelů převodovky, klikové skříně a mazací a chladicí soustavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

konstrukce motoru, závodní motor, MX1, jednoválcový motor, čtyřdobý motor

ABSTRACT

This thesis describes the design of single-cylinder four-stroke racing motorcycle with a displacement of 450 cm^3 . The introduction describes the MX1 class motorcycle engines design and basic parameters of the designed engine. This is followed by comparing construction of crank mechanism parts meeting strength calculations with components of contemporary racing engines. The next section describes the design of the timing mechanism, balance shaft, cylinder head, engine cylinder, gearbox shaft location and crankcase lubrication and cooling system.

KEYWORDS

engine design, racing engine, MX1, single cylinder engine, four-stroke engine



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUČERA, M. *Čtyřdobý jednoválcový motor závodního motocyklu třídy MX1*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 103 s. Vedoucí diplomové práce
Ing. Lubomír Drápal



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Bc. Michal Kučera



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto cestou poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Lubomíru Drápalovi a mému odbornému poradci Ing. Martinu Molcarovi za cenné rady a pomoc při řešení této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině za podporu po celou dobu mého studia na této vysoké škole.



OBSAH

Úvod	9
1 Motocykly a motory třídy MX1	10
1.1 Charakteristika třídy MX1	10
1.1.1 Pravidla třídy MX1	10
1.2 Konstrukční uspořádání motorů třídy MX1	13
1.2.1 Honda CRF 450R	14
1.2.2 Kawasaki KX450F.....	17
1.2.3 Suzuki RM-Z450	20
1.2.4 Yamaha YZ450F	22
1.2.5 KTM 450 SX-F.....	25
2 Základní parametry motoru	30
2.1 Parametry zvoleného motoru.....	30
2.2 Předběžný výpočet motoru	30
2.3 Analytický model klikového mechanismu	31
3 Porovnání součástí vyhovujících pevnostnímu výpočtu s finálními	36
3.1 Klikový mechanismus	36
3.1.1 Píst	36
3.1.2 Pístní kroužky	41
3.1.3 Pístní čep.....	42
3.1.4 Ojnice.....	43
3.1.5 Klikový hřídel.....	47
4 Vyvažování jednoválcových motorů	52
4.1 vyvažování setrvačných sil	52
4.1.1 Vyvažování setrvačných sil rotujících součástí.....	52
4.1.2 Vyvažování setrvačných sil posuvných prvního řádu	52
4.1.3 Vyvažování setrvačných sil posuvných druhého řádu.....	53
4.2 vyvažování motoru této diplomové práce.....	53
5 Konstrukce dalších částí motoru.....	55
5.1 Vyvažovací hřídel.....	55
5.2 Rozvodový mechanismus	55
5.2.1 Vačkové hřídele	56
5.2.2 Sací, výfukové ventily a ventilová sedla	57
5.2.3 Ventilové pružiny	60
5.2.4 Hrníčková zdvihátka	61
5.2.5 Misky ventilových pružin, zámky ventilů a vymezení ventilové vůle	62



5.2.6	Prvky pohonu vačkových hřídelů	63
5.2.7	Napínací a vodící prvky	64
5.3	Hlava válce	69
5.3.1	Jádro spalovacího prostoru	69
5.3.2	Sací a výfukové kanály	71
5.3.3	Jádro chlazení hlavy válce a umístění svorníků pro připevnění hlavy válce	74
5.3.4	Konstrukce odlitku hlavy válce	77
5.4	Víko vačkových hřídelů	81
5.5	Mazací soustava hlavy válce	82
5.6	Válec motoru	83
5.6.1	Jádro chlazení válce motoru	83
5.6.2	Konstrukce válce motoru	84
5.7	Návrh rozměrů primárního převodu a os hřídelů převodovky	85
5.8	Kliková skříň	87
5.8.1	Pravá polovina klikové skříně	87
5.8.2	Levá polovina klikové skříně	89
5.9	Víka klikové skříně	91
5.9.1	Víko pravé poloviny klikového skříně	91
5.10	Spojka	93
5.11	Mazací soustava motoru a ostatní její prvky	93
5.11.1	Olejová čerpadla	93
5.11.2	Mazací soustava	94
5.12	Chladicí soustava motoru a její ostatní prvky	95
5.12.1	Čerpadlo chladicí kapaliny	95
5.12.2	Chladicí soustava	96
5.13	Odvětrávání klikové skříně	97
	Závěr	99
	Seznam použitých zkratk a symbolů	102
	Seznam příloh	103



ÚVOD

Spalovací motor je v dnešní době nejužívanějším druhem pohonu vozidel a dalších strojů. Je nejrozšířenějším druhem pohonu automobilů a motocyklů. Dále je využíván jako pohonný agregát například menších lodí, letadel, ale také větších kompresorů, elektrocentrál a zahradní techniky.

Již při samotném zrodu spalovacích motorů se uvažovalo o jeho použití ve vozidlech. Nejprve však byla vozidla poháněna parním strojem, který se však kvůli velkým rozměrům a dalším nevýhodám přestal používat pro pohon vozidel a uchýlil se v železniční dopravě.

V pístovém spalovacím motoru je přeměňována při hoření chemická energie paliva se vzduchem na energii tlakovou, která je přenášena pístem přes ojnici na klikový hřídel. Podle způsobu zapalování směsi se motory dělí na zážehové a vznětové.

Jako palivo v dnešní době slouží nejčastěji benzín či nafta, do nichž se v některých přidávají i další látky pro dosažení požadovaných vlastností. Vzhledem k omezeným zdrojům výchozí suroviny využívané při jejich výrobě je hledána alternativní náhrada za tyto paliva. Jako jedna z možností se jeví využívání etanolu.

U většiny současných motorových vozidel je používán čtyřdobý zážehový nebo vznětový motor. Dvoudobý motor je oproti čtyřdobému motoru konstrukčně jednodušší, lehčí a má při stejném zdvihovém objemu vyšší výkon. Oproti čtyřdobému motocyklu má však horší emise výfukových plynů a je méně spolehlivý.

U motocyklů menších zdvihových objemů se ještě do nedávné doby s výhodou používaly motory dvoudobé. Díky pokrokům ve vývoji začaly být však i v těchto případech nahrazovány motory čtyřdobými. Tento trend se nevyhnul ani motocyklům třídy MX1, kde v dnešní době již převládají motory čtyřdobé oproti motorům dvoudobým.

Ve třídě MX1 dříve soutěžily výhradně motocykly s dvoudobými motory o zdvihovém objemu do 250 cm³. Dnes jsou tyto motocykly téměř vytlačeny motocykly se čtyřdobými motory o zdvihovém objemu do 450 cm³. Tyto motory dosahují díky své konstrukční vyspělosti vysokých výkonů a díky vstřikování paliva i příznivých hodnot emisí výfukových plynů. Díky technologii vstřikování paliva mají tyto motory kultivovanější chod v celém spektru otáček, což je výhodné pro závodního jezdce.



1 MOTOCYKLY A MOTORY TŘÍDY MX1

Na začátku této kapitoly budu věnovat pozornost definici a popisu pravidel motocyklů této kategorie. V další části se již budu věnovat jednotlivým motocyklům patřících do této kategorie a to z hlediska popisu parametrů vlastního motoru a jeho konstrukce.

1.1 CHARAKTERISTIKA TŘÍDY MX1

Jak je definováno v Technickém předpisu FIM (International Motorcycling Federation) pro motokros, jsou motocykly třídy MX1 zařazeny do kategorie I., skupiny A1. Do této třídy jsou řazeny dvoudobé motory o zdvihovém objemu od 175 cm³ do 250 cm³ a čtyřdobé motory o zdvihovém objemu od 290 cm³ do 450 cm³. Každoročně je v této třídě pořádáno mistrovství světa s názvem: MX1 Mistrovství světa v motokrosu - pro jezdce a výrobce ve věku od 16 let. V podnicích, které se konají v rámci tohoto mistrovství, se můžou zúčastnit jezdci ve věku do 23 let. Dříve se toto mistrovství pořádalo pod názvem Mistrovství světa v motokrosu třídy 250 cm³

1.1.1 PRAVIDLA TŘÍDY MX1

Při popisu pravidel jsem vycházel z technických řádů vydaných Českou motocyklovou federací AČR viz [1]. Pravidla pro tuto třídu vycházejí z pravidel pro motokrosové motocykly.

VOLNOST KONSTRUKCE

Jestliže motocykl vyhovuje požadavkům předpisů FIM, zvláštním ustanovením nebo specifickým požadavkům pro určité podniky, neexistuje žádné omezení, co se týče značky, konstrukce nebo druhu motocyklu.

HMOTNOST MOTOCYKLŮ

Minimální hmotnost pro dvoudobé motory činí 98 kg a pro čtyřdobé 99 kg.

VŠEOBECNÁ SPECIFIKACE

Tyto specifikace platí nejen u motocyklů sólo (skupiny A1), ale i sajdkár (B1, B2), sněžných skútrů (E) a čtyřkolek (G). Motocykly sólo jsou dvoukolová vozidla, která tvoří na zemi pouze jednu stopu.

U vozidel těchto tříd je zakázáno používat slitiny titanu pro stavbu rámu, přední vidlice, kyvné vidlice, osy kyvné vidlice a os kol. Je povoleno použití titanových slitin pro šrouby a matice. Test na přítomnost titanových slitin může být proveden přímo na trati. Při tomto testu se zjišťují se magnetické vlastnosti dané součásti.



Počet válců motoru je určen počtem spalovacích komor. Pro motory motocyklů třídy MX1 o objemu 125 cm³ jsou povoleny jen jednoválcové motory.

DEFINICE RÁMU MOTOCYKLŮ SÓLO

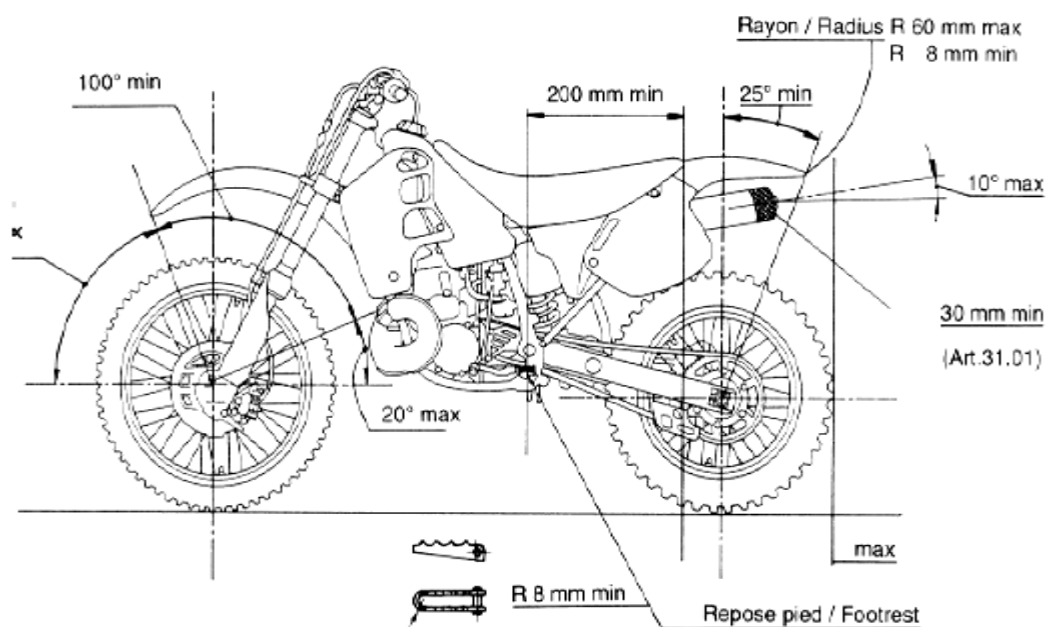
Rám je tvořen strukturou nebo strukturami použitými pro spojení mechanismu řízení, umístěného v přední části motocyklu s blokem motoru a převodovky a se všemi částmi tvořícími zadní odpružení.

VÝFUKOVÉ POTRUBÍ

Konec tlumiče výfuku musí být vodorovný a rovnoběžný s podélnou osou motocyklu sólo tolerancí $\pm 10^\circ$. Jeho délka musí být minimálně 30 mm. Vyústění výfukové trubky musí mít maximální délku 5 mm a její konec musí být opatřen minimálním radiusem 2 mm (viz Obr. 1). Nejvzdálenější konec výfukového potrubí motocyklů sólo nesmí sahat dále než ve svislé rovině procházející zadním okrajem zadní pneumatiky (viz Obr. 1)

Výfukové plyny musí být odváděny směrem dozadu, nesmí zvedat prach z povrchu trati, znečišťovat pneumatiky nebo brzdy nebo obtěžovat případné spolujezdce a ostatní jezdce.

U dvoudobých motorů musí být zajištěna všechna opatření pro zabránění úniku spotřebovaného oleje.



Obr. 1 Poloha výfukového potrubí, tlumiče výfuku a tvar stupačky [1]

ŘÍDÍTKA

Šířka řídítek se musí pohybovat v rozmezí 600 mm až 850 mm. Příčné spojení řídítek musí být zakryto ochranným návlakem. Pokud není přítomno toto spojení, musí být zakryty i středové svorky připevňující řídítka.

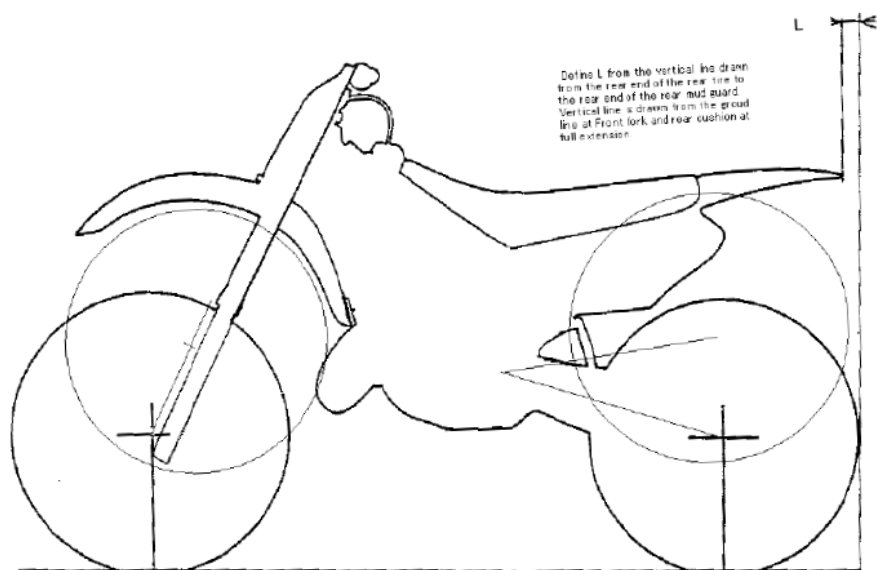


Není povoleno vyrábět řídítka z materiálů na bázi karbonu, karbon-kevlaru nebo kompozitních materiálů.

BLATNÍKY A OCHRANA KOL

Přední blatník musí kvůli ochraně jezdce před odletujícím blátem krýt přední kolo v dostatečném úhlu (viz Obr. 1).

Zadní blatník nesmí překročit dopředu vzdálenost 130 mm od svislé čáry vedené vertikálně s koncem zadního kola a to při jakémkoliv zdvihu odpružení zadního kola. (viz Obr. 2)



Obr. 2 Přesah zadního kola [1]

Blatníky musí být vyrobeny z pružného netřišlivého materiálu a na koncích zaobleny minimálně radiusem o poloměru 3 mm.

KONTROLA HLUKU

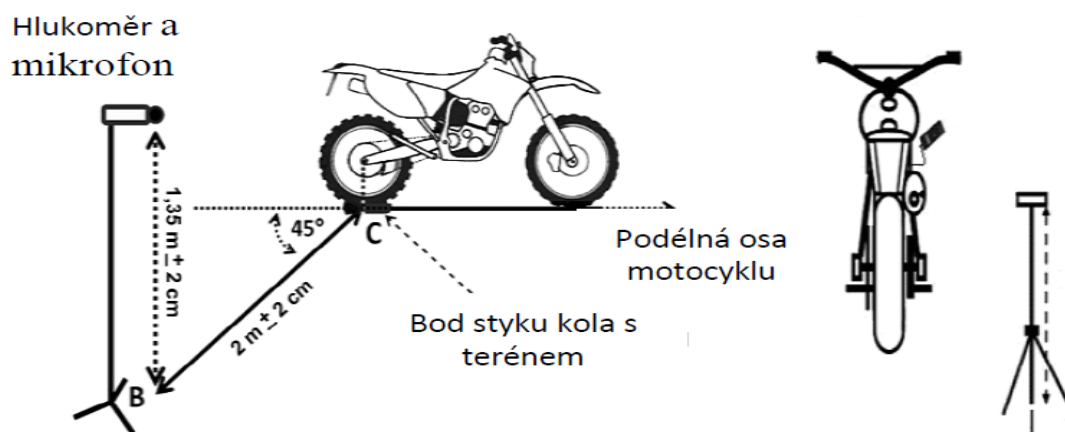
Od roku 2010 je kvůli ochraně životního prostředí zavedena metoda měření akustického tlaku s názvem „Max. 2 metry (2 m max)“. Tato metoda spočívá v kvantifikaci nejen celkové úrovně produkované tlumičem výfuku, ale i maximální celkové hladiny akustického tlaku dosahované při maximálních otáčkách.

Maximální otáčky motoru jsou limitovány pro dvoudobé motory přirozenou regulací a u čtyřdobých motorů omezovačem otáček. Hodnoty maximální přípustné úrovně akustického tlaku jsou uvedeny v Tab. 1. Vzájemné postavení motocyklu a hlukoměru při měření metodou Max. 2 metry je znázorněna na Obr. 3.



Tab. 1 Povolený akustický tlak

Třída MX1	Hlukový limit
Před a během tréninku a závodů	116 dB/A
Po skončení závodů	117 dB/A



Obr. 3 Schéma měření metodou Max 2 metry

1.2 KONSTRUKČNÍ USPOŘADÁNÍ MOTORŮ TŘÍDY MX1

V této kapitole se budu věnovat popisu technických parametrů a rozboru konstrukčního uspořádání motorů motocyklů a to podle mého názoru nejvýznamnějších zástupců této třídy, konkrétně motocyklům Honda CRF 450R, Kawasaki KX450F, Suzuki RM-Z450, Yamaha YZ450F, KTM 450 SX-F.



1.2.1 HONDA CRF 450R

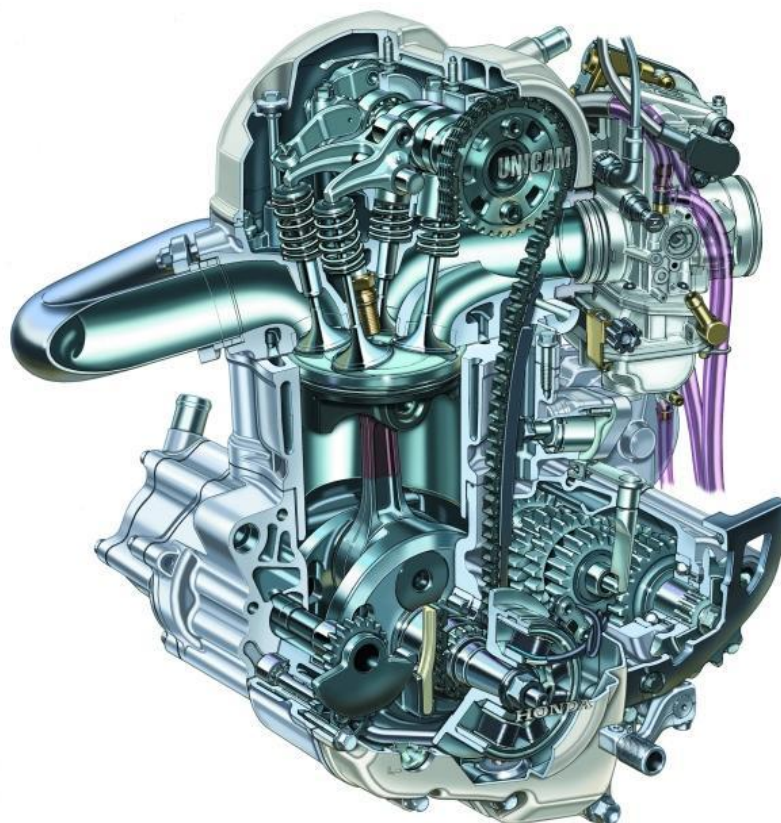
Vybrané technické parametry tohoto motocyklu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 2 Technické parametry Honda CRF 450R (2012)

Zdvihový objem	[cm ³]	449
Vrtání	[mm]	96
Zdvih	[mm]	62.1
Kompresní poměr	-	12,5:1
Rozvod		OHC/SOHC
Počet ventilů		4
Příprava směsi		nepřímé vstřikování paliva
Druh startování		nožní páka a el. startér
Spojka		lamelová, mazaná ostřikem
Počet převodových stupňů		5
Stálý převod	-	2.739 (63/23)
Kliková skříň		mokrá
Pohotovostní hmotnost	[kg]	108.9

KONSTRUKČNÍ USPOŘADÁNÍ MOTORU

Motor má stojaté uspořádání válce, osa válce je mírně skloněna dopředu ve směru jízdy. Sací kanály se v hlavě spojují do jednoho průřezu a vyústí ují z ní směrem dozadu a mírně doleva. Výfukové kanály se v hlavě sbíhají také do jednoho průřezu a vyústí ují z ní směrem dopředu a mírně doprava.



Obr. 4 Řez motorem Honda CRF 450R (2010) [2]

OJNICE A KLIKOVÝ HŘÍDEL

Ojnice je spojena s ojnicním čepem pomocí jehličkového ložiska mazaného tlakovým olejem. Klikový hřídel je po vzoru dvoudobých motorů skládaný, jeho ramena jsou spojena dutým ojnicním čepem a uložena v klikové skříni pomocí válečkových ložisek. Na levé straně klikového hřídele je u válečkového ložiska umístěno řetězové kolo a za ním již kuželová dosedací plocha alternátoru. Na pravé straně klikového hřídele je u válečkového ložiska umístěno ozubené kolo pohonu vyvažovacího hřídele a za ním pastorek primárního převodu.

ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

Váčkový hřídel ventilového rozvodu je uložen v hlavě válce pomocí kuličkových ložisek. Je poháněn přes řetězové kolo pomocí ozubeného řetězu přímo od levé strany klikového hřídele. Sací ventily jsou přes hrníčková zdvihátka ovládány přímo váčkami váčkového hřídele. Výfukové ventily jsou ovládány váčkovým hřídelem prostřednictvím vahadel. Každý ventil přitlačuje k ventilovému sedlu jedna vinutá pružina.

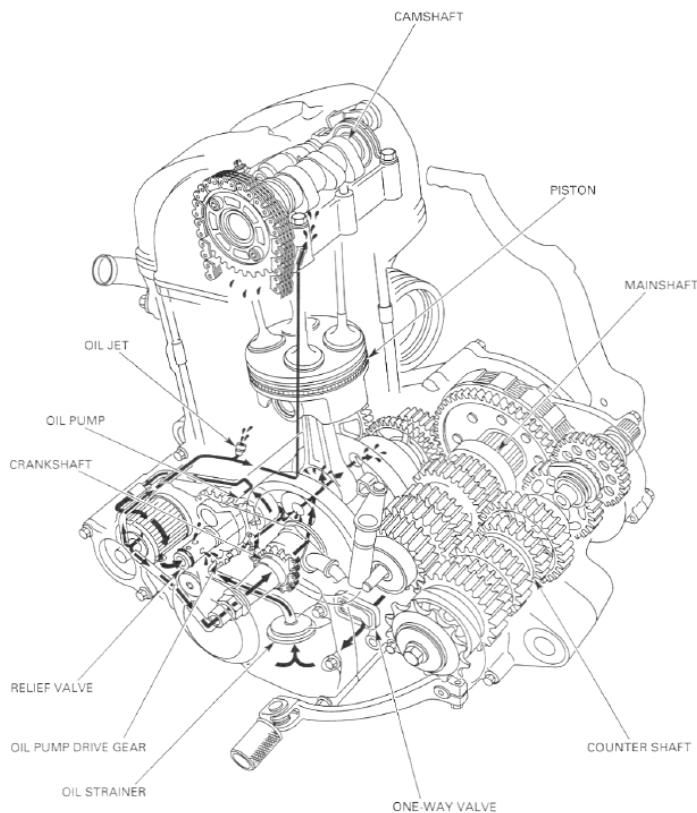
VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL



Tento motor pracuje s vyvažovacím hřídelem umístěným před klikovým hřídelem v přední části klikové skříně. Je poháněn od pravé strany klikového hřídele. Vývažky jsou umístěny na obou jeho koncích. Na pravém konci je vývažek upevněn na ozubeném kole, které spoluzabírá s ozubeným kolem na klikovém hřídeli. Na levém konci je vývažek nalisován přímo na vyvažovacím hřídeli za ozubeným kolem pro pohon olejového čerpadla.

MAZÁNÍ

V motoru je použit odlišný mazací olej pro převodovku a vlastní motor. Z toho důvodu je v klikové skříně oddělen prostor pro převodovku od zbytku skříně. Převodovka je mazána ostříkem. Vlastní motor je mazán olejem, který nasává olejové čerpadlo přes sací koš ze spodní části skříně, kde se tento olej shromažďuje. Čerpadlo je umístěno v tělese levé poloviny klikové skříně pod vyvažovacím hřídelem a je hnáno ozubeným kolem umístěným na vyvažovacím hřídeli. Z čerpadla je olej dopravován do olejového filtru. Z filtru je olej veden jedním kanálkem ve skříně do dutého levého konce klikové hřídele a odtud přes ojnicí čep k ojnicímu ložisku. Dále se olej dopravuje k trysce pro ostřík dna pístu a do hlavy válce pro mazání vačkového hřídele, hrníčkových zdvihátek a rozvodového řetězu. Mazací olej se vrací zpět z mazacích míst do spodní části klikové skříně k sacímu koši. Aby se olej, který mazal dno pístu a ojnicí ložisko, neshromažďoval u klikového hřídele a nebyl napěňován, odčerpává se pomocí jazýčkového ventilu z tohoto místa do prostoru se sacím košem.



Obr. 5 Mazací soustava Honda CRF 450R [3]



CHLAZENÍ

Vodní čerpadlo se nachází v tělese víka pravé poloviny klikové skříně. Je hnáno pomocí spojovací hřídele spojeného s vyvažovacím hřídelem. Chladicí kapalina proudí z chladiče do vodního čerpadla, odtud kanálem ve skříně do válce, hlavy válce a odtud do druhého chladiče.

DOBÍJECÍ SOUSTAVA A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Rotor alternátoru je připevněn na levý konec klikového hřídele. Pastorek primárního převodu je v záběru s kolem primárního převodu, které je součástí tělesa spojky.

1.2.2 KAWASAKI KX450F

Vybrané technické parametry tohoto motocyklu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 3 Technické parametry Kawasaki KX450F (2012)

Zdvihový objem	[cm ³]	449
Vrtání	[mm]	96
Zdvih	[mm]	62.1
Kompresní poměr	-	12:1
Rozvod		DOHC
Počet ventilů		4
Příprava směsi		nepřímé vstřikování paliva
Druh startování		nožní páka a el. startér
Spojka		lamelová, mazaná ostřikem
Počet převodových stupňů		5
Primární převod	-	2.727 (60/22)
Kliková skřín		mokrá
Pohotovostní hmotnost	[kg]	113.5

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MOTORU

Motor má stojaté uspořádání válce jako u motoru předchozího motocyklu, s osou válce mírně skloněnou dopředu ve směru jízdy. Sací kanály se v hlavě sbíhají do jednoho průřezu a vyústí z hlavy směrem dozadu pod mírným úhlem doleva. Výfukové kanály se v hlavě sbíhají také do jednoho průřezu a vyústí z ní směrem dopředu a pod poměrně velkým úhlem doprava.



Obr. 6 Motor Kawasaki KX450F pohled zleva [4]

OJNICE A KLIKOVÝ HŘÍDEL

Ojnice, její kontakt s ojnicním čepem a klikový hřídel je stejné koncepce jako u Hondy CRF 450R a všech motocyklů této třídy. Klikový hřídel je uložen v klikové skříni pomocí kuličkových ložisek. Na levé straně klikového hřídele je u ložiska umístěno ozubené kolo pohonu vyvažovacího hřídele, za ním se nachází přímo na hřídeli obrobené řetězové kolo pohonu rozvodového mechanismu a na jeho konci je umístěna kuželová dosedací plocha alternátoru. Na pravé straně klikového hřídele je u válečkového ložiska umístěno ozubené kolo pohonu olejového čerpadla a za ním pastorek primárního převodu.

ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

Váčkové hřídele ventilového rozvodu jsou uloženy v hlavě válce pomocí kuličkových a třecích ložisek. Jsou poháněny přes řetězová kola pomocí ozubeného řetězu přímo od levé strany klikového hřídele. V místě mezi řetězovým kolem a váčkou je hřídel uložen valivě a v místě mezi váčkami je uložen kluzně. Sací i výfukové ventily jsou přes hrníčková zdvihátka ovládány přímo váčkami váčkového hřídele. Každý ventil přitlačuje k ventilovému sedlu dvojice vinutých pružin.

