



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

NÁVRH MODERNÍHO SPALOVACÍHO MOTORU KONSTRUKCE V8

DESIGN OF MODERN V8 COMBUSTION ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. RADEK ŠEBESTA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radek Šebesta

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Návrh moderního spalovacího motoru konstrukce V8

v anglickém jazyce:

Design of Modern V8 Combustion Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te návrh moderního spalovacího motoru V8 s ohledem na celkovou váhu a zástavbové rozměry. Základem musí být snaha o použití některých částí z již existujících motorů.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te koncepční návrh motoru a volbu vhodných velkosériově vyráběných komponent.
2. Proved'te konstrukční návrh motoru.
3. Pro vybrané komponenty proved'te dostupnou FEM simulaci.
4. Zhodnot'te získané výsledky a v případě potřeby navrhněte další úpravy vedoucí ke zlepšení konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřehování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [3] KRATOCHVIL, C., ONDRAČEK, E. Mechanika těles - Počítače a MKP. Vysoké učení technické v Brně, 1987.
- [4] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů I – základy konstruování spoje. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1984.
- [5] BOHÁČEK, F., A KOL. Části a mechanismy strojů II – hřídele, tribologie a ložiska. Ediční středisko VUT Brno, FSI, 1987.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 25.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem konstrukčního řešení vidlicového osmiválcového motoru s požadavkem malých rozměrů a nízké hmotnosti, za použití velkosériově vyráběných komponentů z jiných motorů. Snahou bylo všechny výchozí komponenty převést na 3-D modely v programu Pro/Engineer, vytvořit potřebné nové díly a sestavit do jednoho celku. Hlavní částí konstrukce byl návrh nové klikové hřídele, klikové skříňe a mazacího systému motoru. Kliková skříň byla podrobena výpočtové analýze v programu Pro/Mechanica, využívající k výpočtu MKP.

KLÍČOVÁ SLOVA

spalovací motor, V8, motocykl, kliková skříň, konstrukce, analýza MKP

ABSTRACT

Master's thesis is considered with design and construction of V8 combustion engine with small size and low mass of its body. In the construction were used mass-produced components from the other engines. From every component was generated a 3D model in computer program Pro/Engineer, new necessary parts were made in the same program and put together to assembly. Main part of the construction was to design a new crankshaft, a crankcase and an engine lubricating system. The crankshaft was subjected computing analysis in program Pro/Mechanica, using FEM.

KEYWORDS

combustion engine, V8, motorcycle, crankcase, construction, FEM analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠEBESTA, R. *Návrh moderního spalovacího motoru konstrukce V8*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 98 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 23. května 2011

.....

Radek Šebesta



PODĚKOVÁNÍ

Tímto chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Davidu Svídovi za odborné konzultace, rady a připomínky při tvorbě této práce.

Dále bych také chtěl poděkovat své rodině, zejména svým rodičům, kteří mě ke studiu vedli a po celou dobu podporovali.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Přehled současných motorů konstrukce V8, používajících komponenty z motocyklových motorů.....	11
1.1 Vidlicové osmiválcové motory z motocyklu Yamaha YZF-R1	11
1.1.1 Kliková skříň motoru Yamaha V8.....	12
1.1.2 Písty a ojnice použité pro motor Yamaha V8	14
1.1.3 Hlava válců motoru Yamaha V8	14
1.1.4 Pomocná zařízení chodu motoru.....	16
1.1.5 Výkonové charakteristiky	17
1.1.6 Technická data motoru Yamaha V8	18
1.2 Motor V8 tvořený dvěma motocyklovými motory Suzuki GSX1300R Hayabusa ..	20
1.2.1 Kliková skříň.....	22
1.2.2 Kliková hřídel	23
1.2.3 Blok válců	24
1.2.4 Velkoobjemové varianty RPC, RPD, RPE	25
1.2.5 Výkonové charakteristiky	25
1.2.6 Technická data motoru Powertec RPC V8	27
2 Vidlicové motory	29
2.1 Výpočet setrvačných sil působících na kliková ústrojí vidlicových motorů	29
2.2 Průběhy vektorů setrvačných sil pro konkrétní úhly rozevření válců.....	33
2.3 Kliková hřídel vidlicového osmiválcového motoru.....	37
2.3.1 Kliková hřídel s ojnicními čepy zalomenými po 90°	38
2.3.2 Kliková hřídel s ojnicními čepy zalomenými po 180°	40
2.4 Úhel bloku válců a těžiště motoru	43
2.4.1 Výpočet výšky těžiště motoru v závislosti na úhlu rozevření válců	44
2.4.2 Zástavbové rozměry motoru V8 při vybraných úhlech bloku motoru.....	47
3 Koncepce motoru	49
3.1 Výchozí motor pro konstrukci	49
3.2 Sériové komponenty využitě v konstrukci.....	52
3.2.1 Blok válců	52
3.2.2 Hlava válců	54
3.2.3 Pístní skupina.....	56
3.2.4 Ojnice.....	57
3.2.5 Rozvodový mechanismus	58
3.3 Uspořádání motoru	59



4	Konstrukční řešení motoru.....	61
4.1	Kliková skříň.....	61
4.2	Kliková hřídel	63
4.3	Řešení pohonu rozvodů	64
4.4	Přední strana motoru	65
4.5	Zadní strana motoru	66
4.6	Sání motoru, příprava směsi	66
4.7	Systém mazání motoru.....	67
4.8	Technická data motoru.....	68
4.8.1	Konstrukční parametry motoru	69
4.8.2	Vizualizace motoru	70
5	Zatížení klikové skříně.....	72
5.1	Simulace spalovacích tlaků.....	72
5.2	Síly v klikovém ústrojí.....	74
5.3	Zatížení ložisek klikové skříně	77
5.4	Zatížení svorníků	78
5.5	Zatížení od bočních sil.....	81
6	Výpočet klikové skříně pomocí FEM simulace.....	82
6.1	Tvorba modelu pro FEM simulaci.....	82
6.1.1	Definování materiálu klikové skříně.....	82
6.1.2	Vytvoření kontaktního regionu	83
6.1.3	Náhrada šroubů spojujících klikovou skříň	83
6.1.4	Definování zatížení modelu	84
6.1.5	Uchycení modelu	86
6.1.6	Síť modelu	86
6.2	Výsledky FEM simulací	88
6.2.1	Modální analýza.....	88
6.2.2	Výsledné napětí v klikové skříně	90
6.2.3	Deformace klikové skříně.....	92
	Závěr	93
	Použité informační zdroje.....	94
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	96
	Seznam příloh	98



ÚVOD

Cílem diplomové práce je návrh konstrukčního řešení vidlicového osmiválcového motoru. Netradiční koncepce vychází z předpokladu, aby rozměry a hmotnost motoru byly co nejmenší. Pro konstrukci jsou použity sériové díly z motocyklových motorů, začleněné do sestavy motoru tak, aby nemusely být všechny komponenty nově navrhovány a zkrátit se tím čas vývoje a náklady s tím spojené.

První část práce je zaměřena na zhodnocení současně vyvíjených i postavených motorů, na výše zmíněném principu. Byly vybrány dva motory, odlišných výrobců i odlišných výchozích motocyklových motorů, ale vyznačující se společným záměrem, a to kombinací dvou řadových čtyřválců, spojených společnou klikovou skříní do vidlicového osmiválce.

V dalších částech je analyzován vliv úhlu rozevření válců na velikosti setrvačných sil posuvných hmot, vznikajících v klikovém ústrojí motoru. Je popsána závislost polohy těžiště motoru na měnícím se úhlu rozevření válců i ukázky zástavbových rozměrů při vybraných úhlech rozevření válců.

V koncepční části práce je ukázáno jakých vlastností by měl vznikající vidlicový osmiválcový motor nabývat, jaké požadavky by měl splňovat a co by měla jeho konstrukce s sebou přinést. Pečlivě je vybrán vhodný motocyklový motor, popsány jeho technické parametry a odůvodněn jeho výběr. Dále je popsána volba sériových komponentů, které lze v konstrukci využít. Ze skutečných komponentů jsou vytvořeny 3D modely, sloužící jako poklad k samotnému návrhu motoru.

Konstrukční část práce dává náhled na realizaci jednotlivých sestav motoru, klikového ústrojí, volbu pomocných zařízení pro chod motoru, nebo mazacího systému. Jsou uvedeny konkrétní řešení dílčích celků i vzájemná provázanost sériových dílů s díly nově navrženými. Další kapitolou práce je tvorba výpočtového modelu klikové skříně, výpočet zatížení působícího na klikovou skřín a následná FEM simulace jejího modelu.



1 PŘEHLED SOUČASNÝCH MOTORŮ KONSTRUKCE V8, POUŽÍVAJÍCÍCH KOMPONENTY Z MOTOCYKLOVÝCH MOTORŮ

1.1 VIDLICOVÉ OSMIVÁLCOVÉ MOTORY Z MOTOCYKLU YAMAHA YZF-R1

Vývoj dvoulitrových zážehových závodních motorů bez přeplňování byl poněkud opomíjen od doby, kdy v roce 1984 *Formule 2* přešla na *Formuli 3000*. Stalo se tak hlavně kvůli zavedení používání závodních motorů V6. Byla to dražší varianta oproti levným sériovým motorům. Tento trend nastolil zejména tým *Renault*, jenž do soutěží *Formule 2* vstoupil v roce 1976. Z hlediska výkonnosti to byla *Honda* se svým šestiválcovým vidlicovým motorem, jenž se přetahovala o prvenství s řadovými čtyřválcí *BMW* a *Hart*.

V současné době se atmosférické závodní motory s objemem okolo dvou litrů uplatňují zejména v závodech do vrchu. V těchto závodech nenajdeme omezovače otáček, restriktory vzduchu, je povoleno i methanolové palivo. Většina rozvoje závodních motorů se specializuje na kategorii nad 2,0 litru, což znamená neomezení zdvihového objemu. V této třídě je jednou z nejlepších variant, motor společnosti *Powertec*, který se sestává ze dvou motocyklových motorů *Suzuki Hayabusa*, uspořádaných do vidlicového osmiválce (tomuto provedení se budeme věnovat v dalších kapitolách). Trendem je vylepšení motoru na objem 3,4 litru, což by znamenalo velký nárůst otáček motoru a tím i výkonu. Tato možnost s sebou přináší i velkou konkurenceschopnost jiným závodním vozům. Celková konstrukce automobilu pro závody do vrchu vyžaduje lehký, výkonný stroj, schopný zvládat klikaté tratě s řadou zatáček a překonávání velkého převýšení. Nasadě je tedy využití potenciálu, který se v těchto konstrukcích motorů z motocyklů přímo nabízí. Typickými motory s objemem 2,0 litru, používanými v Anglii při závodech do vrchu, jsou například *Vauxhall*, se řadovým čtyřválcem, nebo *Rover MG* s vidlicovým šestiválcem. Oba tyto motory jsou původně určeny pro sériová vozidla a s úpravou pro závody dosahují výkonu přibližně 300 koní. Oproti tomu využitím motocyklových motorů s konstrukcí V8 jsme schopni z objemu 2,0 litru dosáhnout výkonu až 400 koní s otáčkami téměř 13000 min^{-1} .

Určitým řešením výkonné pohonné jednotky je také koncept využívající motocyklu *Yamaha YZF-R1*. Tento řadový čtyřválcový motor, používal pro pohon rozvodového mechanismu, řetězového převodu, umístěného mezi druhým a třetím válcem. To by vedlo ke konstrukčně složitějšímu provedení klikového hřídele a celkového složitějšího řešení pohonu rozvodů. Nová generace ale přináší vhodnější provedení, a to boční pohon, jenž je pro vidlicovou variantu celkově výhodnější. Další podstatnou změnu přináší rok 2004. *Yamaha* pro verzi *R1* začíná používat oddělené klikové skříně od bloku válců, což umožňuje komplexní využití bloku válců, klikového ústrojí a hlavy motoru, ve stylu V8. Této konstrukční novinky začaly využívat některé britské závodní týmy pro kategorii vozů s motorem do objemu 2.0 litru. Samotné motocyklové motory jim pomáhali ladit špičkoví odborníci na závody *Superbiků* s cílem využití potenciálu, jenž se skrývá v dosažení otáček motoru až k hranici 14000 min^{-1} . Základní myšlenka konceptu *Yamaha V8* je stejná jako výše zmíněná konstrukce společnosti *Powertec*, využívající motorů *Suzuki Hayabusa*.



Obr.: 1. Motor motocyklu Yamaha YZF-R1 [18]

1.1.1 KLIKOVÁ SKŘÍŇ MOTORU YAMAHA V8

Na zakázku je vyrobená spodní část motoru s uložením klikové hřídele, na kterou jsou připojeny bloky válců a hlavy z páru motocyklových motorů. Hlavy jsou otočeny sacími hrdly směrem do středu motoru, je použita “rovinná” kliková hřídel (zalomení po 180°), ojnice protilehlých válců jsou uloženy na stejných čepech klikové hřídele, na každém bloku válců je použit výfukový systém původem z motocyklu. Takto řešený motor neváží více než 95 kilogramů, včetně setrvačníku, alternátoru, startéru motoru a olejového čerpadla. V porovnání můžeme vidět rozdíl v hmotnosti, například u běžně používaného motoru dvoulitrového řadového čtyřválcce *Vauxhall*, který váží více než 100 kilogramů. *Yamaha V8* se svými malými rozměry, výškou 450 mm, která umožňuje nižší uložení motoru ve vozidle, šířkou 520 mm a délkou 500 mm, tvoří kompaktní pohonnou jednotku s velkým potenciálem.



Obr.: 2. Prototyp motoru Yamaha V8 [6]

Navržení spodní části klikové skříň souvisí s volbou vhodného materiálu pro základní odlitek. Tento materiál musí hlavně umožnit vytvoření jemných přechodů jednotlivých částí odlitku, ale také splňovat požadavky na dobrou obrobitelnost po odlití. V konceptu *Yamaha V8* je pro klikovou skříň použita slitina, v Británii označována jako *LM 25-TF*. Jedná se hliníkovou slitinu s dobrou obrobitelností. Integrovaný ložiskový rám je vyroben třískovým obráběním z hliníkové slitiny označené jako *7075*, obsahující 6% zinku, 3% hořčíku a 2% mědi. Kliková skříň je navržena pro úhel rozevření bloku 90° , přičemž společné protilehlé ojnice na stejném klikovém čepu vytváří přesazení obou bloků o 18 mm. Kliková skříň a olejová vana jsou spojeny šrouby *M6* tak, že ve skutečnosti je mezi olejovou vanou a ložiskovým rámem malá mezera, aby nedošlo k vzájemnému kontaktu. Není tedy možné, aby olejová vana přidržovala víka ložiskový rám. Každé ložiskové víko je spojeno systémem dvou svorníků o průměru 10 mm se závitem na koncích. Jeden konec svorníku je zašroubován do tělesa klikové skříň, prochází dírou v ložiskovém víku a druhým konci je pojištěn maticí.

Celkově má kliková skříň tvar „stanu“, přičemž přední a zadní víka jsou navržena jako samostatné díly, jakož i rám s ložiskovými víky pro celkové zvýšení tuhosti uložení klikového hřídele. Olejová vana není plochá, ale je tvarována mírně do *V*, aby stékající olej směřoval do jejího středu a nehromadil se na krajích. Odsávání oleje z vany je z přední i zadní strany vany, přičemž další rozvoj povede cestou uspořádat odsávání pro každou protilehlou dvojici válců zvlášť, tedy celkově ze čtyřech míst.



1.1.2 PÍSTY A OJNICE POUŽITÉ PRO MOTOR YAMAHA V8

Koncept *Yamaha V8* používá z logistických důvodů ojnice běžných délek, používaných u modelu *R1*. Stejně tak i oko pro pístní čep je stejného průměru jako u modelu *R1*, rovněž i průměr spodního oka ojnice je zachován, aby bylo využito stejných rozměrů ložisek. Jedinou odlišností je zmenšení tloušťky spodního oka, vyžaduje to totiž umístění dvou ojníc na jeden čep klikové hřídele. Touto minimalizací rozměrů, zejména délky čepů klikové hřídele, se dosáhne i zmenšení celkové délky klikové hřídele, což vede ke zvýšení její tuhosti. Tvar dříku ojnice je písmene *I*. Písty jsou sériové *Yamaha*, s tří-kroužkovým uspořádáním. Pístní čep je ocelový, pojištěn ocelovými pojistnými kroužky. Pro uložení hřídele, jsou použita kluzná ložiska. Celkově je kliková hřídel navržena jako rovinná. Na její zadní straně je přimontován setrvačnick s ozubeným věncem pro startér. Jednotlivé válce jsou očíslovány od 1 do 4 zepředu dozadu na pravém bloku válců a stejným způsobem od 5 do 8 na levém bloku válců. Pořadí zážehu je pak 1-8-2-7-4-5-3-6.



Obr.: 3. Píst motoru Yamaha YZF-R1 s pěti-ventilovým uspořádáním [9]

1.1.3 HLAVA VÁLCŮ MOTORU YAMAHA V8

Yamaha ve svém modelu *R1* představila v letech 2004-2006 variantu s pěti-ventilovým rozvodem, a to se třemi sacími a dvěma výfukovými ventily. Nynější varianty jsou už čtyř-ventilové, vždy s párem na sání a výfuk. Britská firma *Race Techniques*, která se zabývá závody *Superbiků*, hlavně laděním jejich motorů, tyto varianty testovala. Výsledkem byl značný rozdíl v ovladatelnosti motocyklu. Motor s dvaceti ventily byl téměř nezvladatelný, na rozdíl od klasického 16-ti ventilového uspořádání. Velkou výhodou avšak představuje fakt, že reakce na otočení plynové rukojeti byla velice rychlá a nárůst výkonu značný. Tato skutečnost představuje ideální charakteristiku pro závody do vrchu, pro vozidla řízené jedním jezdcem. Srovnáním dojdeme k poznatku, že narozdíl od závodních motocyklů mají vrchařské speciály nižší poměr výkonu k hmotnosti vozidla, jiné trakční charakteristiky a závodní trať s více zatáčkami. Ze zkušeností konstruktérů *Race Techniques* vyplývá, že využití pěti ventilů na válec se jeví jako spíše neúčelné a vhodnější tedy je zakomponovat do vidlicového osmiválce nynější hlavy se čtyřmi ventily na válec.



Původní kompresní poměr Yamahy je $13,25:1$, ovšem naplnění válce methanolovým palivem posouvá tento kompresní poměr na hodnotu $14,5:1$, eventuálně i na hodnotu $14,8:1$. Všechny tři sací ventily, použité u hlavy Yamaha, mají průměr $23,6\text{ mm}$. Vnější ventily jsou odkloněny 15° od svislé roviny, zatímco střední ventil je od svislé roviny odkloněn pouze o 9° . Umístění středního sacího ventilu konstrukčně zkracuje dřík oproti vnějším ventilům, za účelem dosažení stejné výšky špiček ventilů v ose vačkové hřídele. Ventily tím mohou být řízeny přes zdvihátka jednou vačkovou hřídelí. Výfukové ventily mají průměr 25 mm . Jejich osy jsou odkloněny od svislé roviny o 12° . Použití menších ventilů v této hlavě umožňuje zapalovací svíčku situovat doprostřed spalovacího prostoru.

Celková plocha, kterou proudí nasávaná směs do válce je 1312 mm^2 . K této hodnotě se dopracujeme jednoduchým výpočtem, a to tak, že vezmeme trojnásobek velikosti jednoho sacího průřezu s průměrem $23,6\text{ mm}$. V poměru s plochou vrtání (průměr válce je 77 mm), která je 4657 mm^2 , tvoří sací průřezy jen 28% z celkové plochy vrtání jednoho válce. Když tento fakt porovnáme s čtyř-ventilovým uspořádáním, nedostaneme zvláště patrnou odlišnost, či rozdíl v ploše průřezu sacích kanálů. Rozdíl můžeme ale vidět u obvodu sacích průřezů. Jedná se o okamžik, kdy se ventil oddělí od sedla a vytvoří první mezeru pro nasátí směsi do spalovacího prostoru. Pětiventilová hlava je tak schopna vytvořit rychleji větší průřez pro proudění plynu do válce. Oproti čtyř-ventilové je tak schopna při otevření sacích ventilů dosáhnout větších výkonů. Zdvihy sacích ventilů jsou $8,4\text{ mm}$ a ventilů výfukových $8,18\text{ mm}$.



Obr.: 4. Hlava válců motoru Yamaha YZF-R1 s pětiventilovým uspořádáním [10]



Časování ventilů je následující. Sací ventily otevírá vačková hřídel 42° před horní úvratí a zavírá 83° za horní úvratí. Výfukové ventily otevírá vačková hřídel 73° před dolní úvratí a zavírá 38° za dolní úvratí. Ventily, vyrobené z korozi-vzdorné oceli dodává firma *Race Engine Components*. Jsou zavírány jednou pružinou a dosedají do sedel, jenž jsou standardně provedeny jako u sériových motocyklů *Yamaha*. Hlava je vyrobena z hliníkové slitiny. Těsnost hlavy a bloku válců zajišťuje vrstvené ocelové těsnění jako u klasických motorů *Yamaha*. Na povrch válců je nanášena tenká vrstva ze směsi uhlíku, niklu a křemíku, pro zajištění maximální odolnosti pro opotřebení a dlouhé životnosti.

Koncept *V8* využívá standardních sacích hrdel se škrtkými klapkami *Yamaha*, vždy s párem škrtkých klapek pro hrdlo na každém bloku válců. V motocyklech jsou škrtké klapky ovládány elektronicky, zatímco uspořádání motorů do *V* ovládá škrtké klapky mechanicky, plynovým lankem. Pro závody do vrchu v Británii není nutné používat restriktorů, vzduch do motoru tedy proudí přes airbox, který má tvar dizuforu. Airbox je vyroben na zakázku tak, aby spolehlivě zajistil průchod vzduchu ke všem osmi sacím hrdlům najednou. Tvar airboxu je nutné zohlednit na umístění motoru ve vozidle.