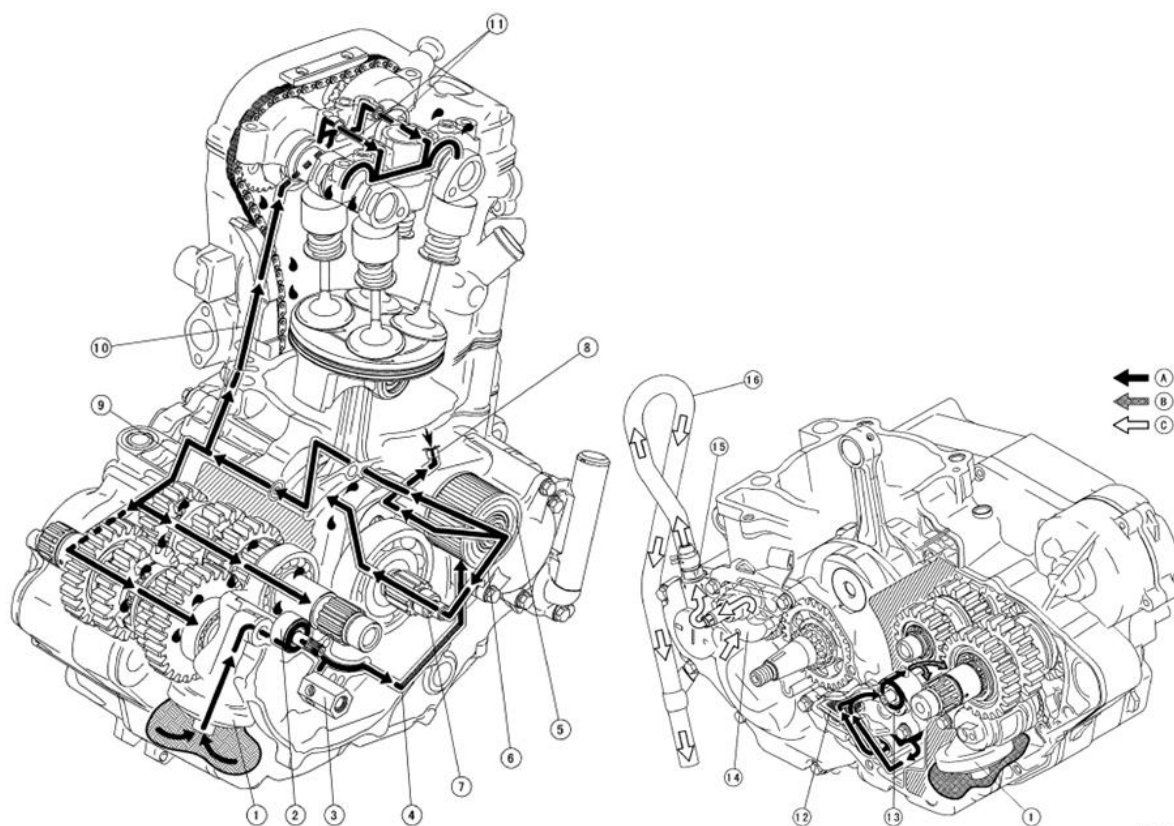
VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Tento motor pracuje s vyvažovacím hřídelem umístěným stejně jako předešlý motor před klikovým hřídelem v přední části klikové skříně. Je poháněn od levé strany klikového hřídele. Vývažky jsou umístěny na obou jeho koncích. Na pravém konci je vývažek nalisován přímo na hřídeli. Na levém konci je s hřídelem spojen pomocí drážkování a je nasunut před ozubeným kolem pro pohon hřídele.



MAZÁNÍ

Motoru používá stejný mazací olej pro mazání převodovky a vlastního motoru, ale prostor převodovky a klikové skříně je oddělen. Motor pracuje se dvěma čerpadly. Jejich hřídele jsou spojené a poháněné přes vložené ozubené kolo od pravé strany klikového hřídele. Vlastní motor a převodovka jsou mazány olejem nasávaným prvním čerpadlem přes sací koš (pozice 1 na Obr. 7) z prostoru převodovky. Toto čerpadlo je umístěno v tělese levé poloviny klikové skříně v prostoru pod klikovým hřídelem. Z čerpadla je olej dopravován do olejového filtru. Z filtru je olej veden jedním kanálkem, umístěným ve skříně, do dutého levého konce klikové hřídele a odtud přes ojnicí čep k ojnicímu ložisku. Dále se olej dopravuje k trysce pro ostříkání dna pístu, do dutých hřídelů převodovky a do hlavy válce pro mazání vačkového hřídele, hrníčkových zdvihátek a rozvodového řetězu. Mazací olej z hlavy se vrací šachtou rozvodového řetězu do spodní části levé poloviny klikové skříně (prostor u pozice na Obr. 7). Z prostoru klikového hřídele se olej odčerpává pomocí jazýčkového ventilu do prostoru s olejem z hlavy. Odtud je olej nasáván přes sítko druhým čerpadlem zpět do prostoru převodovky.



Obr. 7 Mazací soustava Kawasaki KX450F [5]

CHLAZENÍ, DOBÍJECÍ SOUSTAVA A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Chladicí a dobíjecí soustava je v principu totožná jako u předchozího motocyklu. Uspořádání primárního převodu je také totožné jako u předchozího motocyklu.



1.2.3 SUZUKI RM-Z450

Vybrané technické parametry tohoto motocyklu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 Technické parametry Suzuki RM-Z450

Zdvihový objem	[cm ³]	449
Vrtání	[mm]	96
Zdvih	[mm]	62.1
Kompresní poměr	-	12,5:1
Rozvod		DOHC
Počet ventilů		4
Příprava směsi		nepřímé vstřikování paliva
Druh startování		nožní páka
Spojka		lamelová, mazaná ostřikem
Počet převodových stupňů		5
Stálý převod	-	3.120 (61/19)
Klíková skříň		mokrá
Pohotovostní hmotnost	[kg]	112

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MOTORU

Motor má stojaté uspořádání válce stejně jako u předchozího motocyklu s osou válce mírně skloněnou dopředu ve směru jízdy, ale již pod větším úhlem. Sací kanály se v hlavě sbíhají do jednoho průřezu a vyústí z ní směrem dozadu a mírně doleva. Jejich zakončení tvoří přírubu pro těleso škrťací klapky a vstřikovače paliva. Výfukové kanály se v hlavě sbíhají také do jednoho průřezu a vyústí z ní směrem dopředu a pod poměrně velkým úhlem doprava, podobně jako u předchozího motocyklu. Oproti předchozím motorům není u tohoto motoru použit vyvažovací hřídel.



Obr. 8 Motor Suzuki RM-Z450 pohled zprava [6]

KLIKOVÝ HŘÍDEL

Uložení klikového hřídele v klikové skříni je stejně jako v předchozím případě řešeno pomocí kuličkových ložisek. Na levé straně klikového hřídele je za ložiskem nasunuto hřídelové těsnění, dále přímo na hřídeli obrobené řetězové kolo pohonu rozvodového mechanismu a za ním již kuželová dosedací plocha alternátoru. Na pravé straně klikového hřídele je za kuličkovým ložiskem podobně jako na levé straně nasunuto hřídelové těsnění a za ním již pastorek primárního převodu.

ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

Uložení vačkových hřídelů v hlavě válce a uspořádání jejich pohonu je totožné jako u motoru předchozího motocyklu. Sací i výfukové ventily jsou přes hrníčková zdvihátka ovládány přímo vačkami vačkového hřídele. Každý ventil přitlačuje k ventilovému sedlu jedna vinutá pružina.

MAZÁNÍ

Stejně jako předchozí motocykl, používá i tento motor stejný mazací olej pro mazání převodovky a vlastního motoru, nicméně prostor převodovky a klikové skříně je oddělen. Motor pracuje taktéž se dvěma čerpadly. Jejich hřídele jsou spojené a poháněné pomocí vloženého ozubeného kola od ozubeného kola spojeného s tělesem spojky. První olejové čerpadlo je umístěno ve spodní části tělesa pravé poloviny klikové skříně. Nasává olej přes sítko z převodovky do olejového filtru umístěného v horní části víka pravé poloviny klikové skříně. Odtud je olej veden vývrtem v tomto víku do dutého levého konce klikového hřídele a odtud přes ojnicí čep k ojnicímu ložisku. Dalším kanálkem je olej veden do pravé poloviny



klikové skříně k trysce ostříku dna pístu a také dalším kanálkem do hlavy válce pro mazání ložisek vačkových hřídelů, hrníčkových zdvihátek a rozvodového řetězu. Olej z hlavy se dostává zpět přes šachtu rozvodového řetězu do prostoru mezi levou polovinou klikové skříně a jejím víkem. Do tohoto prostoru je čerpán také pomocí jazýčkového ventilu olej z prostoru klikového hřídele. Odtud je druhým čerpadlem nasáván olej přes sítko do mazacího kanálku v levé polovině klikové skříně a pomocí něho je veden do dutého vstupního hřídele převodovky pro mazání součástí v převodovce.

CHLAZENÍ, DOBÍJECÍ SOUSTAVA A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Vodní čerpadlo se nachází v tělese víka pravé poloviny klikové skříně. Je hnáno ozubeným kolem od pastorku stálého převodu. Chladicí kapalina proudí z chladiče do vodního čerpadla, odtud kanálem umístěným ve skříně do válce, hlavy válce a odtud zpět do druhého chladiče. Uspořádání primárního převodu a dobíjecí soustavy je opět totožné jako u motoru předchozího motocyklu.

1.2.4 YAMAHA YZ450F

Vybrané technické parametry tohoto motocyklu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5 Technické parametry Yamaha YZ450F

Zdvihový objem	[cm ³]	449.7
Vrtání	[mm]	97
Zdvih	[mm]	60.8
Kompresní poměr	-	12,5:1
Rozvod		DOHC
Počet ventilů		4
Příprava směsi		nepřímé vstřikování paliva
Druh startování		nožní páka
Spojka		lamelová, mazaná ostříkem
Počet převodových stupňů		5
Stálý převod	-	2.652 (61/23)
Kliková skřín		suchá
Pohotovostní hmotnost	[kg]	111

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MOTORU

Motor má stojaté uspořádání válce podobně jako u předchozího motocyklu, osa válce je však skloněna mírně dozadu ve směru jízdy pod úhlem 8,2°. Sací kanály se v hlavě sbíhají do jednoho průřezu a vyúsťují z ní směrem dopředu. Díky tomuto uspořádání mohly být použity



přímé sací kanály (viz. Obr. 9). Jejich zakončení tvoří přírubu pro připojení tělesa škrťací klapky a vstřikovače paliva. Výfukové kanály se v hlavě sbíhají také do jednoho průřezu a vyústí ují z ní směrem dozadu.



Obr. 9 Pravý pohled v řezu motor Yamaha YZ450F [7]

KLIKOVÝ HŘÍDEL

Uložení klikového hřídele v klikové skříni je stejně jako u motorů předchozích dvou motocyklů řešeno pomocí kuličkových ložisek. Na levé straně klikového hřídele je přímo na hřídeli obrobené řetězové kolo pohonu rozvodového mechanismu a za ním je umístěna kuželová dosedací plocha pro rotor alternátoru. Na pravé straně klikového hřídele je za kuličkovým ložiskem nasunuto ozubené kolo pohonu vyvažovacího hřídele a za ním se nachází pastorek primárního převodu.

ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

Uložení vačkových hřídelů v hlavě válce a uspořádání jejich pohonu, stejně jako ovládání sacích a výfukových ventilů je totožné jako u motoru předchozího motocyklu. Každý ventil přitlačuje k ventilovému sedlu jedna vinutá pružina.

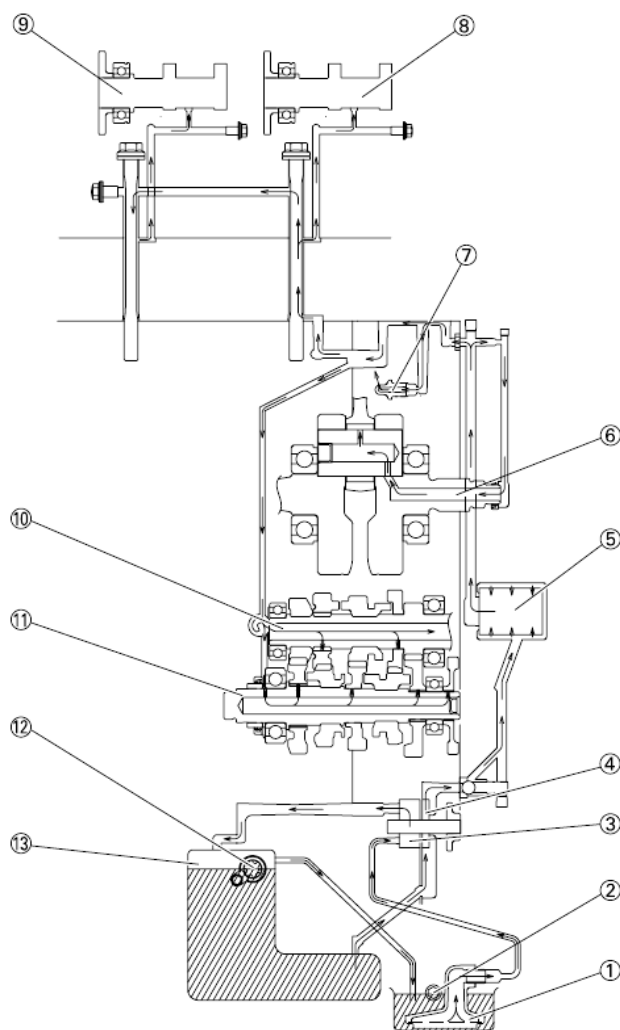


VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Tento motor pracuje s vyvažovacím hřídelem umístěným stejně jako například u Kawasaki KX450F. Je poháněn od levé strany klikového hřídele. Vývažky jsou umístěny na obou jeho koncích. Na pravém konci je vývažek nalisován přímo na hřídeli. Na levém konci je přišroubován na ozubeném kole, jímž je vyvažovací hřídel poháněn.

MAZÁNÍ

Narozdíl od motorů předchozích motocyklů má tento motor suchou klikovou skříň a tím pádem i odlišné uspořádání mazacího okruhu. Není oddělen prostor převodovky a klikové skříň. Motor pracuje se dvěma čerpadly. Jedno je klasické pro zásobování okruhu tlakovým olejem (pozice 4 na Obr. 10) a druhé je odsávací (pozice 3 na Obr. 10). Odsávací čerpadlo má větší tloušťku než to klasické. Obě čerpadla jsou na společném hřídeli a jsou umístěna těsně vedle sebe a oddělena tenkým plechem. Tato sestava obou čerpadel je umístěna ve spodní části tělesa pravé poloviny klikové skříňe a je poháněna přes vložené ozubená kolo od ozubeného kola spojeného s tělesem spojky. Odsávací čerpadlo odsává olej z nejnižšího místa klikové skříňe přes sací koš (pozice 1) do nádržky nacházející se v přední části skříňe před vyvažovacím hřídelem. Z prostřední části nádržky nasává olej druhé čerpadlo a dopravuje ho mazacím kanálkem k olejovému filtru (pozice 5), který se nachází v horní části víka pravé poloviny klikové skříňe. Odtud se přefiltrovaný olej dostává vývrtem v tomto víku do dutého levého konce klikového hřídele (pozice 6) a odtud přes ojniční čep k ojničnímu ložisku. Dalšími kanálky je olej veden do pravé poloviny klikové skříňe k trysce ostříku dna pístu (pozice 7) a do levé poloviny skříňe k hřídelům převodovky (pozice 10 a 11). Dalším kanálkem se olej dostává do drážky nacházející se v dosedací ploše válce a pravé poloviny klikové skříňe. Z této drážky se olej dostává k otvorům pro šrouby připevňující hlavu válce ke klikové skříni. Těmito děrami olej proniká přes válec do hlavy a odtud již vývrty k třecím ložiskům vačkových hřídelů (pozice 8 a 9). Valivá ložiska vačkových hřídelů a rozvodový řetěz jsou mazány ostříkem.



Obr. 10 Mazací soustava Yamaha YZ450F [8]

CHLAZENÍ, DOBÍJECÍ SOUSTAVA A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Vodní čerpadlo se nachází v tělese víka pravé poloviny klikové skříně. Je poháněno pomocí spojovacího hřídele spojeného s vyvažovacím hřídelem. Chladicí kapalina proudí z chladiče do vodního čerpadla, odtud kanálem ve skříně do válce, hlavy válce a odtud do druhého chladiče. Uspořádání primárního převodu a dobíjecí soustavy je opět totožné jako u motoru předchozího motocyklu.

1.2.5 KTM 450 SX-F

Vybrané technické parametry tohoto motocyklu jsou uvedeny v následující tabulce.



Tab. 6 Technické parametry KTM 450 SX-F

Zdvihový objem	[cm ³]	449,3
Vrtání	[mm]	97
Zdvih	[mm]	60,8
Kompresní poměr	-	12,5:1
Rozvod		DOHC
Počet ventilů		4
Příprava směsi		karburátor
Druh startování		elektrický startér
Spojka		lamelová, mazaná ostřikem
Počet převodových stupňů		5
Stálý převod	-	2,551 (74/29)
Kliková skříň		mokrá
Pohotovostní hmotnost	[kg]	113

KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ MOTORU

Motor má stojaté uspořádání válce stejně jako u předchozího motocyklu, osa válce je však skloněna směrem dopředu. Sací kanály se v hlavě sbíhají do jednoho průřezu a vyústí z ní směrem dopředu. Jejich zakončení tvoří přírubu pro připojení tělesa škrťící klapky a vstřikovače paliva. Výfukové kanály se v hlavě sbíhají také do jednoho průřezu a vyústí z ní směrem dozadu a pod malým úhlem doleva. Tento motor má odlišné konstrukční uspořádání vyvažovacího hřídele a pohonu rozvodového mechanismu, které budu popisovat v dalším textu.



Obr. 11 Motor KTM 450 SX-F [9]

OJNICE A KLIKOVÝ HŘÍDEL

Ojnice, její kontakt s ojnicním čepem a klikový hřídel je stejné koncepce u všech motocyklů této třídy. Klikový hřídel je uložen v klikové skřini pomocí valivých ložisek. Na levé straně klikového hřídele je u ložiska umístěno ozubené kolo pohonu levého ozubeného kola vyvažovacího hřídele, dále ozubené kolo pro přenos točivého momentu od startéru a za ním již kuželová dosedací plocha alternátoru. Na pravé straně klikového hřídele je u válečkového ložiska umístěno ozubené kolo pohonu pravého ozubeného kola vyvažovacího hřídele a za ním pastorek primárního převodu.

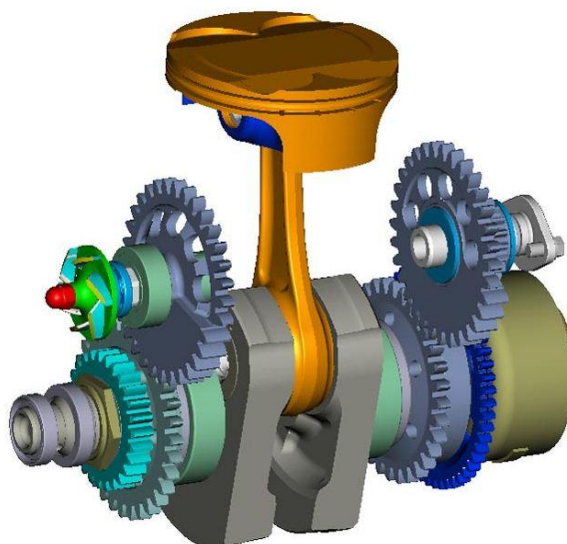
ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

Váčkové hřídele ventilového rozvodu jsou uloženy v hlavě válce pomocí kuličkových a kluzných ložisek, stejně jako u předchozích motocyklů s rozvodem DOHC. Váčkové hřídele nejsou poháněny přímo od klikové hřídele jako v předchozích případech. Pastorek kola rozvodového řetězu je obroben přímo na levém ozubeném kole vyvažovacího hřídele. Přes rozvodový řetěz je spojen s řetězovým kolem obrobeným přímo na ozubeném kole, které je umístěné v hlavě válce a pohání již ozubená kola vlastních váčkových hřídelů. Sací i výfukové ventily jsou přes vahadla ovládány váčkami váčkového hřídele. Každý ventil přitlačuje k ventilovému sedlu jedna vinutá pružina.



VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Vyvažovací hřídel je tvořena v podstatě dvěma ozubenými koly, na kterých jsou zároveň odlity i samotné vývažky. Ozubená kola vyvažovacích hřídelů jsou umístěna nad klikovým hřídelem v horní části klikové skříně z vnějšku po obou jejich stranách (viz Obr. 12).



Obr. 12 Vyvažovací hřídel KTM 450 SX-F (pohled zepředu) [11]

MAZÁNÍ

Motoru používá stejný mazací olej pro mazání převodovky a vlastního motoru, ale prostor převodovky a klikové skříně je oddělen. Motor pracuje se dvěma čerpadly. Jsou uložena na společném hřídeli a poháněna přes vložené ozubené kolo od ozubeného kola spojeného s tělesem spojky. První čerpadlo je umístěno v tělese levé poloviny klikové skříně (viz Obr. 13). Nasává olej přes sací koš ze spodní části prostoru převodovky a dopravuje jej vývrtem ve skříně k olejovému filtru nacházejícímu se v přední části klikové skříně. Odsud je přefiltrovaný olej veden kanálkem v pravé polovině skříně k dutému levému konci klikového hřídele a přes ojnicí čep k ojnicímu ložisku. Další kanál vede olej k trysce pro ostřík dna pístu a vývrtem v levé polovině skříně do válce a hlavy válce k tryskám mazání hrníčkových zdvihátek, třecím ložiskům vačkových hřídelů a k hřídelům na kterých jsou umístěna vahadla. Z hlavy válce je olej veden vývrtem zpět do levé poloviny klikové skříně k hřídeli ovládní spojky. Druhé čerpadlo je umístěno v tělese pravé poloviny klikové skříně. Nasává olej z prostoru klikového hřídele a používá jej k mazání převodovky.



Obr. 13 Mazací systém KTM 450 SX-F [11]

CHLAZENÍ, DOBÍJECÍ SOUSTAVA A PRIMÁRNÍ PŘEVOD

Vodní čerpadlo se nachází v tělese víka levé poloviny klikové skříně. Je poháněno od pravého ozubeného kola vyvažovacího hřídele. Chladicí kapalina proudí z chladiče do vodního čerpadla, odtud kanálem ve skříně do válce, hlavy válce a odtud do druhého chladiče. Uspořádání primárního převodu a dobíjecí soustavy je opět totožné jako u motoru předchozího motocyklu.



2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU

V této kapitole zmíním parametry, které vstupovaly do předběžného výpočtu motoru a jeho základní rozměry. Nakonec se budu věnovat popisu analytického modelu klikového mechanismu.

2.1 PARAMETRY ZVOLENÉHO MOTORU

Před vlastním předběžným výpočtem motoru bylo potřeba si zvolit celkovou koncepci motoru. Při volbě koncepce bylo vycházeno z konstrukce výše popisovaných motorů motocyklů třídy MX1. Parametry popisující koncepci vlastního motoru jsem pro přehlednost uvedl v Tab. 7.

Tab. 7 Konstrukční parametry motoru

Typ motoru	zážehový, čtyřdobý
Druh chlazení	vodou
Počet válců	1
Ventilový rozvod	DOHC
Počet ventilů	4
Uspořádání válce	stojatý, osa skloněna mírně dozadu
Příprava směsi	nepřímé vstřikování paliva
Druh startování	nožní páka
Kliková skříň	suchá

2.2 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET MOTORU

Po zvolení celkové koncepce již bylo možno přistoupit k předběžnému výpočtu motoru. Hodnoty základních parametrů vstupujících do výpočtu jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 Základní parametry motoru

Zdvihový objem	[cm ³]	449
Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	9500
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	11000
Efektivní výkon	[kW]	42,7
Vrtání	[mm]	97
Zdvih	[mm]	60,8
Střední pístová rychlost	[m·s ⁻¹]	19,25



Jmenovité otáčky by se měly dle [12] pohybovat pro zážehové motory v rozmezí 4500 – 8800 min^{-1} . Jelikož se v mém případě jedná o závodní motor, volím tyto otáčky vyšší.

2.3 ANALYTICKÝ MODEL KLIKOVÉHO MECHANIZMU

V této kapitole jsou uvedeny průběhy vybraných vyšetřovaných veličin a sil působících v klikovém mechanismu. Tyto průběhy jsou výsledkem analytických vztahů uvedených v [14] a jsou vykresleny s pomocí výpočtového programu Mathcad. Průběhy jsou vyšetřovány v konkrétním režimu motoru a to při maximálních uvažovaných otáčkách motoru.

DRÁHA PÍSTU

Průběh dráhy pístu je vypočítán podle vzorce (1).

$$s_p(\alpha) := r_k \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \left| 1 - \left(1 - \frac{\lambda_o \cdot \sin(\alpha)^2}{2} \right) \right| \right] \quad (1)$$

kde:

r_k [mm] - poloměr klikového hřídele

α [°] - úhel natočení klikového hřídele

λ_o [-] - ojnicní poměr

RYCHLOST PÍSTU

Průběh rychlosti pístu je vypočítán podle vzorce (2).

$$v_p(\alpha) := r_k \cdot \omega_{\max} \cdot \left(\sin(\alpha) + \lambda_o \cdot \frac{\sin(2\alpha)}{2} \right) \quad (2)$$

kde:

ω_{\max} [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] - maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele

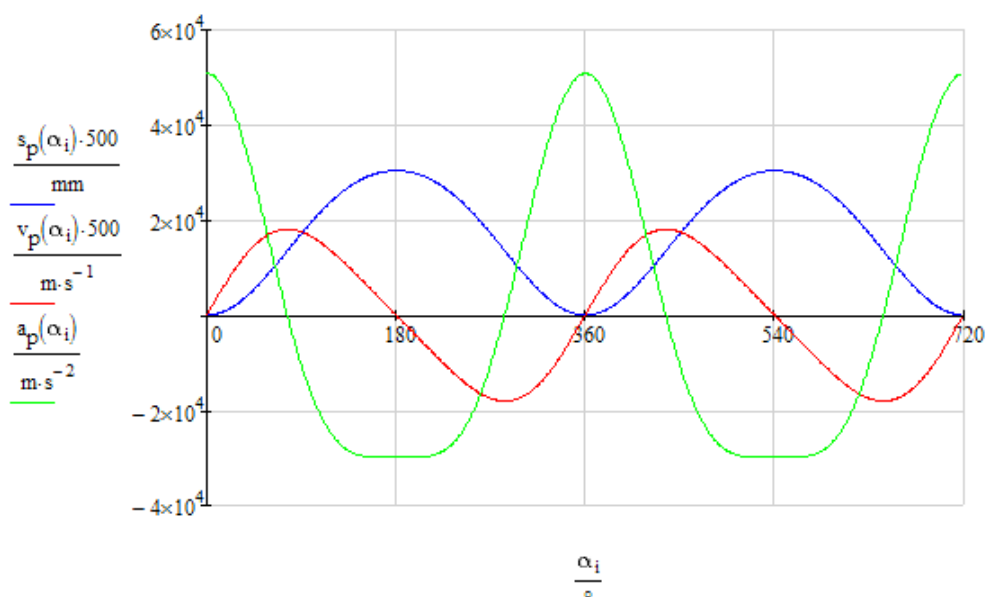
ZRYCHLENÍ PÍSTU

Průběh zrychlení pístu je vypočítán podle vzorce (3).

$$a_p(\alpha) := r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \left| \cos(\alpha) + \lambda_o \cdot \cos(2\alpha) \right| \quad (3)$$



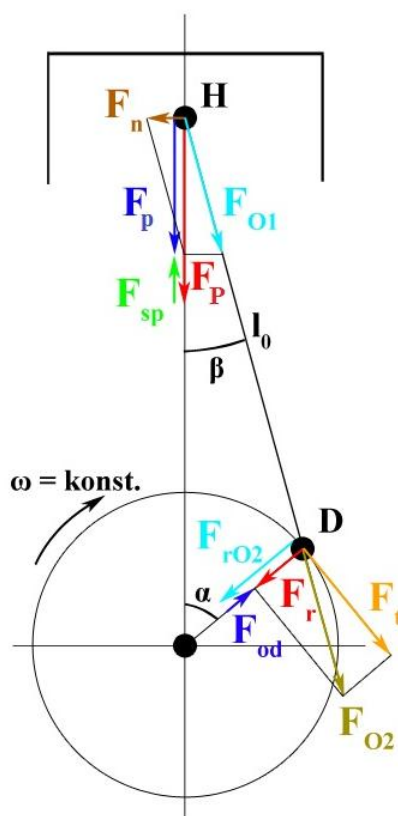
Závislosti dráhy, rychlosti a zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele jsou znázorněny na Obr. 14.



Obr. 14 Grafy dráhy, rychlosti a zrychlení pístu

SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANIZMU

Klikový mechanismus je zatěžován silou vzniklou od tlaku plynů nad pístem ve spalovacím prostoru a setrvačnými silami od vlastních částí klikového mechanismu. Síly působící v klikovém mechanismu jsou znázorněny na Obr. 15.



Obr. 15 Síly v klikovém mechanismu

Píst je zatěžován silou od tlaku plynů F_p . Proti této síle působí ve směru osy válce setrvačná síla posuvných částí klikového mechanismu F_{sp} . Hmotu posuvných částí tvoří pístní skupina a redukovaná část hmotnosti ojnice. Výslednicí těchto dvou sil je celková síla působící na píst F_P . Tato síla se přenáší z pístu přes pístní čep a klikové ústrojí do uložení klikového hřídele. Síla F_P se v pístním čepu rozkládá na dvě složky, a to na normálovou sílu F_n namáhající plášť pístu tlakem, a na sílu F_{O1} přenášenou do osy ojnice.

Síla F_{O2} je síla, kterou přenáší ojnice na ojnicí čep. Tato síla se v ojnicím čepu rozkládá na dvě složky, a to na radiální sílu F_{rO2} , která se rameny klikového hřídele přenáší do hlavních ložisek a na tangenciální sílu F_t vytvářející výsledný točivý moment motoru. Proti radiální síle působí setrvačná síla tvořená rotující částí ojnice F_{OD} . Výslednice radiální síly a setrvačné síly rotujících částí ojnice je označena jako síla F_r .

INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM A P-V DIAGRAM

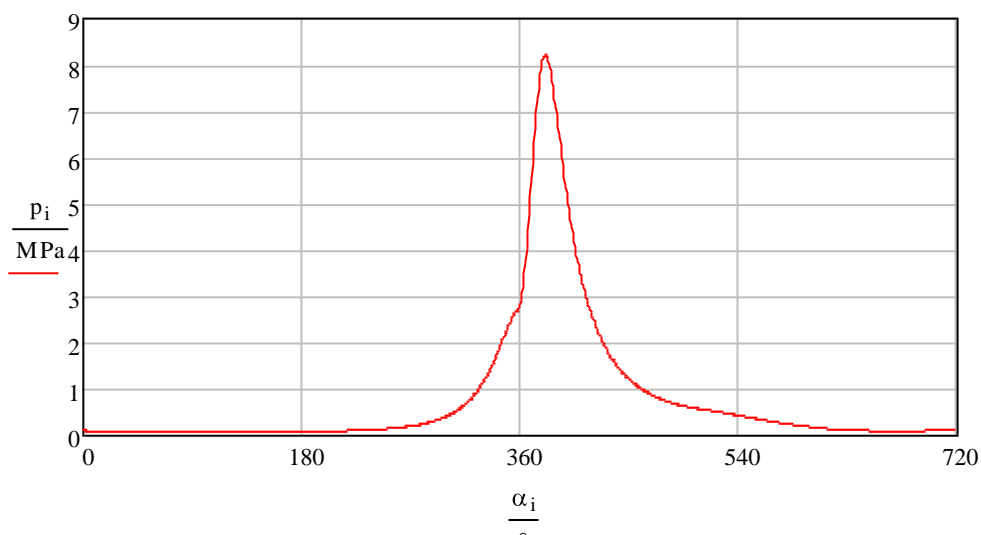
Indikátorový diagram, nazývaný také jako $p-\alpha$ diagram, znázorňuje v mém případě předpokládaný průběh tlaku plynů ve válci motoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele v průběhu jednoho pracovního cyklu motoru.

P-V diagram znázorňuje závislost tlaku a objemu nad pístem při jednotlivých fázích jednoho pracovního cyklu motoru.

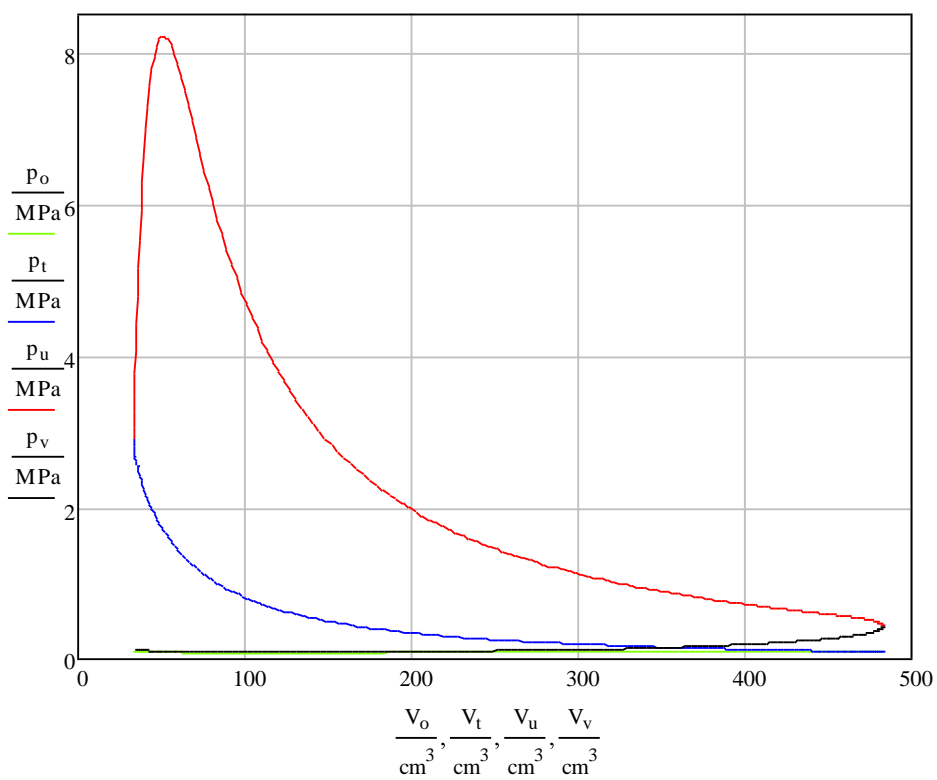


Hodnoty potřebné pro vykreslení indikátorového diagramu a p-V diagramu byly vygenerovány ve výpočtovém programu TLAK macro-1101.xls. Program byl vytvořen na Technické univerzitě v Liberci pod vedením Prof. Ing. Stanislava Berouna. CSc. a pro účely mé diplomové práce mi jej poskytl vedoucí diplomové práce.

Program provádí základní termodynamický výpočet pracovního oběhu čtyřdobých pístových spalovacích motorů, zážehových i vznětových. Kalkulace jednotlivých změn, procesů a výpočtového oběhu je prováděna s určitým inženýrským zjednodušením do takové míry, aby však měly výsledky řešení údajů o provozních a termodynamických parametrech oběhu spalovacího motoru ve vyšetřovaném režimu dostatečnou přesnost. Výpočtový program generuje základní výsledky v tabulkové podobě a v grafické podobě průběhy nejvýznamnějších veličin a dějů pracovního oběhu, jmenovitě p-V diagram, průběh tlaku a teploty ve válci, hmotnost náplně ve válci, hmotnostní toky kolem ventilů, teplo uvolněné hořením, teplo odvedené stěnami a kinematické veličiny klikového ústrojí v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele a další.



Obr. 16 Indikátorový diagram



Obr. 17 P-V diagram



3 POROVNÁNÍ SOUČÁSTÍ VYHOVUJÍCÍCH PEVNOSTNÍMU VÝPOČTU S FINÁLNÍMI

V této kapitole budu porovnávat konstrukční odlišnosti součástí, jež vyhovují pevnostnímu výpočtu, se součástmi odpovídajícími konstrukci soudobých motocyklových motorů této třídy.

Pro zjednodušení budou v dalším textu součásti vyhovující pevnostnímu výpočtu pojmenovány pouze jako součásti vyhovující výpočtu a součásti odpovídající konstrukci soudobých motorů této třídy jako součásti odpovídající konstrukci.

Pevnostní výpočet, respektive pevnostní kontrola byla prováděna pro součásti klikového mechanismu podle vztahů uvedených v dokumentu vypracovaném Ing. Jaroslavem Rauscherem, CSc. viz [12].

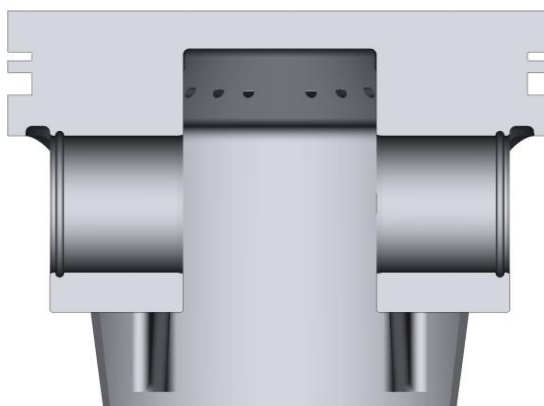
3.1 KLIKOVÝ MECHANIZMUS

3.1.1 PÍST

Píst motoru závodního motoru musí být co nejlehčí, a to z několika důvodů. Prvním důvodem je co nejmenší zhoršení mechanické účinnosti ve vysokých otáčkách. Dalším důvodem je fakt, že hmotnost pístu tvoří velkou část posuvných hmot klikového mechanismu. Tyto hmoty by měly být co nejmenší kvůli jejich následnému vyvážení. Zároveň však musí být konstruován tak, aby odolával vysokým tepelným a mechanickým zatížením. Z výše uvedených důvodů se používají u motorů této třídy a u všech závodních motorů výhradně kované písty. Píst, který však byl konstruován dle [12], je uvažován jako odlévaný.

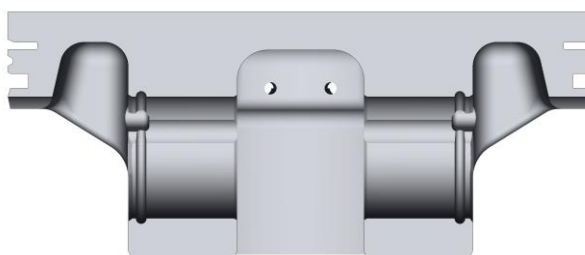
NÁLITKY PRO PÍSTNÍ ČEP

U pístu vyhovujícímu výpočtu je šířka každého nálitku 23,5 mm a nejmenší tloušťka stěny 7 mm. Měrný tlak mezi pístním čepem a oky v nálitcích pro pístní čep je 39,93 MPa.



Obr. 18 Řez pístu vyhovujícímu pevnostnímu výpočtu v ose pístního čepu

U pístu odpovídajícímu konstrukci vychází šířka těchto nálitků zejména z délky pístního čepu a šířky horního oka ojnice. Šířka každého nálitku je 18 mm a nejmenší tloušťka stěny 6,5 mm. Po dosazení těchto rozměrů do vztahů použitých pro pevnostní výpočet vyšel měrný tlak mezi pístním čepem a oky v nálitcích pro pístní čep 76,95 MPa.



Obr. 19 Řez pístu vyhovujícího konstrukci v ose pístního čepu

PLÁŠŤ PÍSTU

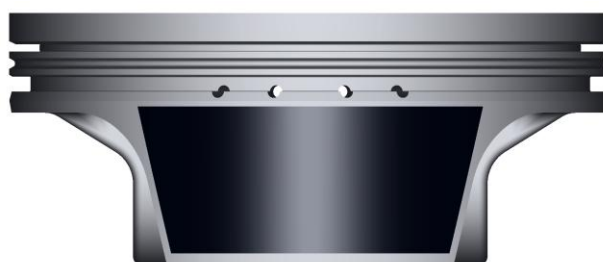
Slouží k vedení pístu ve válci motoru, k přenosu normálových sil působících na píst od součástí klikového mechanismu a také pro odvod tepla z pístu do stěn válce.

U pístu vyhovujícímu výpočtu je délka pláště volena dle [12] a vlastní hodnota činí 55 mm. Délka pláště má také vliv na velikost jeho plochy. Velikost jeho plochy musí být taková, aby nebyla překročena doporučená hodnota měrného tlaku mezi pláštěm a válcem. Hodnota měrného tlaku na plášť je 1,38 MPa, doporučené hodnoty jsou 0,6 – 1,4 MPa.



Obr. 20 Plášť pístu vyhovujícího pevnostnímu výpočtu

Délka pláště pístu motorů této třídy se však z důvodů co nejmenší hmotnosti volí přibližně poloviční a proto i plocha pístu bývá podstatně menší. V mém případě je zvolena délka pláště 27,4 mm a měrný tlak na plášť má hodnotu 2,81 MPa. Na plášti uvažuji nanesení tenkého povlaku grafitu z důvodu zamezení zadření pístu.

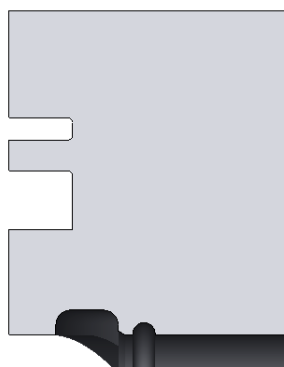


Obr. 21 Plášť pístu vyhovujícího konstrukci s povlakem grafitu

DRÁŽKY PÍSTNÍCH KROUŽKŮ A MŮSTKY

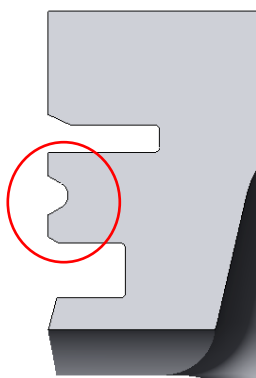
Obvyklý počet pístních kroužků používaných u pístů zážehových motorů je tři. U závodních motorů této kategorie se ale z důvodů snížení třecích ztrát používají dva pístní kroužky, a to jeden těsnící a druhý stírací. Díky dvoukroužkovému uspořádání je také menší výška pístu nad osou ojnicního čepu ke dnu pístu oproti třikroužkovému uspořádání, což je výhodné zejména kvůli snížení hmotnosti.

U pístu vyhovujícímu výpočtu jsou rozměry drážky těsnícího kroužku odvozené od zvoleného těsnícího kroužku. Výška drážky je 1,5 mm, její vnitřní průměr činí 87,9 mm. Rozměry drážky stíracího kroužku jsou taktéž odvozené od použitého typu kroužku. Výška je 4 mm a vnitřní průměr je taktéž 87,9 mm.



Obr. 22 Detail drážek a můstků pístu vyhovujícímu pevnostnímu výpočtu

U pístu odpovídajícího konstrukci je výška drážky těsnícího kroužku 1,2 mm a vnitřní průměr 87 mm. Výška drážky stíracího kroužku je 2,4 mm a její vnitřní průměr činí 90 mm.



Obr. 23 Detail drážek, můstků a expanzní drážky pístu vyhovujícímu konstrukci

Výška můstku mezi těsnícím kroužkem a dnem (horního můstku) musí mít takovou hodnotu, aby teplota v drážce těsnícího kroužku nepřesáhla mez karbonizace použitého oleje. Výška můstku mezi těsnícím a stíracím kroužkem je určena jeho značným namáháním od tlaku spalin působícího na něj z obou stran.

Výška horního můstku pístu vyhovujícího výpočtu je 7,3 mm a můstku mezi kroužky je 2,1 mm. Z pevnostního výpočtu vyplývá, že můstek je namáhán redukováným napětím 78,72 MPa.

Výška horního můstku pístu odpovídajícího konstrukci je 5 mm a můstku mezi kroužky je 4 mm. Můstek je namáhán redukováným napětím 23,65 mm. Výška můstku mezi kroužky je oproti předchozímu případu větší kvůli přítomnosti expanzní drážky (viz červený kruh v Obr. 23). Plyny, které proniknou kolem těsnícího kroužku, v expanzní drážce expandují, sníží svůj tlak a díky tomu je umožněna lepší funkce stíracího kroužku.



VÝSTUŽNÁ ŽEBRA

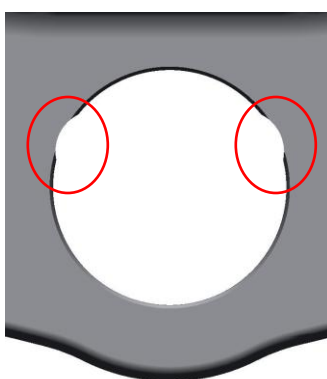
Pro zajištění vyšší pevnosti pístu a menšího ohybového namáhání dna a pláště pístu jsou na obou pístech umístěna výstužná žebra (viz Obr. 24). Žebra jsou umístěna mezi nálitky pístního čepu a pláštěm a v případě pístu vyhovujícímu konstrukci i v oblasti mezi stěnou nosičů pístních kroužků rovnoběžně s osou pístního čepu.



Obr. 24 Výstužná žebra pístu odpovídajícímu konstrukci

DALŠÍ KONSTRUKČNÍ PRVKY

Ke zlepšení přístupu mazacího oleje pro mazání kontaktu pístního čepu a pístu jsou vytvořeny na této ploše v obou nálitcích mazací drážky (viz červené elipsy v Obr. 25).



Obr. 25 Mazací drážky v nálitku pro pístní čep

Aby bylo zamezeno kontaktu ventilů a pístu při jeho pohybu do horní úvratě na konci výfukového zdvihu, jsou ve dnu pístu vytvořeny za tímto účelem vybrání. Toto vybrání má



pro sací ventily průměr 41 mm a hloubku 2,4 mm a pro výfukové ventily průměr 31 mm a hloubku 2,1 mm.



Obr. 26 Vybrání ventilů ve dnu pístu

3.1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Pístní kroužky plní v motoru několik funkcí. Zabezpečují utěsnění spalovacího prostoru, řídí výšku mazací vrstvy oleje mezi pláštěm pístu a stěnou válce a odvádějí teplo z pístu do stěn válce.

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, u závodních motorů třídy MX1 a dalších tříd se používají dva kroužky.

TĚSNÍCÍ KROUŽEK

Jako těsnící kroužky jsou používány pravoúhlé těsnící kroužky. Jejich výška se pohybuje u motorů s daným průměrem válce v rozmezí 1 – 1,5 mm. Pro potřeby konstrukce klikového mechanismu vyhovujícímu výpočtu jsem těsnící kroužek volil dle normy DIN 70 910 dostupné z [13].

U motorů dané třídy se však v současné době používají těsnící kroužky s výškou 1 až 1,2 mm. V mém případě je volen kroužek s výškou 1,2 mm.

STÍRACÍ KROUŽEK

Jako stírací kroužky se používají u běžných i závodních motorů stírací kroužky s expanderem, ale běžnější je použití těsnících kroužků skládaných. Pro potřeby konstrukce klikového mechanismu vyhovujícímu výpočtu je zvolen těsnící kroužek dle normy DIN 70 947 dostupné z [13].



Pro mnou zvolenou koncepci jsem zvolil skládaný těsnicí kroužek s celkovou výškou 2,4 mm (viz Obr. 27), který je oproti kroužku s expanderem levnější na výrobu a lehčí. Nepatrnou nevýhodou je jeho nižší životnost, která však nehraje u závodních motorů významnou roli.

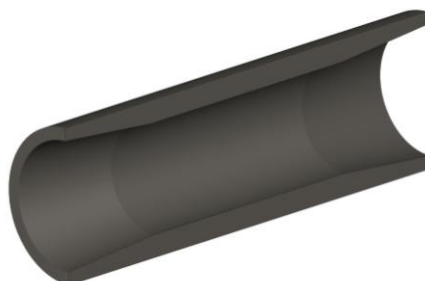


Obr. 27 Sestavený stírací kroužek skládaný

3.1.3 PÍSTNÍ ČEP

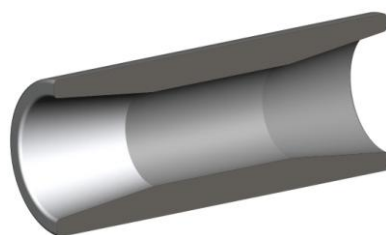
Pístní čep zprostředkovává přenos silových účinků mezi pístem a ojnicí. Ve většině případů bývá uložen otočně v oku ojnice i v pístu v jeho nálitcích pro pístní čep. Pístní čep bývá odlehčen kuželovým výběhem jeho vnitřní strany.

Pístní čep odpovídající výpočtu má vnější průměr 24 mm, vnitřní průměr 17 mm.



Obr. 28 Pístní čep vyhovující výpočtu

Vnější průměr pístního čepu se u motorů této kategorie volí přibližně 19 – 20 mm. V mém případě byl zvolen vnější průměr čepu 20 mm a vnitřní průměr 12 mm.



Obr. 29 Pístní čep odpovídající konstrukci

Proti axiálnímu posuvu se pístní čep zajišťuje nejčastěji pomocí lehkého kroužku z tenkého drátu. Proto je tento způsob zvolen i v motoru této diplomové práce. Pro zajištění čepu vyhovujícímu výpočtu je zvolen kroužek s průměrem drátu 1,5 mm a středním průměrem 25,6 mm dle normy DIN 73 130 dostupné z [13]. Pro zajištění čepu odpovídajícímu konstrukci byl zvolen kroužek s průměrem drátu 1,7 mm a středním průměrem 20,1 mm. Pro snadnější vyjmutí a zajištění polohy vůči čepu je kroužek opatřen tzv. „nosem“ (viz Obr. 30).



Obr. 30 Pojistný kroužek

3.1.4 OJNICE

Ojnice závodních motorů musí mít co nejmenší hmotnost, ale zároveň vysokou tuhost. Proto se u závodních motorů používají kované ojnice. Zvláště důležité je dosáhnout nízké hmotnosti horního oka ojnice, a to proto, že zvyšuje setrvačné síly a zvyšuje hmotnost posuvných hmot klikového mechanismu.

Ojnice je u motorů této třídy podobná svou konstrukcí ojnicím dvoudobých motorů, a to především neděleným spodním okem ojnice.

DÉLKA OJNICE

Délka ojnice, respektive vzdálenost os horního a spodního oka, má u ojnice vyhovující výpočtu hodnotu 117 mm. Tato hodnota vyplývá ze zvoleného ojnicního poměru, jehož hodnota je 0,26.

Délka ojnice odpovídající konstrukci je oproti předchozí 110 mm. Zkrácení délky ojnice bylo umožněno díky tomu, že byla v poloze dolní úvrati pístu dostatečná mezera mezi nálitkem pro



pístní čep a vývažky na ramenech klikového hřídele. To přispělo také ke snížení stavební výšky celého motoru a snížení hmotnosti ojnice. Se zkrácením délky ojnice však narostlo zatížení pláště pístu normálovou silou. V praxi se ale ukázalo, že lze délku ojnice zkrátit až na 3,2 násobek poloměru klikového hřídele, což by v mém případě bylo 98,3 mm.

OKA OJNICE

Rozměry ok ojnice vyhovující výpočtu jsou uvedeny v tabulce Tab. 9.

Tab. 9 Rozměry ok ojnice vyhovující výpočtu

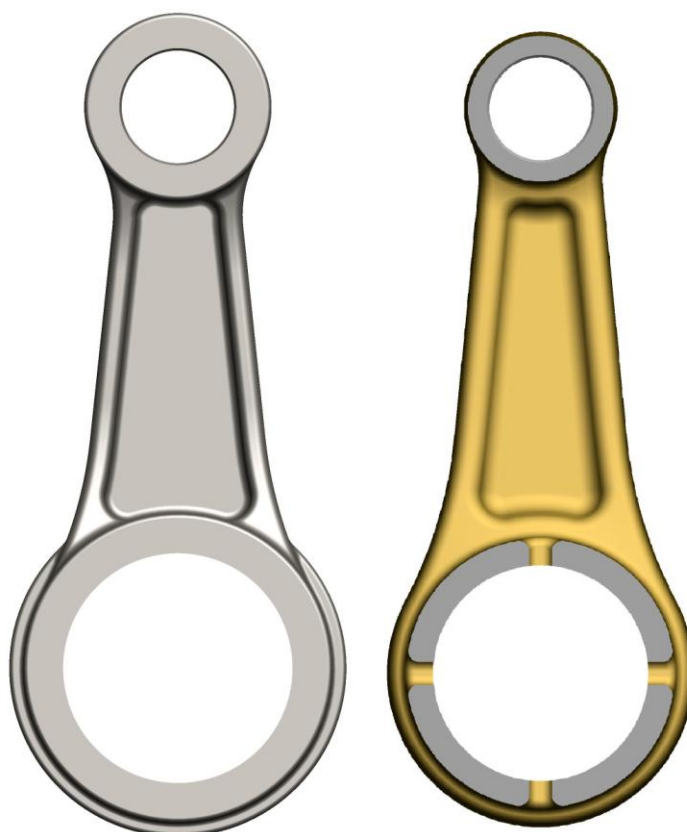
		Horní oko	Dolní oko
Vnější průměr	[mm]	41	66
Vnitřní průměr	[mm]	24	49
Šířka	[mm]	34	38

Rozměry ok ojnice vyhovující konstrukci jsou uvedeny v tabulce Tab. 10

Tab. 10 Rozměry ok ojnice odpovídající konstrukci

		Horní oko	Dolní oko
Vnější průměr	[mm]	30	54
Vnitřní průměr	[mm]	20	42
Šířka	[mm]	20	20

Vnitřní průměr a šířka dolního oka ojnice vyhovující konstrukci jsou odvozeny z rozměrů použitého jehličkového ložiska. U motorů této třídy se obvykle používá ložisko s vnitřním průměrem 35 mm, vnějším průměrem 42 mm a šířkou klece 20 mm. Šířka horního ložiska byla zvolena stejná jako dolního, a to z důvodu snadnějšího obrábění výkovku.



Obr. 31 Ojnice vyhovující výpočtu a konstrukci (pohled zepředu)

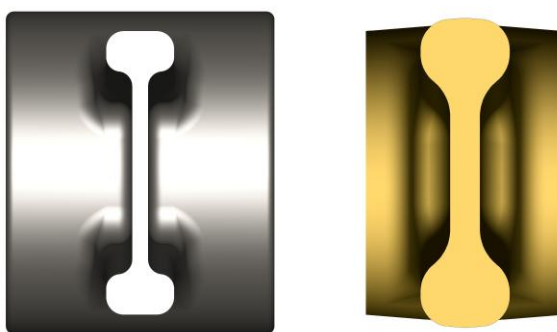


Obr. 32 Ojnice vyhovující výpočtu a konstrukci (pohled z boku)

DŘÍK OJNICE

U motorů této třídy se používají ojnice s průřezem dříky ve tvaru písmena „I“. Ojnice s dříkem s průřezem ve tvaru písmene „H“ by měla sice vyšší pevnost, ale byla by složitější na výrobu a napěňovala by zbytečně olej v prostoru klikové skříně.

Průřezy dříků ojnice vyhovující výpočtu a konstrukci jsou pro porovnání zobrazeny na obr. Obr. 33.

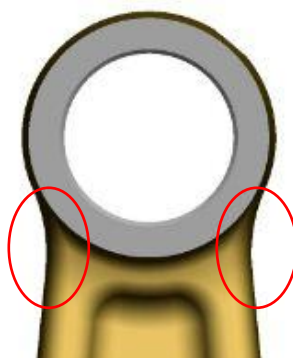


Obr. 33 Průřez dříku ojnice vyhovující pevnostnímu výpočtu a konstrukci



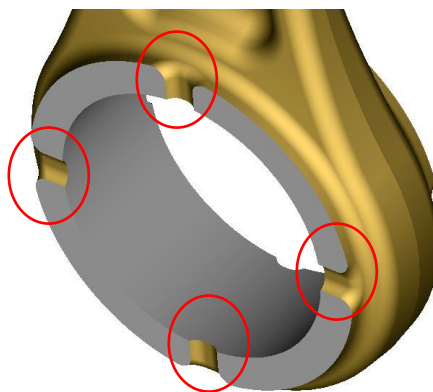
Minimální tloušťka střední části dříku se volí 3 mm, ale u dříku ojnice odpovídající výpočtu je v této oblasti tloušťka 2 mm. Dále by stěny dříku kolmé k dělicí rovině měly mít dostatečné úkosy kvůli technologii kování.

Důležitý je tvar přechodu dolního, ale především horního oka ojnice do dříku (viz Obr. 34). Oba by měly být pokud možno plynulé. Mnou zvolený tvar je výhodný z hlediska hmotnosti i koncentrace napětí.



Obr. 34 Přechod horního oka do dříku

Dalším konstrukčním prvkem jsou mazací kapsy na bocích dolního oka ojnice (viz Obr. 35). Tyto kapsy se používají pro zajištění lepšího odvodu oleje od ojničního ložiska, který je následně použit pro mazání stěn válce ostřikem.



Obr. 35 Mazací kapsy

3.1.5 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Jak již bylo řečeno dříve, klikový hřídel je po vzoru dvoudobých motorů skládaný a jeho ramena jsou spojena dutým ojničním čepem. Jedním z důvodů, proč se používají dělené klikové hřídele, je používání valivých ložisek pro uložení hřídele ve skříni. Valivá ložiska se používají kvůli nižším třecím ztrátám a kvůli nižším nárokům na přísun mazacího oleje v porovnání s kluznými ložisky.

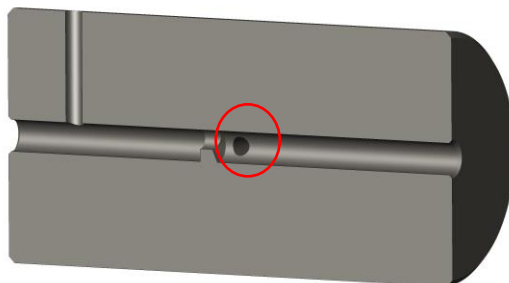


OJNIČNÍ ČEP

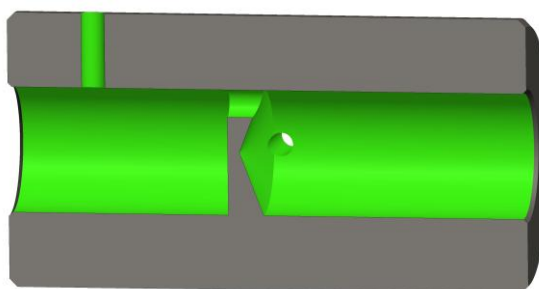
Jak ojniční čep odpovídající výpočtu, tak čep odpovídající konstrukci je dutý. Vývrtem kolmým na osu čepu se přivádí tlakový mazací olej z levé poloviny klikového hřídele do vnitřku ojničního čepu a dalším vývrtem (viz Obr. 36) je již veden k ojničnímu ložisku. Díky této koncepci dojde hlavně u čepu odpovídajícímu konstrukci k významnému snížení jeho hmotnosti. Vnější průměr čepu je určen velikostí použitého ojničního ložiska a délka je závislá na šířce ojničního ložiska, ramen klikového hřídele a vývažků. V Tab. 11 jsou pro porovnání uvedeny některé rozměry obou čepů.