Pohon rozvodovým řetězem i časování ventilů je stejné jako u původního provedení motoru *Yamaha R1*. Sací hrdla obou hlav válců jsou natočena směrem dovnitř, z čehož plyne, že výfuky jsou otočeny směrem ven z motoru. Je tedy zřejmé, že každá hlava má svůj rozvodový řetěz, každý na jedné straně motoru. Rozvod pro levý blok motoru pohání řetězový převod, jehož hnací kolo je na přední části klikového hřídele. Směr otáčení hnacího kola je stejný jako směr otáčení vačkové hřídele v hlavě válce, kdežto pro pravý blok je řešení rozvodu trochu odlišné. Pohon rozvodu pravého bloku je také řešen řetězovým převodem. Na zadní straně klikové hřídele, u setrvačniku je ozubený převod, který uskutečňuje změnu směru otáčení hnacího kola řetězového převodu. Kliková hřídel má tedy opačný směr otáčení než vačková hřídel. Tato konstrukce tak umožní použití stejných profilů vačkových hřídel jako na levém bloku motoru.

1.1.4 POMOCNÁ ZAŘÍZENÍ CHODU MOTORU

Olejové čerpadlo a alternátor je poháněn z řemenice na konci klikového hřídele. Olejové čerpadlo je zubové a má tři větve, tlakovou a dvě sací. Kliková skříň je konstruována jako tzv. "suchá". Kliková hřídel je mazána běžným způsobem, jako u ostatních motorů. Pod každým pístem je vyústění trysky, která zabezpečuje rozstřikování oleje na dno pístu a maže pístní čep i horní oko ojnice. Takto je řešen i běžný systém mazání *Yamaha*. Další systém využívající konstrukce *Yamaha* je chladicí. Spolehlivý oběh chladicí kapaliny zabezpečují dvě elektrické vodní pumpy. Teplota chladicí kapaliny je nastavena na 80°C . Každá strana válců je chlazená zvlášť, má tedy svůj vlastní oběh. Je to lepší varianta, než spojené chlazení obou bloků najednou. Bylo by totiž obtížné udržet stejnou teplotu chladicí kapaliny v obou blocích.

Výfukový systém je původem *Yamaha*. Na každé straně je čtveřice potrubí svedena do jednoho a tyto potrubí poté do sebe. Poloměry ohybu na potrubí jsou dostatečně velké na to, aby se vešly do konstrukce automobilu. Malá úprava spočívá jen ve zkrácení konce potrubí. Je použito tlumičů, které vyhovují předpisům pro závody do vrchu. Přepisy nedovolují hluk vyšší než 110 dB při zkoušení na zkušební a ne vyšší než 104 dB při testování na okruhu. Při navrhování výfukového systému pro daný druh závodu by měla být předmětem vývoje



zejména optimalizace geometrie potrubí splňující charakteristické požadavky například pro závody do vrchu. Geometrie je ovšem odlišná od klasického svodu výfuku *Yamaha*. Materiálem pro potrubí je korozivzdorná ocel.

Zapalovací soustava je stejná jako u *Yamahy R1*, na každou zapalovací svíčku připadá jedna cívka. Vstřikovací systém je také původní, umístění vstřikovače do každého sacího hrdla, do místa pod škrtkovou klapku zajišťuje kvalitní plnění válců. Práci vstřikovačů má na starosti řídicí jednotka *Life F88*. Jedná se o speciální jednotku určenou zejména pro závody, jednotlivé měřené parametry vyhodnocuje a poté předává signály jednotlivým zapalovacím cívkám. Tento řídicí systém pracuje s mnoha vstupními hodnotami jako například otáčky klikové hřídele, úhel natočení škrtkové klapky, teplota nasávaného vzduchu, stechiometrický poměr na obou řadách válců, ale i teplota vody a tlak oleje. V dnešní době jde o velice moderní systém řízení motoru.

Uchycení motoru do rámu vozidla je následující. Z přední strany čtyřmi šrouby, které jsou na spodní části skříně motoru a dvěma oky na každé hlavě válců. Ze zadní strany poté rovněž dvěma oky na hlavách válců a speciální deskou pro montáž převodovky.

1.1.5 VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

Měření na dynamometru ukázala, že je motor *Yamaha V8* s dostatečným výkonem schopen pracovat v rozmezí od 6000 do 13000 min^{-1} . Maximální točivý moment se nachází v rozsahu 9750 až 10500 min^{-1} . Běžný motocykl dosahuje výkonu přibližně 160 koní v 12200 otáčkách a maximálního točivého momentu 105 N.m při 9750 min^{-1} . Nicméně se jedná o spíše odhadované hodnoty dosažené na klikové hřídeli. Firma *Race Techniques* provádějící tato měření je schopna změřit výkon na převodovce, pomocí hydrodynamické brzdy od výrobce *SuperFlow* nebo výkon na zadním kole přes válcovou brzdou firmy *Dynojet*. Při měřeních *Yamahy R1* pro závody Superbiků byl naměřen výkon na zadním kole 190 koní při 13300 min^{-1} a maximální točivý moment 121 N.m na otáčkách 8000 min^{-1} . Testování *V8* přineslo výsledek v podobě výkonu 370 koní při otáčkách 13000 min^{-1} . Tento výkon by bylo možné úpravami zvětšit až na hranici 400 koní s podmínkou dosažení otáček 14000 min^{-1} . Původní mapa použitá v jednotce je nastavena pro palivo *Shell V-Power* s 98 oktany, možné zvýšení výkonu vede cestou změny mapy a použitím výhřevnějšího paliva, jenž je pro závody do vrchu povoleno.



1.1.6 TECHNICKÁ DATA MOTORU YAMAHA V8

Tab.: 1. Technické parametry motoru Yamaha V8

Technická data závodního motoru Yamaha V8 vyrobeného firmou TDK Engineering	
Úhel rozevření bloku	90°
Vrtání x zdvih/objem motoru	77 x 53,6mm/1995,74cm ³
Způsob chlazení	Kapalinou
Způsob plnění motoru	Atmosférické sání vzduchu
Mazání motoru	Suchá kliková skříň
Přívod paliva	Palivové čerpadlo
Materiál bloku motoru	Blok i hlava válců z hliníkové slitiny
Materiál klikové skříně	Hliníková slitina
Způsob uložení klikové hřídele	Pět hlavních kluzných ložisek
Kliková hřídel	Materiál – ocel, čtyři ojnicní čepy
Materiál ojníc	Ocel, H profil
Utěsnění pístu	Tři pístní kroužky
Rozvod	Pohon řetězem DOHC na každé straně válců
Řešení hlavy	Pět ventilů na válec, zap. svíčka uprostřed
Průměr ventilů	$\phi 23,6$ mm sací, $\phi 25$ mm výfukové
Řídící jednotka motoru	Racing Life 88
Kompresní poměr	13,25:1
Maximální otáčky motoru	14000.min ⁻¹



**PŘEHLED DODAVATELSKÝCH FIREM JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ ZÁVODNÍHO MOTORU YAMAHA V8
VYROBENÉHO FIRMOU TDK ENGINEERING:**

- **Kliková hřídel:** Arrow
- **Vačkové hřídele:** Piper Cams
- **Hnací řemeny:** Gates
- **Písty:** Yamaha
- **Pístní kroužky:** Yamaha
- **Pístní čepy:** Yamaha
- **Pojišťovací kroužky pístního čepu:** Yamaha
- **Ojnice:** Arrow
- **Hlavní ložiska:** ACL
- **Ložiska velkého oka ojníc:** Yamaha
- **Ventily:** Paul Ivey
- **Ventilové pružiny:** Yamaha
- **Těsnění hlavy:** Yamaha
- **Sací hrdla se škrtícími klapkami:** Yamaha
- **Airbox:** TDK Engineering
- **Vzduchový filtr:** K&N
- **Zapalování:** Yamaha
- **Zapalovací svíčky:** NGK
- **Vstřikování:** Life Racing
- **Senzory a čidla:** Life Racing, Variohm Eurosensor
- **Systém řízení motoru:** Life Racing
- **Výfukové potrubí:** RS Fabrication
- **Vodní čerpadlo:** Bosch
- **Olejové čerpadlo:** Titan
- **Olejový filtr:** Honda
- **Palivové čerpadlo:** FSE
- **Olej:** Mobil
- **Chladicí systém:** Goodridge
- **Chladič:** Pace



1.2 MOTOR V8 TVOŘENÝ DVĚMA MOTOCYKLOVÝMI MOTORY SUZUKI GSX1300R HAYABUSA

Na mezinárodním autosalonu Autosport International byl v lednu roce 2005 představen novátorský projekt firmy *Powertec Engineering*. Jednalo se o moderní pojetí vidlicových motorů, dosud nevídaný technický i obchodní úspěch byl založen na zdánlivě jednoduchém principu. Kombinace dvou řadových čtyřválců *Suzuki Hayabusa* o objemu 1,3 litru dává vzniknout vidlicovému osmiválci označovaného *RP V8*. Motor je určen pro závodní účely firmy *Radical Motorsport* do vozu *SR8*. Konstrukci v podstatě tvoří dva páry motorů *Suzuki Hayabusa*, osazené do *V*, s úhlem bloku válců 72° , běžnou klikovou hřídelí a suchou klikovou skříní. Tato sofistikovaná pohonná jednotka vyniká celkově malou hmotností, velkým výkonem a spolehlivostí. Původní motor označený jako *RPA* s objemem 2,6 litru a následující *RPB* s objemem 2,8 litru ukazují i s dalšími variantami (*RPC*, *RPD*, *RPE*) kolik potenciálu a flexibility se ukrývá v základu celého motoru. Toho jsou si dobře vědomi i zákazníci firmy *Powertec*, neboť ta již stvořila celkem 110 motorů typu *RP*, nejvíce řady *RPA* (75 kusů) a řady *RPB* (25 kusů). Tato společnost se z větší části zabývá konstrukcí a úpravami řadových čtyřválcových motorů pro závody motocyklů nebo například závody do vrchu.

Tab.: 2. Objemové parametry jednotlivých verzí motoru *RP* [5]

Druh motoru	RPA	RPB	RPC	RPD	RPE
Nominální objem motoru	2,6 L	2,8 L	3,4 L	3,2 L	3,0 L
Vrtání [mm]	81	84	86	84	81
Zdvih [mm]	63	63	71,5	71,5	71,5
Skutečný objem [cm ³]	2597	2793	3323	3170	2950

Motory *RP V8* začaly řadou *RPA* s vrtáním 81 mm a zdvihem 63 mm, takže jeden válec představoval objem 325 cm³, a celkový objem pak 2597 cm³. Vývoj přinesl varianty, které obsahují tři různé průměry vrtání a dva druhy zdvihu. Dohromady tedy pět různých druhů motorů, postupně pak: *RPA*, *RPB*, *RPC*, *RPD*, *RPE*. *Powertec* má v záloze dokonce řešení s vrtáním 83 mm, což by do budoucna znamenalo i další novou variantu pro eventuálně vzniklé požadavky.

Vůbec prvního použití se motoru *RPA*, s objemem 2,6 litru, dostalo v roce 2005, stal se pohonnou jednotkou vozu *Metro 6R4*, závodícího na Britské rallye. Celá podstata spočívala v malém zdvihu klikové hřídele, což se ukázalo být velmi účelným. Závodní hatchback *Metro* s tímto novým motorem byl schopen ve středním rozsahu otáček přidat ještě 35 koní na výkonu, a to díky optimalizaci sacího potrubí a airboxu.. Jediné co tento motor brzdilo byla Asociace motorsportu, řídící celou závodní scénu v Británii. Ta okamžitě v počátcích nástupu možného využití v rallye zmrazila veškeré pokusy o schválení licence. Důvodem, proč nebylo



možno tyto motory používat, byl fakt, že nemají původně zastoupení v žádném osobním automobilu. Firma *Powertec* měla v plánu i postavení motoru “screamer“(vykřičník) s objemem 2,0 litru, což se ovšem nesetkalo s velkým úspěchem u zákazníků, kteří neměli zájem o změnu objemu, ve smyslu jeho snižování. Tento prototyp byl předurčen vozům pro závody do vrchu a závodním sprintům seriálu *VdeV* pro vozy “C-kategorie“, s původně motocyklovým motorem. Záhy ale vedení *VdeV* přijalo nové podmínky závodů, ve kterých stálo, že závodní vozy mohou používat motory s maximálně čtyřmi válci, což výše zmíněný prototyp odstavilo ze hry. Jinak tomu nebylo ani v závodech do vrchu. Cílem už nebylo účastnit se kategorie do 2,0 litru, ale třídy s neomezeným objemem. Tato změna měla své opodstatnění, maximální zvýšení zdvihového objemu znamená i maximální zvýšení kroutícího momentu. Tyto okolnosti, jako změna pravidel na nejvýše čtyři válce v motoru, či snaha dostat se na maximální zdvih, daly vzniknout pouze jedinému motoru *Suzuki Hayabusa V8* s objemem 2,0 litru.



Obr.: 5. CAD vizualizace motoru *Powertec RP* [5]

Na dvoudílnou klikovou skříň, jenž je vyrobena jako odlitek z hliníkové slitiny, jsou připojeny bloky válců, svírající úhel rozevření 72°. Rozevření bloku mělo jediný význam, spočívající v účelném zasazení do rámu vozidla. Konstrukteři *Powertecu* si dali za cíl kompaktní verzi motoru, jak jen to situace dovolovala. V začátcích bylo uvažováno dokonce i s uložením motoru napříč rámem formulového vozu. Jejich postup spočíval v přiložení obou bloků válců k horní části klikové skříně a následnému přibližování (snižování úhlu rozevření) bloků, až do maximální přípustné míry. Vidlicové desetiválcové motory objevující se ve *Formuli 1*, mívají po většinu úhel rozevření bloku 72°, hlavně z důvodu vyvážení motoru. Toho si byli dobře vědomi i konstruktéři z *Powertecu*, přesto prohlašovali, že pokud by dostali kompaktnější motor, snížili by úhel i více.

Psal se rok 2006 a první použití motoru *RPA* v závodech do vrchu. Následně v roce 2008 stanul na celkovém třetím místě seriálu Britských závodů do vrchu závodník *Trevor Willis*, jehož závodní speciál poháněl motor *RPB* se zdvihovým objemem 2.8 litru. Po tomto úspěchu



v dalším ročníku startoval s 3,4 litrovou variantou *RPC*. Byl velmi spokojen s rovnoměrným, hladkým průběhem krouticího momentu, který motor dodával.

1.2.1 KLIKOVÁ SKŘÍŇ

Klikovou skříň tvoří dvě části. Horní část je vysoká pouhých 88 mm, což se může zdát pro uložení vnitřních komponentů velmi málo. Na ni je umístěna i horní příruba pro uchycení spojky. Vnitřní tvarování horní části zahrnuje uložení pro pět hlavních ložisek a také prostor pro umístění olejových trysek. Zejména uchycení trysek na rám je konstruováno způsobem, aby se daly využít původní trysky z motoru *Suzuki Hayabusa*. Celý díl váží pouze 5,8 kilogramu. Dolní část skříně má hmotnost 6,9 kg, i v ní jsou rovněž uloženy pro ložiska klikové hřídele. Na pravé straně skříně jsou umístěna odsávací hrdla, osazení pro filtr a osazení pro čerpadla oleje. Dále je na pravé straně, přední části motoru převod ozubenými koly a současně řetězem jako pohon rozvodů levého bloku. Převod ozubenými koly pohání i olejové čerpadlo. Stejný řetězový převod je i v zadní straně motoru, slouží pro pohon rozvodů pravého bloku motoru. Olejový filtr, jako jedna z mála věcí, které nezůstávají originální, je namontován na levé straně motoru. Olej protékající filtrem se shromažďuje v nádrži pod motorem. Na levé přední straně je klasicky řemenicí poháněný alternátor, na zadní části je po levé straně umístěn startér motoru.”



Obr.: 6. Motor RPB vyrobený firmou Powertec [12]



1.2.2 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel pohánějící vidlicovou koncepci je rovinné konstrukce, jehož ojniční čepy jsou stejného průměru jako průměry čepů původní hřídele *Suzuki*. Materiálem je nitridovaná ocel, zajišťující zvýšenou odolnost proti únavovému porušení.



Obr.: 7. Kliková hřídel motoru RPB [11]

Výrobce hřídele je firma *Arrow Precision* z Anglie. Ozubení na jejím zadním konci pohání rozvodový řetěz vačkové hřídele v hlavě motoru. Originální kliková hřídel má kolo nasunovací, což v této konstrukci nebylo možno využít. Je tomu z důvodu uchycení setrvačníku. Navržené uchycení pro šrouby setrvačníku by znemožňovalo nasunutí kola na hřídel. Použití klikové hřídele s ojničními čepy ve dvou rovinách, tj. se zalomeními po 90° , by znemožnilo využití vačkových hřídelí originálu *Suzuki*. Řešením by bylo navržení nových vaček pro zmíněnou hřídel, leč tato varianta je z konstrukčních a výrobních důvodů značně neekonomická. Konfigurace rovinné klikové hřídele neumožňovala plné vyvážení setrvačných sil. Jako první byla použita vyvažovací jednotka, kterou tvořila dvojice vyvažovacích hřídelí s protizávažími. Jejím umístěním na levou stranu motoru, mezi olejový filtr a startér vznikl problém při řešení uložení v klikové skříni. Konkrétně problém se spolehlivostí u šroubů, spojovacími domečky kluzných ložisek a klikovou skříň. Dalším problémem bylo navržení samotného uložení vyvažovacích hřídelí a domečků pro kluzná ložiska. Tyto aspekty vedly k vyzkoušení jiné varianty – nepoužití vyvažovací jednotky. Kupodivu, motor bez vyvažovací hřídele neměl oproti předchozímu návrhu žádnou nevýhodu. Konstrukteři se tedy vydali cestou přepracování klikové skříně bez vyvažovací jednotky.

Z pohledu mazání klikové hřídele je původně provedeno vyvrtání otvoru pro mazivo šikmo, jak je obvyklé. Ukázalo se však nedostatečné a ojniční čepy nebyly dobře mazány. Olejové



kanály tak byly navrženy jako podélné a příčné díry, vedoucí pod povrch ložisek, byl snížen tlak proudícího oleje a problém s nedostatečným mazáním vyřešen. Na pravé straně motoru je sběrný prostor pro olej. Zásobování tlakovým olejem podporují dvě excentrická čerpadla, odsávání oleje pak hned čtveřice čerpadel. Pohání je kliková hřídel přes vložený ozubený převod. Čerpadla jsou specifické konstrukce vyrobené firmou *Powertec* přímo do těchto motorů.

1.2.3 BLOK VÁLCŮ

Blok válců je u *Suzuki* vytvořen z jednoho odlitku hliníkové slitiny. Jednotlivé středy válců mají rozteč 88 mm a na kraji bloku je prostor pro rozvodový řetěz. Verze *RPA* má průměr válců 81 mm, verze *RPB* je zvětšená na průměr 84 mm. Na tyto rozměry se specializují i dodavatelé, vyrábějící písty, a tak pro typ *RPB* už jen stačí vybrat toho pravého. Ojnice se pro standardní 2,6 litrovou verzi používají originál *Suzuki*, pro upravenou 2,8 litrovou verzi pak na zakázku vyrobené firmou *Arrow Precision*.

Hlava válců i její těsnění je sériového typu. Profily vaček si zachovávají původní tvar u verze *RPA*. Menší změna nastává u motoru *RPB*, kde jsou profily vačky na sání i výfuku výrobcem *Powertec* upraveny na požadovaný tvar. Systém nasávání vzduchu a přípravy směsi může být řešen dvěma způsoby. První varianta spočívá v klasickém uspořádání s osmi škrtkými klapkami, pro každé sací hrdlo jedna klapka. Možné další řešení přináší použití hliníkového sběrače. Jeho použitím ovládáme jednu škrtkou klapku pro dvě sací potrubí.



Obr.: 8. Originální blok válců Suzuki Hayabusa.



1.2.4 VELKOOBJEMOVÉ VARIANTY RPC, RPD, RPE

V situaci odzkoušených a fungujících motorů *RPA* a *RPB* se nabízela myšlenka ke zvýšení celkového objemu motoru. Po základních návrzích prostorových řešení a výpočtech dospěli konstruktéři firmy *Powertec* k prvotnímu řešení. Zvětšení zdvihu motoru z původních 63 mm na 71,5 mm. Odpověď na otázku, proč zrovna tento konkrétní zdvih, je nasnadě. *Powertec* do závodních čtyřválcových motorů s větším objemem prosazuje právě tento zdvihový parametr. Za použití vrtání 84 mm z typu *RPB* a výše uvedeným zdvihem dostáváme objem 3,2 litru.

Úpravy vyžadující zvětšení zdvihu spočívaly ve snížení polohy olejových trysek pod písty nebo také dodatečné obrábění některých ploch. Mezi další se dá zařadit i úprava klikové hřídele. Je zvětšen poloměr kliky, ojnicí čepy jsou mírně zvětšeny pro zachování celkové tuhosti a odolnosti proti zatížení. Další vyplývající změnou je i zvětšení průměrů pro kluzná ložiska, to je již řešeno s předstihem, takže není problém pro zamýšlený průměr použít běžné rozměry ložisek. Úpravou viditelnou i z vnějšku je vložení 8 mm silné podložky mezi horní část klikové skříně a blok válců. Důvodem je zamezení vzájemného dotyku pístu s protizávažím klikové hřídele. Pro snížení úhlu kývání ojnice byly i pokusně použity podložky široké 25 mm. Ovšem zvětšování výšky motoru se ukázalo jako nežádoucí a bylo od nich upuštěno. Výčet změn obsahuje i zvětšení délky svorníků, které spojují klikovou skříň, blok válců a hlavu motoru. Zvětšenou délku mají i speciálně na míru vyrobené ojnice *H*-průřezu.

Jak lze sledovat, konstrukce *RP* se snaží co nejvíce využít nabízených originálních dílů Suzuki. Musíme poznamenat, že veškeré použité komponenty prošly řadou let vývoje, optimalizací a neustálého zlepšování, ať už se to týká konstrukčního provedení nebo z hlediska odolnějších materiálů. Dostáváme se tak do styku se skutečně špičkovou strojírenskou produkcí. Výsledný efekt přináší velice kompaktní motorový celek s řadou potenciálních vylepšení a širokým spektrem úprav pro zvýšení výkonu či naladění ideálního průběhu krouticího momentu.