Tab. 11 Rozměry čepů

		ojniční čep odpovídající	
		pevnostnímu výpočtu	konstrukci
délka	[mm]	81	66,7
vnější průměr	[mm]	40	35
vnitřní průměr	[mm]	5	16
průměr vývrtů	[mm]	3	3
hmotnost	[kg]	0,784	0,402



Obr. 36 Ojniční čep odpovídající výpočtu

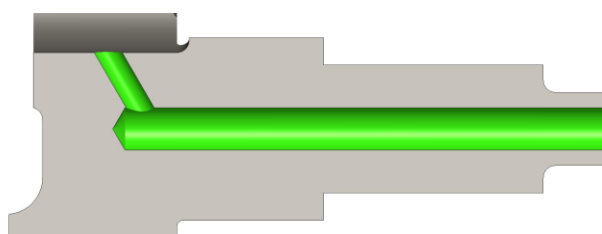


Obr. 37 Ojniční čep vyhovující konstrukci



RAMENA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Obě ramena jsou navzájem spojena nalisovaným ojnicním čepem. Ramena se od sebe liší konstrukcí výstupních hřídelů pro připojení dalších součástí motoru, jako je například rotor alternátoru nebo ozubené kolo pohonu vyvažovacího hřídele. V pravém ramenu je navíc oproti levému umístěn v ose hřídele vývrt pro přívod mazacího oleje k ojnicnímu čepu (viz Obr. 38).



Obr. 38 Vývrt pro přívod mazacího oleje

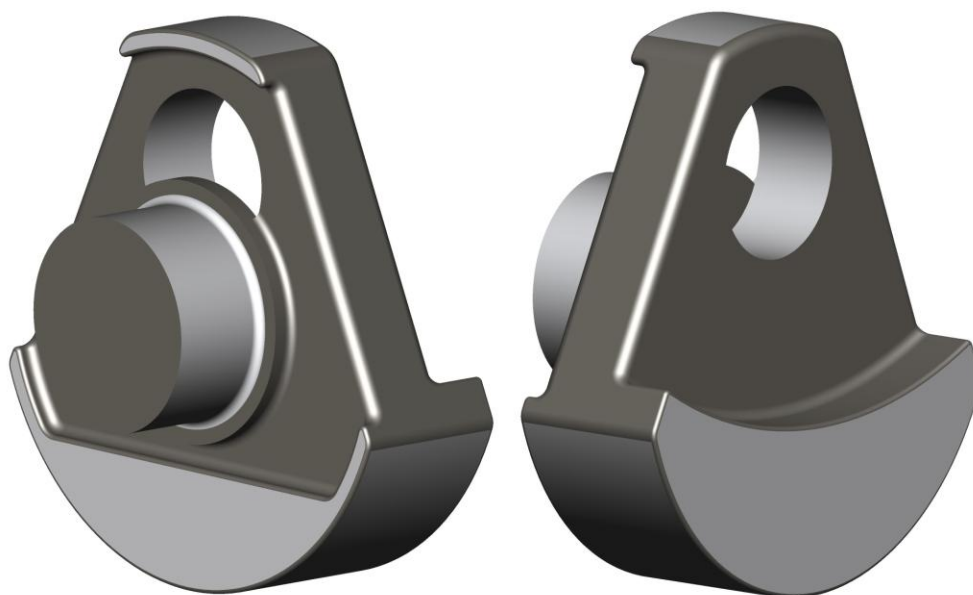
Vnější průměr ramen, respektive vývažků klikového hřídele, je závislý na několika faktorech. Průměr musí mít takovou hodnotu, aby nemusel být vývažek umístěný na rameni příliš široký a zároveň aby nehrozilo v dolní úvratí nebezpečí kontaktu vývažku s pístem. Mezera mezi vývažkem a pístem by měla být v dolní úvratí minimálně 1,8 mm, v mém případě je 1,9 mm. Velký průměr ramen také zvětšuje celkové rozměry motoru, hlavně jeho výšku.

Šířka ramen musí být taková, aby spolehlivě přenesla dané zatížení, ale zároveň nesmí být přehnaně velká kvůli zvýšení rotačních hmot, které je potřeba následně vyvážit a také kvůli narůstající šířce ojnicního čepu. U motorů o daném zdvihovém objemu se tato šířka pohybuje v rozmezí 23 – 25 mm.

Průměr a délka čepu pro hlavní ložisko ramene klikového hřídele odpovídajícímu konstrukci je volena podle ložiska. U motorů této třídy se používá ložisko s průměrem vnitřního kroužku 30 mm. Volím válečkové ložisko o rozměrech 30x72x19.

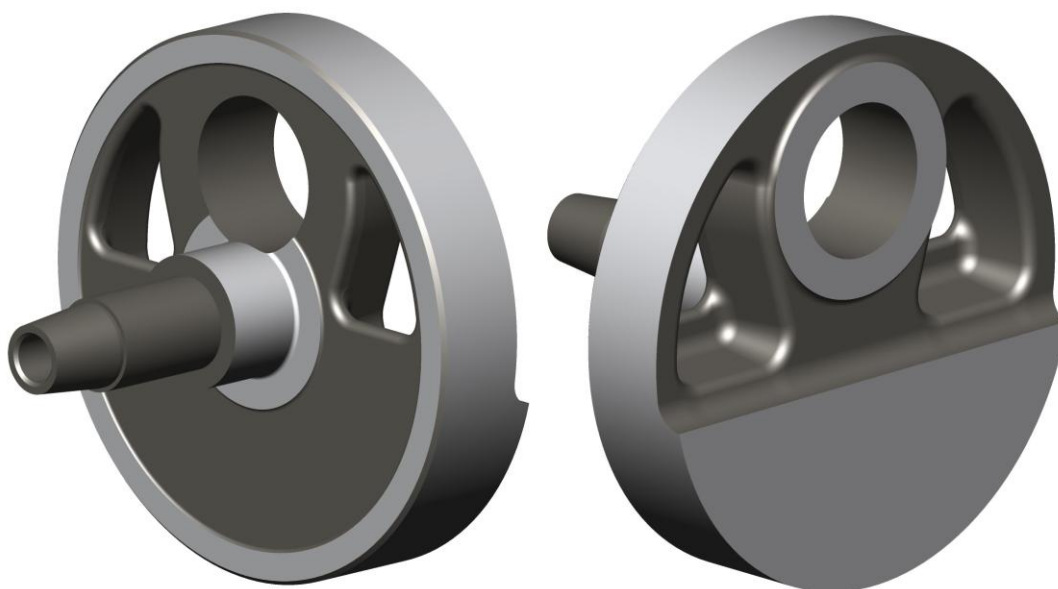
Tab. 12 Vybrané rozměry ramen klikových hřídelů

		rameno klikového hřídele vyhovující	
		výpočtu	konstrukci
vnější průměr ramene (vývažku)	[mm]	130	123
šířka ramene	[mm]	21	23
průměr čepu pro hlavní ložisko	[mm]	50	30
délka čepu pro hlavní ložisko	[mm]	23	18,5



Obr. 39 Levé rameno klikového hřídele vyhovující výpočtu

Na levém rameni klikového hřídele odpovídajícímu konstrukci (viz Obr. 40) uvažuji za čepem pro hlavní ložisko umístění řetězového kola pro pohon rozvodového mechanismu a za ním již kuželovou dosedací plochu alternátoru.



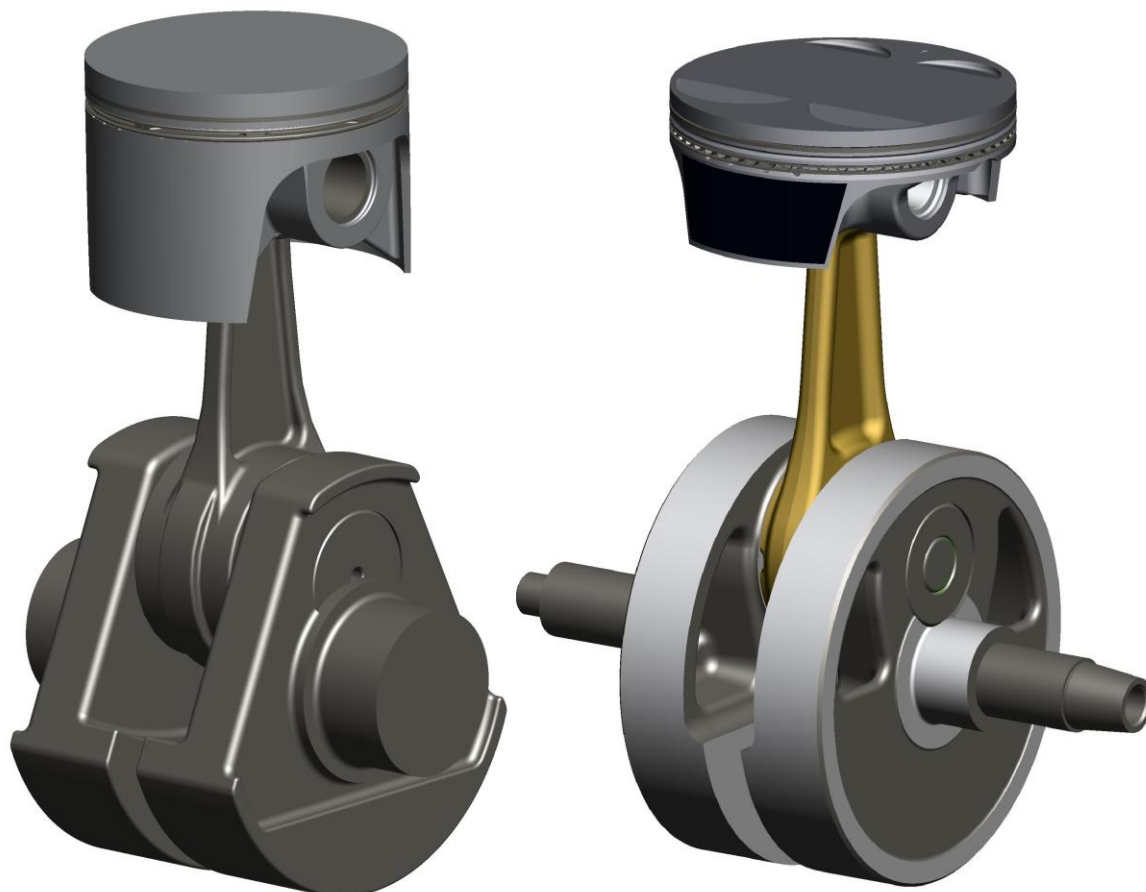
Obr. 40 Levé rameno klikového hřídele odpovídající konstrukci

Na pravém rameni klikového hřídele odpovídajícímu konstrukci uvažuji za čepem pro hlavní ložisko umístění ozubeného kola pro pohon vyvažovacího hřídele, pastorku primárního převodu a hřídelového těsnění přívodu mazacího oleje pro ojnicí čep.



Tvar ramene klikového hřídele musí být takový, aby nenapěňoval olej přítomný ve vzduchu v prostoru klikové skříně. Uvažovaný tvar ramene hřídele vyhovující výpočtu je z tohoto hlediska nevhodný, proto jsem zvolil z tohoto hlediska vhodnější tvar kotouče (viz Obr. 40).

Srovnání konstrukce obou kompletních klikových mechanismů je vidět na Obr. 41.



Obr. 41 Klikový mechanismus odpovídající pevnostnímu výpočtu a konstrukci



4 VYVAŽOVÁNÍ JEDNOVÁLCOVÝCH MOTORŮ

Při konstrukci a výrobě pístových spalovacích motorů, především rychloběžných, je nutné zajistit vyvážení jeho klikového ústrojí pro dosažení klidného chodu motoru bez chvění.

Setrvačné síly a momenty u všech pohybujících se součástí uvnitř motoru se přenáší na jeho uchycení. Jestliže jejich eliminace není zajištěna nebo je nedostatečná, způsobují tyto silové účinky vibrace a hluk. Tyto silové účinky vznikají pohybem samotného klikového ústrojí, ale i vlivem výrobních nepřesností, nestejnomyšerností materiálu a dalších faktorů.

4.1 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL

Na klikové ústrojí působí setrvačné síly rotujících částí a setrvačné síly částí s posuvným pohybem. Nejjednodušším způsobem vyvážení klikového ústrojí je tzv. konstrukční vyvažování. Spočívá v eliminaci setrvačných sil a momentů vhodným konstrukčním řešením klikového ústrojí tak, aby se alespoň hlavní setrvačné síly a momenty navzájem kompenzovaly. Tento způsob vyvažování se však u jednoválcových motorů již z principu nedá realizovat.

4.1.1 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH SOUČÁSTÍ

Setrvační síly rotujících částí se vyvažují poměrně jednoduše pomocí vývažků umístěných na opačné straně, než je rameno kliky. Velikost a vzdálenost vývažku od osy klikového hřídele se volí tak, aby vývažek vyvolal stejnou odstředivou sílu jako setrvačná síla rotujících součástí.

4.1.2 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH PRVNÍHO ŘÁDU

První způsob je eliminací těchto sil, která je docílena opačným průběhem sil, vyvolaným stejnými hmotami. Toto řešení je využíváno u motorů s úhlem rozevření válců 180° , a proto jej u jednoválcových motorů nelze využít.

Druhým způsobem je vyvažování pomocí dvou hřídelů. Každý z těchto hřídelů je většinou poháněn pomocí ozubeného soukolí přímo od klikového hřídele, a otáčí se tudíž v opačném smyslu než klikový hřídel, ale se stejným převodovým poměrem 1:1. Jejich vzájemné uspořádání je takové, že složky setrvačné síly se ve směru osy válce sčítají a mají opačný smysl než setrvačné síly posuvných částí prvního řádu. Složky kolmé na osu válce se navzájem vruší díky opačnému smyslu otáčení vyvažovacích hřídelů. Toto řešení se u jednoválcových motocyklových motorů příliš nepoužívá kvůli prostorové náročnosti.

Třetím způsobem je zvětšení vývažku pro vyvážení setrvačných sil rotujících součástí na klikovém hřídeli právě o hmotnost vývažku, potřebnou pro eliminaci setrvačných sil posuvných. Toto řešení se u jednoválcových motorů používá často, ale je-li vyvažováno 100% setrvačných sil, dojde v podstatě k přenesení setrvačné síly do směru kolmého k ose válce. U jednoválcových motocyklových motorů se však většinou vyvažuje přibližně 60% setrvačných sil.



4.1.3 VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH DRUHÉHO ŘÁDU

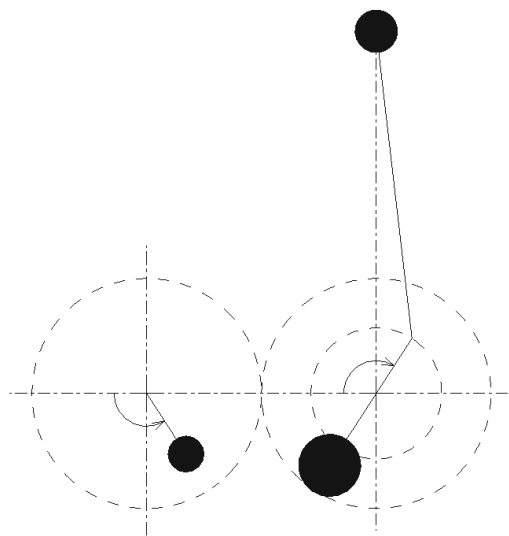
Prvním způsobem je vyvažování pomocí dvou hřídelů, obdobně jako při vyvažování setrvačných sil prvního řádu, ale s tím rozdílem, že v tomto případě mají hřídele dvojnásobnou rychlost

Druhý způsob využívá k vyvažování jen jeden vyvažovací hřídel. Opět se ale jedná o částečné vyvážení, neboť je setrvačná síla posuvná druhého řádu přenášena do roviny kolmé na osu válce.

Vyvažování setrvačných sil posuvných druhého řádu se u jednoválcových motocyklů nepožívá z důvodů velké energie potřebné pro pohon hřídelů.

4.2 VYVAŽOVÁNÍ MOTORU TÉTO DIPLOMOVÉ PRÁCE

Pro vyvážení setrvačných sil rotujících částí je použit způsob popsáný v kapitole 4.1.1. Pro vyvážení setrvačných hmot posuvných prvního řádu jsem zvolil kombinaci zvětšení vývažku na klikovém hřídeli a jednoho vyvažovacího hřídele spojeného ozubeným soukolím s klikovým hřídelem. Toto uspořádání je znázorněno na Obr. 42.



Obr. 42 Schéma zvoleného způsobu vyvažování

Toto řešení je u jednoválcových motocyklových motorů velmi rozšířeno. Vývažek na klikovém hřídeli je zvětšen o hmotnost rovnou 60% hmotnosti setrvačných hmot. Na vyvažovacím hřídeli je vývažek odpovídající 30% hmotnosti setrvačných hmot. Díky tomuto rozložení hmot bude v ose válce působit setrvačná síla odpovídající 10% hmotnosti posuvných setrvačných hmot a v rovině kolmé na osu válce, ve které jsou vibrace méně podstatné, setrvačná síla rovná 30% posuvných setrvačných hmot. V tabulce Tab. 13 uvádím pro porovnání hmotnosti vývažků pro variantu klikového mechanismu odpovídající pevnostnímu výpočtu a konstrukci.



Tab. 13 Hmotnosti vývažků

vývažek pro redukci setrvačných hmot		klikový mechanismus vyhovující	
		výpočtu	konstrukci
rotačních částí	[kg]	1,493	1,842
posuvných na klice	[kg]	0,415	0,326
posuvných na hřídeli	[kg]	0,407	0,26

Těžiště vývažku na klikovém hřídeli odpovídajícímu pevnostnímu výpočtu je na poloměru 39,2 mm a u hřídele odpovídajícímu konstrukci je na poloměru 28,7 mm.

Těžiště vývažků na vyvažovacím hřídeli je u varianty odpovídající konstrukci na poloměrech 15,6 mm a 21,3 mm, protože jsou na hřídeli použity dva rozdílné vývažky. Vývažky musí mít své těžiště na takovém poloměru, aby každý vyvozoval stejnou odstředivou sílu a nevznikal moment způsobující nevyváženost. U varianty odpovídající pevnostnímu výpočtu je těžiště vývažku uvažováno pro možnost srovnání s předchozí variantou na poloměru 20 mm, a to z toho důvodu, že pro tuto variantu nebyl konstruován na vyvažovací hřídel.



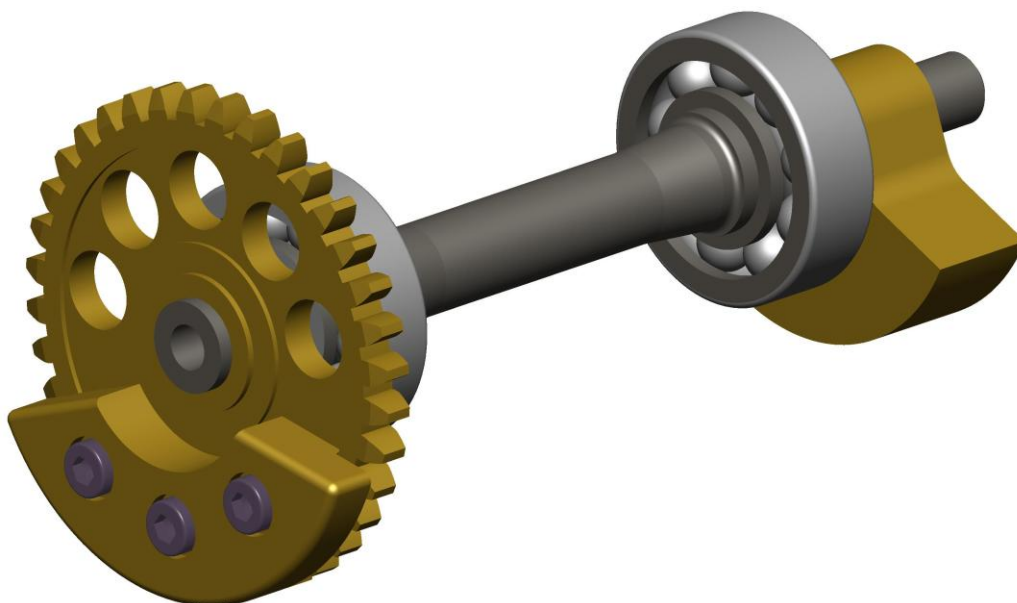
5 KONSTRUKCE DALŠÍCH ČÁSTÍ MOTORU

V této kapitole budu popisovat konstrukci těch částí motoru, jejichž konstrukce nebyla doposud popisována.

5.1 VYVAŽOVACÍ HŘÍDEL

Vyvažovací hřídel je umístěn v přední polovině klikové skříně. Při konstrukci vyvažovacího hřídele jsem se snažil jeho osu co nejvíce přiblížit k ose klikového hřídele, abych minimalizoval průměr ozubeného kola používaného pro jeho pohon, a tím dosáhl menších rozměrů klikové skříně v této oblasti.

V hřídeli vyvažovacího hřídele je pro snížení hmotnosti umístěn centrální vývrt. Pohon vyvažovacího hřídele je zprostředkován ozubeným soukolím od pravého konce klikového hřídele. Ozubené kolo má průměr roztečné kružnice 72 mm a modul ozubení 2 mm a pro jednodušší vyvážení je opatřeno v horní polovině kruhovými otvory (Obr. 43). Pro zajištění polohy vývažku a pro přenos odstředivé síly je na ozubeném kole umístěno tvarové vybrání. První vývažek je přišroubován na ozubeném kole pomocí tří šroubů DIN 6912 M5x12, druhý je umístěn na opačném konci klikového hřídele. Hřídel je v klikové skříně uložen pomocí dvou jednořadých kuličkových ložisek o rozměrech 15x42x13.



Obr. 43 Konečná varianta uspořádání vyvažovacího hřídele

5.2 ROZVODOVÝ MECHANIZMUS

V této kapitole se budu věnovat popisu konstrukce jednotlivých komponent rozvodového mechanismu.



5.2.1 VAČKOVÉ HŘÍDELE

Konstrukce obou vačkových hřídelů ovládajících sací a výfukové ventily byla volena v podstatě totožná. Rozdíl mezi nimi je jen ve vzdálenosti vaček dané rozdílnými průměry ventilů a rozměry samotných vaček. Dále budu proto popisovat pouze konstrukci vačkového hřídele ovládajícího sací ventily.

Vačkový hřídel uvažuji jako kovaný a pro snížení hmotnosti je dutý. Jeho vnější průměr se u motorů této kategorie a zdvihového objemu válce pohybuje okolo 19 mm, v mém případě je tato hodnota 20 mm. Vnitřní průměr je 15, respektive 10 mm a jeho délka je 104 mm.

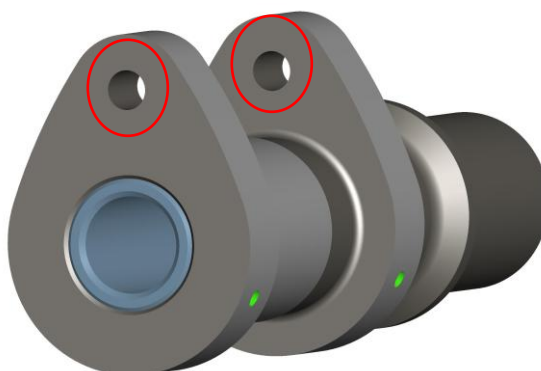
VAČKY

Parametry vaček obou hřídelů jsou uvedeny v Tab. 14. Hodnoty vycházejí z parametrů vaček obvykle používaných v motorech této kategorie.

Tab. 14 Základní rozměry vaček

		sací	výfukové
průměr základní kružnice	[mm]	29,4	25,6
celková výška vačky	[mm]	38,5	34,1
zdvih vačky	[mm]	9,8	8,8
šířka vačky	[mm]	9	9
vzdálenost středních rovin vaček	[mm]	44,6	37

Úkolem této diplomové práce nebylo řešit tvar vaček. Ve vačkách se často vyvrtávají otvory (Obr. 44) přispívající k jejich vyvážení a hlavně jsou důležité kvůli zajištění přesné polohy při obrábění tvaru vačky na obráběcích CNC strojích.



Obr. 44 Otvory ve vačkách



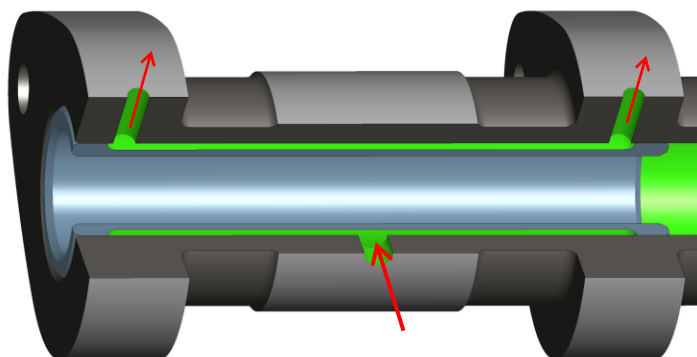
ULOŽENÍ VAČKOVÉHO HŘÍDELE

Vačkový hřídel je uložen v hlavě pomocí kluzného a valivého ložiska. Valivé ložisko je umístěno mezi vačkou a řetězovým kolem. Toto uložení je výhodné z hlediska nízkých třecích ztrát, velké únosnosti a uskutečnění mazání pouze ostřikem nebo olejovou mlhou. Použil jsem valivé kuličkové ložisko jednořadá o rozměrech 20x47x14.

Plocha kluzného ložiska je umístěna mezi vačkami. Výhodou kluzného ložiska oproti valivému jsou především menší rozměry, zejména jeho průměr. Určitou nevýhodou představuje nutnost přívodu tlakového oleje pro vytvoření dostatečného mazacího filmu a vyšší třecí ztráty oproti valivému ložisku. V mém případě je prostřednictvím kluzného ložiska přiváděn mazací olej pro mazání styku vaček s hrníčkovými zdvihátky. Průměr ložiska se u motorů dané třídy pohybuje v rozmezí 21 – 24 mm. Zvolený průměr ložiska má hodnotu 21 mm a jeho délka je 18 mm.

MAZÁNÍ STYKU VAČKY A ZDVIHÁTKA

Jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole, je styk vaček a hrníčkových zdvihátek mazán olejem přiváděným od kluzného ložiska (viz Obr. 45). Obr. 45 Schéma mazání stykových plochy vaček a zdvihátek). Odtud se dostává dovnitř vačkového hřídele a dále již k vývrtům vedoucím k oběma stykovým plochám vačky a zdvihátka. K zajištění zkrácení doby, po kterou není tento kontakt mazán, je v centrálním vývrtu zalisována trubka z hliníkové slitiny.



Obr. 45 Schéma mazání stykových plochy vaček a zdvihátek

5.2.2 SACÍ, VÝFUKOVÉ VENTILY A VENTILOVÁ SEDLA

SACÍ A VÝFUKOVÉ VENTILY

Obecně vzato by měly být ventily kvůli minimalizaci setrvačných sil působících na rozvodový mechanismus co nejlehčí. Tyto požadavky vedou k použití ventilů s krátkým dřikem s malým průměrem a lehkým nízkým talířkem, jehož přechod do dříku nemá příliš velký poloměr. Snížení hmotnosti lze dosáhnout i použitím ventilů z titanových slitin. Tyto požadavky jsou však většinou protichůdné oproti požadavkům na konstrukci ventilů závodních motorů obecně.



DŘÍK VENTILU

Délka dříku ventilu je ovlivňována několika faktory. Prvním z nich je tvar a rozměry sacích a výfukových kanálů v hlavě válce. U progresivních motorů této třídy se používají stejně jako u motoru této diplomové práce přímé sací kanály s velkou plochou průřezu odpovídající velkým průměrům talířků sacích ventilů. Tyto kanály by měly mít také co nejmenší úhel sklonu vzhledem k ose válce pro redukci ztrát při proudění nasávaného vzduchu. Tento faktor ovlivňuje nejvíce délku dříku. Výfukové kanály díky většímu tlakovému spádu ve výfukovém potrubí již nemusí být přímé a i díky jejich menšímu průřezu nezvětšují příliš délku dříku výfukových ventilů.

Dalším faktorem zvětšujícím délku dříku především výfukových ventilů je vhodnost chlazení co největší plochy výfukových kanálů kapalinou, tedy i v oblasti pod dosedací plochou ventilové pružiny.

Dále je potřeba zajistit dostatečnou délku dříku pro umístění ventilové pružiny, misky ventilové pružiny a umístění drážky pro zámků ventilů.

V neposlední řadě je potřeba brát v potaz, že nejmenší tloušťka stěny sacího kanálu pod dosedací plochou ventilové pružiny by neměla být menší než 3 mm.

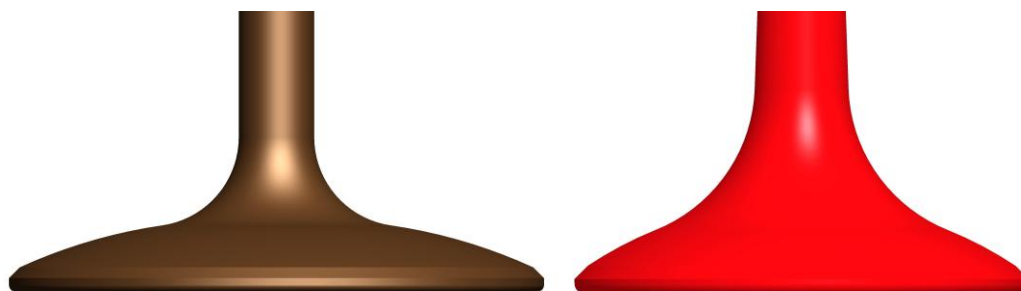
Průměr dříku by měl být co nejmenší. V praxi se u motorů této třídy pohybují tyto hodnoty v rozmezí 5 – 5,5 mm.

V horní části dříku je umístěn zápch, který slouží pro uložení zámků ventilu. Jeho rozměry jsou získány z [15]. Jeho vzdálenost od konce dříku byla navrhována s ohledem na celkovou výšku misky ventilové pružiny.

TALÍŘEK VENTILU

Jelikož jsou sací a výfukové ventily omývány plyny s rozdílnými vlastnostmi a směry proudění, mají jejich talířky i rozdílné nároky na tvar.

Talířek sacího ventilu (Obr. 46) je nízký, s poměrně malým úhlem sklonu jeho povrchu vůči spodní straně talířku. Přejechod talířku do dříku má poloměr 6,5 mm. Dosedací plocha talířku a ventilového sedla má sklon 45°. Tvar talířku umožňuje dobré rozvření směsi nasávané do válce a zároveň přispívá k nízké hmotnosti celého ventilu.



Obr. 46 Talířky Sacího a výfukového ventilu

Talířek výfukového ventilu je oproti sacímu vyšší, má větší úhel sklonu povrchu vůči spodní straně talířku a přechod do dříku má poloměr 10,8 mm. Dosedací plocha talířku a ventiloého sedla má stejný sklon 45° .

Úhel sklonu os sacích ventilů od osy válce bývá u motorů této třídy v rozmezí $9 - 10^\circ$. Čím menší je tento sklon, tím větší lze použít průměry talířků sacích ventilů. Úhel sklonu os výfukových ventilů od osy válce se pohybuje v rozmezí $11 - 12^\circ$. Zvolené úhly sklonu ventilů jsou uvedeny v Tab. 15.

Průměr talířku sacích ventilů je při stejném počtu sacích a výfukových ventilů vždy větší než výfukových ventilů. U ventilů motorů této kategorie se pohybují průměry sacích ventilů okolo 35 mm a výfukových okolo 30 mm. V Tab. 15 jsou uvedeny některé rozměry ventilů použitých v motoru této diplomové práce.

Tab. 15 Parametry ventilů

		ventil	
		sací	výfukový
průměr talířku	[mm]	39	31
průměr dříku	[mm]	5,5	5,5
délka dříku (ventilu)	[mm]	90	90
úhel sklonu od osy válce	[°]	9,5	11,5



Obr. 47 Sací a výfukový ventil

VENTILOVÁ SEDLA

Jelikož se hlavy válců motocyklových motorů obecně vyrábějí z hliníkové slitiny, je potřeba použít v oblasti, kde vyústí sací a výfukové kanály do spalovacího prostoru válce vkládané sedlo. To bývá vyrobeno většinou z oceli a je do hlavy zalisováno s velkým přesahem.

Vnitřní část sacího i výfukového sedla je vytvořena frézováním. Dosedací plocha má kuželový tvar a s osou ventilu svírá úhel 45° . Výstupní kuželový náběh svírá s osou úhel 60° , a vstupní kuželové náběhy svírají s osou úhly 30° a 10° .



Obr. 48 Sedlo sacího ventilu

5.2.3 VENTILOVÉ PRUŽINY

Ventilová pružina zajišťuje pohyb ventilu v souladu s tvarem vačky a po dosednutí ventilu do sedla utěsnění spalovacího prostoru.



U většiny motorů této třídy se používá jedna pružina na ventil. Výhodou oproti používání dvou pružin je zmenšení setrvačných hmot působících na rozvodový mechanismus a větší prostor pro vhodnou konstrukci misky ventilové pružiny a těsnění vodítka ventilů. Nevýhodou je fakt, že když dojde k prasknutí pružiny, dojde ke spadnutí ventilu do válce a k následné destrukci motoru. Možnost prasknutí pružiny je však v dnešní době minimalizována používáním kvalitního materiálu pro výrobu pružin.

V motoru jsou použity stejné ventilové pružiny pro sací i výfukové ventily. Jejich vnější průměr je 24 mm, průměr drátu je 3 mm, stoupání ve střední části má hodnotu 5 mm a na koncích pružiny 2,5 mm.



Obr. 49 Ventilová pružina (montážní stav)

5.2.4 HRNÍČKOVÁ ZDVIHÁTKA

U rozvodu typu OHC a DOHC se u většiny motorů používá k přenosu tangenciálních sil vzniklých ve stykové ploše vačky hrníčkové zdvihátko. Stejně jako u ventilu a pružiny, by mělo mít i zdvihátko co nejmenší hmotnost pro redukci setrvačných hmot zatěžujících rozvodový mechanismus. Z tohoto důvodu se používají u motorů závodních motocyklů zdvihátka bez hydraulického vymezování, které je obvyklé u automobilových motorů. U zvoleného typu zdvihátka je však komplikovanější způsob seřizování ventilové vůle.

Nejdůležitějším rozměrem hrníčkového zdvihátka je jeho vnější průměr, který je přímo úměrný šířce vačky. Pro mnou zvolenou šířku vačky je obvykle volen průměr 30 mm.



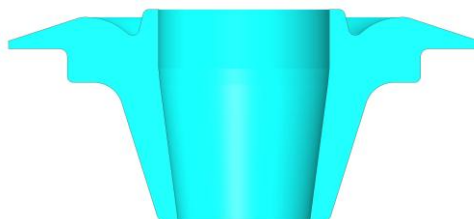
Obr. 50 Hrníčkové zdvihátko (řez)



5.2.5 MISKY VENTILOVÝCH PRUŽIN, ZÁMKY VENTILŮ A VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE

MISKY VENTILOVÝCH PRUŽIN

Miska ventilové pružiny (Obr. 51) se používá pro přenos síly od ventilové pružiny přes zámkové ventily na horní část dřívku a také k vystředění pružiny vzhledem k ose ventilu. V mém případě slouží i k vedení podložky vymezující ventilovou vůli. Vzhledem k redukci setrvačných sil působících na rozvodový mechanismus by měla mít také co nejmenší hmotnost. Snížení hmotnosti lze dosáhnout mimo jiné i volbou vhodného materiálu, například slitin hliníku nebo titanu.



Obr. 51 Miska ventilové pružiny (řez)

Zvolená konstrukce odpovídá ocelové nebo titanové misce. Rozměry kuželové dosedací plochy zámků ventilu jsou čerpány z katalogu dostupného z [15]. Nad touto plochou je umístěna válcová plocha sloužící k vedení podložky vymezující ventilovou vůli.

ZÁMKY VENTILŮ

Jak už bylo zmíněno výše, slouží k přenosu síly pružiny na dřívek ventilu. Jsou zvoleny zámkové ventily s typovým označením LK 5.5 od společnosti TRW. Jejich rozměry jsou čerpány taktéž z katalogu dostupného na [15].



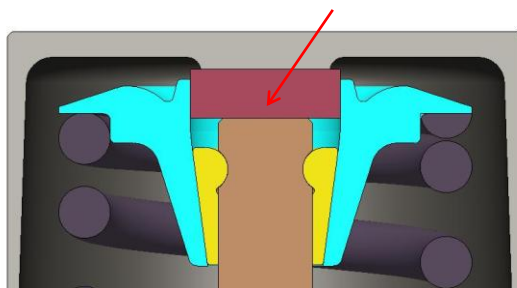
Obr. 52 Zámek ventilu

VYMEZOVÁNÍ VENTILOVÉ VŮLE

Na Obr. 53 je vidět zvolený způsob vymezování vůle u motoru této diplomové práce. Tento princip je podobný principům používaným u závodních motocyklových motorů. Vůle je



vymezena pomocí podložky, broušené na požadovanou tloušťku a vložené mezi dřív ventilu a hrníčkové zdvihátko. Dosedací plochy na obou součástech bývají broušeny.



Obr. 53 Vymezování ventilové vůle

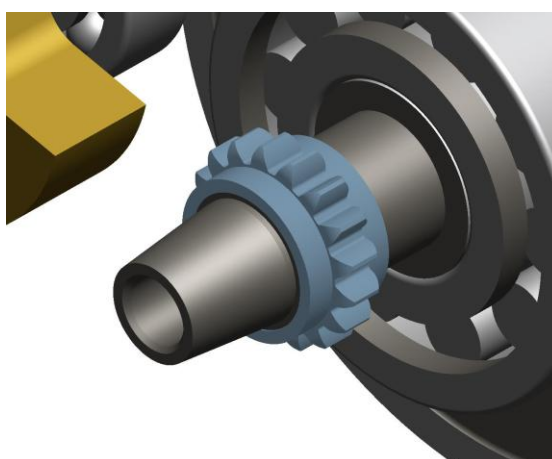
5.2.6 PRVKY POHONU VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ

V této kapitole se budu zabývat volbou a konstrukcí prvků zajišťujících pohon vačkových hřídelů, jmenovitě řetězovým kolům a řetězu.

ŘETĚZOVÁ KOLA

Vačkové hřídele jsou poháněny pomocí řetězových kol a řetězu od levého konce klikového hřídele. Poměr otáček vačkových hřídelů a motoru musí být 2:1.

Pastorek řetězového převodu je umístěn na hřídeli levého konce klikového hřídele (viz Obr. 54). Jeho minimální vzdálenost od ložiska je omezena především vnějšími rozměry válce v oblasti kolem rozvodového řetězu. Rozměry ozubení jsou odvozeny od použitého typu řetězu a jsou uvedeny v Tab. 16.



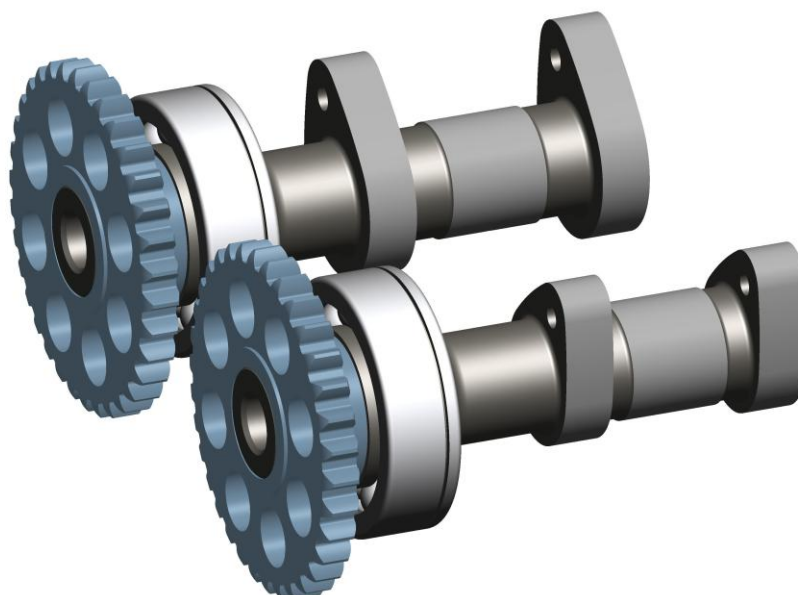
Obr. 54 Umístění pastorku řetězového převodu



Tab. 16 Rozměry ozubení pastorku řetězového převodu

počet zubů	[-]	17
normálový modul	[-]	2,021
průměr roztečná kružnice	[mm]	34,36
průměr hlavové kružnice	[mm]	31,9
průměr patní kružnice	[mm]	26,05
šířka ozubení	[mm]	6,6

Kola řetězového převodu se nacházejí na vačkových hřídelích před kuličkovými ložisky (viz. Obr. 55). Jejich rozměry jsou odvozeny od rozměrů pastorku a převodového poměru. Pro snížení hmotnosti mají tato kola rovnoměrně po obvodu rozmístěny válcové vývrty.



Obr. 55 Vačkové hřídele

ROZVODOVÝ ŘETĚZ

Pro pohon rozvodového mechanismu je zvolen ozubený řetěz od firmy Borg Warner, typ 92. Ozubený řetěz se používá nejen u motorů závodních motocyklů. Oproti válečkovému řetězu je výhodný z hlediska vyšší životnosti, únosnosti a nižší hlučnosti. Pro tento řetěz se můžou také použít pastorky s menším průměrem roztečné kružnice, než jaký by měl pastorek pro válečkový řetěz.

5.2.7 NAPÍNACÍ A VODÍCÍ PRVKY

V této kapitole se budu věnovat konstrukci napínacích a vodících prvků rozvodového řetězu.



VODÍCÍ A NAPÍNAČÍ LIŠTY

Hlavní funkcí, kterou plní vodící lišty mezi řetězovými koly rozvodového mechanismu, je vymezení prostoru pro pohyb rozvodového řetěz. Tyto lišty pomáhají v odlehčených oblastech snižovat kmitání a hluk řetěz a přispívají ke zvýšení jeho životnosti.

Napínací lišta přenáší sílu od napínacího prvku na rozvodový řetěz. Tím je vyvozeno konstantní předpětí řetěz a eliminuje se jeho prodlužování vlivem opotřebení. Rozměry lišt a jejich tvar musí odpovídat nárokům vyplývajícím z jejich funkce a zatížení, ale také prostorovým možnostem v šachtě, ve které je veden rozvodový řetěz.

Pro výrobu lišt se používá buď samotný plast, nebo plast vyztužený skelnými vlákny. Materiál by měl být dostatečně odolný proti opotřebení a mít dobré kluzné vlastnosti. Zvolená konstrukce lišt odpovídá lištám z plastového materiálu.

U motoru této diplomové práce jsou zvoleny dvě vodící a jedna napínací lišta (viz Obr. 56).



Obr. 56 Napínací a vodící prvky

Vodící plocha lišty mezi pastorkem a řetězovým kolem vačkového hřídele ovládacího sací ventily má kvůli zajištění své funkce poloměr 750 mm. V případě volby většího poloměru by již lišta nemusela plnit svou funkci a při menším poloměru by byla zbytečně namáhána. Šířka této plochy je odvozena od šířky řetěz a činí 9 mm. Vyvýšené boční stěny zvyšují tuhost a zlepšují vedení řetěz. Jejich šířka je 2,5 mm. Celková šířka lišty je 14 mm. Je upevněna ve své dolní části ke skříni šroubem se závitem M6 a v horní části dosedá na stěnu šachty.



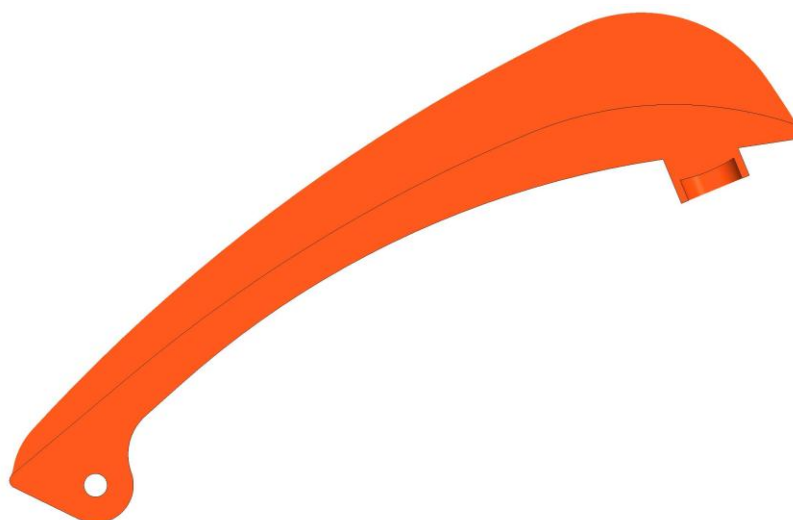
Obr. 57 Vodítko řetězu

Druhá vodící lišta (Obr. 58) vede, ale především napíná řetěz v oblasti mezi řetězovými koly vačkových hřídelů. Poloměr funkční plochy je 600 mm a šířka lišty je 12 mm. Je připevněna pomocí tvarového styku ve víku hlavy.



Obr. 58 Vodítko řetězu horní

Napínací lišta (Obr. 59) napíná řetěz na jeho nezátížené větvi naproti vodící liště. Tvar funkční plochy je tvořen dvěma oblouky o takovém poloměru, aby vyhovoval požadované funkci. V horní části je poloměr oblouku 97 mm a na něj navazuje oblouk o poloměru 397 mm. Šířka funkční plochy, bočních stěn a způsob upevnění v dolní části je stejný jako u prvního vodítka řetězu. Horní dosedací plocha je uzpůsobena pro dosednutí válcové plochy napínáku řetězu. Tato plocha má válcový tvar s poloměrem 40 mm.



Obr. 59 Napínací lišta (podélný řez)

Aby se zabránilo možnosti přeskočení rozvodového řetězu o zub na pastorku řetězového převodu například při pohybu motocyklu se zařazeným rychlostním stupněm směrem dozadu, je umístěno u řetězu v oblasti pod pastorkem (viz Obr. 56) vodítko ve tvaru půlměsíce.

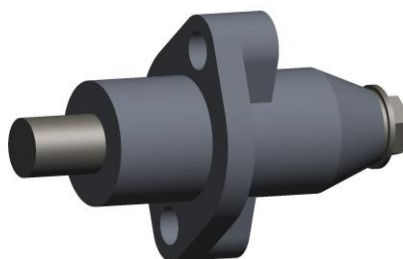


Obr. 60 Vodítko proti přeskočení řetězu

NAPÍNÁK ROZVODOVÉHO ŘETĚZU

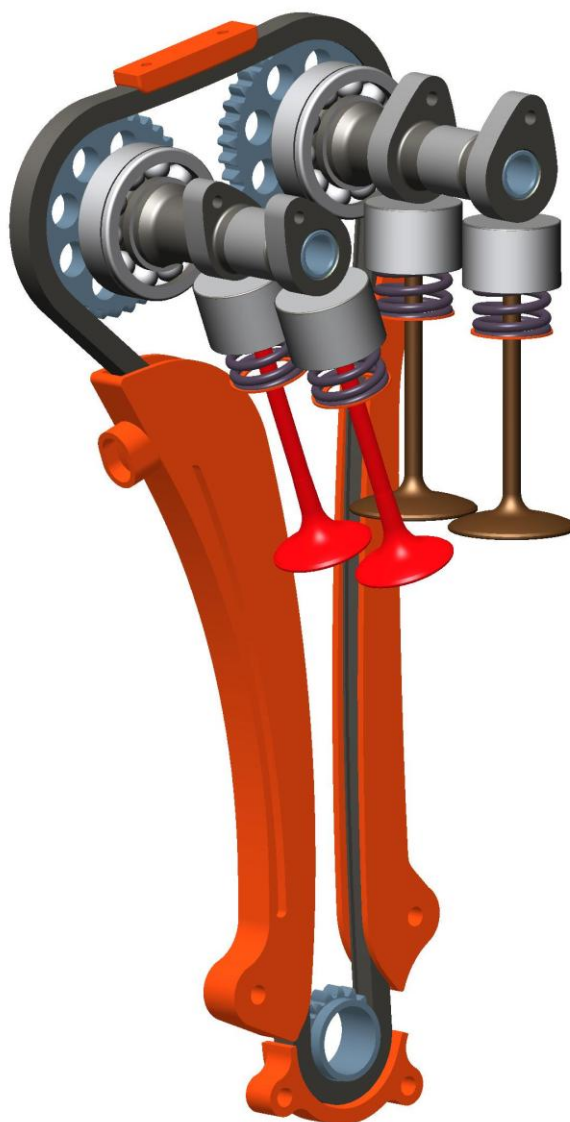
Napínák rozvodového řetězu plní v rozvodovém mechanismu několik funkcí. Primárně zajišťuje v každém okamžiku napnutí rozvodového řetězu, aby se zabránilo poškození motoru následkem jeho nedostatečného napnutí. Dále tlumí vibrace vzniklé v rozvodovém mechanismu. V motoru této diplomové práce je zvolen napínák, u něhož je napínací síla vyvozována pružinou. Oproti hydraulickým napínákům nepotřebuje ke své funkci přívod tlakového oleje z mazací soustavy motoru a i díky tomu je celkově spolehlivější.

Napínák je připevněn k hlavě v její spodní části (viz Obr. 56) dvěma šrouby se závitem M6. Průměr čepu, který přenáší sílu pružiny na napínací lištu, má hodnotu 10 mm. Uvažovaný zdvih činí 14 mm.



Obr. 61 Napínák rozvodového řetězu

Na závěr této kapitoly je uvedeno na Obr. 62 zobrazení uspořádání celého rozvodového mechanismu.



Obr. 62 Rozvodový mechanismus



5.3 HLAVA VÁLCE

Hlava motoru je nejdůležitější a konstrukčně nejsložitější částí celého motoru. Zdařilost její konstrukce má největší podíl na dosahovaném výkonu motoru.

5.3.1 JÁDRO SPALOVACÍHO PROSTORU

Konstrukce hlavy válce této diplomové práce začala vytvořením jádra spalovacího prostoru. Při použití čtyř ventilů na jeden válec používají všichni světoví výrobci motorů této třídy střechovité uspořádání spalovacího prostoru. Toto uspořádání je výhodné díky poměrně jednoduchému umístění prvků rozvodu v hlavě válce a realizací jejich pohonu.

Vnější rozměry spalovacího prostoru jsou dány průměrem válce, průměrem sedel sacích a výfukových ventilů a jejich vzdáleností od stěn spalovacího prostoru. Na Obr. 63 jsou znázorněny válcové plochy, představující plochy obrobené v hlavě válce, sloužící pro vložení ventilových sedel.

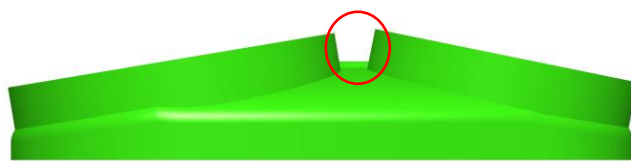


Obr. 63 Jádro spalovacího prostoru s plochami pro sedla

Šířka můstku mezi sedly sacích a výfukových ventilů by u motorů této třídy měla být minimálně 2,5 mm. Šířka můstku mezi sedly sacích ventilů byla zvolena 2,6 mm a mezi sedly výfukových ventilů byla zvolena 3 mm.

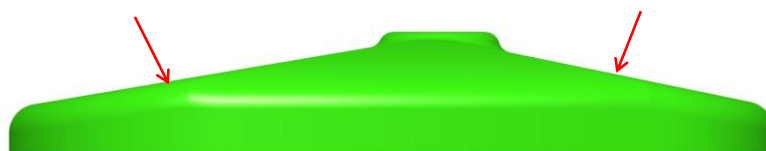
Vzdálenost sedel sacích ventilů od okraje spalovacího prostoru by měla být minimálně 1,5 mm a u výfukových ventilů minimálně 1 mm. Tyto vzdálenosti jsou přibližně stejné, jako v případě motoru této diplomové práce.

Vzdálenost sedel sacích a výfukových ventilů (Obr. 64) by měla být minimálně 3 mm. V mém případě je tato vzdálenost přibližně 3,5 mm.



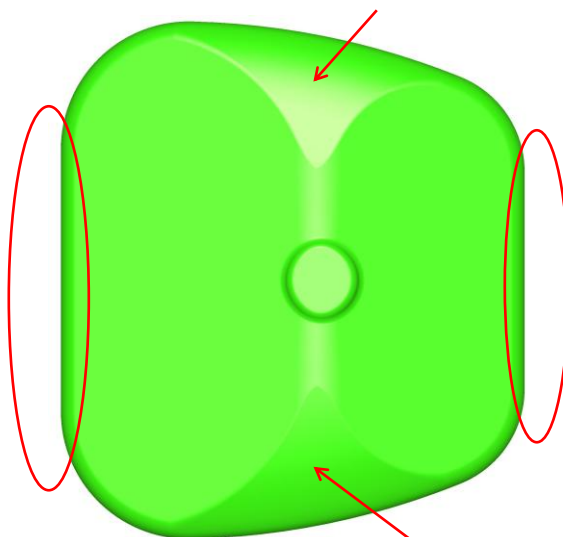
Obr. 64 Jádro spalovacího prostoru s plochami pro sedla (pohled z boku)

Úhel sklonu ploch tvořících horní část spalovacího prostoru (viz Obr. 65) vůči ose válce motoru byl volen stejný jako úhel sklonu os příslušných ventilů. Výška jádra je zvýšena o 3 mm kvůli přídavku na obrobení dosedací plochy hlavy potřebnému při odlévání do pískové formy.



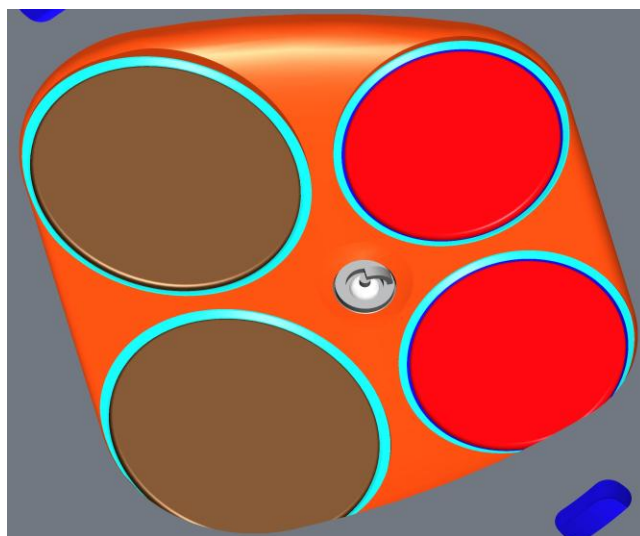
Obr. 65 Jádro spalovacího prostoru (pohled z boku)

Pro snadnější dosažení vyššího kompresního poměru motoru je objem jádra zmenšen zaoblením v oblastech označených šipkami na (Obr. 66) a v oblasti označené elipsami byl objem zmenšen odebráním materiálu.



Obr. 66 Jádro spalovacího prostoru (přídorys)

Na jádře je také umístěn nálipek vymezující plochu pro vyústění zapalovací svíčky. Velký důraz byl kladen na zaoblení veškerých hran na povrchu jádra. Tato zaoblení by měly mít dostatečný poloměr. Na Obr. 67 je již konečná podoba spalovacího prostoru v hlavě válce.



Obr. 67 Spalovací prostor hlavy válce

5.3.2 SACÍ A VÝFUKOVÉ KANÁLY

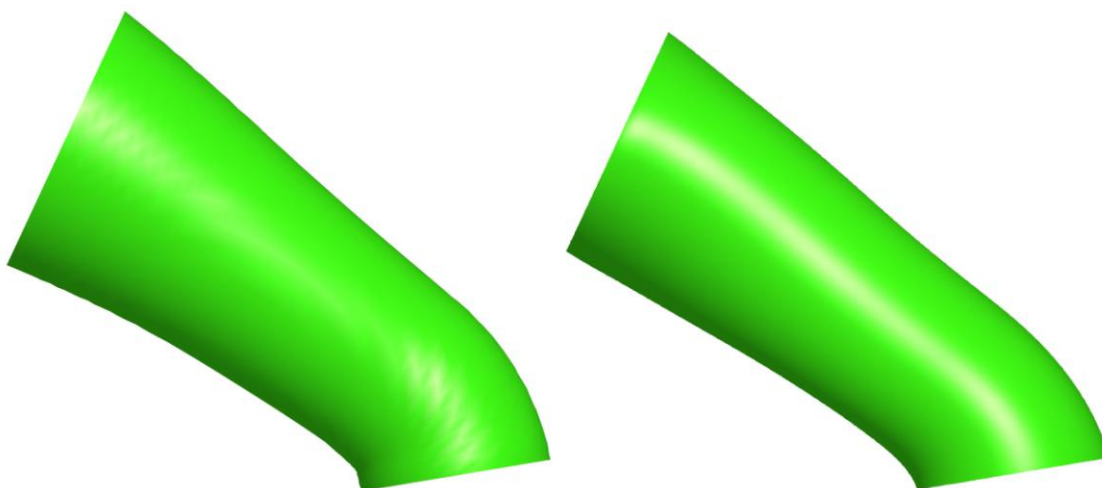
Slouží pro přívod čerstvé směsi paliva se vzduchem ze sacího potrubí do spalovacího prostoru a pro odvod spalin z tohoto prostoru do výfukového potrubí. Výfukové kanály by měly být v prostoru hlavy válce co nejkratší, aby přes ně do hlavy přešlo co možná nejméně tepla.

SACÍ KANÁLY

Jak již bylo řečeno dříve, pro zvolenou koncepci progresivního motoru jsou typické přímé sací kanály s poměrně velkým průřezem daným průměrem talířku sacího ventilu. Tyto kanály by měly mít pokud možno co nejmenší úhel sklonu vzhledem k ose válce pro docílení co nejmenších ztrát prouděním nasávaného vzduchu vzniklých v ohybu jejich vyústění do spalovacího prostoru.

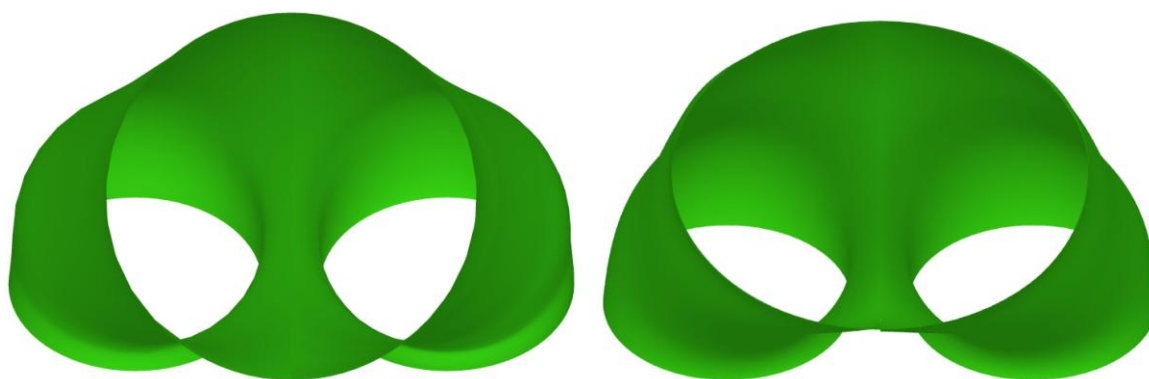
V následujícím textu budou popisovány konstrukční odlišnosti jedné z prvních konstrukčních variant s finální variantou kanálů. Pro zjednodušení budu dále nazývat první variantu jako variantu P a finální variantu jako variantu F.

Jak je vidět na Obr. 68, úhel sklonu kanálů od osy válce je u varianty P menší než u varianty F. Díky většímu úhlu mohly být použity oproti variantě P sací ventily s kratšími dřívky o 3 mm. Varianta P se směrem ke vstupnímu průřezu kanálů do hlavy válce rozšiřuje více, než varianta F. Kanály varianty F jsou celkově posunuty níže o 5 mm oproti variantě P, což také vedlo ke zkrácení dřívku sacích ventilů a zvětšení prostoru pro ventilové pružiny.