1.2.5 VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

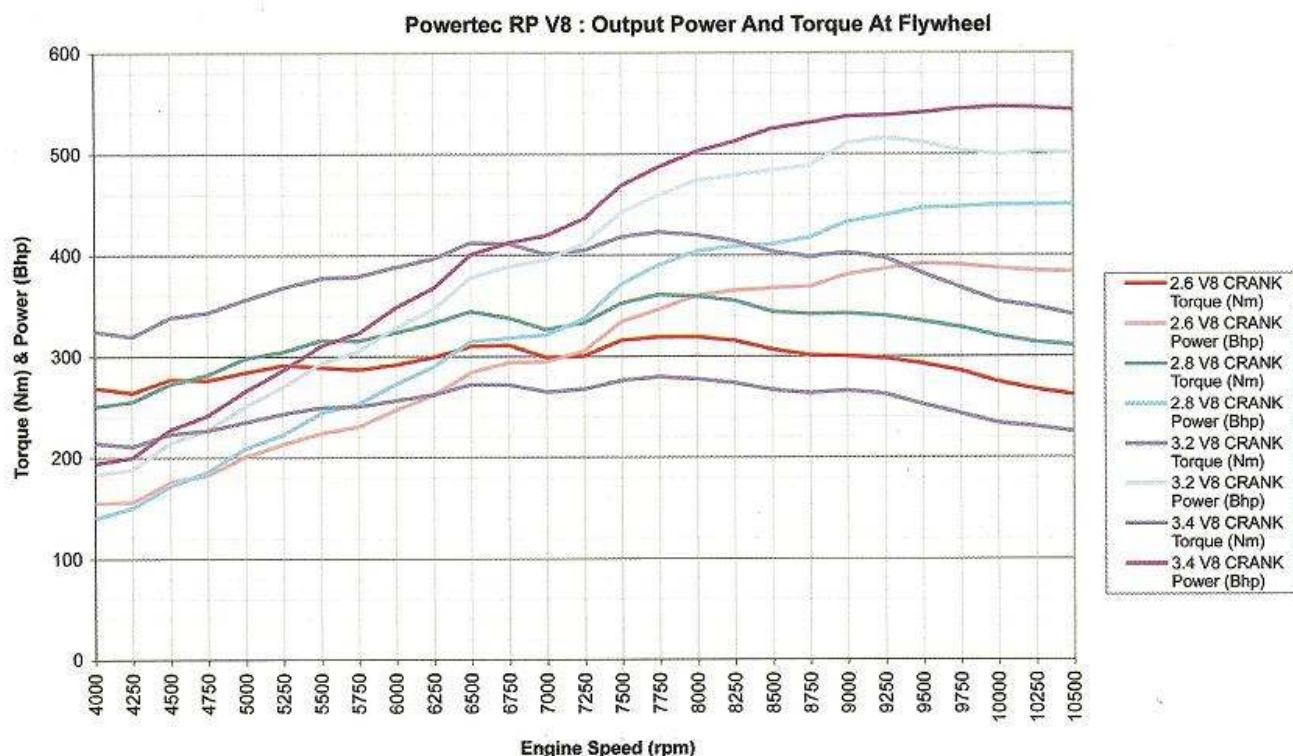
Výkonové charakteristiky motoru *RPA* s osmi škrtkovými klapkami a kompresním poměrem 11,0:1 udávají hodnotu 380 koní. Ještě lépe je na tom stejným způsobem regulovaná verze *RPB*, při kompresním poměru 13,5:1 dodává výkon 450 koní. Musíme si dále uvědomit, že motory Suzuki Hayabusa procházejí jako i další technická zařízení evolucí a docela velký skok znamenal rok 2008. Došlo totiž ke změnám, které zásadně ovlivnily výstupní veličiny jako výkon a krouticí moment. Od počátku výroby až do roku 2007 pracovala Suzuki Hayabusa dá se říci s jedním motorem, přičemž na jeho vylepšování se usilovně pracovalo a následující rok jej uvedli na trh. Do roku 2007 motor pracoval v objemu 1299 cm³, při vrtání/zdvihu 81/63 mm s kompresním poměrem 11,0:1. Byl schopen dosáhnout výkonu 171 koní a maximálního krouticího momentu 127 N.m. Od roku 2008 začíná motor pracovat v objemu 1340 cm³, při vrtání/zdvihu 81/65 mm s kompresním poměrem 12,5:1. Nárůst výkonu je patrný, blíží se k hranici 200 koní, konkrétně tedy 197 koní. Stoupl i maximální krouticí moment na hodnotu 139 N.m. Tento velký pokrok přinesly změny z vnějšku nepoznatelné, ale co se týká klikového mechanismu a spalování, stěžejní. Základním posunem vpřed je změna v hlavě válců, kdy jsou sací i výfukové ventily nakloněny od svislé roviny o 14° a jejich poloha je uzpůsobena tak, aby se válec naplňoval systémem "Twin Swirl". Jedná se o dva spirálové "víry", které se při otevření ventilu otáčejí okolo osy válce a přinášejí lepší



promísení směsi a zvyšují účinnost spalování. Novým materiálem pro ventily oproti ostatním letům je titanová ocel, použitá pro velkou odolnost vůči tepelnému i mechanickému namáhání. Změnu zaznamenaly i pístní kroužky, které jsou nově opatřeny ochrannou vrstvou nitridu titanu, pomocí technologie *PVD* (*Physical Vapour Deposition*). To znamená snížení tření mezi válcem a kroužky, tím i snížení mechanických ztrát, zvýšení jejich životnosti a i snížení spotřeby oleje. Jiným způsobem je i tvořena směs, kdy je použita technologie *SDTV* (*Suzuki Dual Throttle Valve*), čili dva vstřikovače na jeden válec. Použitím modernizovaného motoru do koncepce *V8* bychom se dostali s výkonem i kroutícím momentem do zajímavých hodnot, s variantou *RPA* přes 400 koní a s variantou *RPB* i přes 500 koní.

PŘEHLED CHARAKTERISTIK JEDNOTLIVÝCH VARIANT MOTORŮ RP

Na obou variantách *RPA* (pozn. 2,6 *V8*) a *RPB* (pozn. 2,8 *V8*) je patrný plochý průběh kroutícího momentu s dosažením maxima, při 7000 ot.min^{-1} , hodnoty jsou přibližně 320 N.m , respektive 360 N.m . Z průběhu výkonu vidíme do 5000 ot.min^{-1} větší výkon u motoru s menším objemem, ovšem po překonání této hranice následuje rychlý vzestup a dosažení maxima při 9500 ot.min^{-1} na hranici 380 koní. U *RPB* je maximum posunuto téměř na maximální otáčky motoru s výkonem 450 koní.



Obr.: 9. Charakteristiky výkonu a kroutícího momentu motorů RP [5]

U variant *RPC* (pozn. 3,4 *V8*) a *RPD* (pozn. 3,2 *V8*) je průběh kroutícího momentu - dalo by se říci - ekvidistantní, ovšem posunutý v řádech stovek N.m . Plynulý nárůst křivek dosahuje maxima u *RPC* 430 N.m , u *RPD* 280 N.m , při 7800 ot.min^{-1} , poté následuje mírný pokles. Rovněž i naměřený výkon se na první pohled podobá stejnými tvary a ekvidistantním tvarem, jenž posunuje obě křivky v rozmezí přibližně 30 koní. *RPD* je na maximum 520 koní



při 9250 ot.min^{-1} . Ideální průběh výkonové křivky reprezentuje motor *RCP*. Se zvyšujícími otáčkami narůstá bez výrazného poklesnutí až v rozmezí 9800 až $10500 \text{ ot.min}^{-1}$ si drží své maximum 550 koní.

1.2.6 TECHNICKÁ DATA MOTORU POWERTEC RPC V8

Tab.: 3. Technické parametry motoru RPC V8.

Technická data závodního motoru RPC V8 vyrobeného firmou Powertec	
Úhel rozevření bloku	72°
Vrtání x zdvih/objem motoru	$86 \times 71.5\text{mm}/3323\text{cm}^3$
Způsob chlazení	Kapalinou
Způsob plnění motoru	Atmosférické sání vzduchu
Mazání motoru	Suchá kliková skříň
Přívod paliva	Palivové čerpadlo
Materiál bloku motoru	Blok i hlava válců z hliníkové slitiny
Materiál klikové skříně	Hliníková slitina
Způsob uložení klikové hřídele	Pět hlavních kluzných ložisek
Kliková hřídel	Materiál – ocel
Materiál ojníc	Ocel
Typ rozvodového mechanismu	Pohon řetězem DOHC na každé straně válců
Rozvodový řetěz	Jednoduchý
Řešení hlavy	Čtyři ventily na válec, zap. svíčka uprostřed
Průměr ventilů	$\Phi 34\text{mm}$ sací, $\phi 28.55 \text{ mm}$ výfukové
Způsob plnění motoru	Vstřikování do sacího potrubí
Kompresní poměr	$11.0 - 13,25:1$
Maximální otáčky motoru	$10500.\text{min}^{-1}$



**PŘEHLED DODAVATELSKÝCH FIREM JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ ZÁVODNÍHO MOTORU RP V8
VYROBENÉHO FIRMOU POWERTEC:**

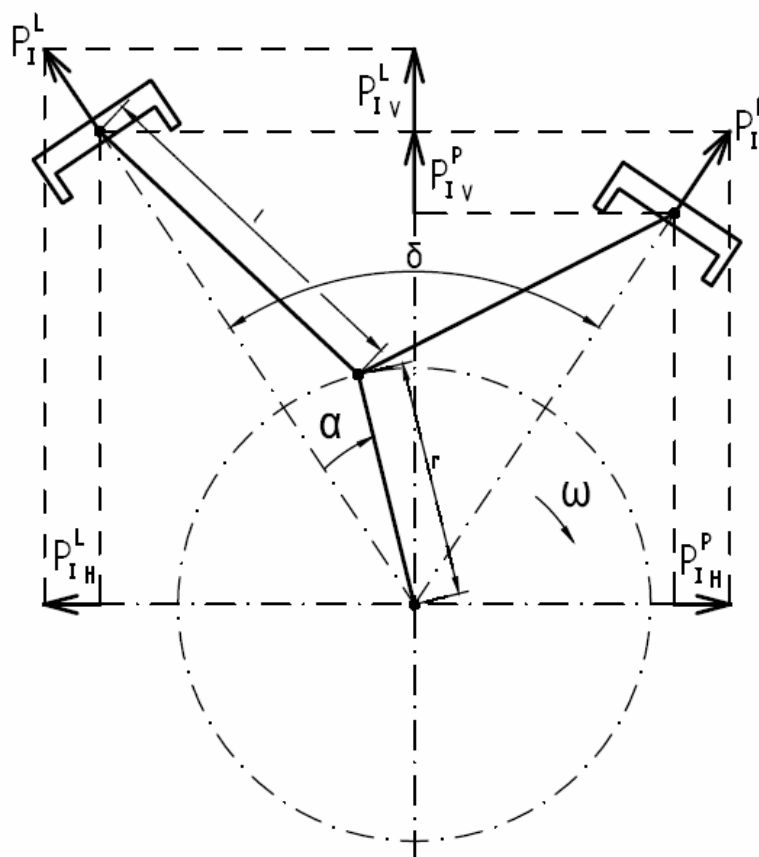
- **Kliková hřídel:** Arrow
- **Vačkové hřídele:** Suzuki
- **Odlitky klikové skříně:** Caress
- **Hlavy válců:** Suzuki
- **Rozvody:** Suzuki, Drive Solutions
- **Ventilová zdvihátka:** Suzuki
- **Písty:** Suzuki, JE Pistons
- **Pístní čepy:** Suzuki, JE Pistons
- **Pístní kroužky:** Suzuki, JE Pistons
- **Ojnice:** Suzuki, Arrow
- **Hlavní a ojniční ložiska:** Suzuki, Mahle Vandervell
- **Těsnění:** Suzuki, Brammer
- **Ventily:** Suzuki
- **Sedla ventilů, vodítka ventilů:** Suzuki
- **Ventilové pružiny:** Suzuki, APE
- **Těsnění hlavy válců:** Suzuki
- **Systém zapalování:** Life Electronic
- **Systém vstřikování:** Magneti Marelli
- **Řídící jednotka:** Life Electronic
- **Škrťací klapky:** Jenvey
- **Olejové čerpadlo:** Powertec
- **Vodní čerpadlo:** Powertec

2 VIDLICOVÉ MOTORY

2.1 VÝPOČET SETRVAČNÝCH SIL PŮSOBÍCÍCH NA KLIKOVÁ ÚSTROJÍ VIDLICOVÝCH MOTORŮ

Motor je v provozu vystavován nepřetržitěmu namáhání klikového ústrojí. Spálená směs ve válci vyvolá tlak, působící na píst, síla od pístu je přenášena přes pístní čep na ojnici a následně na klikovou hřídel. Vzniklé reakční síly jsou zachyceny ložisky klikové hřídele. Pístní skupina při svém přímočarém vratném pohybu svou hmotností a zrychlením vytváří sekundární síly. Jedná se o setrvačné síly posuvných částí.

Díky poznatkům z kinematiky klikového mechanismu a vyjádřením jejich základních rovnic se dostaneme na vztah popisující velikost setrvačné síly posuvných částí. Do tohoto vztahu vstupuje hmotnost pístní skupiny(včetně pístního čepu, pístních kroužků a pojistek), poloměr kliky, otáčky klikové hřídele, klikový poměr a úhel natočení kliky.



Obr.: 10. Schéma působících setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu v klikovém mechanismu vidlicového motoru



Velikost setrvačné síly posuvných hmot [3]:

$$P = m_p \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (1)$$

kde m_p je hmotnost pístní skupiny, r je poloměr kliky, ω je úhlová rychlost, λ je klikový poměr, α je úhel natočení kliky

Vztah můžeme rozdělit na dvě části, dostaneme výslednici setrvačných sil posuvných hmot *I.* a *II. řádu*, tedy:

$$I. \text{ řád: } P_I = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

$$II. \text{ řád: } P_{II} = \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \quad (3)$$

Nejprve se budeme zabývat silami **prvního řádu**. Silové poměry vychází *Obr.: 10*.

Pro levý blok válců:

$$P_I^L = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

Pro pravý blok válců:

$$P_I^P = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(-\delta + \alpha) \quad (5)$$

kde δ je úhel rozevření bloku

Celková výslednice v horizontálním směru:

$$H_I = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \frac{\delta}{2} + m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(-\delta + \alpha) \cdot \sin \frac{\delta}{2} \quad (6)$$

Celková výslednice v horizontálním směru po matematické úpravě::

$$H_I = 2 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \frac{\delta}{2} \cdot \sin \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (7)$$

Celková výslednice ve vertikálním směru:

$$V_I = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \frac{\delta}{2} + m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\delta - \alpha) \cdot \cos \frac{\delta}{2} \quad (8)$$

Celková výslednice ve vertikálním směru po matematické úpravě:

$$V_I = 2 \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \frac{\delta}{2} \cdot \cos \left(\alpha - \frac{\delta}{2} \right) \quad (9)$$



Zavedeme substituci:

$$A = 2.m_p.r.\omega^2 \cos^2 \frac{\delta}{2} \quad (10)$$

$$B = 2.m_p.r.\omega^2 \sin^2 \frac{\delta}{2} \quad (11)$$

a dosadíme do V_I a H_I .

Vznikne soustava rovnic:

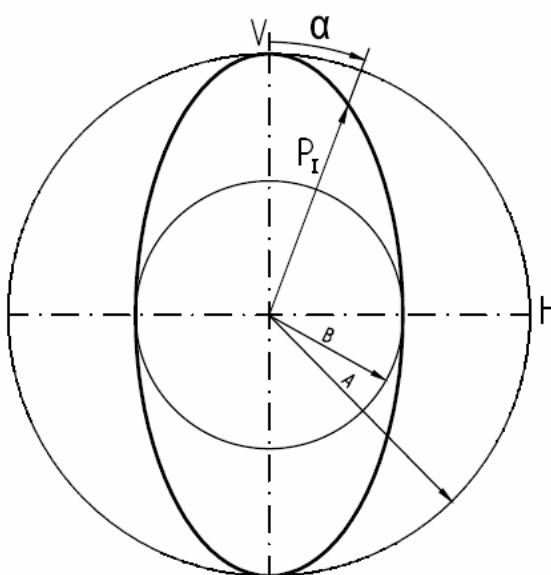
$$\begin{aligned} \frac{V_I}{A} &= \cos\left(\alpha - \frac{\delta}{2}\right) \\ \frac{H_I}{B} &= \sin\left(\alpha - \frac{\delta}{2}\right) \end{aligned} \quad (12)$$

Umocněním obou stran soustavy rovnic a sečtením dostaneme vztah:

$$\frac{V_I^2}{A^2} + \frac{H_I^2}{B^2} = 1 \quad (13)$$

jedná se o rovnici **elipsy**, jejíž tvar opisuje koncový bod vektoru setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu. Tvar je patrný z *Obr.: 11*.

Grafické znázornění průběhu setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu:



Obr.: 11. Eliptický průběh koncového bodu vektoru setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu



Nyní se budeme zabývat silami **druhého řádu**. Silové poměry vychází analogicky z *Obr.: 10*.

Pro levý blok válců:

$$P_{II}^L = \lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2\alpha \quad (14)$$

Pro pravý blok válců:

$$P_{II}^P = \lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2(-\delta + \alpha) \quad (15)$$

Celková výslednice v horizontálním směru:

$$H_{II} = -\lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2\alpha.\sin \frac{\delta}{2} + \lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2(-\delta + \alpha).\sin \frac{\delta}{2} \quad (16)$$

Celková výslednice v horizontálním směru po matematické úpravě:

$$H_{II} = 2.\lambda.m_p.r.\omega^2.\sin \frac{\delta}{2}.\sin \delta.\sin(2\alpha - \delta) \quad (17)$$

Celková výslednice ve vertikálním směru:

$$V_{II} = \lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2\alpha.\cos \frac{\delta}{2} + \lambda.m_p.r.\omega^2.\cos 2(-\delta + \alpha).\cos \frac{\delta}{2} \quad (18)$$

Celková výslednice ve vertikálním směru po matematické úpravě:

$$V_{II} = 2.m_p.r.\omega^2.\cos^2 \frac{\delta}{2}.\cos \delta.\cos(2\alpha - \delta) \quad (19)$$

Zavedeme substituci:

$$C = 2.\lambda.m_p.r.\omega^2 \cos \frac{\delta}{2}.\cos \delta \quad (20)$$

$$D = 2.\lambda.m_p.r.\omega^2 \sin \frac{\delta}{2}.\sin \delta \quad (21)$$

a dosadíme do V_{II} a H_{II} .

Vznikne soustava rovnic:

$$\frac{V_{II}}{C} = \cos(2\alpha - \delta) \quad (22)$$

$$\frac{H_{II}}{D} = \sin(2\alpha - \delta) \quad (23)$$



Umocněním obou stran soustavy rovnic a sečtením dostaneme vztah:

$$\frac{V_{II}^2}{C^2} + \frac{H_{II}^2}{D^2} = 1 \quad (24)$$

Jedná se o rovnici **elipsy**, jejíž tvar opisuje koncový bod vektoru setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu. Tvar elipsy je analogický silám prvního řádu, viz. Obr.: 11.

Z výše počítaných rovnic a výsledků, které ukazují na určitou periodičnost, jsme dostali tvary elipsy koncového bodu vektoru výsledných setrvačných sil. Z matematického hlediska tvar elipsy ovlivňují všechny čtyři koeficienty v rovnici. V tomto případě do všech koeficientů vstupují proměnné v podobě hmotnosti pístní skupiny, poloměru kliky, atd., což je ale z konstrukčního hlediska neměnná hodnota, uvažujeme, že se délka ojnice neprodlužuje, otáčky jsou v daném okamžiku konstantní, apod. Parametrem, který má největší vliv na velikost a průběh setrvačných sil je **úhel rozevření válců δ** . Ten zásadním způsobem mění velikost hlavních a vedlejších poloos elipsy.

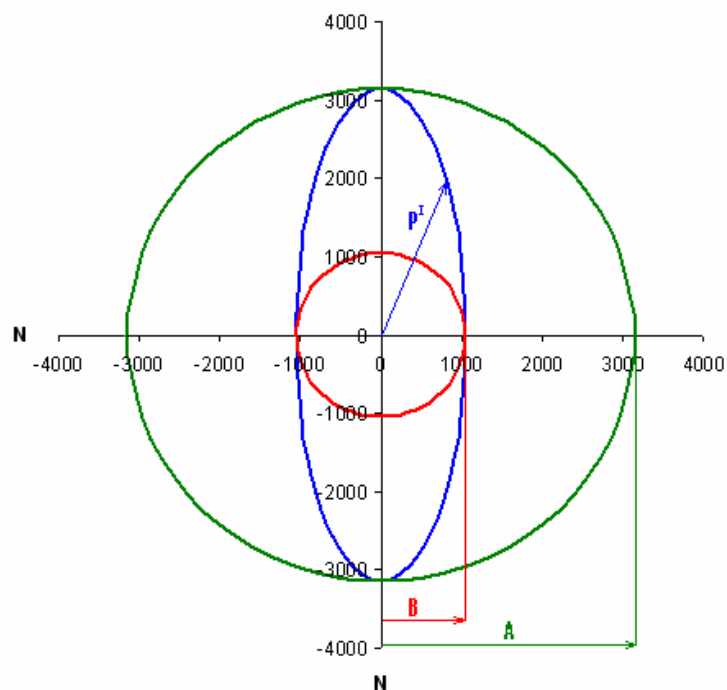
Pro **silý prvního řádu** a úhel rozevření válců **$\delta=60^\circ$** : $\frac{A}{B} = \frac{3}{1}$; Hlavní poloosa je ve vertikálním směru (viz. Obr.: 12.). Zvětší-li se úhel na **$\delta=90^\circ$** , změní se tvar elipsy na specifický tvar, hlavní i vedlejší poloosy dosáhnou stejné velikosti a elipsa se mění na kružnici. Pak je poměr $A = B$ (viz. Obr.: 13.). Pro velký úhel rozevření válců, např. **$\delta=120^\circ$** , se mění poměr $\frac{A}{B} = \frac{1}{3}$; hlavní poloosa se přemístí do horizontálního směru (viz. Obr.: 14.).