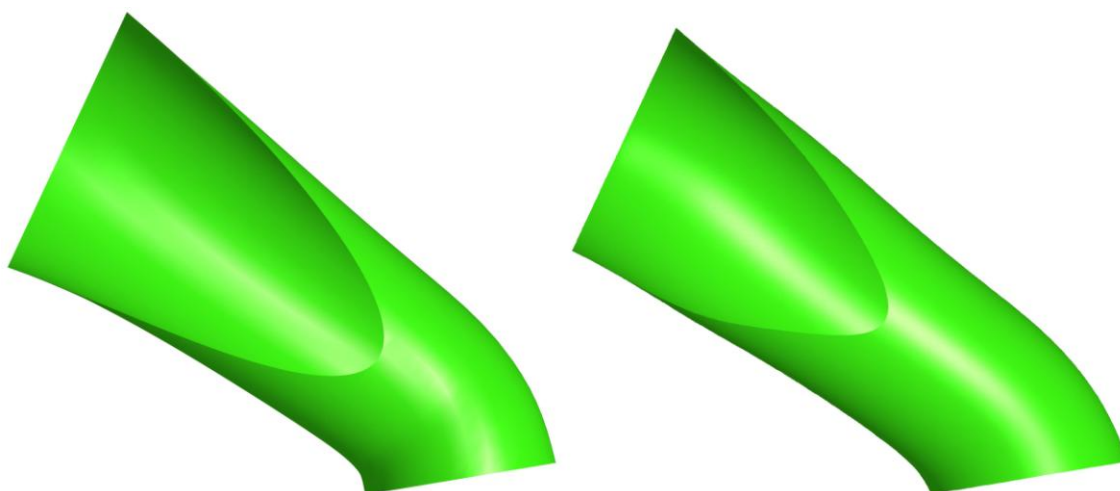
Obr. 68 Sací kanály variant P a F (pohled z boku)

Vstupy kanálů variant P i F do spalovacího prostoru mají kruhový průřez o průměru 36,3 mm. Vstupní průřez kanálů do hlavy u varianty P je kruhový (viz Obr. 69) o průměru 53 mm. U varianty F má vstupní průřez tvar elipsy s délkou hlavní poloosy 30,5 mm a délkou vedlejší poloosy 22,5 mm. Tento tvar je výhodnější proto, že potlačuje negativní vliv způsobený přítomností dřívku ventilu v sacích kanálech. Tento tvar průřezu je používán u většiny motorů této třídy.



Obr. 69 Vstup kanálů varianty P a F do hlavy válce

Místo spojení obou větví sacího kanálu do jednoho průřezu by mělo být co nejbližší polovině jejich délky. Jak je vidět na Obr. 70, tomuto stavu se dosti přiblížila varianta F a to i díky tvaru vstupu kanálů do hlavy.

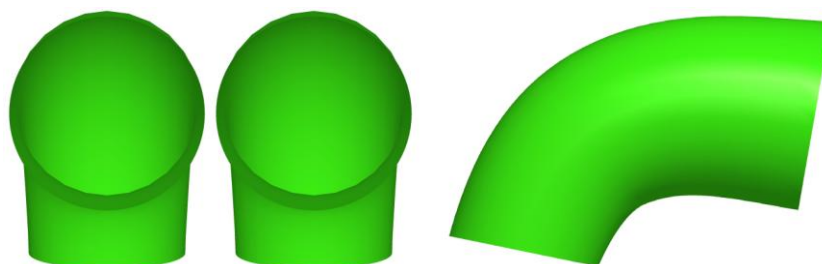


Obr. 70 Poloha hrany spojení kanálů

VÝFUKOVÉ KANÁLY

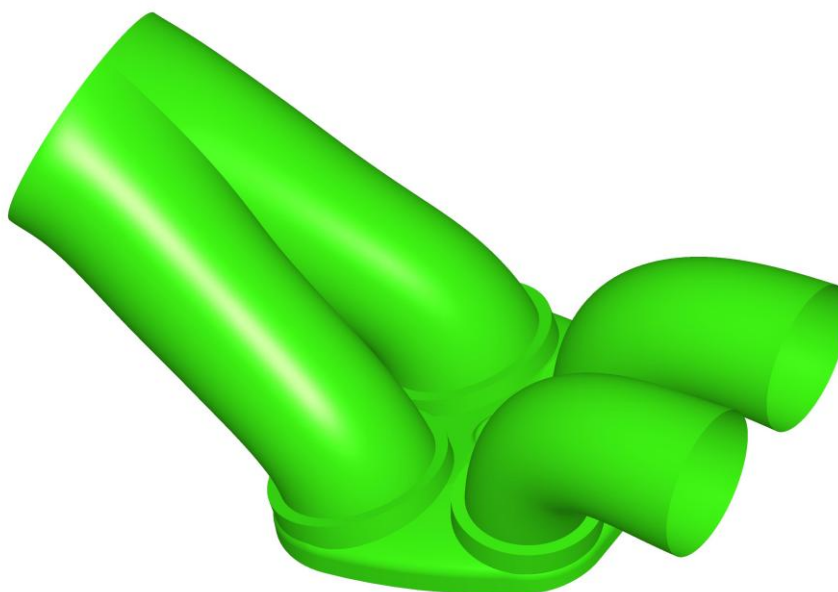
Konstrukce výfukových kanálů v motoru této diplomové práce byla oproti sacím kanálům jednodušší z několika důvodů. Díky menšímu průměru výfukových ventilů mají menší průřez, takže není potřeba zvětšovat délku výfukových ventilů a díky tomu bylo možné použít stejnou délku dřívku jako u sacích ventilů. Díky dostatečné délce dřívku zbyl mezi dosedací plochou ventilové pružiny a stěnou kanálu dostatek prostoru pro chlazení. Další důvod je fakt, že narozdíl od sacích se výfukové kanály v hlavě nespojují do jednoho průřezu (viz Obr. 71). To usnadňuje i jejich výrobu.

Důležité je, aby mezi vnějšími stěnami kanálů byla mezera minimálně 2,5 mm pro chlazení můstku mezi výfukovými ventily. Jestliže je šířka stěny kanálu volena 3 mm, pro chlazení můstku vznikne mezera o šířce přibližně 2,6 mm.



Obr. 71 Výfukové kanály

Na závěr této kapitoly uvádím na Obr. 72 celkový pohled na modely sacích a výfukových kanálů spojených s jádrem spalovacího prostoru.



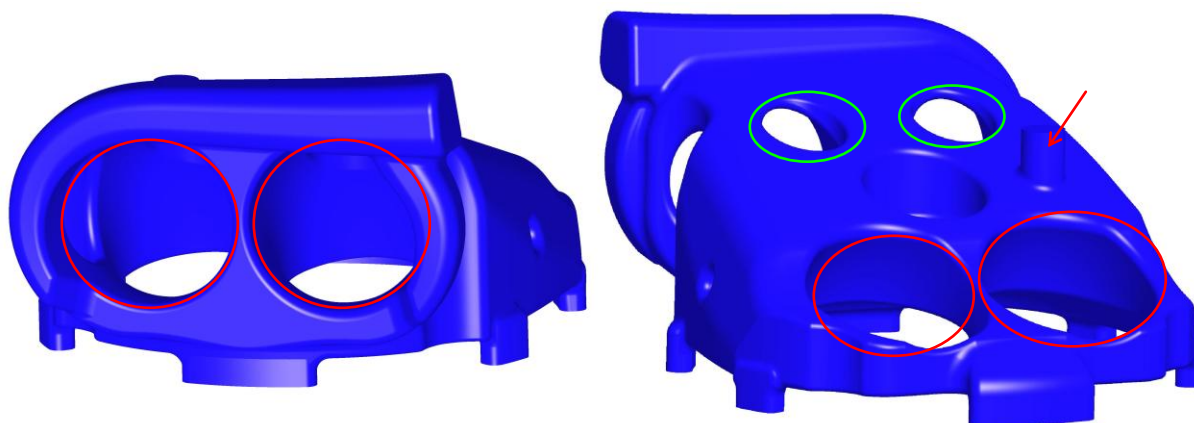
Obr. 72 Sací a výfukové kanály

5.3.3 JÁDRO CHLAZENÍ HLAVY VÁLCE A UMÍSTĚNÍ SVORNÍKŮ PRO PŘIPEVNĚNÍ HLAVY VÁLCE

Pro zajištění správné funkce nejen závodních motorů, ale spalovacích motorů obecně, je potřeba zajistit mimo jiné i odvod tepla z motoru. Je potřeba odvádět teplo z oblasti kolem spalovacího prostoru, zejména pak od dna spalovacího prostoru a výfukových kanálů. Teplo lze odvádět pomocí kapaliny nebo pomocí kapaliny a oleje. Zadáním diplomové práce bylo stanoveno chlazení pomocí kapaliny.

Vodní jádro by mělo mít co největší objem a jeho konstrukce by měla být taková, aby nedocházelo v žádných místech k vytváření parních poštářů. Odvod chladicí kapaliny z hlavy válce by měl být zajištěn z nejvyššího místa jádra. Slévárny požadují, aby všechny hrany jádra byly zaobleny minimálním radiusem s hodnotou 2 mm. Lokálně se však může vyskytnout zaoblení s radiusem 1 mm.

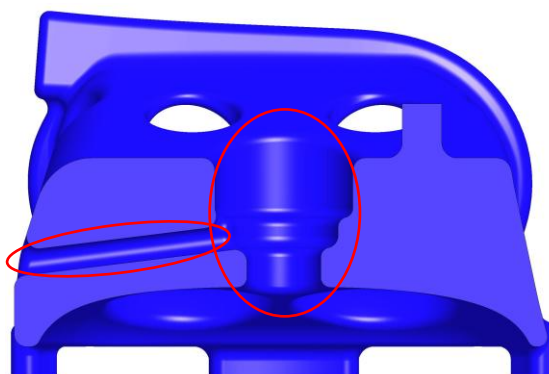
V chladicím jádře jsou otvory pro sací a výfukové kanály (červené elipsy na Obr. 73). Tyto otvory jsou zvětšeny oproti modelům kanálů o šířku stěny kanálů v hlavě válce, která byla volena 3 mm. Dále se nacházejí v jádře otvory pro nálitky vodítek výfukových ventilů (zelené elipsy na Obr. 73) o průměru 19 mm.



Obr. 73 Jádro vodního prostoru

Dalším otvorem je nálipek pro zapalovací svíčku a s ním propojený nálipek otvoru pro odvod vody od dosedací plochy svíčky (Obr. 74). Nálipek pro zapalovací svíčku je větší o uvažovanou hodnotu tloušťky stěny v hlavě válce. Uvažovaná šířka stěny je 2 mm a u závitů svíčky je stěna 3 mm.

Nálipek otvoru pro odvod vody má průměr 5 mm s uvažovanou tloušťkou stěny 1,6 mm.

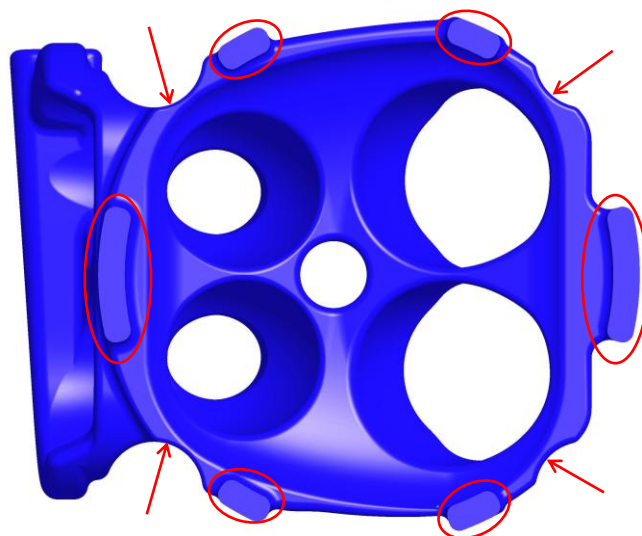


Obr. 74 Příčný řez jádrem

Pro zafixování polohy jádra při lití je použit válcový výstupek, tzv. známka, označená šipkou na Obr. 73.

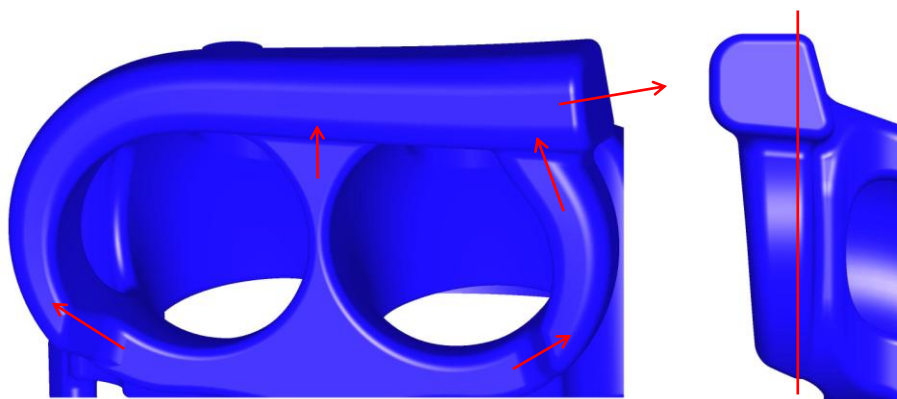
PŘÍVOD A ODVOD KAPALINY

Pro přívod kapaliny z válce do hlavy válce jsou na jádru chlazení hlavy umístěny známky (Obr. 75). Největší množství kapaliny se přivádí k sedlům mezi sacími a výfukovými kanály, zbylá kapalina je přiváděna menšími otvory vzniklými po známkách umístěných na bocích jádra.



Obr. 75 Jádru chlazení hlavy (dolní pohled)

Pro zajištění spolehlivého odvodu kapaliny od výfukových kanálů je na jádru umístěn tzv. „šnek“. Pro snadnější formování jádra chlazení hlavy je samostatně formovaný šnek na toto jádro následně připevněn. Na Obr. 76 je naznačena myšlená dosedací plocha pro připevnění šneku.



Obr. 76 Uvažované proudění kapaliny ve šneku a jeho dosedací plocha

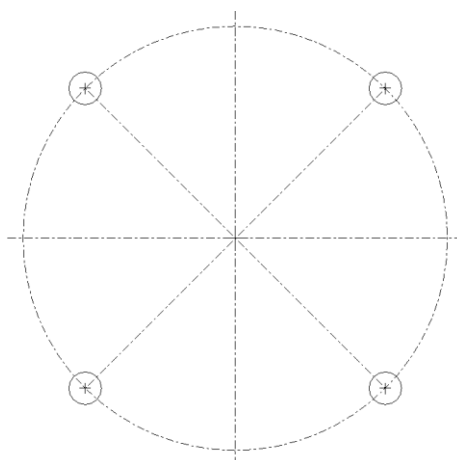
UMÍSTĚNÍ SVORNÍKŮ PRO PŘIPEVNĚNÍ HLAVY VÁLCE

Pomocí těchto svorníků jsou u konstruovaného motoru navzájem spojeny do jednoho celku hlava motoru s válcem a se skříní motoru. Znat umístění svorníků je nutné již při návrhu jádra chlazení hlavy, jelikož nálitky svorníků do něj mohou poměrně značně zasahovat. Místa, kde tyto nálitky zasahují, jsou znázorněna šipkami na Obr. 75.

Stejně jako u motorů této třídy jsou použity čtyři svorníky se závitem M10. V ideálním případě by měly být svorníky umístěny co nejbližší vývrtu válce kvůli minimalizaci



ohybového namáhání hlavy válce a měly by být rozmístěny rovnoměrně po jeho obvodu (viz Obr. 77). Tohoto uspořádání se podařilo dosáhnout i u konstruovaného motoru.



Obr. 77 Rozmístění svorníků

Osy svorníků jsou umístěny na kružnici o roztečném průměru 137 mm. Při dalším zmenšování tohoto průměru by měla stěna mezi vývrty pro tyto svorníky v hlavě válce a výfukovými kanály již příliš malou šířku. Průměr nálitků pro svorníky byl zvolen 22 mm.

5.3.4 KONSTRUKCE ODLITKU HLAVY VÁLCE

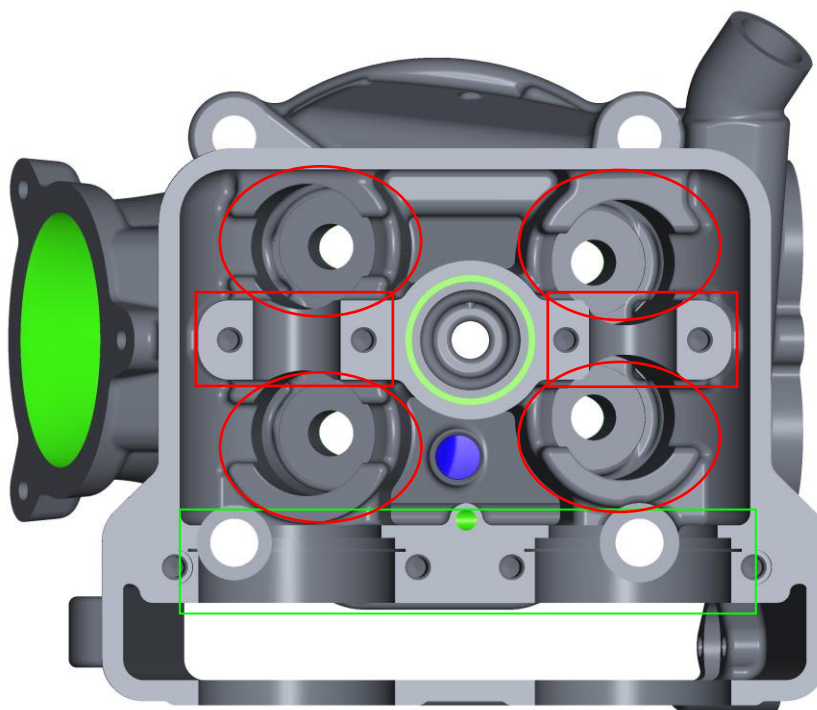
V této kapitole se budu věnovat popisu vybraných konstrukčních prvků, které jsou součástí odlitku hlavy válce.

Základní šířka stěn odlitku motoru byla volena 4 mm. U stěn odlitku, které by neměly přenášet příliš velké mechanické zatížení, jsou voleny menší šířky stěny. Toto se týká například stěn kolem šneku pro odvod chladicí kapaliny (2,5 mm), stěn sacích a výfukových kanálů (3 mm). Naopak u stěn odlitku přenášejících vyšší mechanické zatížení, nebo pokud to vyžaduje konstrukce, jsou voleny větší šířky stěn. To se týká například šířky dna spalovacího prostoru (8 mm) a stěny spojující nálitky valivého uložení vačkových hřídelů se spodní částí hlavy (12,5 mm).

ULOŽENÍ VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ A DALŠÍCH ČÁSTÍ ROZVODOVÉHO MECHANIZMU

Nálitky pro dosedací plochy kluzných ložisek vačkových hřídelů jsou zobrazeny červenými obdélníky na Obr. 78. Jejich šířka je 19 mm, což je o 1 mm více, než je šířka kluzného ložiska na vačkových hřídelích.

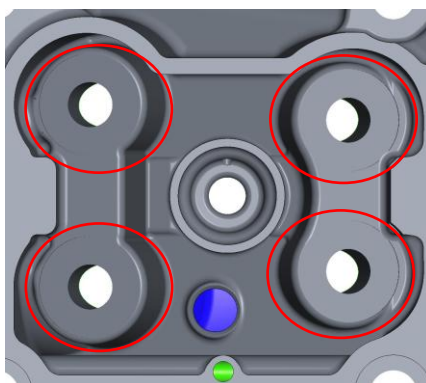
Nálitky pro dosedací plochy valivých ložisek vačkových hřídelů je zobrazen zeleným obdélníkem na Obr. 78. Pro zamezení axiálního pohybu vačkových hřídelů se v tomto nálitku nacházejí drážky šířky 0,7 mm a s vnějším průměrem 52 mm, pro umístění C – kroužků. Podobné drážky se nacházejí i na vnějších kroužcích valivých ložisek vačkových hřídelů (Obr. 55).



Obr. 78 Hlava motoru (pohled shora)

Nálitky pro vedení ventilových zdvihátek (červené elipsy Obr. 78) mají šířku stěny 6,5 mm a výšku 25 mm. Pro zvýšení tuhosti odlitku jsou spojeny s nálitky pro uložení vačkových hřídelů. Pro zamezení styku vaček s nálitkem se v nálitcích nacházejí válcová vybrání o poloměru 28 mm.

Nálitky pro dosedací plochy podložek ventilových pružin jsou znázorněny na Obr. 79. Jejich vnější průměr činí 29 mm a musí být větší, než je průměr podložky, jelikož vyfrézované vybrání slouží i k zajištění její polohy.

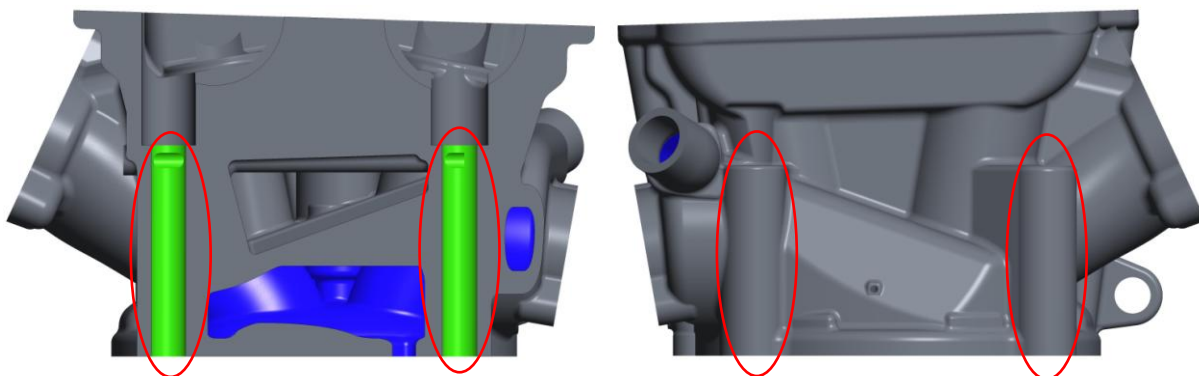


Obr. 79 Nálitky dosedacích ploch ventilových pružin



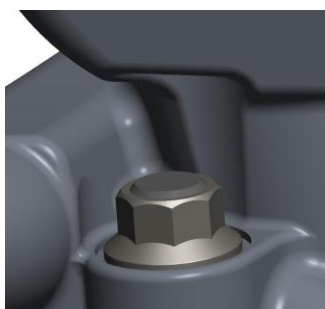
DALŠÍ KONSTRUČNÍ PRVKY

Nálitky pro svorníky (Obr. 80 Nálitky svorníků) mají průměr 22 mm. Jejich délka je však rozdílná. Délka nálitků umístěných na té straně hlavy, kde se nachází náletek odvodu chladicí kapaliny, byla zvolena 63 mm. Nad svorníky a kolem nich musí být dostatek prostoru pro umístění matice a pro manipulaci s klíčem. Nálitky na straně rozvodového řetězu jsou spojeny s nálitkem pro dosedací plochy valivých ložisek vačkových hřídelů, nicméně dosedací plocha matice je vzdálena od dosedací plochy hlavy válce 70 mm. Tato vzdálenost je dána rozmístěním jednoho z kanálků rozvodu mazacího oleje v hlavě válce.



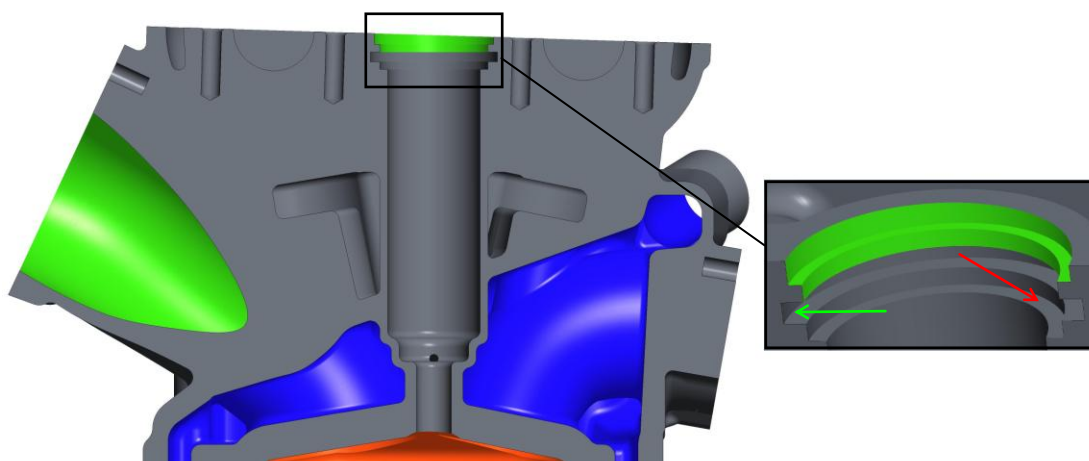
Obr. 80 Nálitky svorníků

Matice pro dotažení svorníků byly zvoleny šestihranné, jejich rozměry byly získány z [16]. Matice, k níž je nejproblematictější přístup a velikost zbylého prostor kolem ní, je vidět na Obr. 81.



Obr. 81 Matice svorníku

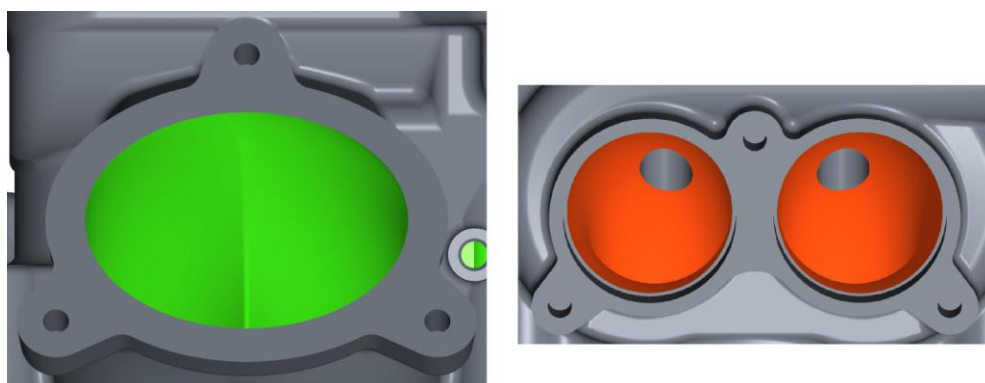
Rozměry prostoru pro zapalovací svíčku závisí na rozměrech zvolené svíčky. Pro motory této třídy se volí zapalovací svíčka s průměrem závitu 10 mm. Další rozměry svíčky byly čerpány z [17]. Průměr prostoru by měl být minimálně 23 mm, u konstruovaného motoru je tento průměr 24 mm a šířka stěny 2 mm. Průměr dosedací plochy svíčky má hodnotu 18 mm. V horní části tohoto prostoru je dosedací plocha trubky (červená šipka Obr. 82), která je součástí mazací soustavy hlavy válce a drážka pro těsnící O-kroužek (zelená šipka Obr. 82) zabraňující pronikání oleje ke svíčce.



Obr. 82 Prostor pro zapalovací svíčku

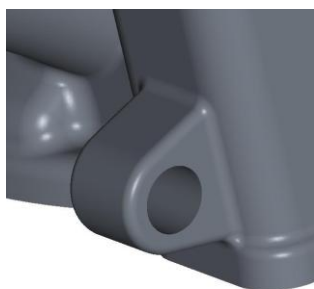
Příruba pro připojení sacího potrubí (Obr. 83) navazuje dosedací plochou na zakončení sacích kanálů. Dosedací plocha má šířku 7 mm. Spojení s přírubou sacího potrubí uvažují pomocí tří šroubů se závitem M5. Otvory pro šrouby jsou umístěny v nálitcích připojených k přírubě a mají hloubku 9,5 mm.

Příruba pro připojení výfukového potrubí (Obr. 83) navazuje podobně jako u předchozího případu na dosedací plochu zakončení výfukových kanálů. Dosedací plocha má menší šířku 3 mm. Šířka je menší než u příruby sacích kanálů a to z toho důvodu, že výfukové potrubí se částečně zasune do výfukových kanálů. Způsob připevnění příruby výfukových kanálů je stejný jako v předešlém případě.



Obr. 83 Sací a výfuková příruba

K připevnění hlavy válce k rámu motocyklu slouží náliček umístění na šachtě pro rozvodový řetěz (viz Obr. 84) v její dolní části. Šířka náličky je 17 mm a průměr otvoru má hodnotu 12 mm.

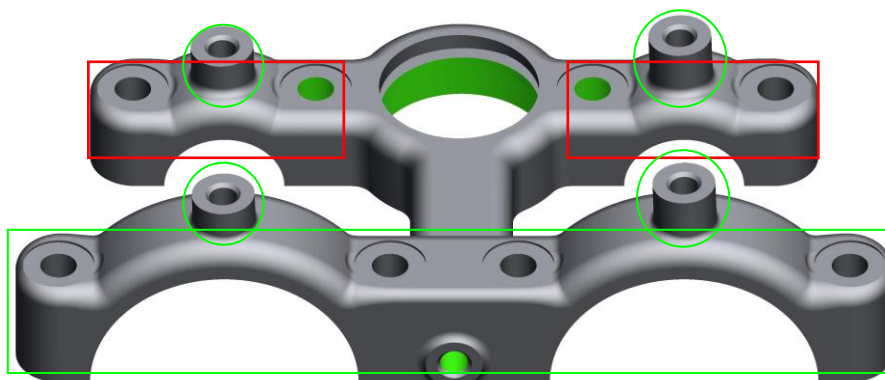


Obr. 84 Nálitek pro přichycení hlavy

5.4 VÍKO VAČKOVÝCH HŘÍDELŮ

V této kapitole se budu věnovat popisu konstrukce víka vačkových hřídelů. Víko vačkových hřídelů je zatěžováno v podstatě veškerým zatížením vznikajícím v rozvodovém mechanismu při chodu motoru.

Víko vačkových hřídelů je tvořeno nálitky pro dosedací plochy kluzných (červený obdélník na Obr. 85) a valivých ložisek (zelený obdélník na Obr. 85). Šířky nálitků víka jsou stejné, jako u nálitků sloužících pro tento účel v hlavě válců. Tyto nálitky jsou spojeny do jednoho celku dalším nálitkem, sloužícím také pro vedení tlakového oleje.



Obr. 85 Víko vačkových hřídelů

Mezi nálitky pro dosedací plochy kluzných ložisek je umístěn další, který oba nálitky spojuje. Dále náliček slouží pro vsunutí trubky, která je součástí mazací soustavy hlavy válce. V tomto nálitku je také vytvořeno válcové vybrání sloužící pro rozvod tlakového oleje. V horní části nálitku je stejně jako v hlavě válce umístěna drážka pro těsní O-kroužek. V tomto případě však zamezuje úniku tlakového mazacího oleje do prostoru hlavy válce.

K připevnění víka k hlavě válce je použito osm šroubů se závitem M6. Osy šroubů by měly být co nejbližší dosedacím plochám ložisek pro redukci ohybového namáhání víka.



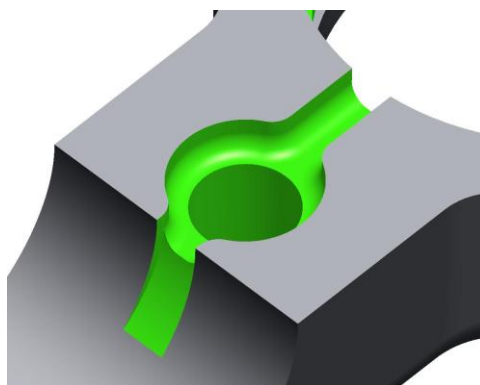
Pro zamezení axiálního pohybu vačkových hřídelů se v nálitku pro dosedací plochu valivých ložisek nacházejí drážky pro umístění C – kroužků (Obr. 86). Jejich rozměry jsou stejné, jako rozměry těchto drážek v nálitku hlavy válce.



Obr. 86 Drážky pro C-kroužky

Na Obr. 85 jsou elipsami znázorněny nálitky, v nichž jsou vyrobeny díry se závitem M5, určené pro šrouby připevňující víko hlavy válce k hlavě válce. Tyto nálitky mají průměr 11 mm.

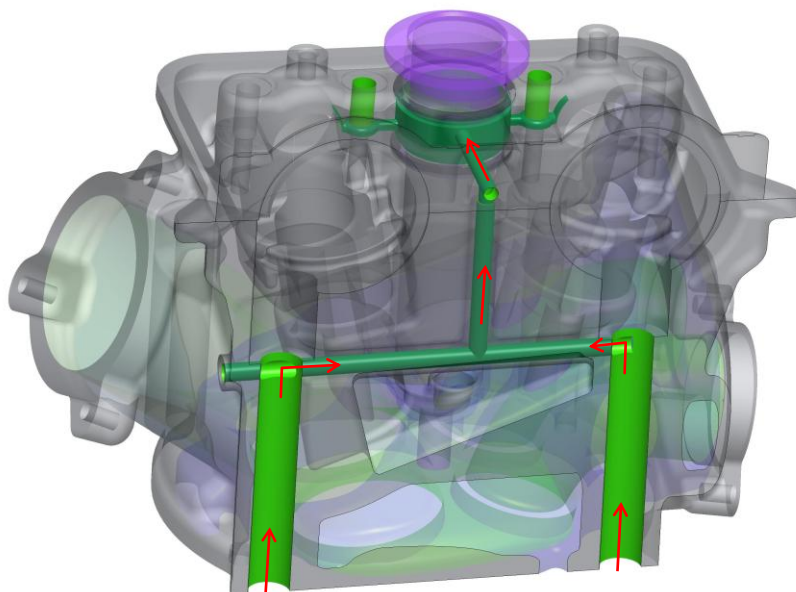
Pro přívod oleje ke kluzným ložiskům jsou použity v dosedací ploše předlité drážky (viz Obr. 87). Tato drážka má šířku 3 mm, a hloubku 2,3 mm. Pro kvalitnější přívod oleje k těmto ložiskům a dále do vačkových hřídelů jsou v plochách ložisek obrobena půlměsíkové plochy.



Obr. 87 Drážka přívodu oleje

5.5 MAZACÍ SOUSTAVA HLAVY VÁLCE

Mazací olej je do hlavy přiváděn z válce motoru mezerou mezi vývrty pro svorníky a svorníky, které jsou na straně rozvodového řetězu (viz Obr. 88). Mezera mezi svorníkem a vývrtem je 1,25 mm. Odtud je olej veden do radiálního vývrtního propojujícího oba vývrty pro svorníky a dalším vývrtem do víka vačkových hřídelů. Oba tyto vývrty mají průměr 5 mm. Dále je olej veden již do vývrtního ve víku vačkových hřídelů a na něj kolmým vývrtem do prostoru prstence vymezeného trubkou dosedající do hlavy válce a víkem vačkových hřídelů. Tento prstenec má šířku 1,5 mm a výšku 10 mm a. Z prstence je již olej veden předlitými drážkami ve víku vačkových hřídelů, kolem šroubů a dále již ke kluzným ložiskům vačkových hřídelů. Zde je část oleje použita na jejich mazání a zbytek je veden vačkovými hřídeli ke stykové ploše vaček a zdvihátek.



Obr. 88 Mazací soustava hlavy válce

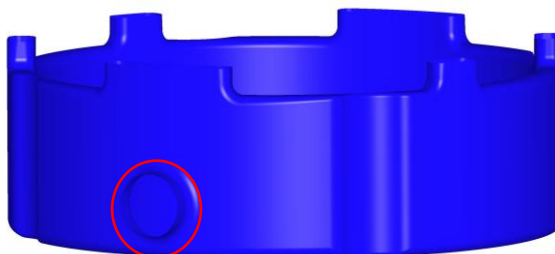
5.6 VÁLEC MOTORU

Válec motoru slouží k vedení pístu při jeho pohybu. Stejně jako hlava válce je válec motoru chlazen kapalinou, která dále proudí z válce motoru do hlavy válce. Válec je stejně jako u většiny motocyklových motorů odlit samostatně a je vsunut do klikové skříně.

5.6.1 JÁDRO CHLAZENÍ VÁLCE MOTORU

Jádro chlazení válce je konstrukčně podstatně jednodušší, než jádro chlazení hlavy válce. Je tvořeno prstencem, jehož vnitřní průměr má hodnotu 110 mm a vnější průměr má hodnotu 122 mm. Výška prstence je 36 mm což znamená, že válec není chlazen po celé délce zdvihu pístu.

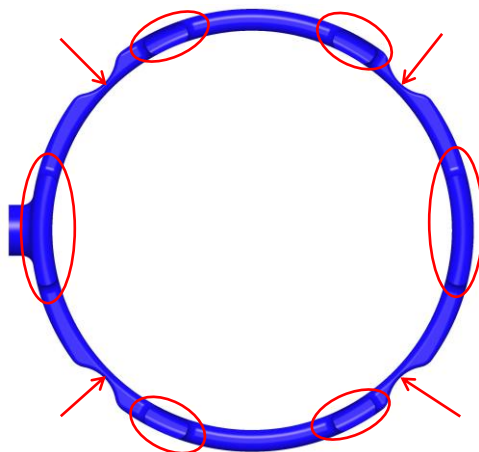
Pro přívod kapaliny do válce je určeno válcové jádro o průměru 14 mm (viz Obr. 89).



Obr. 89 Jádro chlazení válce



Pro odvod kapaliny z válce motoru do hlavy válce jsou na jádru umístěny známky (Obr. 90) navazující na známky jádra chlazení hlavy válce. Na Obr. 90 jsou také šipkami označeny plochy, kterými zasahují do jádra nálitky svorníků pro připevnění hlavy válce.

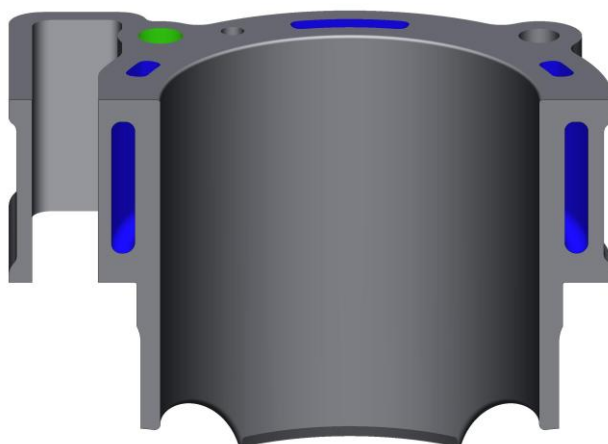


Obr. 90 Jádro chlazení válce (půdorys)

5.6.2 KONSTRUKCE VÁLCE MOTORU

V této kapitole bude popsána konstrukce základních částí válce motoru. Rozměry některých částí válce jsou odvozeny od rozměrů hlavy válce. To se týká například tloušťky stěn kolem vodního prostoru a šachty rozvodového řetězu, horní dosedací plochy válce, průměrů nálitků pro svorníky a průměrů vývrtů pro svorníky. Válec je rozdělen na dvě základní části. Horní část, kde je umístěno jádro chlazení a dosedací plochy a dolní část, určenou pro ukotvení v klikové skříni.

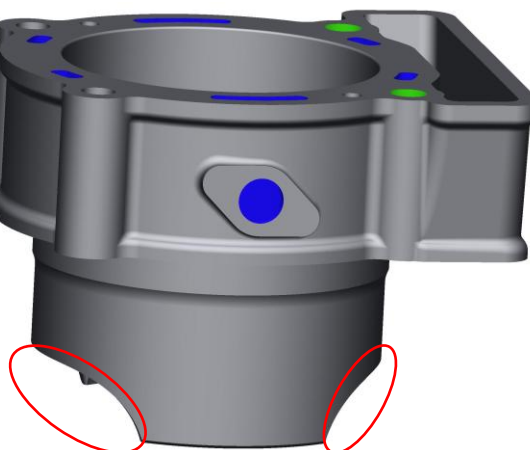
Výška horní části je ovlivněna jak je vidět na Obr. 91 rozměry prostoru pro chladicí kapalinu a rozměry klikového mechanismu. Horní část má výšku 50 mm.



Obr. 91 Válec motoru (příčný řez)



Dolní část by měla mít takovou výšku, aby nedošlo v žádné poloze ke kontaktu s klikovým hřídelem a ojnící. Výřezy umístěné v dolní části (viz Obr. 92) slouží k zamezení kontaktu válce se stěnami kilové skříně v tomto místě.



Obr. 92 Válec motoru

5.7 NÁVRH ROZMĚRŮ PRIMÁRNÍHO PŘEVODU A OS HŘÍDELŮ PŘEVODOVKY

V této kapitole budou uvedeny parametry ozubených kol primárního převodu a popsána volba vzdálenosti os hřídelů převodovky.

Při návrhu parametrů primárního převodu bylo nutné zajistit, aby osová vzdálenost klikového hřídele s pastorkem primárního převodu a hřídele, na kterém je umístěna spojka s ozubeným kolem primárního převodu (dále budu označovat jako spojkový hřídel) byla takové, aby vznikla dostatečná mezera mezi hlavovou kružnicí největšího ozubeného kola, které je na spojkovém hřídeli a kotoučem ramene klikového hřídele. Největší ozubené kolo, které se nachází na spojkovém hřídeli, je kolo nejvyššího rychlostního stupně. Při velké osové vzdálenosti těchto dvou hřídelů dochází ke zvětšení rozměrů celé skříně.

Osově vzdálenosti os klikového hřídele, spojkového hřídele a výstupního hřídele převodovky se v praxi obvykle zvětšují i o několik milimetrů, aby bylo dostatek prostoru pro korekce ozubení. V Tab. 17 jsou uvedeny parametry ozubeného soukolí primárního převodu. Tyto parametry odpovídají ozubeným kolům s přímým nekorigovaným ozubením.

Tab. 17 Parametry primárního převodu

Primární převod		pastorek	kolo
počet zubů	[-]	29	74
modul	[-]	2	
průměr roztečné kružnice	[mm]	58	148
šířka ozubení	[mm]	10	10
osová vzdálenost	[mm]	104	

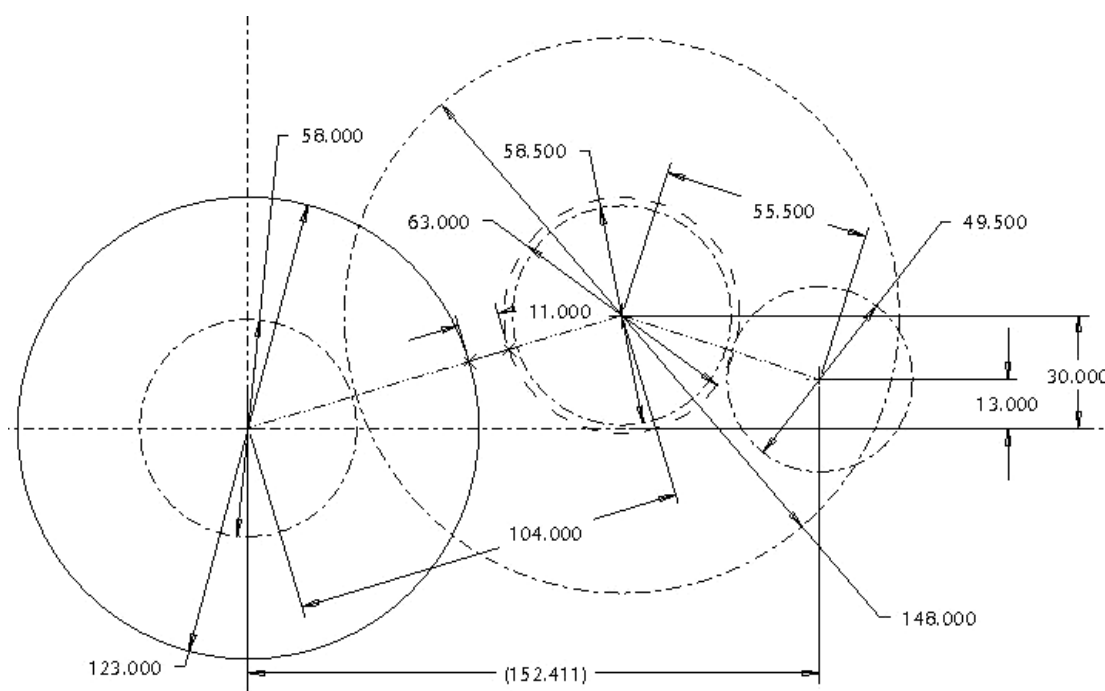


Vzdálenost os spojkového a výstupního hřídele je volena na základě osové vzdálenosti myšlených ozubených kol nejvyššího rychlostního stupně. U motocyklů této třídy se používají pětistupňové převodovky, s pátým rychlostním stupněm o převodovém poměru menším než 1. Uvažovaný převodový poměr má u konstruovaného motoru hodnotu 0,846. Tato hodnota je podobná hodnotám motocyklů této třídy. V Tab. 18 jsou uvedeny parametry tohoto ozubeného soukolí. Tyto parametry odpovídají opět ozubeným kolům s přímým nekorigovaným ozubením.

Tab. 18 Parametry ozubených kol myšleného nejvyššího rychlostního stupně

pátý převodový stupeň		kolo	pastorek
počet zubů	[-]	26	22
modul	[-]	2,25	
průměr roztečné kružnice	[mm]	58,5	49,5
průměr hlavové kružnice	[mm]	63	54
osová vzdálenost	[mm]	55,5	

Na je znázorněno uspořádání os převodovky v závislosti k ose klikového hřídele i s průměry kružnic jednotlivých ozubených kol. Na obrázku je vyznačena i vzdálenost hlavové kružnice největšího ozubeného kola a kotouče ramene klikového hřídele, která činí 11 mm. Uspořádání os je voleno s důrazem na kompaktnost klikové skříně.



Obr. 93 Rozměry primárního převodu a převodovky



5.8 KLIKOVÁ SKŘÍŇ

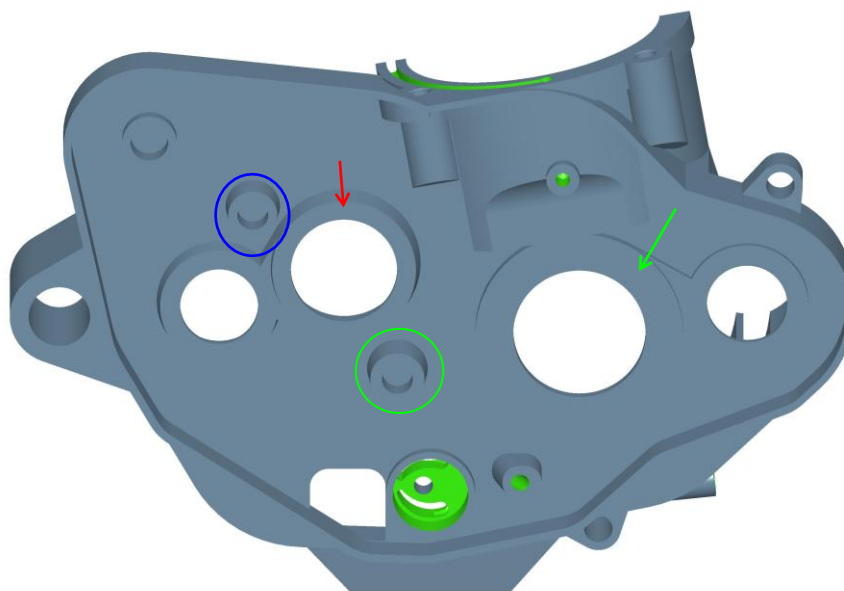
Kilová skříň motocyklových motorů tvoří se skříní převodovky jeden celek. Skříň konstruovaného motoru je nosným prvkem hlavních částí motoru. Ke skříní je pomocí svorníků procházejících válcem motoru připevněna hlava motoru. V kilové skříní je uložena pomocí ložisek klikového hřídele, vyvažovací hřídel a hřídele převodovky. Skříň slouží jako nosný prvek mnoha dalších součástí motoru. V této kapitole budu popisovat konstrukci základních částí klikové skříně.

Kliková skříň je rozdělena vertikálně na dvě poloviny rovinou procházející osou válce a podélnou osou motocyklu. Obě poloviny jsou v mnoha konstrukčních rysech zrcadlově stejné, a proto budu v následující kapitole popisovat konstrukci pouze pravé poloviny klikové skříně.

5.8.1 PRAVÁ POLOVINA KLIKOVÉ SKŘÍŇE

Základ skříně je tvořen stěnou o šířce 6 mm. Tato stěna spojuje nálitky pro uložení ložiska klikového hřídele, vyvažovacího hřídele, vstupního hřídele převodovky a výstupního hřídele převodovky. Nálitek pro dosedací plochu ložiska klikového hřídele (viz červená šipka na Obr. 94) má šířku 23,5 mm a vnější průměr 88 mm. S tímto nálitkem je spojen nálitek pro dosedací plochu ložiska vyvažovacího hřídele, který má šířku 16 mm a vnější průměr 52 mm. Nálitek pro dosedací plochu ložiska vstupního hřídele převodovky (viz zelená šipka na Obr. 94) má šířku 18 mm, vnitřní průměr 52 mm a vnější průměr 64 mm. S tímto nálitkem je spojen nálitek dosedací plochy ložiska výstupního hřídele, který má vnitřní průměr 45 mm, vnější průměr 55 mm a šířku 15 mm. Šířky těchto nálitků jsou odvozeny od velikosti příslušných ložisek.

Válcový nálitek s dosedacími plochou a opěrnými plochami pro umístění válce motoru (červený obdélník Obr. 95) se nachází v horní části skříně.



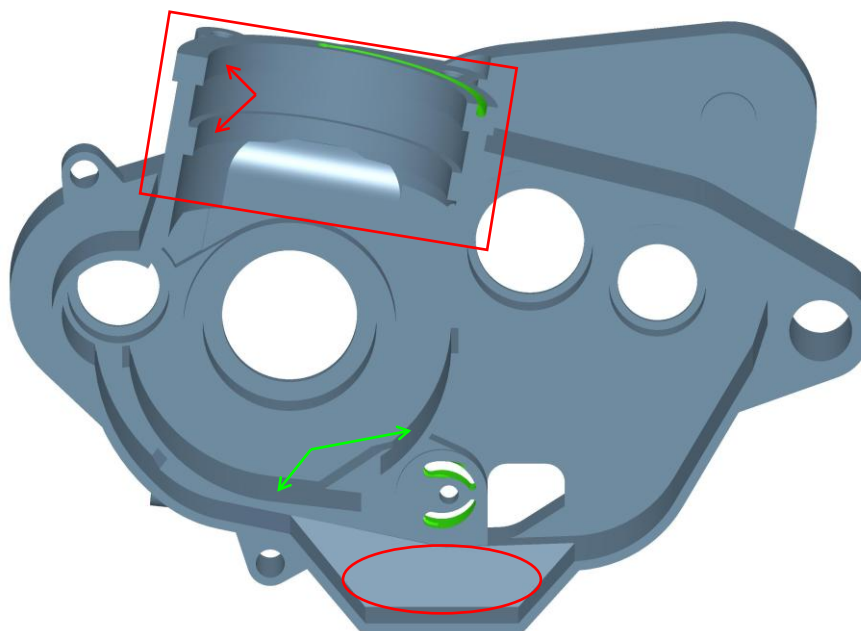
Obr. 94 Pravá polovina klikové skříně

Dosedací plocha má rozměry totožné s rozměry spolu dosedající plochy válce motoru. Opěrné



plochy (červené šipky na Obr. 95) mají průměr 109 mm a šířku 12 mm. Osa nálitku je skloněna stejně jako osa válce pod úhlem 10° směrem dozadu.

Pro zabránění víření oleje a následného napěnění oleje, nacházejícího se v prostoru kolem klikového hřídele, jsou ve skříně umístěny takzvané cartery (zelené šipky na Obr. 95). Jejich šířka je 3 mm. Prostor skříně označený červenou elipsou na Obr. 95 slouží ke shromažďování oleje použitého pro mazání jednotlivých částí motoru.



Obr. 95 Pravá polovina klikové skříně (vnitřní pohled)

Na dně tohoto prostoru je umístěn sací koš odsávacího čerpadla.

KONSTRUKČNÍ ODLIŠNOSTI PRAVÉ POLOVINY SKŘÍNĚ OD LEVÉ

Pravá polovina klikové skříně se liší mimo jiné přítomností nálitku pro umístění hřídele vloženého ozubeného kola pohonu olejového čerpadla (zelená elipsa na Obr. 94) a nálitku pro vložené ozubené kolo pro startování motoru nožní pákou (modrá elipsa na Obr. 94).

Hlavní konstrukční odlišností je uspořádání mazacího soustavy.

Konstrukční uspořádání klikové skříně odpovídá suché klikové skříně. Konstrukce klikové skříně motoru této diplomové práce je dle mého názoru jednodušší než konstrukce mokrych klikových skříní motorů této třídy. Prostor převodové skříně je spojen s klikovou skříní, a proto je použit stejná olejová náplň pro mazání motoru a převodovky. Tato skutečnost je částečnou nevýhodou dané koncepce, neboť na olej vhodný pro mazání převodovky jsou kladeny rozdílné nároky než na olej pro mazání motoru. Výhodou suché klikové skříně je skutečnost, že olej odsávaný z klikové skříně je veden do olejové nádrže mimo motor, kde může být lépe chlazen.

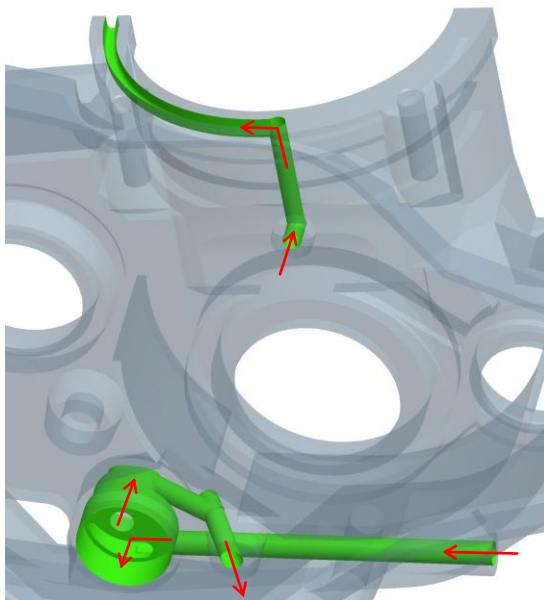


Rotor tlakového olejového čerpadla je umístěn spolu s rozvodnými drážkami v nálitku v dolní části skříně (Obr. 96). Průměr otvoru pro rotor a jeho šířka mají hodnotu 32 mm, respektive 13 mm. Šířka stěny, v níž jsou umístěny rozvodné drážky, musí mít větší než průměr vývrtů kanálků rozvádějících olej k těmto drážkám.



Obr. 96 Nálitek a rozvodné drážky olejového čerpadla

Z externí olejové nádrže je olej nasáván čerpadlem pomocí kanálku a spodní rozvodné drážky (Obr. 97). Průměr tohoto kanálku je 8 mm. Čerpadlo dopravuje stlačený olej do horní rozvodné drážky a šikmými vývrti o průměru 7 mm do víka pravé poloviny klikové skříně, odkud je přefiltrovaný olej veden zpět do vývrtů v horní části skříně k rozvodné drážce v nálitku dosedací roviny válce motoru. Průměry těchto vývrtů mají hodnotu 4 mm.



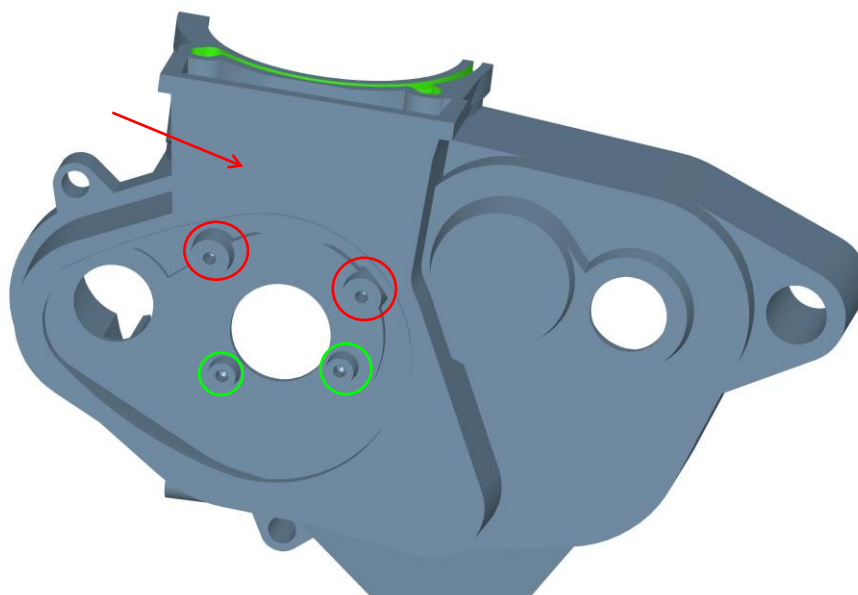
Obr. 97 Mazací soustava pravé poloviny skříně

5.8.2 LEVÁ POLOVINA KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

V této kapitole budu popisovat konstrukční odlišnosti oproti pravé polovině klikové skříně. Oproti pravé polovině skříně se zde nacházejí nálitky s otvory se závity pro připevnění

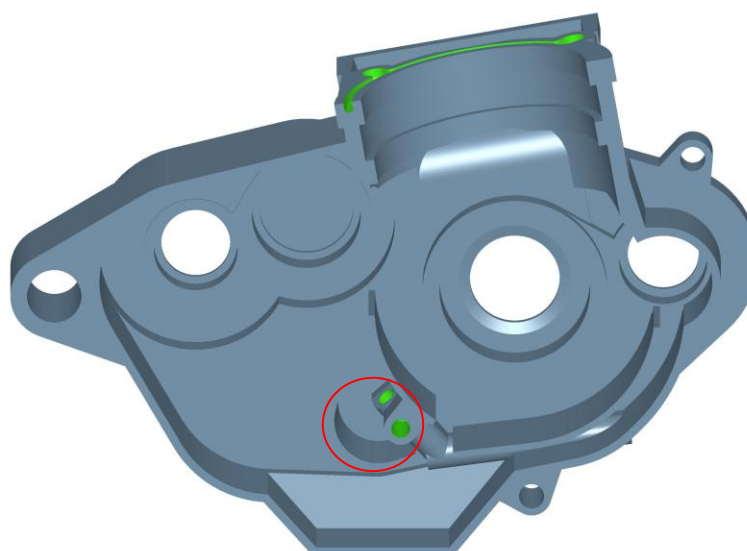


napínacích a vodících lišt rozvodového řetězu (červené elipsy na Obr. 98) a vodítka tvaru půlměsíce (zelené elipsy na Obr. 98).



Obr. 98 Levá polovina klikové skříně

Oproti pravé polovině skříně se na levé polovině nachází také kryt šachty rozvodového řetězu se šířkou stěny 4 mm (červená šipka na Obr. 98). Tento kryt slouží současně k odvodu mazacího oleje stékajícího z hlavy válce k otvoru ve spodní části skříně (Obr. 99) a dále k nejnižšímu místu celé skříně k sacímu koši odsávacího čerpadla.