Pro **silý druhého řádu** je při úhlu **$\delta=60^\circ$** , $C = D$ (viz. Obr.: 15.). Vektor výslednice opisuje kružnici. Speciální případ nastane při úhlu **$\delta=90^\circ$** , parametr $C = 0$ a $D = \sqrt{2} \cdot \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \sin(2\alpha - 90^\circ)$ (viz. Obr.: 16.). Vektor tedy osciluje v horizontálním směru, bez vertikální složky, elipsa se změní v přímku. Při velkém rozevření válců, např. **$\delta=120^\circ$** , $\frac{C}{D} = \frac{1}{3}$. Hlavní poloosa se nachází v horizontálním směru. (viz. Obr.: 17.).

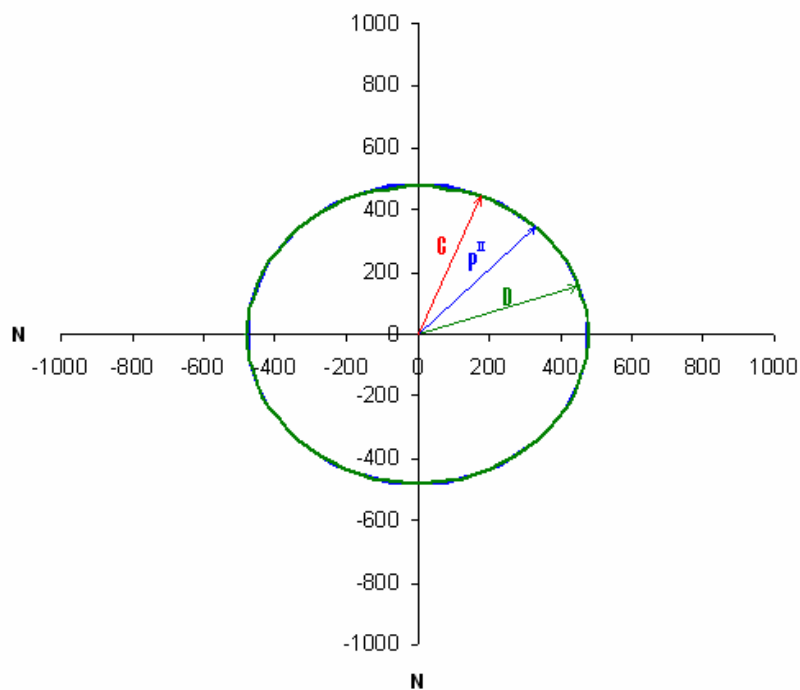
2.2 PRŮBĚHY VEKTORŮ SETRVAČNÝCH SIL PRO KONKRÉTNÍ ÚHLY ROZEVŘENÍ VÁLCŮ

Průběhy jsou vypočteny a znázorněny pro klikové ústrojí vidlicového uspořádání, vycházející ze dvou motocyklových motorů *Suzuki GSX-1300R Hayabusa*. Pro ilustraci jsou uvedeny tři různé úhly bloku, postupně, $\delta=60^\circ$, $\delta=90^\circ$, $\delta=120^\circ$. Trajektorie koncových bodů vektorů výsledných setrvačných sil P_I a P_{II} jsou vybarveny modře. Jednotlivé *vstupy výpočtu* jsou následující:

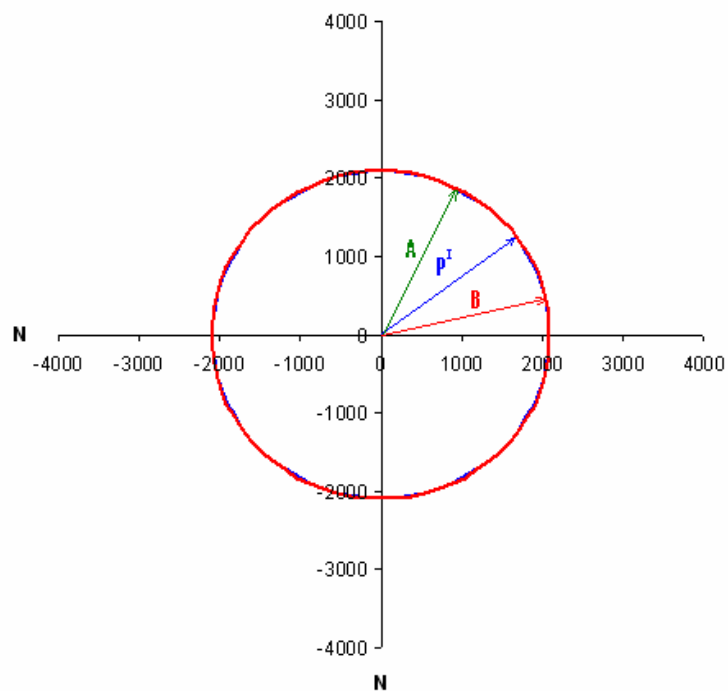
Hmotnost pístní skupiny:	$m_p = 0,300 \text{ kg.}$
Poloměr kliky:	$r = 31,5 \text{ mm}$
Délka ojnice:	$l = 119,5 \text{ mm}$
Klikový poměr:	$\lambda = 0,2636$
Otáčky motoru:	$n = 4500 \text{ min}^{-1}$

ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=60^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT PRVNÍHO ŘÁDU


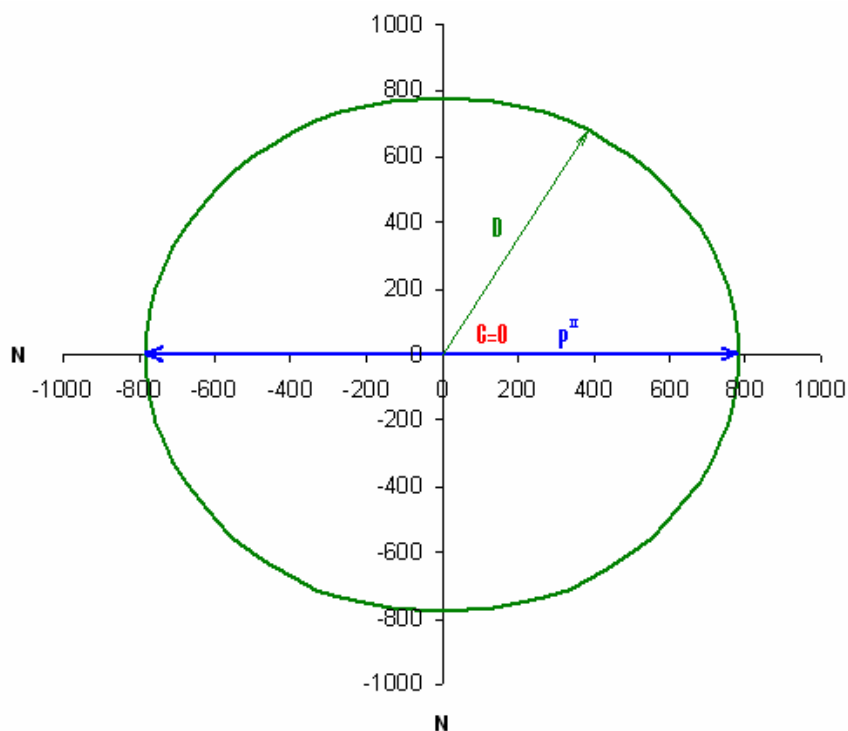
Obr.: 12. Vektor setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu pro $\delta=60^\circ$

ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=60^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT DRUHÉHO ŘÁDU


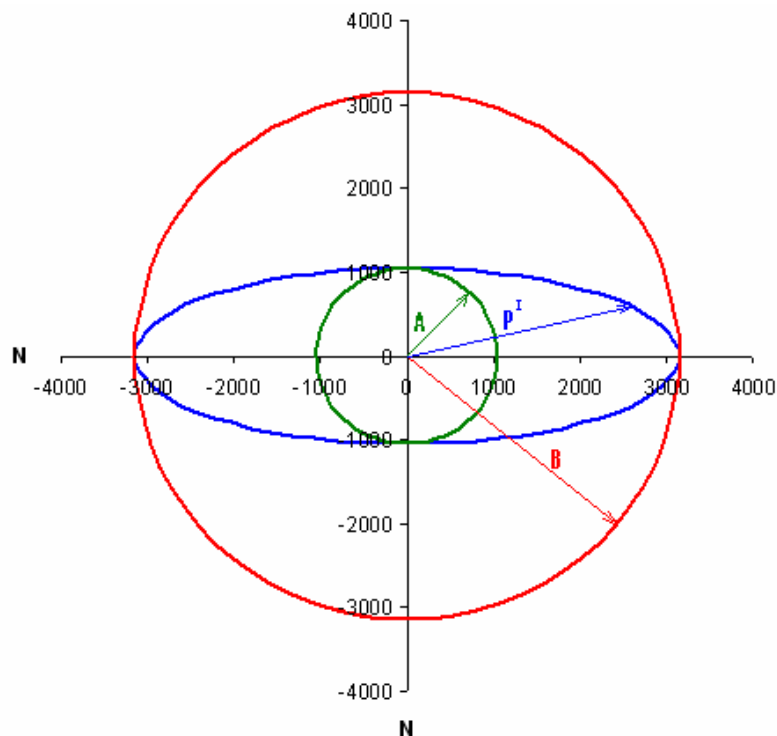
Obr.: 13. Vektor setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu pro $\delta=60^\circ$


ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=90^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT PRVNÍHO ŘÁDU


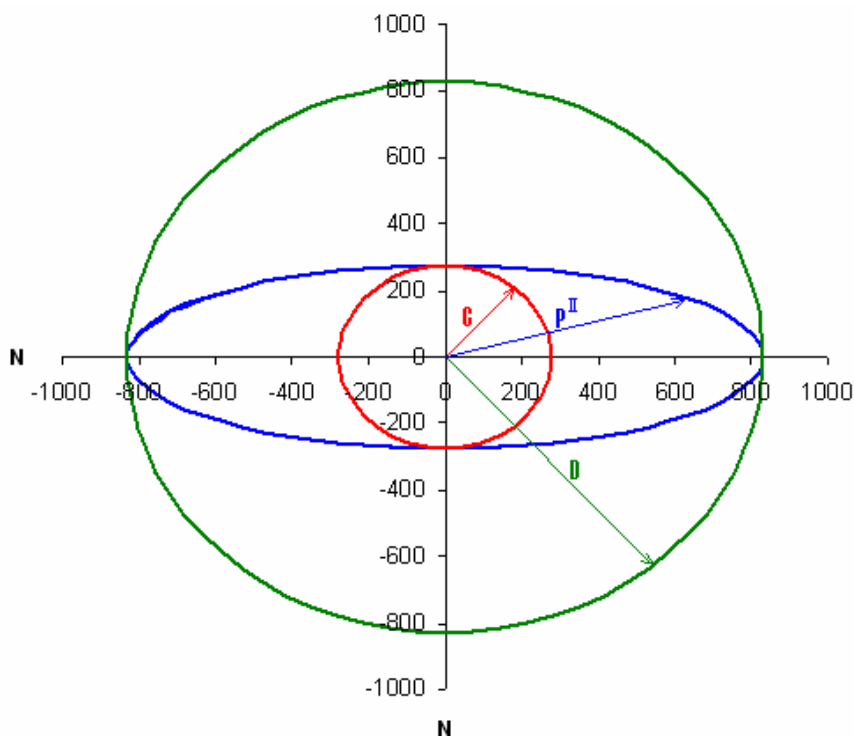
Obr.: 14. Vektor setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu pro $\delta=90^\circ$

ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=90^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT DRUHÉHO ŘÁDU


Obr.: 15. Vektor setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu pro $\delta=90^\circ$


ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=120^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT PRVNÍHO ŘÁDU


Obr.: 16. Vektor setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu pro $\delta=120^\circ$

ÚHEL ROZEVŘENÍ VÁLCŮ $\delta=120^\circ$, SETRVAČNÁ SÍLA POSUVNÝCH HMOT DRUHÉHO ŘÁDU.


Obr.: 17. Vektor setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu pro $\delta=120^\circ$



VOLBA ÚHLU ROZEVŘENÍ VÁLCŮ S OHLEDEM NA PŘIROZENÉ VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL

Vycházíme-li při konstrukčním návrhu vidlicového osmiválcového motoru z předpokladu, že chceme mít setrvačné síly a jejich momenty vyváženy co možná nejlépe, je vhodné získané poznatky pro dvojici válců použít i pro tento případ. Netradiční koncepce vidlicového osmiválce z motocyklových motorů přináší s sebou i omezení ve volbě úhlu rozevření válců. Snaha využít sériový vstřikovací systém i sériová sací hrdla limituje úhel bloku z prostorových důvodů. Sací hrdla by se při úhlu δ menším než 70° dotýkala okraji, při úhlu ještě menším by teoreticky nastal jejich průnik, což je prakticky nemožné. Požadavek malého úhlu bloku by tak vyžadoval změnu v použití jiného zařízení pro přípravu směsi i změnu sacího potrubí. To se jeví jako nežádoucí zásah, trend je ve směru použití co největšího počtu sériově vyráběných součástí. Z hlediska vyvážení sil a rovnoměrného pořadí zážehů je nejoptimálnější úhel bloku $\delta=90^\circ$. Při působení sil prvního řádu se výsledný vektor pohybuje po kružnici, což v případě sousedních válců znamená vyvážení této síly samotným otáčením klikového mechanismu. V případě sil druhého řádu vektor výslednice osciluje v horizontálním směru a jeho příspěvek do vertikálního směru je nulový. Jejich účinek lze zachytit do ložisek, a utlumit v uložení motoru, nebo vyvážit přidavnou vyvažovací jednotkou. Pro velký úhel bloku, v našem případě $\delta=120^\circ$ se vektory obou setrvačných sil prvního i druhého řádu pohybují po elipsách a pro jejich vyvážení je nutné použití vyvažovací jednotky. V použití závodních motorů je hlavní myšlenkou úspora hmotnosti i výkonu, vyvažovací jednotka zvyšuje hmotnost motoru a odebírá z klikové hřídele výkon, a je tedy lépe využít přirozeného vyvážení.

2.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL VIDLICOVÉHO OSMIVÁLCOVÉHO MOTORU

V hnacím ústrojí vidlicového motoru je kliková hřídel členem, transformujícím přímočarý, vratný pohyb pístní skupiny přes ojnici na pohyb rotační. Jedním koncem klikové hřídele je odváděn výkon, vzniklý spálením paliva ve válcích motoru. Je zřejmé, že bude tedy velmi zatěžován silovými účinky. Působí na něj síly od tlaku expandujícího plynu a síly setrvačné, vznikající otáčením klikového mechanismu. Namáhání hřídele způsobují i momenty od torzního a ohybového kmitání. Silové působení je časově velmi proměnné, není stálá jeho velikost ani směr působících sil. V neposlední řadě působí i síly způsobené výrobními nepřesnostmi nebo deformacemi klikové skříně. Celkově je kliková hřídel namáhána krutem, ohybem, tahem i tlakem. Vhodným prostorovým uspořádáním ojnicích čepů lze dosáhnout dobrého přirozeného vyvážení silových účinků od rotujících hmot, setrvačných sil posuvných hmot i jejich momentů. Konstrukčně musí být kliková hřídel navržena tak, aby poskytovala dostatečnou tuhost a pevnost proti ohybovému a krutovému namáhání, vysokou únavovou pevnost a odolnost proti zatěžujícím silám.

Pro vidlicový osmiválcový motor jsou zpravidla možné dva druhy uspořádání klikové hřídele. Obě řešení mají uložení v pěti hlavních kluzných ložiscích, na přední straně uchycení setrvačníku a na zadní straně osazení pro řemenici, která bude pohánět pomocné agregáty motoru. Ojnicí čepy jsou společné vždy pro dvě ojnice protilehlých válců. Ojnicí čep klikové hřídele nemá přesazení a spodní oka ojnic jsou uložena na stejné ose. První konstelace klikové hřídele je s ojnicími čepy zalomenými po 90° . Čepy pro první a čtvrtý válec leží ve



stejně rovině, ale míří opačným směrem. Druhý a třetí čep jsou proti prvnímu a čtvrtému přesazeny o 90° , směřující od sebe. Druhou variantou je tzv. "rovinná" kliková hřídel. Její konstrukce spočívá v tom, že krajní, první a čtvrtý ojnicní čep leží ve stejné rovině a jsou natočeny stejným směrem. Druhý a třetí čep leží opět ve stejné rovině, směřují do stejného směru a svírají s rovinou prvního a čtvrtého čepu úhel 180° . Výhody a nevýhody obou druhů klikových hřídelí budou obsahem následujících kapitol 2.3.1. a 2.3.2.

2.3.1 KLIKOVÁ HŘÍDEL S OJNICNÍMI ČEPY ZALOMENÝMI PO 90°

Otáčením této klikové hřídele dochází k zážehům v jednotlivých válcích v následujícím pořadí: 1L-1P-4L-4P-2P-3L-3P-2L. Silové poměry vycházejí z Obr.: 18, a jsou následující:

Výslednice sil od rotačních hmot:

$$P_r = 2.m_r.r.\omega^2 - 2.m_r.r.\omega^2 = 0 \quad (25)$$

kde m_r je hmotnost rotačních hmot

Výslednice setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu:

$$P_I = m_p.r.\omega^2 \cos \alpha + m_p.r.\omega^2 \cos(\alpha + 90^\circ) + m_p.r.\omega^2 \cos(\alpha + 270^\circ) + m_p.r.\omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) \quad (26)$$

$$P_I = 0 \quad (27)$$

Výslednice setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu:

$$P_{II} = \lambda.m_p.r.\omega^2 (\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 90^\circ) + \cos 2(\alpha + 270^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ)) \quad (28)$$

$$P_{II} = 0 \quad (29)$$

Výsledný moment odstředivých sil:

$$M_{r2,3} = P_r \cdot \frac{1}{2}a + P_r \cdot \frac{1}{2}a = P_r \cdot a; M_{r1,4} = P_r \cdot \frac{3}{2}a + P_r \cdot \frac{3}{2}a = P_r \cdot 3a \quad (30)$$

$$M_r = \sqrt{(M_{r2,3})^2 + (M_{r1,4})^2} = \sqrt{10}.m_r.r.\omega^2.a \quad (31)$$

Výsledný moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu:

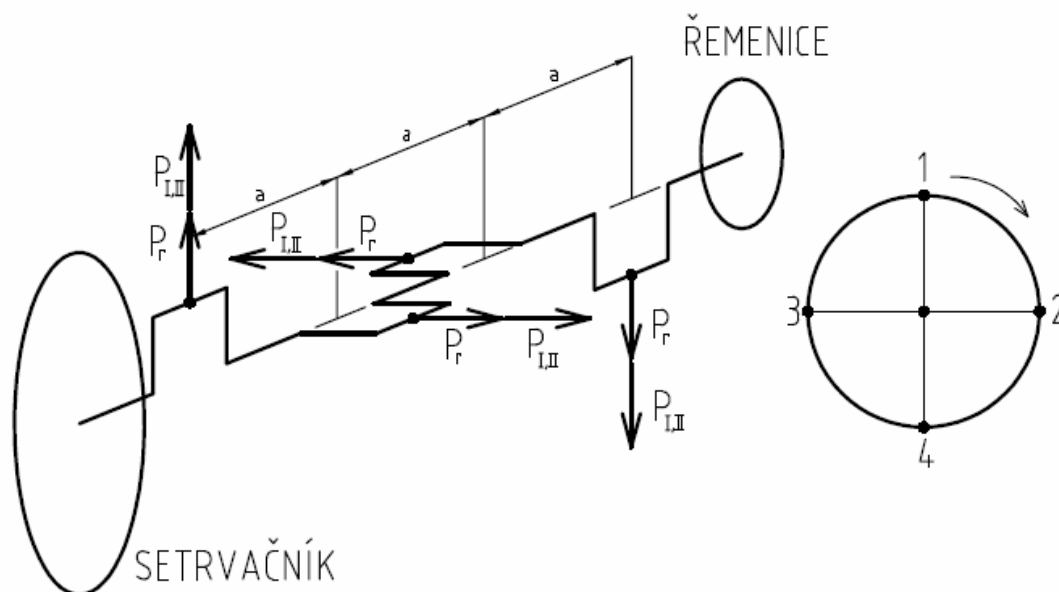
$$M_I = m_p.r.\omega^2.3a.\cos \alpha + m_p.r.\omega^2.2a.\cos(\alpha + 90^\circ) + m_p.r.\omega^2.a.\cos(\alpha + 270^\circ) \quad (32)$$

kde a je vzdálenost mezi středy ojnicních čepů na klikovém hřídeli

Výsledný moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu

$$M_{II} = \lambda \cdot m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a (3 \cdot \cos 2\alpha + 2 \cdot \cos 2(\alpha + 90^\circ) + \cos 2(\alpha + 270^\circ)) \quad (33)$$

$$M_{II} = 0 \quad (34)$$



Obr.: 18. Schéma klikové hřídele vidlicového osmiválce s ojnicními čepy po 90°

Z výsledků silové a momentové rovnováhy vidíme, že výslednice síly odstředivých sil, setrvačné síly posuvných hmot prvního i druhého řádu jsou nulové, tedy přirozeně vyvážené. Výsledný moment odstředivých sil i výsledný moment setrvačných sil prvního řádu vyvážené nejsou a vnášely by do chodu motoru velké přídavné síly. Ty jsou nežádoucí a je třeba je eliminovat. Navržení ideálního vyvážení můžeme získat tak, že rovnici (32) výsledného momentu setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu derivujeme podle natočení klikové hřídele α . Výsledkem je dvojice úhlů $161^\circ 34'$ a $341^\circ 34'$, v těchto polohách klikové hřídele jsou momenty největší. Řešením je přidání vývažků na zalomení u prvního a čtvrtého válce. Vývažky se umístí na ramena klikové hřídele odkloněná od roviny krajních ojnicních čepů o úhel $18^\circ 26'$. Amplitudy momentů se tím velmi sníží. Výsledný moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu je nulový, vyvážený přirozeně.