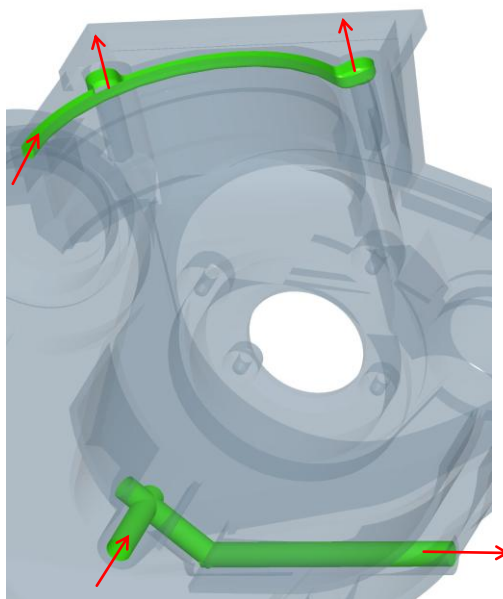
Obr. 99 Levá polovina klikové skříně (vnitřní pohled)

Oproti pravé polovině skříně nálitky jsou nálitky pro uložení ložisek hřídelů převodovky vysunuty ze skříně o 14 mm a to proto, aby bylo možno do skříně umístit převodovku. Pro



umístění převodovky je nutné, aby byla ložiska hřídelů převodovky od sebe vzdálena minimálně 105 mm.

Hlavní odlišností je opět uspořádání mazací soustavy. Mazací soustava (Obr. 100) je tvořena třemi vývrty o průměru 8 mm, kterými je veden olej z odsávacího čerpadla do externí olejové nádrže. Dále je v nálitku dosedací roviny válce motoru umístěna rozvodná drážka navazující na drážku v pravé polovině klikové skříně, která vede olej ke svorníkům hlavy válce.



Obr. 100 Mazací soustava levé poloviny klikové skříně

5.9 VÍKA KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

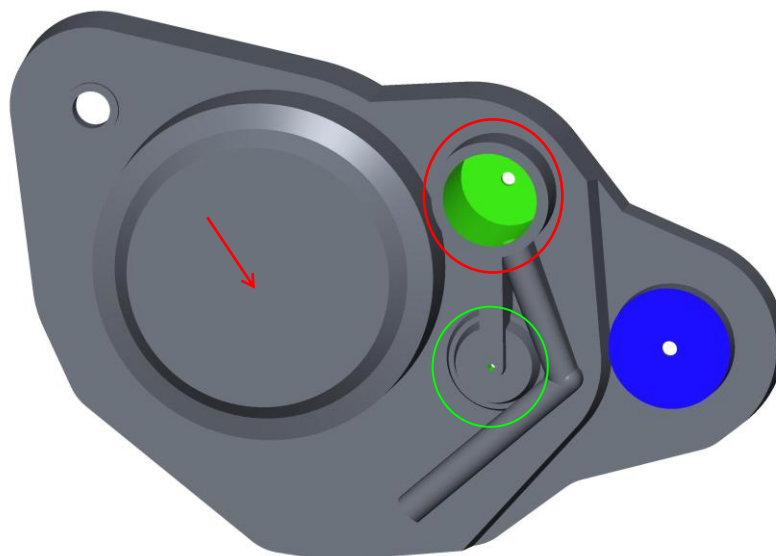
Víka klikové skříně nejsou konstrukčně složitá. Víko levé poloviny klikové skříně je tvořeno pouze krytem alternátoru a nálitkem pro uložení hřídelového těsnění, které je součástí odvzdušňovací soustavy motoru. Konstrukci víka pravé poloviny klikového hřídele bude popsána v následující kapitole.

5.9.1 VÍKO PRAVÉ POLOVINY KLIKOVÉHO SKŘÍNĚ

V této kapitole budou popsány některé hlavní konstrukční prvky tohoto víka. Základní šířka stěny víka je 3 mm. Rozměry nálitku krytu spojky (označen šipkou Obr. 101) jsou zvoleny tak, aby kryt co nejvíce přiléhal ke spojce, a nezvětšovala se celková šířka motoru. Náliček pro umístění olejového filtru je umístěn v horní části krytu (červená elipsa na Obr. 101) a jeho vnitřní rozměry jsou voleny dle uvažovaného typu filtru běžně používaného v motorech této třídy [18]. Prostor pro filtr má hloubku 41 mm a vnitřní průměr 40 mm.

Na víku se nachází také náliček pro hřídelové těsnění (zelená elipsa na Obr. 101) o průměru 22 mm, který těsní prostor s tlakovým mazacím olejem mezi víkem a výstupním hřídelem pravé poloviny klikového hřídele.

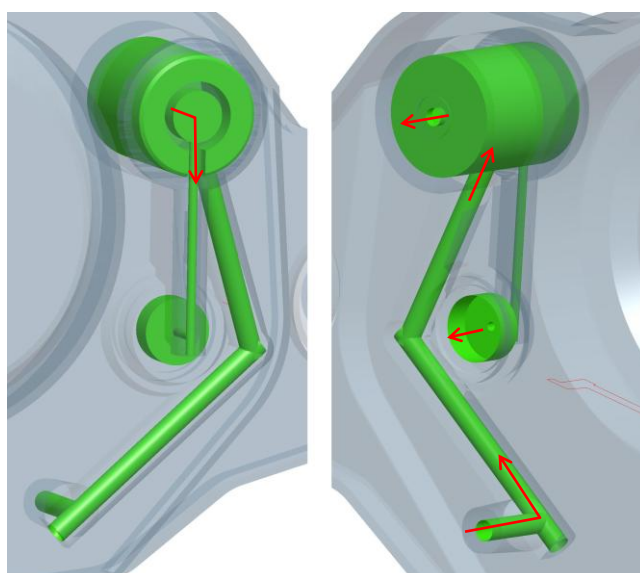
Další náliček označený modrou plochou na Obr. 101 slouží k umístění vodního čerpadla.



Obr. 101 Kryt pravé poloviny klikové skříně

MAZACÍ SOUSTAVA VÍKA PRAVÉ POLOVINY KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Na Obr. 102 je vidět mazací soustava víka pravé poloviny klikové skříně i s víkem olejového filtru. Tlakový mazací olej se do víka dostává kanálem z pravé poloviny klikové skříně a šikmými vývrty k vnější straně olejovému filtru. Tyto vývrty mají průměr 7 mm. Přefiltrovaný olej je z filtru veden do víka filtru, vývrty v tomto víku ke konci výstupního hřídele pravé poloviny klikového hřídele. Otvorem ve stěně naproti víka olejového filtru je většina tlakového oleje vedena do mazacího kanálu v pravé polovině klikové skříně.



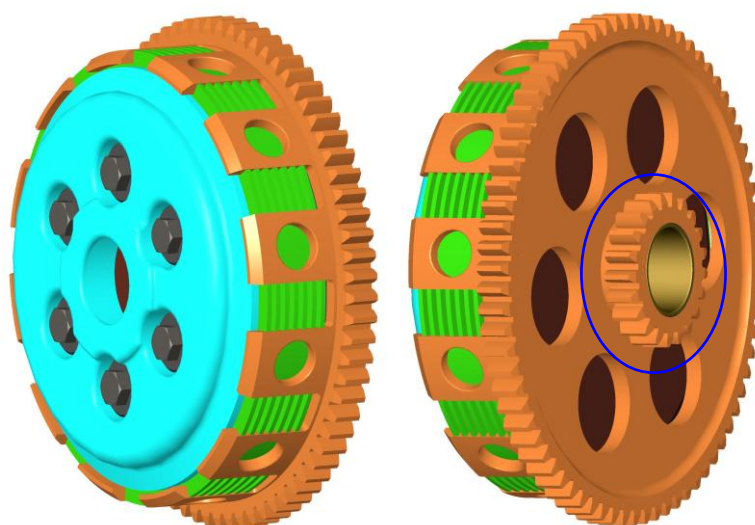
Obr. 102 Mazací soustava víka pravé poloviny klikové skříně



5.10 SPOJKA

V motocyklových motorech se pro rozpojení přenosu točivého momentu mezi klikovým hřídelem a převodovkou používá lamelová třecí spojka. Tento druh spojky je oproti kotoučové třecí spojce výhodný díky menšímu průměru. Její určitá nevýhoda spočívá v tom, že pro svou funkci musí být mazána olejem nebo olejovou mlhou.

Na vnějším kotouči spojky je umístěn věnec s ozubením primárního převodu. Další ozubení je umístěné na zadní straně vnějšího kotouče spojky (Obr. 103). Toto ozubení slouží pro pohon ozubeného kola pohánějícího olejová čerpadla a je na něj přes další ozubené kolo přenášena při startu motoru síla od startovací nožní páky.



Obr. 103 Lamelová spojka

5.11 MAZACÍ SOUSTAVA MOTORU A OSTATNÍ JEJÍ PRVKY

V této kapitole bude shrnut popis mazací soustavy celého motoru a konstrukční řešení olejových čerpadel.

5.11.1 OLEJOVÁ ČERPADLA

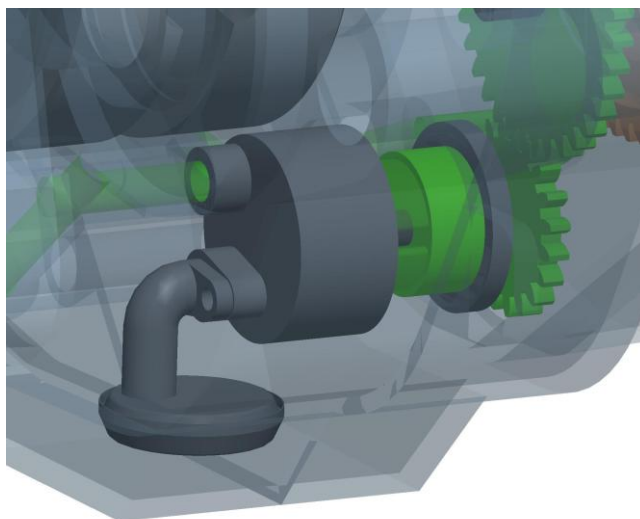
Jak už bylo zmíněno v předchozím textu, motor pracuje se dvěma olejovými čerpadly, a to jedním odsávacím a jedním tlakovým, dodávajícím olej do mazacího okruhu motoru. Obě tato čerpadla jsou trochoidní a jejich rotory jsou umístěny na souosých, vzájemně propojených hřídelích s průměrem 8 mm. Čerpadla jsou poháněna ozubeným soukolím od ozubeného kola spojeného s tělesem spojky.

Vnější rotor tlakového čerpadla má průměr 32 mm a šířku 13 mm. Je umístěn, jak již bylo zmíněno, v nálitku pravé poloviny klikové skříně. Odsávací čerpadlo je svou skříní přichyceno na opačné straně nálitku výše zmíněného čerpadla. Průměr vnějšího rotoru tohoto čerpadla je větší než předešlého, a má hodnotu 40 mm. Jeho šířka je stejná jako rotoru



odsávacího čerpadla. Odsávací čerpadlo má větší průměr kvůli tomu, že odsává do olejové nádrže zpěněný olej i s částí spalin proniklých do prostoru klikové skříně.

Odsávací čerpadlo nasává olej přes sací koš a spodní rozvodnou drážkou a vytlačuje jej horní rozvodnou drážkou do víka čerpadla a otvorem o průměru 9 mm do kanálku v levé polovině klikové skříně. Rozvodné drážky jsou umístěny ve víku čerpadla. Umístění čerpadel v klikové skříně je vidět na Obr. 104.

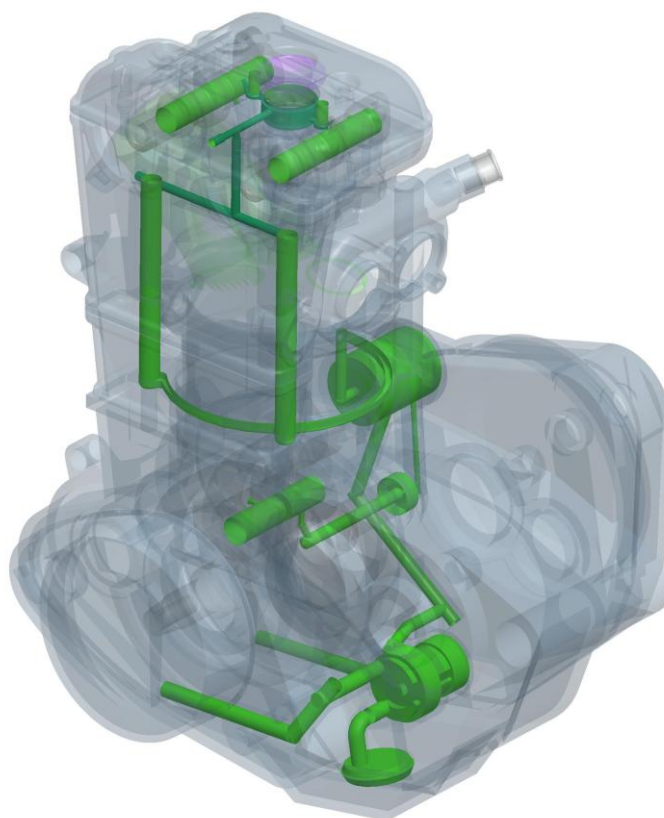


Obr. 104 Olejová čerpadla (pohled od zadní strany skříně)

5.11.2 MAZACÍ SOUSTAVA

Přesto, že byly již všechny části mazací soustavy popsány v předchozích kapitolách, popíši pro názornost zjednodušeně celou mazací soustavu znovu.

Jak je vidět na celkovém pohledu mazací soustavy na Obr. 105, olej shromážděný v nejnižším místě klikové skříně je nasáván přes sací koš odsávacím čerpadlem a dopravován do vývrtů levé poloviny klikové skříně. Těmito vývrty je olej veden do myšlené externí olejové nádrže. Z ní je olej nasáván tlakovým čerpadlem a dopravován vývrty pravé poloviny klikové skříně do víka pravé poloviny klikové skříně k olejovému filtru. Z tohoto prostoru je přefiltrovaný olej veden do vývrtu ve víku olejového filtru k vývrtu ve výstupním hřídeli pravé poloviny klikového hřídele a dále ramenem klikového hřídele do ojnicního čepu a k ojnicnímu ložisku. Dalším kanálkem je z prostoru filtru přefiltrovaný olej veden zpět do pravé poloviny klikové skříně k rozvodné drážce v dosedací ploše válce motoru a dále do druhé poloviny skříně k vývrtům pro svorníky. Kolem svorníků se olej dostává přes válec motoru do hlavy válce a dalšími vývrty do víka vačkových hřídelů. Pomocí tohoto víka je olej veden vývrty do prostoru mezi víkem a trubkou vsunutou do hlavy válce. Z tohoto prostoru se olej dostává předlitými drážkami ve víku vačkových hřídelů ke kluzným ložiskům vačkových hřídelů a odtud vačkovými hřídeli k hrníčkovým zdvihátkům. Z prostoru hlavy válce olej stéká šachtou pro rozvodový řetěz zpět do klikové skříně k sacímu koši.



Obr. 105 Mazací soustava motoru

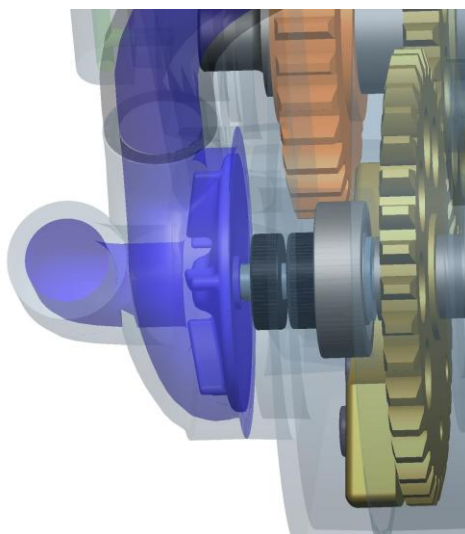
5.12 CHLADÍCÍ SOUSTAVA MOTORU A JEJÍ OSTATNÍ PRVKY

V této kapitole bude shrnut popis chladicí soustavy motoru a konstrukční řešení čerpadla chladicí kapaliny.

5.12.1 ČERPADLO CHLADÍCÍ KAPALINY

Ve spalovacích motorech se používají výhradně odstředivá čerpadla a to z toho důvodu, aby i při vypnutém motoru mohla tělesem čerpadla na základě termosifonového principu protékat chladicí kapalina.

Těleso čerpadla chladicí kapaliny je umístěno jak již bylo řečeno dříve v nálitku víka pravé poloviny klikové skříně (Obr. 106). Hřídel, na kterém je uchyceno lopatkové kolo s vnějším průměrem 43 mm, je na jednom konci uložena ve skříně pomocí kuličkového ložiska o rozměrech 10x26x8 mm a druhým koncem je vsunuta do hřídele vyvažovacího hřídele ze kterého také odebírá výkon pro svou funkci. Díky tomu to způsobu pohonu je snížen hluk, který vytváří klikový hřídel při chodu motoru. Aby nedocházelo k pronikání chladicí kapaliny do prostoru skříně a naopak oleje do chladicího okruhu, nachází se mezi kuličkovým ložiskem a lopatkovým kolem dvě hřídelová těsnění s rozměry 6x16x5 mm. Chladicí kapaliny, která by případně pronikla kolem těsnící plochy hřídelového těsnění, se z prostoru mezi oběma těsněními odvádí kanálkem do prostoru mimo motor.



Obr. 106 Čerpadlo chladící kapaliny

Víko čerpadla chladící kapaliny (Obr. 107) slouží v motoru této diplomové práce pro přívod, odvod a usměrnění proudící chladící kapaliny. Chladící kapalina je přiváděna hadicí s vnitřním průměrem 14 mm z chladiče kanálem ke středu lopatkového kola a odtud se vlivem rotačního pohybu kapalina dostává ke stěně víka a druhým kanálem s průměrem taktéž 14 mm do hadice a do chladícího prostoru válce motoru.

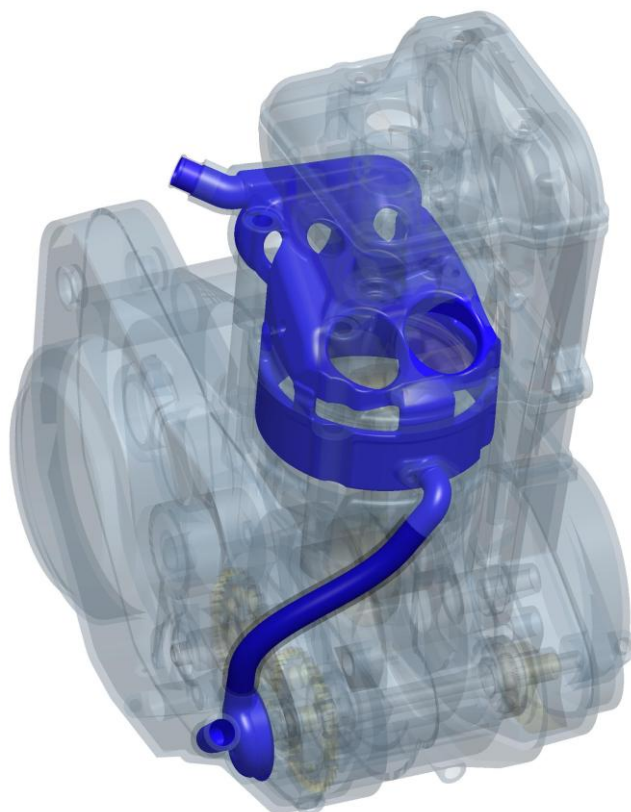


Obr. 107 Víko čerpadla chladící kapaliny

5.12.2 CHLADÍCÍ SOUSTAVA

Všechny části mazací soustavy byly již popsány v předchozích kapitolách, nicméně pro názornost popíšu zjednodušeně celou chladící soustavu znovu.

Chladící kapalina je přiváděna z uvažovaného chladiče k vodnímu čerpadlu. Odtud je vedena hadicí do válce motoru, hlavy válce a z oblasti nad výfukovými kanály je odváděna zpět do uvažovaného chladiče.



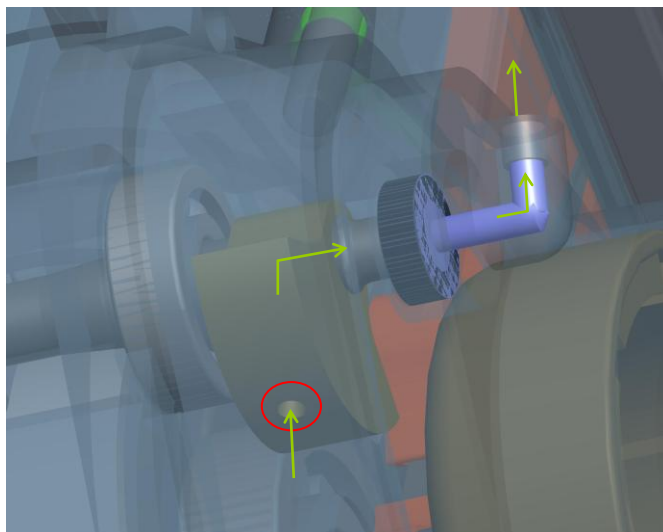
Obr. 108 Chladicí soustava motoru

5.13 ODVĚTRÁVÁNÍ KLIKOVÉ SKŘÍŇĚ

Při práci motoru pronikají do prostoru klikové skříně ze spalovacího prostoru výfukové plyny. Ty je nutné z klikové skříně odvětrávat, jinak by za poměrně krátkou dobu došlo pravděpodobně k poškození některého z hřídelových těsnění, utěsňujících prostor klikové skříně.

Zvolený způsob odvzdušnění konstruovaného motoru je znázorněn na Obr. 109. U motocyklových motorů, které používají k vyvažování setrvačných hmot posuvných prvního řádu vyvažovací hřídel, se může stejně jako v motoru této diplomové práce s výhodou použít k odvětrávání vyvažovací hřídel. Ve vývažku umístěném na vyvažovacím hřídeli je vytvořen vývrt navazující na vývrt vytvořený v ose klikového hřídele. Výfukové plyny se vzduchem dále proudí z hřídele do vývrtů ve víku levé poloviny klikové skříně a odtud do volného prostoru mimo motor nebo do sacího potrubí. Prostor mezi vývrtem vyvažovacího hřídele a víkem je utěsněn pomocí hřídelového těsnění s rozměry 11x22x7 mm.

Při odvzdušňování je nutné zabránit úniku oleje rozptýleného ve vzduchu uvnitř klikové skříně. Kapičky oleje rozptýlené ve vzduchu jsou vlivem odstředivé síly vznikající při otáčení vyvažovacího hřídele ve vývrtnu umístěném ve vývažku vráceny zpět do prostoru klikové skříně.



Obr. 109 Odvětrávání klikové skříně



ZÁVĚR

Před vlastním návrhem motoru této diplomové práce se bylo nutno seznámit s celkovým konstrukčním řešením co možná největšího počtu motorů motocyklů se zastoupením ve třídě MX1. Díky této poměrně časově náročné činnosti, bylo možno vytvořit konstrukci motoru se srovnatelnými a v některých směrech i lepšími parametry v porovnání se současnými motory motocyklů třídy MX1.

Konstrukční řešení a rozměry většiny částí motoru odpovídají kladeným nárokům na motor závodního motocyklu. To je nejvíce patrné při srovnání částí klikového mechanismu odpovídajícího pevnostnímu výpočtu a stejných součástí odpovídající konstrukci motocyklů této třídy.

Důvodem těchto rozdílů je mimo jiné i fakt, že pevnostní výpočty daných částí byly prováděny dle vztahů vytvořených v době, kdy ještě nebyla dostupná žádná výpočetní technika. V této době byly také omezené možnosti, co se týče materiálů a výrobních technologií.

Daším důvodem je fakt, že většina součástí závodních motorů této třídy není navrhována na neomezenou životnost. Riziko jejich poškození, které by u některých součástí mohlo způsobit i zničení celého motoru, je sníženo zkrácenými servisními intervaly, při kterých by se měly odhalit a případně vyměnit nebo opravit poškozené či opotřebované díly motoru.

V dnešní době se v konstrukci nejen závodních motorů používá kontrola součástí pomocí napjatostní analýzy metodou MKP. Pro řešení únavové životnosti s uvažováním vysoko či nízkocyklové únavy bývá prováděn buď přibližný výpočet využitím MKP na základě skutečných elastických MKP-napětí (LSA) nebo řešení s využitím metod na bázi MKP/MBS.

V průběhu tvorby diplomové práce a modelu motoru docházelo neustále ke konstrukčním změnám jednotlivých částí motoru, a to kvůli splnění nároků kladených především na jejich funkci, ale také na design.

Při konstrukci v podstatě všech částí motoru byl kladen důraz na jejich co nejjednodušší výrobu a především funkčnost. Neméně důležité bylo dodržení celkových vnějších rozměrů pro umístění motoru do rámu motocyklu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ZUCHA, K. *Technické rady: Všeobecná ustanovení* [online]. Praha, 2012 [cit. 2012-04-19]. Dostupné z: http://www.autoklub.cz/acr/fmsacr/fmsacr/2012/rady/technicke/pdf/2012_motokros_trial_enduro_plocha_draha.pdf
- [2] *ATV Source* [online]. © 1999-2012 [cit. 2012-04-21]. Dostupné z: http://www.atvsource.com/articles/press-releases/2001/062201_sparks_crf450_atv_motor.htm
- [3] *SuperMotoJukie* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-21]. Dostupné z: <http://www.supermotojunkie.com/showthread.php?50358-I-need-a-CRF-450-service-manual-in-PDF-Format>
- [4] GREEN, Chris. First Impression: 2012 Kawasaki KX450F. In: *Dirt Rider Magazine* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-22]. Dostupné z: http://www.dirtrider.com/reviews/motocross/141_1106_2012_kawasaki_kx450f_first_impression/index.html
- [5] *Kawasaki KX450F: Motrcycle Service Manual* [online]. Japan, 2006 [cit. 2012-04-22]. Part No.99924-1355-01. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/moto-manualy-motorek/kawasaki/kawasaki-kx-450f/>
- [6] *Dirt Ride Magazine. 2010 Suzuki Rmz450 First Test* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-23]. Dostupné z: http://www.dirtrider.com/reviews/motocross/141_1007_2010_suzuki_rmz450_first_test/p_hoto_03.html
- [7] *Motorcycle Advice USA. The 2010 Yamaha YZ450F* [online]. © 2012 [cit. 2012-04-24]. Dostupné z: <http://bikeadviceusa.com/2010-yamaha-yz450f/>
- [8] *Yamaha YZ450F 2010: Ownwr's service manual* [online]. © 2001-2012 [cit. 2012-04-24]. ISBN 33D-28199-80. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/moto-manualy-motorek/yamaha/yamaha-yz-450f/>
- [9] *TopSpeed. 2012 KTM 450 SX-F* [online]. © 2001-2012 [cit. 2012-04-24]. Dostupné z: <http://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/ktm/2012-ktm-450-sx-f-ar123611/picture435216.html>
- [10] CorcoPDF. *Motore di Ricerca PDF* [online]. © 2011 [cit. 2012-04-24]. Dostupné z: <http://cercopdf.com/visualizza/YToyOntpOjA7czo1NzoiaHR0cDovL3d3dy5jb3VudHJ5Y3Jvc3Muc2s3RvcMUvUkE0NTAlmJBTWEYIMjAyMDA3LUUucGRmIjtpOjE7czoXODoiUkVQUISIE1BTIVBTCAYMDA3Ijt9>
- [11] *ATV Riders. 2009 KTM 450SX & 505SX Race Ready ATV - SX Engine* [online]. Copyright 2002-2012 [cit. 2012-04-25]. Dostupné z: <http://www.atvriders.com/atvmodels/ktm-2009-450-505-sx-mx-race-ready-atv-p2-engine.html>



- [12] RAUSCHER, Jaroslav. Ročníkový projekt (studijní opory). In: *Ústav automobilního a dopravního inženýrství, Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně* [online]. 2005 [cit. 2012-04-27]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Rocnikovy.projekt.2005.pdf>
- [13] Semestrální projekt. *Ústav automobilového a dopravního inženýrství, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně* [online]. [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.ite.fme.vutbr.cz/cs/semestralni-projekt>
- [14] TESAŘ, Miroslav a Ivo ŠEFČÍK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [15] TRW EngineComponents. *Valve Cotters* [online]. [cit. 2012-05-08]. Dostupné z: http://www.ms-motor-service.com/ximages/PDF_Kataloge/x1_ventilkegel_en_web.pdf
- [16] *Sobek Motorsporttechnik: Fastener systems* [online]. © 2010 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: http://www.sobek-motorsporttechnik.eu/webcom/show_article.php/_c-25/i.html
- [17] BRISK. *Katalog Zapalovacích svíček* [online]. © 2009 [cit. 2012-05-17]. Dostupné z: <http://www.brisk.cz/img/catalog/16.jpg>
- [18] K&N Filtrs. *K&N Product Information for KN-141* [online]. © 2012 [cit. 2012-05-19]. Dostupné z: <http://www.knfilters.com/search/product.aspx?Prod=KN-141>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

F_n	[N]	normálová síla
F_{O1}	[N]	síla přenášená do ojnice
F_{OD}	[N]	setrvačná síla rotující části ojnice
F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_P	[N]	celková síla působící na píst
F_r	[N]	výslední radiální síla
F_{rO2}	[N]	síla přenášená ojnicí na pístní čep
F_{sp}	[N]	setrvačná síla posuvných částí klikového mechanismu
F_t	[N]	tangenciální síla
r_k	[mm]	poloměr klikového hřídele
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
λ_o	[-]	ojniční poměr
ω_{max}	[rad·s ⁻¹]	maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1 Celkové pohledy a řezy motoru
- Příloha 2 Pevnostní výpočet klikového mechanismu a výpočet velikosti vývažků vyvažovacího hřídele
- Příloha 3 Výkres sestavy motoru