2.3.2 KLIKOVÁ HŘÍDEL S OJNICNÍMI ČEPY ZALOMENÝMI PO 180°

Otáčením této klikové hřídele dochází k zážehům v jednotlivých válcích v následujícím pořadí: 1L-4P-2L-3P-4L-1P-3L-2P. Silové poměry vycházejí z *Obr.: 19*, a jsou následující:

Výslednice sil od rotačních hmot:

$$P_r = 2.m_r.r.\omega^2 - 2.m_r.r.\omega^2 = 0 \quad (35)$$

kde m_r je hmotnost rotačních hmot

Výslednice setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu:

$$P_I = 2.m_p.r.\omega^2 \cos \alpha + 2m_p.r.\omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) \quad (36)$$

$$P_I = 0 \quad (37)$$

Výslednice setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu:

$$P_{II} = 2.\lambda.m_p.r.\omega^2 \cos 2\alpha + 2.\lambda.m_p.r.\omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) \quad (38)$$

$$P_{II} = 4.\sqrt{2}.\lambda.m_p.r.\omega^2 \cos 2\alpha \quad (39)$$

Výsledný moment odstředivých sil:

$$M_r = P_r.3a - P_r.2a - P_r.a \quad (40)$$

$$M_r = 0 \quad (41)$$

kde a je vzdálenost mezi středy ojnicních čepů klikové hřídele

Výsledný moment setrvačných sil posuvných hmot prvního řádu:

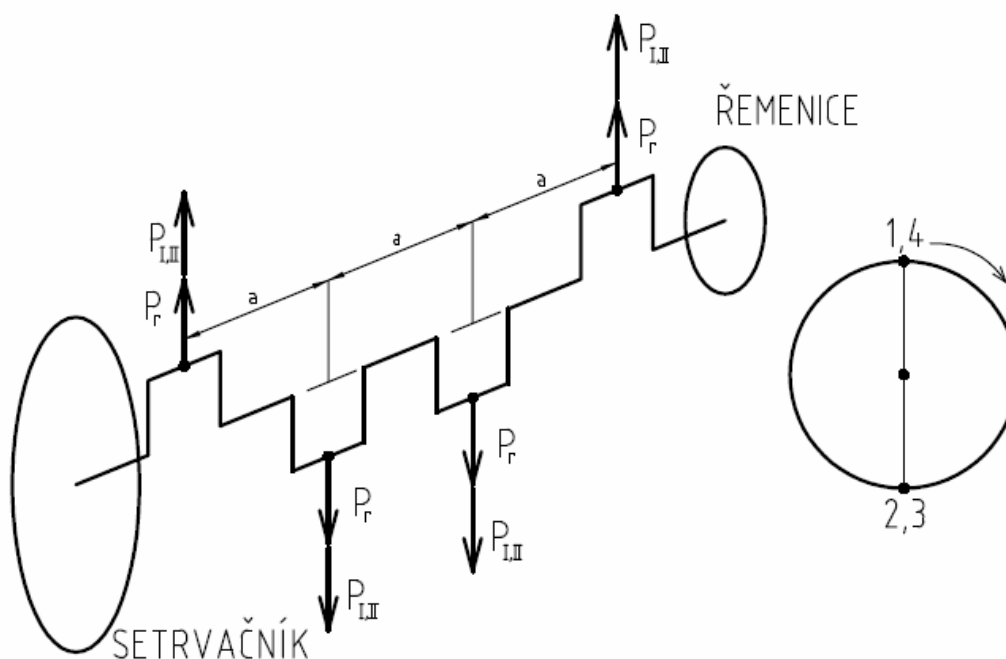
$$M_I = m_p.r.\omega^2.3a.\cos \alpha + m_p.r.\omega^2.2a.\cos(\alpha + 180^\circ) + m_p.r.\omega^2.a.\cos(\alpha + 180^\circ) \quad (42)$$

$$M_I = 0 \quad (43)$$

Výsledný moment setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu

$$M_{II} = \lambda.m_p.r.\omega^2.a.(3.\cos 2\alpha + 2.\cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2(\alpha + 180^\circ)) \quad (44)$$

$$M_{II} = 0 \quad (45)$$



Obr.: 19. Schéma klikové hřídele vidlicového osmiválce s ojnicními čepy po 180°

Výslednice sil rotačních hmot je nulová, přirozeně vyvážená, rovněž i moment odstředivých sil je vyvážen. Setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu se mezi sebou vynulují a nepřinášejí do chodu motoru své účinky. Momenty setrvačných sil posuvných hmot prvního i druhého řádu se rovněž eliminují a jsou nulové. Jedinou nenulovou složkou je výslednice setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu. Do výpočty vstupuje čtveřice sil. Síly na prvním a čtvrtém ojnicním čepu jsou do velikosti i směru stejné. Setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu vznikající na druhém a třetím čepu jsou shodné, působící do stejného směru, ale ve vztahu ke dvojici výše zmíněných sil na prvním a čtvrtém čepu působí jejich vektory ve stejné rovině, ale opačným směrem. Staticky se jeví jako vyvážené, pokud ale začne kliková hřídel rotovat, mění síly svoji velikost v závislosti na hodnotě dvojnásobku cosinu úhlu natočení klikové hřídele. Celková síla se dá rozložit na konstantní a proměnnou část. Konstantní část se skládá z členu obsahující číselnou hodnotu $4\sqrt{2}$, hmotnost pístní skupiny m_p , klikový poměr λ , poloměr kliky r , a kvadrát úhlové rychlosti ω^2 . Pro vidlicový osmiválec používající sériové komponenty motocyklového motoru *Suzuki Hayabusa* je *K*-konstanta výslednice setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu, následující (hodnoty jsou stejné jako v kapitole 2.2):

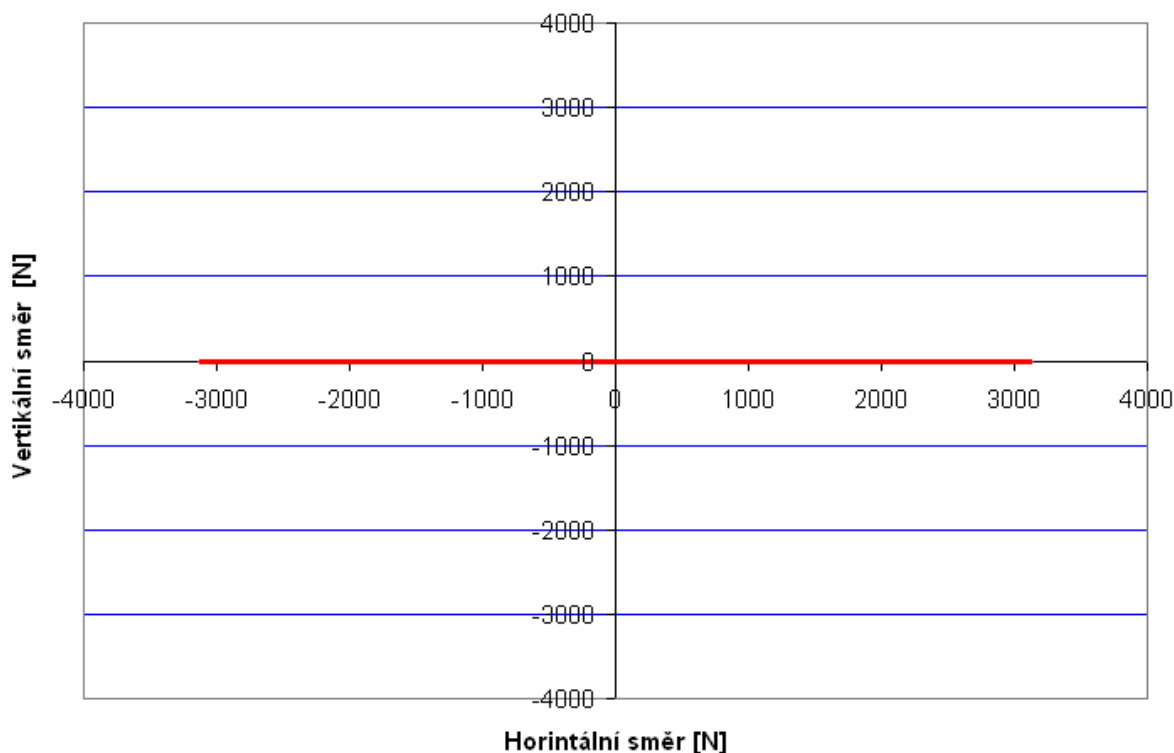
$$K = 4\sqrt{2} \cdot m_p \cdot \lambda \cdot r \cdot \omega^2 = 4\sqrt{2} \cdot 0,3 \text{ kg} \cdot 0,2636 \cdot 0,0315 \text{ m} \cdot \left(\frac{2\pi \cdot 4500 \text{ min}^{-1}}{60} \right)^2 \quad (46)$$

$$K = 3129,2 \text{ N} \quad (47)$$

Proměnná část rovnice (39) je pouze člen obsahující cosinus dvojnásobného úhlu natočení klikové hřídele. Tato goniometrická funkce nabývá pouze hodnot v intervalu $\langle 0, 1 \rangle$. Nastávají situace, že bude hodnota konstanta *K* harmonicky vzrůstat a klesat, závisle na úhlu



natočení kliky. V určitých pozicích klikové hřídele bude úplně eliminována, jedná se o úhel 45° a jeho další násobky po 180° . Pozice, kde bude nabývat svého maxima, je při úhlu natočení 90° a 180° (pozn. úhel natočení klikové hřídele 0° , je poloha, kdy ojnicní čepy prvního a čtvrtého zalomení směřují kolmo nahoru, kladný smysl otáčení je ve směru otáčení hodinových ručiček). Místem, kde působí výslednice setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu, je rovina kolmá na rovinu, ve které leží ojnicní čepy. Síla osciluje kolmo k ose klikové hřídele, v místě souměrnosti mezi druhým a třetím ojnicním čepem. Na Obr.: 20 vidíme její průběh na konkrétním případě, motoru V8 používajícího komponenty hnacího ústrojí motocyklového motoru *Suzuki Hayabusa*, parametry vstupující do výpočtu jsou opět stejné jako v kapitole 2.2. Je zřejmé, že síla osciluje pouze ve vertikálním směru, příspěvek do vertikálního směru je nulový. Maximální amplituda síly se blíží hodnotě 3130 N .



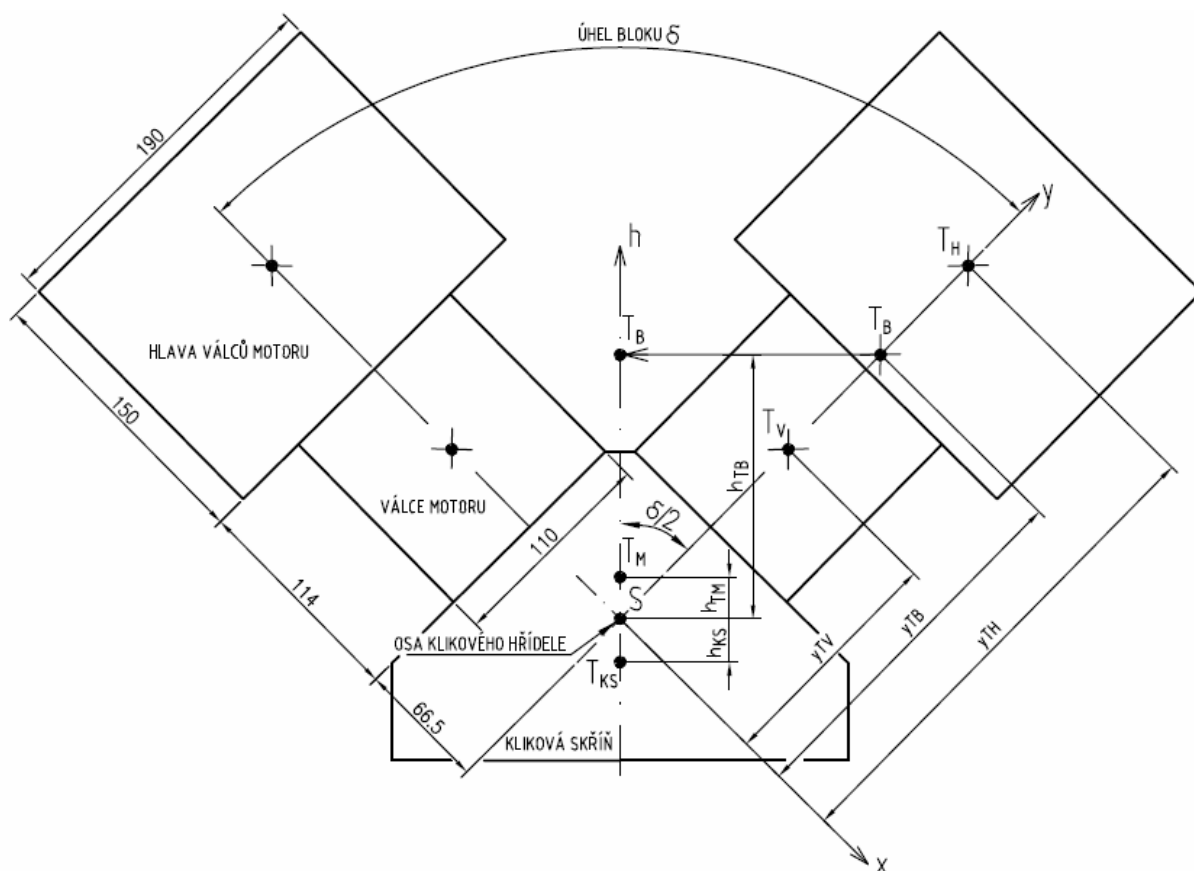
Obr.: 20. Průběh výsledného vektoru setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu pro rovinnou klikovou hřídel vidlicového osmiválce (otáčky motoru 4500 min^{-1})

Na základě poznatků z rozboru setrvačných i odstředivých sil lze usoudit, že přirozeně lépe je vyvážená kliková hřídel s ojnicními čepy přesazenými o 180° . Je nutné brát zřetel na nevyváženost setrvačné síly posuvných hmot druhého řádu a navrhnout vyvažovací jednotku, popř. spolehlivé uložení celého motoru s ohledem na tlumicí prvky. Konstrukčně je méně technologicky náročná na výrobu, od čehož se odvíjí i nižší cena hřídele. Jejímu využití napovídá i fakt, že v motoru motocyklu *Suzuki Hayabusa*, řadovém čtyřválci, je rovněž použita „rovinná“ kliková hřídel. Vidlicové uspořádání, které je „zdvojením“ těchto motorů, může využívat také jejich rozvodových mechanismů (vačkových hřídelí, ventilů, apod.). Tím pádem není potřeba navrhovat nové rozvody, jen vhodně a účelně upravit jejich pohon. Velkou výhodou je zkrácení času na vývoji motoru, snížení nákladů na vývoj a možnost využití sériových komponent, i se zajištěnými náhradními díly.

2.4 ÚHEL BLOKU VÁLCŮ A TĚŽISTĚ MOTORU

Při navrhování motoru ve stádiu konceptu, je důležité brát ohled na to, kde budou konkrétní zařízení pro podporu chodu motoru umístěny, i to jaký bude mít samotný motor tvar. Tyto aspekty je nutno mít na paměti a konstrukčně motor uspořádat, aby bylo rozložení jeho hmotnosti rovnoměrné a těžiště se blížilo co nejvíce středu symetrie. Při návrzích řadových motorů není mnoho variant, ze kterých by bylo možno vybírat. Poloha těžiště motoru, jež ovlivňuje kliková skříň, blok válců i hlava válců, je dána velikostí každého celku, vycházejícího z výkonových požadavků kladených na motor. Většina agregátů je připojena na blok motoru v dolní části klikové skříň, na polohu těžiště nemají zcela zásadní vliv. Jiný případ nastává při návrhu vidlicového motoru. Dostáváme se před řešení kompromisu mezi zástavbovými rozměry a polohou těžiště motoru. Faktorem, který do té problematiky nejvíce přispívá je úhel rozevření válců motoru δ (úhel bloku motoru). Na začátku je důležité shrnout požadavky na motor z hlediska možného zastavěného prostoru ve vozidle, zda-li je snahou mít motor užší, s výše položeným těžištěm, či naopak dostat těžiště co možno nejnižze, za cenu většího zastavěného prostoru.

Pro vidlicový motor s bloky válců a hlavami válců *Suzuki Hayabusa* bylo vytvořeno náhradní schéma, ukazující motor v řezu, se základními rozměry a hodnotami ovlivňujícími těžiště motoru (Obr.: 21).



Obr.: 21. Schéma vidlicového motoru pro výpočet těžiště



Pro snadnější představu i menší náročnost výpočtů jsou jednotlivé celky motoru nahrazeny obdélníky, popř. trojúhelníky v poměrné velikosti ke skutečným mírám každého dílu. Výpočty těžišť dílčích bloků i celého motoru jsou vztahovány vždy k bodu S , jedná se o průsečík osy klikové hřídele a osy válce motoru. Byl zvolen souřadný systém s osami x a y , pro výpočet těžiště pravého bloku motoru. Vzhledem k symetrii i zjednodušení není nutné počítat těžiště levého bloku, jeho výška se předpokládá ve stejné výšce jako u pravého bloku.

Kliková skříň je schématicky nakreslena opět jako osově souměrný celek “*střechovitého*“ tvaru, viz *Obr.: 21*. Její těžiště společně s těžištěm bloků válců určuje výšku těžiště celého motoru vzhledem od osy klikové hřídele a je jedním z důležitých parametrů ovlivňujících celkovou výšku těžiště motoru. Její rozměry jsou odečteny z konkrétního motoru, složeného z motocyklových komponentů *Suzuki Hayabusa*.

2.4.1 VÝPOČET VÝŠKY TĚŽIŠTĚ MOTORU V ZÁVISLOSTI NA ÚHLU ROZEVŘENÍ VÁLCŮ

URČENÍ VÝŠKY TĚŽIŠTĚ PRAVÉHO BLOKU VÁLCŮ

V souřadném systému xy se středem v bodě S leží blok válců se středem v bodě T_V , s obsahem S_V a hlava válců se středem v bodě T_H a obsahem S_H . Celkově tyto dvě části tvoří celek pravého bloku motoru se středem v bodě T_B a obsahem S_B . Osa y je odkloněna od svislé osy symetrie h o poloviční úhel rozevření válců $\delta/2$. Vzdálenosti středů T_V , T_B a T_H od bodu S lze odečíst z *Obr.: 21*, rovněž z něj lze i odečíst rozměry hlavy válců a bloku válců a dopočítat obsahy ploch S_V , S_H , a S_B .

Výpočty pro úhel rozevření válců $\delta=75^\circ$:

Obsah obrazce hlavy válců:

$$S_H = 150.190 = 28500 \text{ mm}^2 \quad (48)$$

Obsah obrazce válců motoru:

$$S_V = 110.114 = 12540 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Obsah obrazce jednoho bloku motoru(hlava+válc):

$$S_B = S_H + S_V = 41040 \text{ mm}^2 \quad (50)$$

Rovnice pro výpočet těžiště pravého bloku motoru:

$$S_B \cdot y_{TB} = S_V \cdot y_{TV} + S_H \cdot y_{TH} \quad (51)$$

kde y_{TB} je vzdálenost bodů S a T_B , y_{TV} je vzdálenost bodů S a T_V , y_{TH} je vzdálenost bodů S a T_H

Odečtení vzdáleností z *Obr.: 21*:

$$y_{TV} = 123,5 \text{ mm}; y_{TH} = 255,5 \text{ mm}$$



Vzdálenost bodů S a T_B:

$$y_{TB} = \frac{S_V \cdot y_{TV} + S_H \cdot y_{TH}}{S_B} = 215,166 \text{ mm} \quad (52)$$

Výška těžiště pravého bloku motoru:

$$h_{TB} = \cos \frac{\delta}{2} \cdot y_{TB} \quad (53)$$

$$h_{TB} = 170,702 \text{ mm} \quad (54)$$

Rovnice pro výpočet těžiště pravého bloku motoru:

$$h_{TM} (2 \cdot S_B + S_{KS}) = -h_{ks} \cdot S_{KS} + h_{TB} \cdot 2 \cdot S_B \quad (55)$$

kde h_{TM} je výška těžiště motoru, S_{KS} je obsah obrazce klikové skříně, h_{ks} je výška těžiště klikové skříně.

Obsah obrazce klikové skříně je spočítán v programu *AutoCAD*, $S_{KS} = 19380 \text{ mm}^2$. Výška těžiště klikové skříně je odměřena v programu *AutoCAD*, $h_{ks} = 19,238 \text{ mm}^2$

Výška těžiště motoru pro $\delta=75^\circ$:

$$h_{TM} = \frac{-h_{ks} \cdot S_{KS} + h_{TB} \cdot 2 \cdot S_B}{(2 \cdot S_B + S_{KS})} = 134,401 \text{ mm} \quad (56)$$

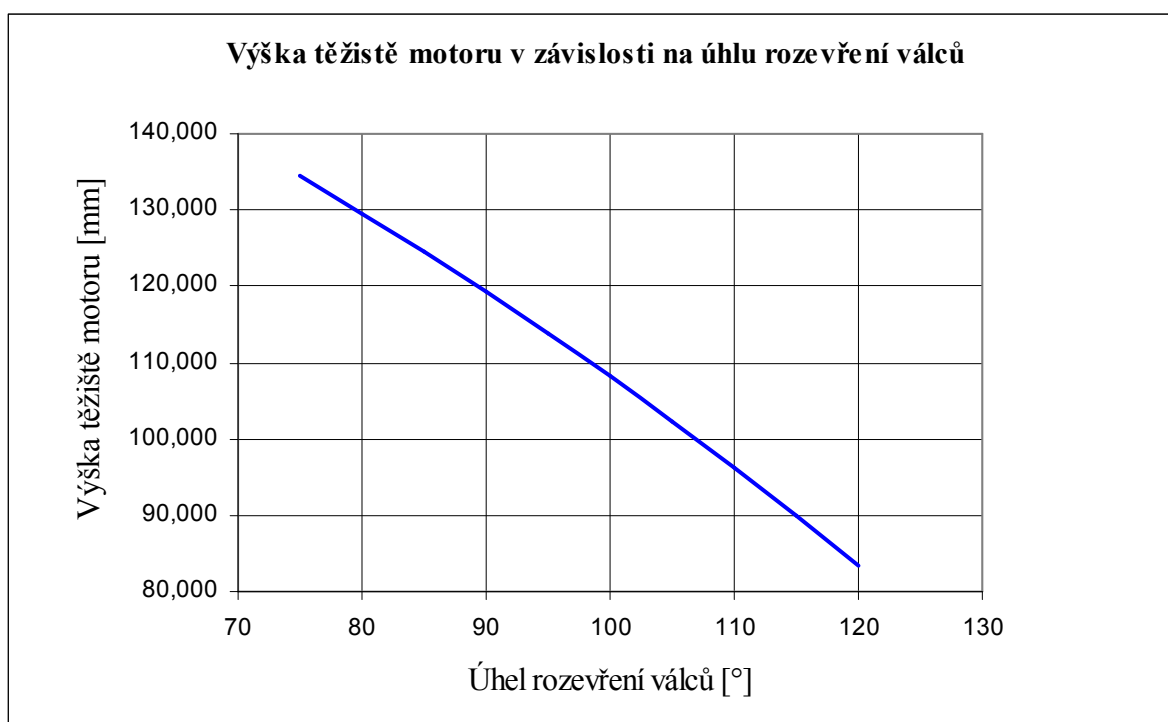
Je patrné, že rozhodujícím činitelem při určování výšky těžiště vidlicového motoru je úhel rozevření válců. Ilustrativní přehled toho, jak se změni výška těžiště motoru v závislosti na úhlu δ je v následující *Tab.: 4*.

Tab.: 4. Výška těžiště motoru při různých úhlech bloku motoru

Úhel rozevření válců	Výška těžiště motoru
$\delta[^\circ]$	$h_{TM}[\text{mm}]$
75	134,401
80	129,647
85	124,640
90	119,389
95	113,903
100	108,193
105	102,270
110	96,146
115	89,832
120	83,339



Při konstrukčním uspořádání do V , dvou bloků válců z motocyklového motoru Suzuki Hayabusa, je minimální úhel rozevření válců $\delta = 75^\circ$. Důvod je ten, že při menším úhlu by bloky zasahovaly do sebe a musely by být dodatečně upraveny obráběním, což není žádoucí. Motor s tímto úhlem je zástavbově vhodný, jeho šířka je pouze 502 mm , výška od osy klikové hřídele po sací hrdla 306 mm (viz. Obr.: 23). Ta bude se zvětšujícím se úhlem bloku motoru klesat a bude se snižovat i těžiště. Pokud se budeme zabývat nejběžnějším úhlem bloku, a to $\delta = 90^\circ$, je vidět snížené těžiště na $119,3\text{ mm}$, rozdíl oproti 75° je celých 15 mm . Výška od osy klikové hřídele po sací hrdla je 288 mm . Zvětšila se šířka motoru na 548 mm (viz. Obr.: 24). Při nastavení úhlu $\delta = 120^\circ$, se posune těžiště velmi nízko, rozdíl oproti minimálnímu úhlu bloku motoru je o 51 mm . Motor je velmi široký, rozteč nejvzdálenějších míst je 603 mm . Výrazně se změnila i výška, na 244 mm (viz. Obr.: 25). Výslednou závislost těžiště motoru odvíjející se od úhlu bloku motoru lze vidět na Obr.: 22.



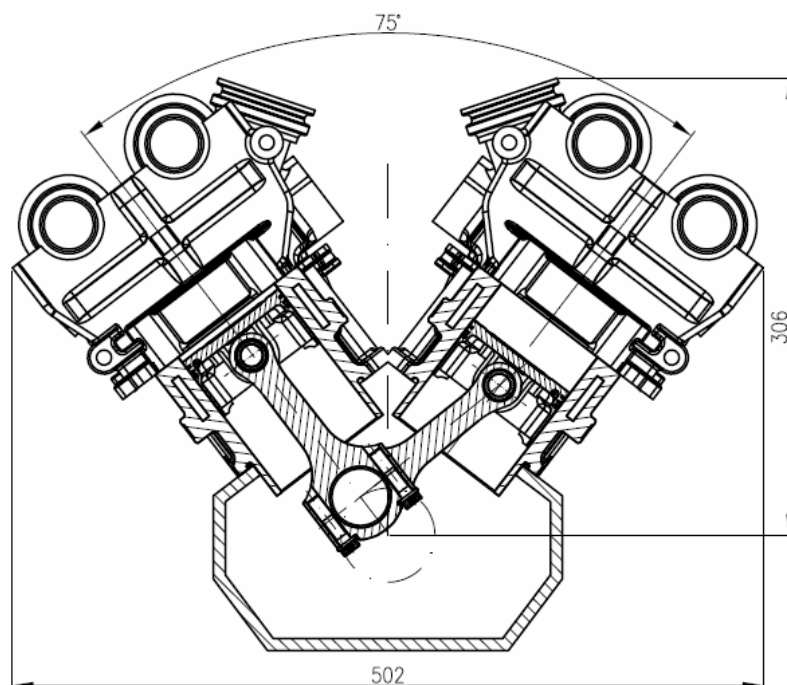
Obr.: 22. Závislost těžiště motoru na úhlu rozevření válců

Rozdíly v poloze těžiště při krajních úhlech rozevření válců jsou značné, dopředu je tedy vhodné stanovit požadavky, které má motor splňovat. Důležité je zvážit, jaký prostor bude ve vozidle motor zastávat, jaký tvar má vyplnit. Obecně je snahou dostávat polohu těžiště motoru co možná nejnižší. Hmotnost motoru svým dílem ovlivňuje i rozložení hmotnosti vozidla. Nižší těžiště motoru znamená společně nižší těžiště vozidla. Z toho se odvíjí i lepší jízdní vlastnosti vozidla, lepší stabilita apod.



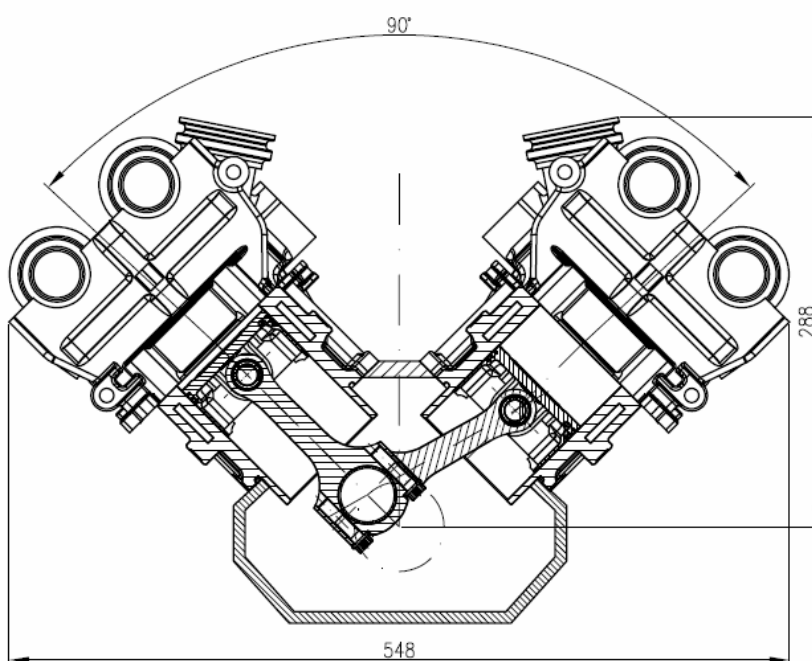
2.4.2 ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY MOTORU V8 PŘI VYBRANÝCH ÚHLECH BLOKU MOTORU

Úhel bloku $\delta=75^\circ$.



Obr.: 23. Schéma zástavby motoru s úhlem rozevření válců 75°

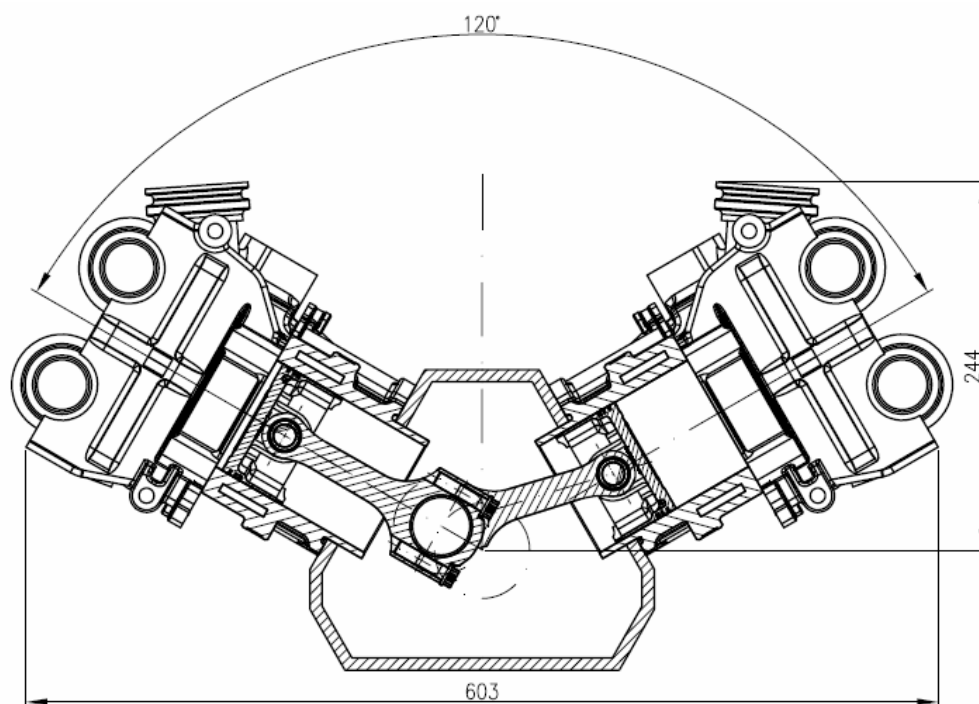
Úhel bloku $\delta=90^\circ$.



Obr.: 24. Schéma zástavby motoru s úhlem rozevření válců 90°



Úhel bloku $\delta=120^\circ$.



Obr.: 25. Schéma zástavby motoru s úhlem rozevření válců 120°



3 KONCEPCE MOTORU

Motor je tvořen na základě dílů, které jsou používány v sériových motocyklových motorech. Cílem koncepčního návrhu bude uspořádání dvou motocyklových motorů v jeden celek. Hlavní částí koncepce je návrh klikové skříně a klikové hřídele. Tyto dva díly vycházejí z rozměrů sériových komponentů. Součástí koncepce je návrh umístění pomocných zařízení chodu motoru, např.: poloha alternátoru, olejového čerpadla a způsob jejich pohonu, řešení mazání motoru, nebo úprava sacího potrubí a zařízení pro přípravu směsi.

Pracovním prostorem takto vytvořeného motoru bude zejména závodní prostředí. V této oblasti je špičkově připravený koncept a jasné definované podmínky, které má motor splnit klíčem k úspěchu. Do konceptu se promítají i finanční faktory. Využitím komponent z motorů, které jsou již vyrobeny a vyzkoušeny, které nevyžadující úpravy, vývoj nebo zkoušení, se dají tyto finanční faktory snížit. Z časového hlediska je konstrukce rychlejší, než kdyby byly veškeré díly tvořeny nově. Při tvorbě konceptu vidlicového motoru, využívající komponenty z motocyklů, je využito i dílů od dalších dodavatelů, zabývajících se výrobou různých dalších dílů, nezbytných pro konstrukci. Dnešní trh je velmi pestrý a nabízí řadu kvalitních výrobků, ať se jedná o olejová čerpadla nebo alternátory, spojky, apod. Dle podmínek, jakým má konkrétní součást motoru vyhovovat, lze najít množství alternativ od různých výrobců.

Již bylo zmíněno, že je motor určen pro závodní účely, jsou na něj kladeny specifické požadavky a je vystaven odlišnému pracovnímu režimu než běžné motory. Do koncepce se tak promítá požadavek velkého výkonu motoru i výstupního kroutícího momentu, aby bylo vozidlo vybavené touto pohonnou jednotkou v závodě konkurenceschopné. Dalším aspektem při tvorbě konceptu je provázanost hmotnosti, vnějších rozměrů a polohy těžiště motoru.

Logicky je trendem motor o malé hmotnosti, nízko položeným těžištěm a kompaktních rozměrech. Místo v karoserii vozu, vyčleněné zástavbě motoru je omezené a jen motor malých rozměrů, je schopný tento požadavek splnit. V tomto případě konstrukce motoru ukazuje na velkou univerzálnost. Okruh vozidel, do kterých je možné tuto pohonnou jednotku zabudovat, je široký, může se jednat o závody formulových vozů na okruzích, závody rallye nebo závody do vrchu. Základním parametrem, vstupujícím do koncepčního návrhu vidlicového motoru je úhel rozevření válců. Má největší vliv na tvar klikové skříně, rozložení sil zatěžující klikovou hřídel i samotnou klikovou skříň, polohu těžiště motoru a vnějších rozměrech, udává jak bude motor vypadat, ovlivňuje polohu sacích hrdel. Je patrné, že použití stejných komponentů, z nichž motor vznikne neznámá stejnou konstrukci motoru, změnou úhlu rozevření válců je dosaženo zcela odlišných výstupů, rozměrů motoru i způsobu namáhání hnacího ústrojí motoru.

3.1 VÝCHOZÍ MOTOR PRO KONSTRUKCI

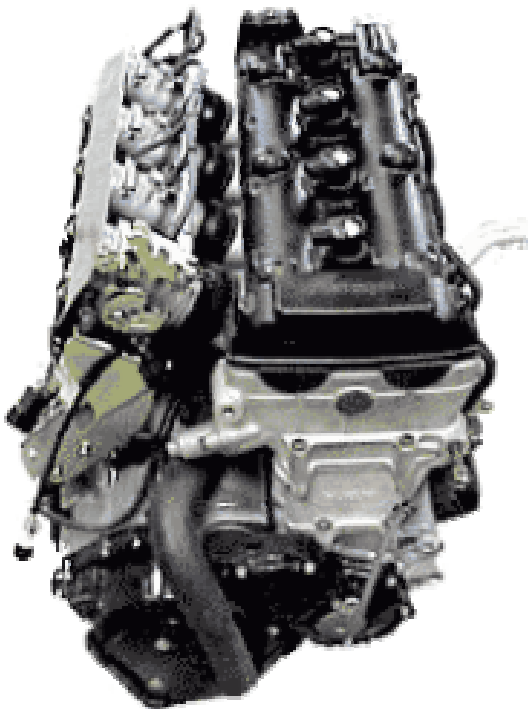
Výchozím motorem pro konstrukci vidlicového osmiválce bude motor z motocyklu *Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa*. Jedná se o sportovní motocykl, japonské výroby, postavený na základě nejnovějších technologií. Svými předpoklady se jeví jako nejvhodnější kandidát pro



splnění našich požadavků. Při volbě vhodného motoru je nutné zhodnotit konstrukční aspekty, které musí použitý motor vykazovat. Prvním hlediskem je objem motoru. Pro zajištění co největšího výkonu je potřeba co největšího možného objemu. Motocyklové motory, určené pro silniční provoz se pohybují v objemech cca $900 - 1400 \text{ cm}^3$. Výsledný objem tedy bude v rozmezí $1800 - 2800 \text{ cm}^3$. Druhým hlediskem je uspořádání válců motoru. Je možno získat zdvihové objemy motocyklu i 1500 cm^3 , popř. 1700 cm^3 , tyto motory jsou většinou vidlicové, což je nevýhodné. Nejlepší uspořádání motoru je řadový čtyřválec.

Z pohledu zástavbových rozměrů není vhodné využití většího počtu válců, např. řadového šestiválce *BMW K 1600*. Třetím hlediskem je způsob chlazení motoru. Některé motocykly využívají přirozeného chlazení vzduchem, obtékajícího motor v kombinaci s vnitřním chlazením olejem. Předpokládá se, že motor *V8* bude použit jako pohon automobilu. Není zde zaručeno chlazení proudem vzduchu, snižování jeho teplot by bylo obtížné, je vhodné použít motoru chlazeného vodou, s nuceným oběhem. Posledním aspektem, dalo by se říci nejpodstatnějším, je způsob pohonu rozvodových mechanismů motoru. Řada výrobců volí pohon rozvodového mechanismu, který bývá ve valné většině *DOHC*, mezi 2 a 3 válec. V koncepci *V8* je to nevhodné řešení, konstrukčně nepřirozené, řetězová kola jsou malých průměrů a snižovaly by pevnost klikové hřídele, důsledkem by byla neschopnost přenášet vzniklý výkon a kroutící moment. Jako jediná správná varianta je pohon rozvodů na straně motoru, vně krajního válce.

Vhodnými kandidáty, kteří vyhovují výše zmíněným kritériím, není mnoho. Alternativou by mohly být motory *Kawasaki ZX-12R Ninja*, s výkonem 130 kW při $10500 \text{ ot.min}^{-1}$, nebo *Yamaha YZF-R1*, s výkonem 131 kW při $12500 \text{ ot.min}^{-1}$. Oproti *Suzuki Hayabusa* nemají dostatečný zdvihový objem, přesto je výkon motoru srovnatelný a liší se jen nepatrně. Z praktických zkušeností se ovšem nejlépe osvědčily motory *Suzuki* pro svou kompaktnost, vysokou odolnost, velkou možnost úprav, ale také snadnému přístupu k náhradním dílům.



Obr.: 26. Motor Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa



Motor z motocyklu *Suzuki Hayabusa* je řadový, čtyřdobý, kapalinou chlazený, čtyřválec. Průměr válců 81 mm a zdvih 63 mm , dává objem $1298,55\text{ cm}^3$. Kliková hřídel je rovinná, odebírající výkon na prvním zalomení, pomocí ozubeného kola. Na válcový konec hřídele s jemným drážkováním je nasazeno řetězové kolo, sloužící pro pohon rozvodového mechanismu. Jedná se o rozvod *DOHC*. Na jeden válec připadají 4 ventily, průměr sacích ventilů je 33 mm , průměr výfukových $27,5\text{ mm}$. Plnění motoru je atmosférické, regulace množství nasávané směsi je pomocí škrtících klapek. Tvorbu směsi zajišťují vstřikovače paliva umístěné v sacím potrubí. Blok motoru tvoří kliková skříň společně s integrovanou 6-ti stupňovou převodovkou, odnímatelný blok válců a hlava válců. Všechny tyto komponenty jsou vyrobeny z lehké hliníkové slitiny. Chlazení motoru je kapalinové. Chladicí kapalina vystupuje z čerpadla do bloku válců a dále přes chladicí kanálky do hlavy válců, na výstupu z hlavy válců je termostatický ventil, kapalina pak proudí do chladiče, který je umístěn před motorem. Systém mazání motoru je se suchou klikovou skříní, tlakový olej maže klikovou hřídel prostřednictvím mazacích kanálků a odvádí teplo z prostoru dna pístu pomocí olejových trysek. Hlava válců je mazána odděleně, vstup tlakového oleje je v prostoru konce výfukové vačkové hřídele, která je dutá a tím rozvádí olej k dalším mazaným místům. Olej poté volně vypustními otvory přes blok válců stejná na dno klikové skříně. Výrobce udává výkon motoru 127 kW při 9800 ot.min^{-1} a krouticí moment 140 N.m při 7500 ot.min^{-1} . Kompresní poměr má hodnotu $11,0:1$.

Tento typ motoru se používal ve všech modelových řadách od roku 1999 a dlouhá léta neměnil své parametry. Svě inovace doznal v roce 2008. Radikální změna byla ve zvětšení zdvihu z 63 na 65 mm , zdvihový objem se o zvýšil o 42 cm^3 , na 1340 cm^3 . Písty byly tvarově optimalizovány a vyrobeny kování z hliníkové slitiny, potaženy speciální vrstvou pro snížení tření a lepší odvod tepla. Kompresní poměr byl zvětšen na hodnotu $12,5:1$ z důvodu dosažení velkého výkonu v širokém rozsahu otáček motoru. Použitím titanu při výrobě ventilů bylo ušetřeno na hmotnosti sacího ventilu 14 gramů a 12 gramů na výfukovém ventilu. Tím pádem se nahradila dvojice ventilových pružin za jednu lehčí. Všechny tyto změny přinesly zvětšení výkonu motoru na 143 kW při 9500 ot.min^{-1} a kroutícího momentu na 150 N.m při 7200 ot.min^{-1} . Pro další koncepční i konstrukční návrhy bude používáno motoru vyrobeného v roce 2007 (jeho technické parametry jsou uvedeny v Tab.: 5).

Tab.: 5. Technické parametry motoru *Suzuki GSX-R 1300*

Typ motoru:	řadový čtyřválec
Zdvihový objem:	1298 cm^3
Výkon motoru:	$127\text{ kW} / 9800\text{ ot.min}^{-1}$
Krouticí moment:	$140\text{ N.m} / 7500\text{ ot.min}^{-1}$
Vrtání/zdvih:	$81/63\text{ mm}$
Počet ventilů na válec:	4/ rozvod DOHC
Kompresní poměr:	$11,0:1$



3.2 SÉRIOVÉ KOMPONENTY VYUŽITÉ V KONSTRUKCI

Hlavním cílem konstrukce je použití co největšího počtu sériových dílů a jejich následné sestavení do jednoho celku. Pro obě strany motoru lze použít stejných komponentů. To znamená, že od klikové skříně směrem nahoru lze využít všech dílů. Levá a pravá strana motoru se bude lišit jen v systému pohonu vačkových hřídelí, jinak lze využít válce motoru, hlavu motoru i všechny jejich vnitřní komponenty, jako jsou písty, ojnice, rozvodové mechanismy, apod. Nevyužitelná bude kliková hřídel, z té bude převzat jen její zdvih a návrh jejího konce, který je hnacím členem rozvodového mechanismu. Její ojnicní čepy nemají dostatečnou šířku pro osazení dvěma ojnicemi, navíc její pevnost není dostatečná pro práci s dvojnásobným výkonem, na který je navržena. Zdvih klikové hřídele bude pro konstrukci $1/8$ stejný tak, aby byly zachovány pracovní podmínky pístu a jeho rychlost a zrychlení, i působící silové účinky byly shodné jako v původním motocyklovém motoru. Nebude využita ani integrovaná převodovka, nebyla by schopna přenést dvojnásobné kroutící momenty a výkony, nového motoru. Kliková skříň bude navržena jako nový celek.

Následně budou ukázány dílčí komponenty s ukázkou, jak ve skutečnosti vypadají a jak byly vymodelovány v programu *Pro/Engineer* s ohledem na zachování jejich směrodatných rozměrů a hmotnostních poměrů.

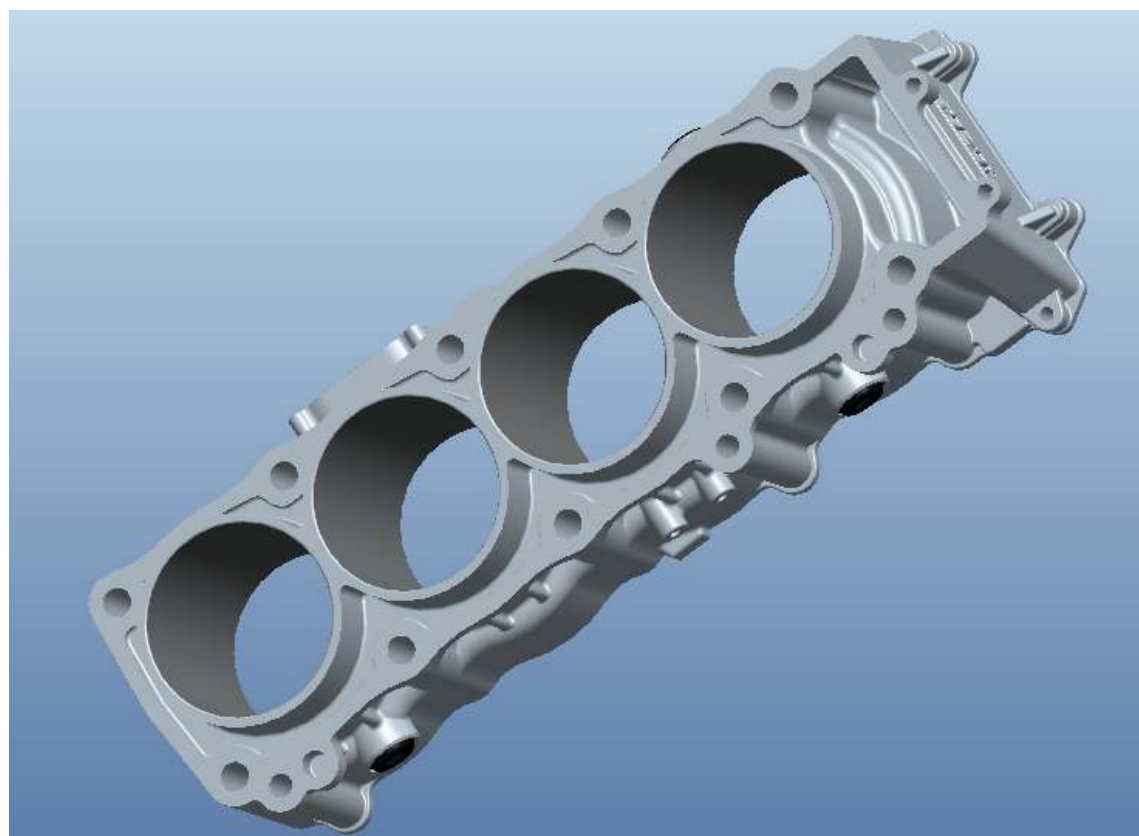
3.2.1 BLOK VÁLCŮ

Je vyroben jako odlitek z hliníkové slitiny. Velkou výhodou a podstatným faktem je, že se jedná o samostatnou část, která se montuje na klikovou skříň odděleně. Jeho středění na skříně je zajištěno dvěma čepy, umístěnými diagonálně na spodní straně bloku válců. Osazení jednotlivých válců pak zapadá do kruhovitých vybrání ve skříně. Symetricky vůči osám válců jsou vyvrtány díry pro svorníky. Jedná se o průchozí díry průměru 12 mm , do kterých jsou svorníky zasunuty. Z vnitřní strany bloku je vytvořen nálietek pro hrdlo potrubí, přivádějící chladicí kapalinu do prostoru bloku válců. V horním prostoru bloku, okolo jednotlivých válců je odlita dutina, kterou proudí kapalina do hlavy válců. Směrodatnými rozměry jsou průměry válců, rozmístění a průměry středících děr pro čepy, rozmístění a průměry děr pro svorníky, pro odvod oleje z hlavy válců a výška bloku, od plochy osazení na klikové skříni, po dosedací plochu hlavy válců. Hmotnost bloku válců je $5,5\text{ kg}$.

Na pravé straně bloku je vytvořena dutina, jako pracovní prostor pro rozvodový řetěz. Ten spojuje hnací řetězové kolo, umístěné na konci klikové hřídele s řetězovými koly na konci vačkových hřídelí. V dutině na kraji bloku jsou umístěna i vodítka rozvodového řetězu. Na okrajích dutiny jsou patrné nálitky pro šrouby, kterými se pak připojí na klikovou skříň a na hlavu válců. Na vnější straně se nacházejí tři nálitky pro díry, kterými stéká olej z hlavy válců dolů do klikové skříně. Díry mají průměr 10 mm . Na horní části jsou umístěny díry pro čepy, středící blok a hlavu válců. Reálný blok válců je na *Obr.: 8* v kapitole 1.2.3 *Blok válců* na jeho základě vytvořený 3D model je na obrázcích na další straně (viz. *Obr.: 27.*, *Obr.: 28.*).



Obr.: 27. 3D model bloků válců vytvořený v programu Pro/Engineer – pohled shora



Obr.: 28. 3D model bloků válců vytvořený v programu Pro/Engineer – pohled zespodu

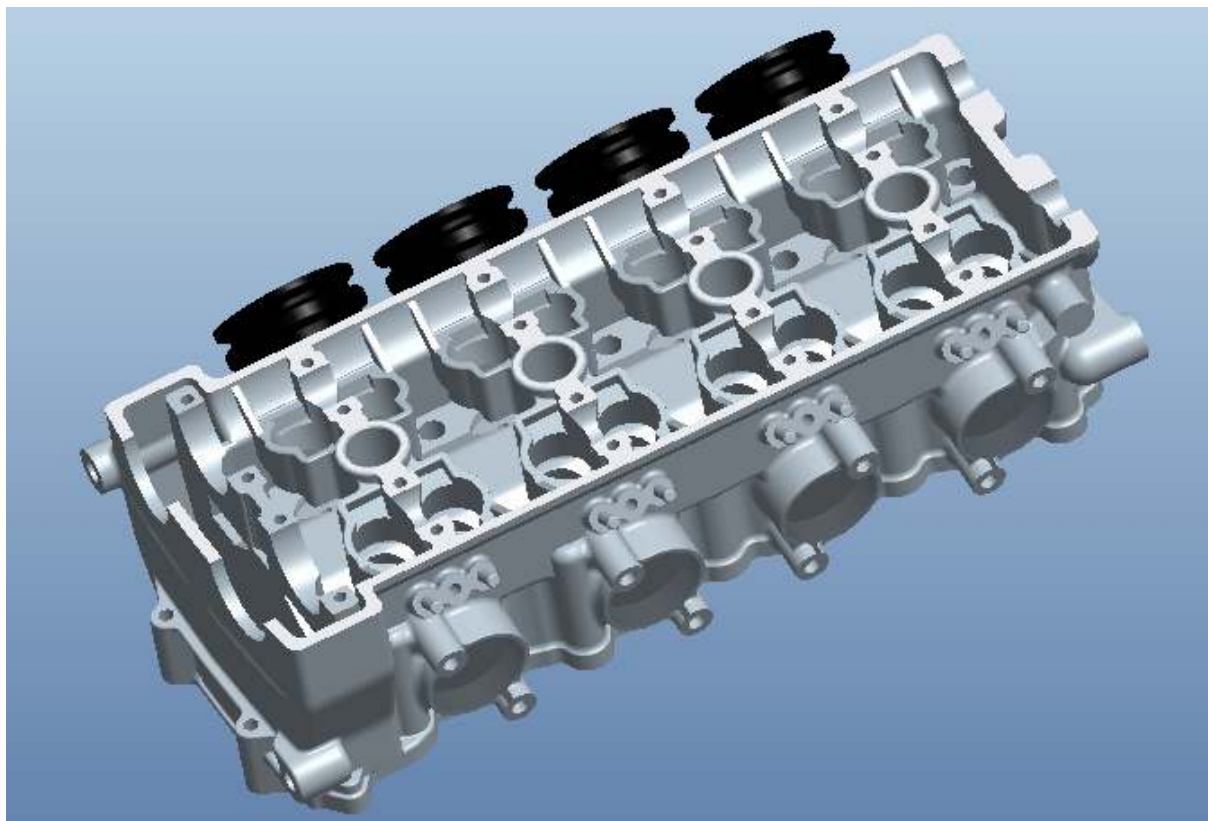


3.2.2 HLAVA VÁLCŮ

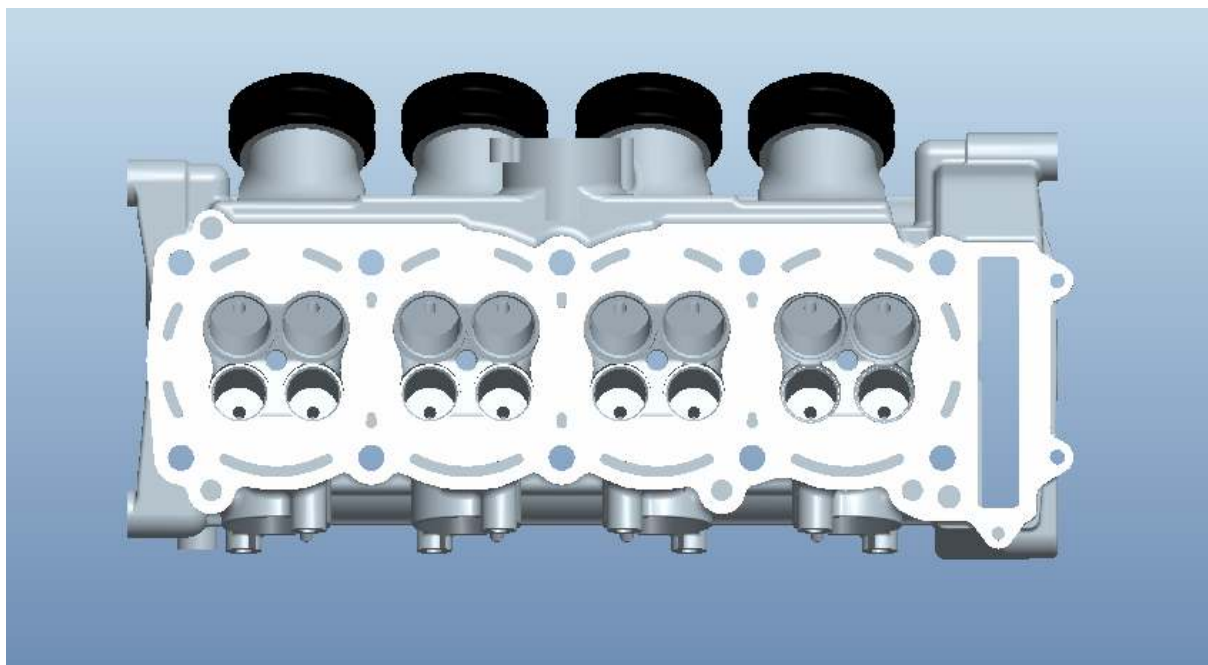
Stejně jako u bloku válců se jedná o odlitek z hliníkové slitiny. Hlava válců tvoří nosnou část rozvodového mechanismu. Jsou v ní uloženy dvě vačkové hřídele. Ty ovládají ventily, na každý válec připadají dva sací a dva výfukové. Mazání hřídelí je prováděno prostřednictvím tlakového oleje, který je přiváděn k zadnímu konci výfukové vačkové hřídele a její dutinou rozváděn k dalším ložiskům. Ložiska jsou součástí odlitku, není použito externích ložiskových pánví. Na vnější straně jsou tři otvory pro odvod oleje zpět do klikové skříně, jejich rozmístění odpovídá rozmístění na bloku válců. Na horní část hlavy se připevňují ložisková víka, která jsou pro sací a výfukovou hřídel oddělená a tvoří uložení hřídelí. Na vnější část hlavy se připevňuje víko hlavy. Středem hlavy a jeho víka jsou provedeny nálitky s dírami pro zašroubování zapalovacích svíček. Vnitřní komponenty, jako jsou ventily, ventilové pružiny, zdvihátka apod., jsou použity jako originální díly Suzuki. Časování ventilů, profily vaček a rozměry ventilů zůstávají neměnné. Budou využívány úplně stejným způsobem jako na původním motocyklu. Pro konstrukci $V/8$ není směrodatné zachycování těchto rozměrů, protože tyto díly není potřeba navrhovat či upravovat. Podstatným rozměrem pro konstrukci je výška mezi dosedací plochou pro blok válců a dosedací plochou pro matice svorníků, rozmístění a průměry děr pro svorníky, děr pro odtok oleje a rozmístění a rozměry děr pro středící čepy hlavy a bloku válců. Z kraje vnitřní strany je otvor pro mechanické nebo hydraulické napínání řetězu. Na každý válec připadá jedno sací hrdlo. Spaliny odcházejí z hlavy čtyřmi výfukovými potrubími. Hmotnost hlavy je 8,2 kg.



Obr.: 29. Originální hlava válců Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa



Obr.: 30. 3D model hlavy válců vytvořený v programu Pro/Engineer – pohled shora



Obr.: 31. 3D model hlavy válců vytvořený v programu Pro/Engineer – pohled zespodu



3.2.3 PÍSTNÍ SKUPINA

Píst je vyroben z hliníkové slitiny, tlakovým litím. Průměr pístu je 81 mm . Dno pístu je tvarováno podle odklonu a rozměrů ventilů. Jedná se o tři-kroužkové uspořádání, dva stírací a jeden těsnící kroužek. V nálitcích je uložen „plovoucí“ pístní čep, zajištěn kruhovým pojišťovacím kroužkem. Vnější průměr pístního čepu je 20 mm , vnitřní průměr 15 mm , délka čepu je 54 mm . Směrodatným parametrem je průměr pístu, kompresní výška pístu, která činí $24,5\text{ mm}$, dále i hmotnost celé pístní skupiny, která je 300 g . Důležitý je i tvar vybrání v plášti pístu pro ramena klikové hřídele. Při poloze pístu v dolní úvrati je kladen důraz na optimální tvar ramen, ta musí odpovídat tvaru vybrání v pístu.



Obr.: 32. Originální pístní skupina Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa



Obr.: 33. 3D model pístní skupiny vytvořený v programu Pro/Engineer



3.2.4 OJNICE

Ojnice je vyrobená kováním z vysoce-pevnostní oceli. Příčný průřez díku ojnice má tvar písmene *I*. V oku pro pístní čep je nalisováno bronzové pouzdro průměru 20 mm . Víko ojnice je připevněno dvěma šrouby $M8$. Jejich středění se provádí válcovou plochou uprostřed šroubů. Průměr dolního oka ojnice je 41 mm , do něj je zalisováno bronzové pouzdro průměru 38 mm . Směrodatnými parametry jsou tedy průměry obou ok ojnice, délka ojnice, ta činí $119,5\text{ mm}$. Poté šířka dolního oka, 21 mm , udává jak široký bude ojniční čep klikové hřídele. Důležitá je poloha těžiště. Ojnice byla odkývána a poloha byla zjištěna v ose procházející oběma oky, ve vzdálenosti přibližně $33,8\text{ mm}$ od dolního oka. Hmotnost ojnice, včetně šroubů i pouzder je 420 g .



Obr.: 34. Originální ojnice Suzuki GSX-R 1300 Hayabusa



Obr.: 35. 3D model ojnice vytvořený v programu Pro/Engineer

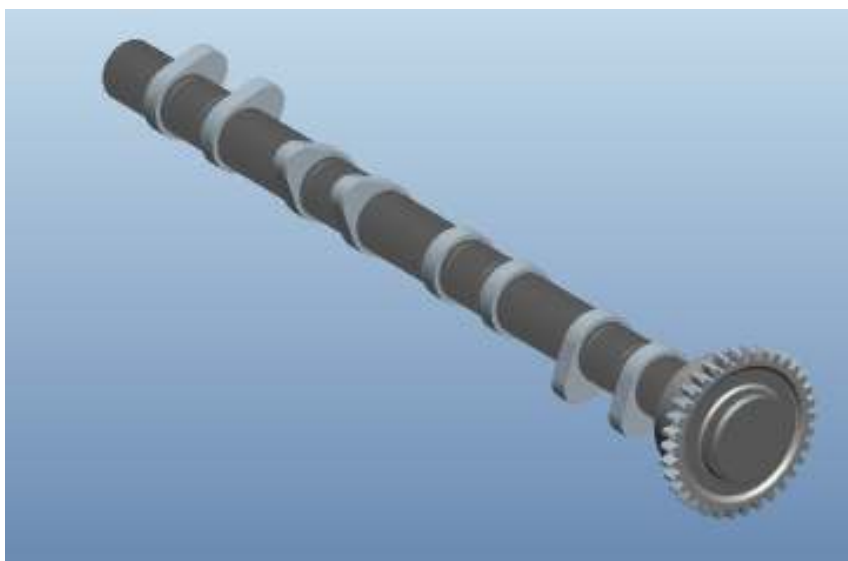


3.2.5 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

V předchozích odstavcích bylo zmíněno, že vačkové hřídele budou použity jako sériové komponenty. Vačkové hřídele mají na konci řetězová kola, která jsou přes rozvodový řetěz vázána na hnací řetězové kolo, umístěné na klikové hřídeli (viz. Obr.: 36). Než složité navrhování nového pohonu rozvodů, je lepší řešení ve smyslu využití hnacího řetězového kola z původního motocyklového motoru. To bude nasunuto na konci nově navržené klikové hřídele, přesně, jak je tomu i v původním motocyklovém motoru. Pohon rozvodů levé strany motoru bude muset být konstrukčně upraven. Průměr hnacího řetězového kola by neumožnil přenos výstupního výkonu motoru. Tato úprava bude vysvětlena a popsána v konstrukční části práce. Rozvodový řetěz i jeho vodítka s napínáním budou využity rovněž jako sériové komponenty.



Obr.: 36. Konec klikové hřídele motoru Suzuki GSX-R 1300 s hnacím řetězovým kolem



Obr.: 37. 3D model sací vačkové hřídele vytvořený v programu Pro/Engineer



3.3 USPOŘÁDÁNÍ MOTORU

Koncepce motoru vychází ze základních předpokladů, kterými jsou malé rozměry, malá hmotnost, kompaktnost a použití velkosériově vyráběných komponentů. Stěžejní parametr je volba úhlu rozevření válců. Na základě předchozích kapitol se nabízí nejvýhodnější varianta s úhlem 90° , tato hodnota bude i výchozí pro koncepční návrh.

Plyne z toho řada výhod, těžiště bude posazeno níže, lze použít stejných rozvodových dat, časování ventilů, jako u původního motocyklového motoru, bude dosaženo rovnoměrného pořadí zážehů a budou přirozeně vyváženy setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu. Úhel rozevření válců bude určovat i vnější tvar klikové skříně a v ní polohu klikové hřídele.

Oba bloky válců a hlavy válců motocyklového motoru se umístí sacími hrdly k sobě a odkloní se od svislé roviny o 45° . Dostáváme tak požadovaný úhel bloku. Přesazení os válců je dáno šířkou ojnice, dopředu je vhodné zvolit, že pravý blok bude posunut vůči levému o 21 mm dozadu, což povede k výraznému zkrácení klikové skříně. Z kompresní výšky pístu, doběhu pístu, délky ojnice a poloměru kliky je zjištěna poloha osy klikové hřídele. Osa leží v průsečnici rovin levého a pravého bloku válců. Z polohy osy klikové hřídele plynou rozměry klikové skříně, vzdálenosti osazení pro blok válců a vzdálenost jejich dosedacích ploch.

Kliková skříň je složena ze dvou dílů, dělicí rovina prochází osou klikové hřídele. Horní díl je nosnou částí bloků válců, jenž budou k hornímu dílu klikové skříně připevněny pomocí svorníků, na každý blok válců jich připadá deset. Na dolní díl skříně bude připevněno olejové čerpadlo, alternátor a olejová vana. Oba díly budou spojeny šrouby, pro každé ložisko dvojicí šroubů $M10$ a dvojicí šroubů $M8$. Radiální i axiální kluzná ložiska, jenž budou zalisována do klikové skříně budou převzata z automobilového motoru *Audi S3 1,8 Turbo*, jedná se vidlicový motor, podobného výkonu a středních efektivních tlaků. Průměry ložisek poté budou i výchozím rozměrem pro hlavní čepy klikové hřídele, ojnicní čepy budou kopírovat rozměry ojnic výchozího motoru *Suzuki*. Na zadní stranu klikové skříně je uvažováno přišroubování příruby pro spojku. Rozměry příruby budou voleny jako univerzální. Předpokládá se, že mezi přírubu a převodovku bude vložen připojovací adaptér, který bude mít z jedné strany přípojný rozměr příruby a ze strany druhé přípojný rozměr převodovky. Na motor bude možno připojit jakoukoliv převodovku. Spojka určená pro přenos výkonu a kroutícího momentu bude dodána firmou *AP Racing*. Ze zadní strany klikové skříně bude přišroubováno víko, chránící pohon rozvodového mechanismu. Těsně za víkem, vně motoru bude uvažována řemenice pro pohon příslušenství. Bude pohánět alternátor a olejové čerpadlo.

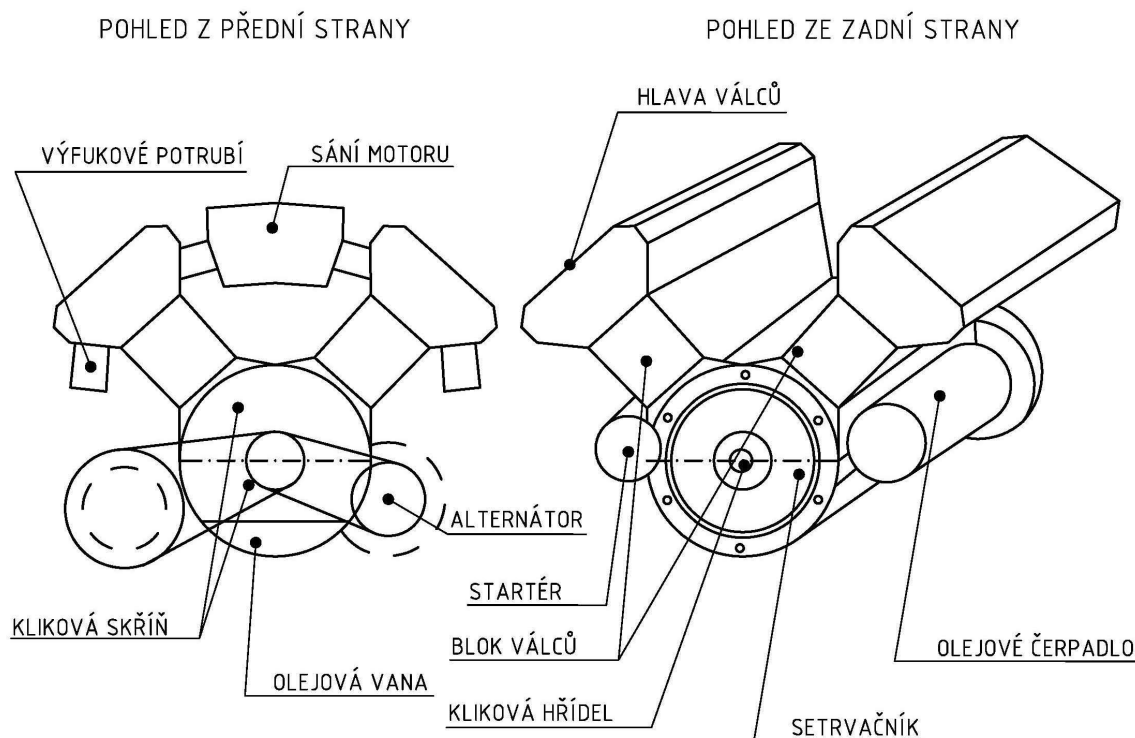
Alternátor bude umístěn na pravé straně dolního dílu klikové skříně. Jako dodavatel alternátoru byla zvolena italská firma *Magneti Marelli*. Jedná se o typ *A93/90A*. Pracuje s napětím $13,5\text{ V}$ a proudem 90 A , využívá se pro závodní a rallye vozy, jeho hmotnost je $2,6\text{ kg}$. Systém mazání motoru bude se suchou klikovou skříní. S tímto předpokladem je důležité počítat při volbě olejového čerpadla. Výrobce čerpadel, anglická firma *Dailey Engineering* nabízí celou řadu různých druhů olejových čerpadel. Pro koncepci *V8* bude plně dostačující tří-komorové čerpadlo s označením *04-99-2024*, se dvěma odsávacími komorami a jednou výtlačnou. Olejové čerpadlo bude umístěno na levé straně dolního dílu klikové skříně. Na přívodní, odsávací hrdla čerpadla budou připojeny hadice, spojující čerpadlo a olejovou vanu.



Olej bude odsáván z předního a zadního prostoru vany, střední část se tvarem bude svažovat směrem ke krajům vany. Celý systém suché klikové skříně byl použit z důvodu možného používání motoru ve velkých náklonech.

Ze zadní strany je uvažován startér, roztáčející ozubený věnec na setrvačniku. Jeho umístění je možné také na připojovací adaptér převodovky. Chlazení motoru bude „zdvojené“ oproti původnímu motocyklovému motoru. Elektrické vodní čerpadlo bude tlačít chladicí kapalinu do obou bloků válců najednou, přičemž připojovací hrdla zůstávají původní. Výstup chladicí kapaliny z hlav válců je opět sveden do jednoho potrubí, následně je kapalina tlačena do chladiče. Chladič není možné použít z motocyklu, motor by se mohl přehřívat, což je nežádoucí. Nový chladič bude vybrán od výrobce *Pace Performance*, společně i s vodním čerpadlem. Mazání motoru bude zvlášť pro klikovou skříň a hlavy válců. Ke klikové hřídeli bude tlakový olej přiváděn z hlavního mazacího kanálu přes skříň, k ojnicím přes vývrty v hřídeli a k třecím plochám pístu a válce olejovými tryskami, připojenými rovněž na hlavní mazací kanál. Tlakový olej k hlavám válců bude z rozvaděče přiveden potrubím, využije se mazací systém jako u motocyklu. Odpadní větev z hlavy jde dírami přes blok válců zpátky do skříně a olejové vany. Odpaďní větev z hlavy jde dírami přes blok válců zpátky do skříně a olejové vany.

Sání lze využít původní, včetně vstřikovacího systému a škrťících klapek. Navržen bude jen nový airbox, se vzduchovým filtrem, buď společný pro oba bloky, nebo pro každý blok individuálně. Výfukový systém je nutno navrhnout nový, lze využít pouze těsnění. Systém svodů je pro každé využití odlišný, závisí na přesných požadavcích, do jakého prostoru bude motor umístěn.



Obr.: 38. Koncepční návrh motoru



4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MOTORU

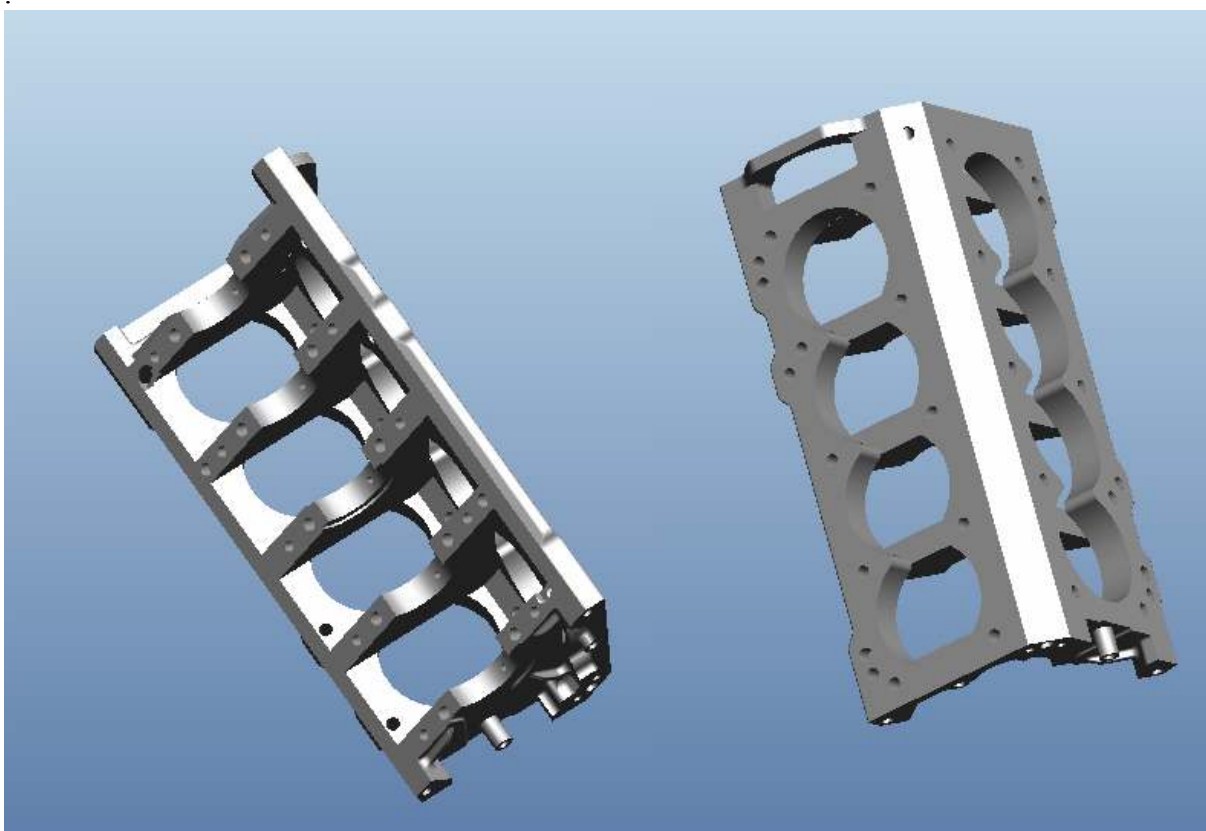
V této kapitole je popsána konstrukce motoru jako celku, rovněž jsou popsány i návrhy jednotlivých konstrukčních uzlů v návaznosti na přípojně rozměry sériových komponentů. Nově vzniklé díly jsou navrženy s důrazem na co nejmenší rozměry a hmotnost, ale zároveň s dostatečnou pevností a odolností proti namáhání. Dílčí sestavy jsou konstruovány s ohledem na principální jednoduchost a výbornou provázanost motocyklových dílů, agregátů pro chod motoru a klikovou skříň.

4.1 KLIKOVÁ SKŘÍŇ

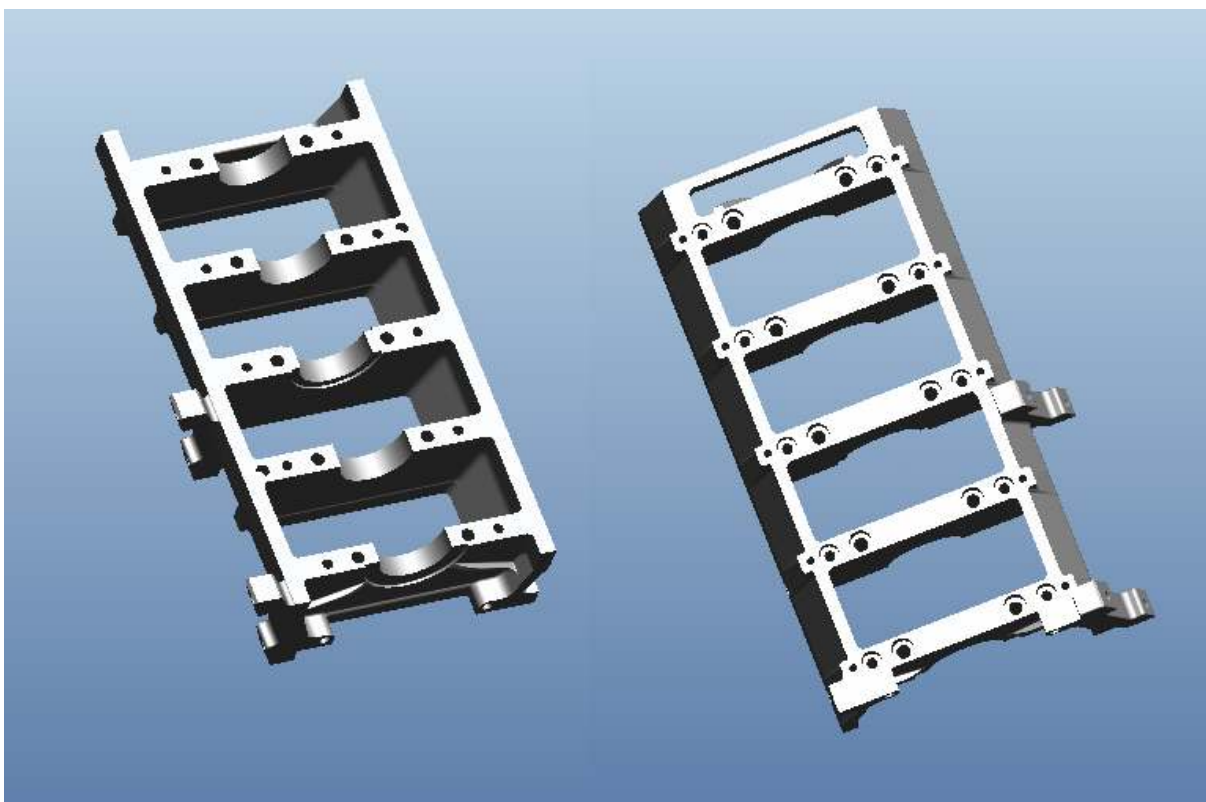
Klikovou skříň tvoří dvě části, které jsou spojeny šrouby a tvoří nosnou konstrukci celého motoru. Společným znakem jsou přepážky pro nalisování kluzných ložisek, vytvářejících uložení klikové hřídele. Každá přepážka je spojena dvěma šrouby $M10 \times 100$, a dvěma šrouby $M8 \times 85$. Utahovací moment pro šroub $M10$ je 50 N.m , pro šroub $M8$ pak 26 N.m . Jedná se o šrouby s vnitřním šestihranem. Dolním dílem skříně procházejí s vřeteli, hlava je zapuštěna v osazení, a do horního dílu jsou zašroubovány. Pro zajištění přesné polohy dílů skříně vůči jsou použity středící čepy průměru 10 mm na druhé a čtvrté přepážce, položeny úhlopříčně na vnějších stranách. Středy jednotlivých přepážek jsou vzdáleny 88 mm .

Na horní díl dosedají do kruhových osazení bloky válců. Jejich poloha je určována středícími kolíky, rozměrově shodnými jako na výchozím motocyklovém motoru. Bloky válců jsou na každé straně motoru spojeny s horním dílem skříně a hlavou válců deseti svorníky. Průměr svorníků je 10 mm , do skříně jsou zašroubovány do hloubky 18 mm a na druhé straně, v hlavě válců, pojištěny maticí. Utažením matice je ve svornících dosaženo nutného předpětí. Utahovací moment pro svorník je 52 N.m . V přední i zadní části horního dílu je nutné vytvořit průchody pro rozvodový řetěz. Pro levý blok motoru bude pohon rozvodů řešen přes vložené ozubené kolo. Proto je v páté přepážce vybroušeno uložení pro valivé ložisko, druhé uložení ložiska bude vyrobeno v přírubě pro spojku. Pro pravý blok motoru je pohon rozvodů řešen přímo od klikové hřídele, na jejímž konci je uloženo hnací řetězové kolo. Na zadní stranu klikové skříně bude připojena příruba pro uchycení spojky. Do horního dílu bude přišroubována čtyřmi šrouby $M10$, do dolního dvěma šrouby $M10$. Středění příruby je realizováno prostřednictvím dvou nákrůžků, kterými procházejí spojovací šrouby. Na přední stranu bude sedmi šrouby $M8$ víko klikové skříně. Horním dílem bude protékat olej směřující z hlavy válců. Na vnějších stranách skříně jsou pro něj vytvořeny tři díry průměru 10 mm , jejich rozmístění je dáno blokem válců. Na krajních přepážkách jsou vytvořena žebra pro snížení hlučnosti. V přední části horního dílu se nachází hlavní mazací kanál. Přívod tlakového oleje je z přední strany skříně. V každé přepážce je vyvrtána díra, spojující hlavní mazací kanál a válcovitou plochu pro kluzné ložisko. Mezi přepážkami jsou navíc vyvrtána osazení pro olejové trysky, jenž budou mazat a chladit písty ze spodní strany. Materiálem je hliníková slitina, hmotnost horního dílu činí pouhých $6,4 \text{ kg}$.

Dolní díl svými rozměry přepážek, rozmístěním šroubů a středících čepů kopíruje horní díl. Ze spodní strany jsou vytvořeny nálitky pro šrouby, upevňující olejovou vanu. Na levé straně bude připojeno olejové čerpadlo, na pravé straně je řešeno uchycení alternátoru třemi šrouby $M10$. Materiálem bude rovněž hliníková slitina. Hmotnost dílu je $5,2 \text{ kg}$.



Obr.: 39. Horní díl klikové skříně vytvořený v programu Pro/Engineer



Obr.: 40. Dolní díl klikové skříně vytvořený v programu Pro/Engineer



4.2 KLIKOVÁ HŘÍDEL

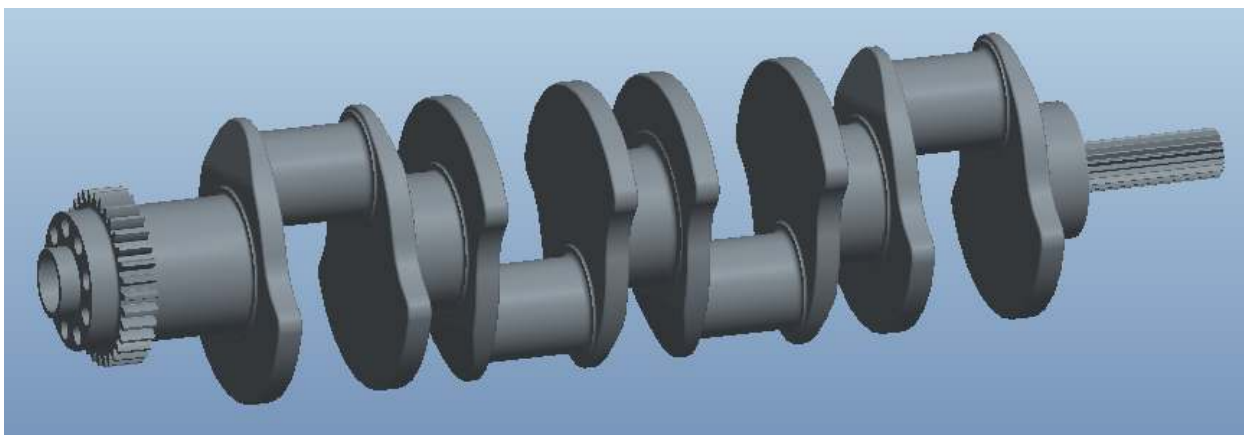
Konstrukce klikové hřídele vychází z rozměrů použitých hlavních ložisek, rozměrů ojníc a roztečí válců. Konce hřídele budou upraveny pro pohon rozvodů levého a pravého bloku motoru. Hřídel je „rovinná“, ojnicní čepy jsou přesazeny o 180° .

Průměry hlavních čepů jsou uzpůsobeny využití ložisek z automobilu *Audi S3 1,8 Turbo*, jedná se o motor s podobným výkonem. Průměry jsou oproti původnímu motocyklovému motoru zvětšeny, je zvětšena i šířka hlavních čepů. Průměr hlavních ložisek je 54 mm , šířka prostředního čepu je 23 mm , to je o 1 mm více než na dalších čepích, důvodem je použití axiálních ložisek. Na ojnicních čepích se nacházejí vždy dvě ojnice. Průměr ojnicních čepů je 38 mm , jejich šířka 42 mm je dána dvojnásobkem šířky ojnice.

Ze zadního konce hřídele bude přes vložený ozubený převod poháněn rozvodový mechanismus levého bloku motoru, proto je zde ozubení. Roztečný průměr ozubení je 66 mm . Rozměry ozubení navazují na průměr hlavního ložiska. Z tohoto konce hřídele bude odváděn výkon a kroutící moment na spojku. Z pevnostních důvodů by bylo nepřijatelné ozubení menších rozměrů, i když by jevílo jako výhodnější. Axiální polohu ozubení určuje poloha řetězových kol vačkových hřídelí v hlavě válců. Na zadní konec hřídele je připojen setrvačnický prostřednictvím devíti šroubů $M8$. Těsnost hřídele zajišťuje gufero, osazené do příruby spojky.

Z předního konce hřídele bude poháněn rozvodový mechanismus pravého bloku motoru. Na válcovém konci hřídele je vybroušeno jemné drážkování, odpovídající drážkování na hnacím řetězovém kole, které bude použito jako sériový komponent. Axiální poloha řetězového kola je dána opět polohou řetězových kol vačkových hřídelí v hlavě válců, pravého bloku motoru. Z toho vyplývá zúžení první přepážky o 2 mm , úpravou šířky projde i kluzné ložisko. Přední konec hřídele slouží také pro pohon řemenic, olejového čerpadla a alternátoru. Řemenice přitlačují řetězové kolo k osazení hřídele, vymezují tím axiální vůle. Jejich posun v ose je zamezen pojišťovacím šroubem $M10$, z čelní plochy na předním konci klikové hřídele.

Hřídel je vyrobena z vysoko-pevnostní oceli. Hmotnost hřídele je $9,56\text{ kg}$.



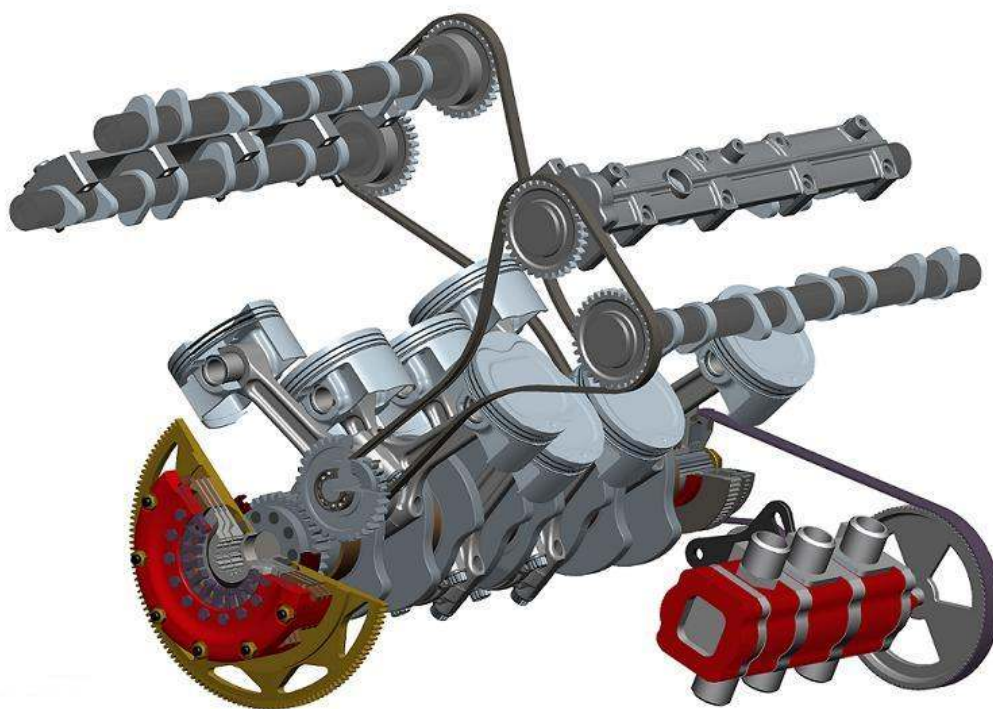
Obr.: 41. Kliková hřídel vytvořena v programu Pro/Engineer



4.3 ŘEŠENÍ POHONU ROZVODŮ

Pro využití stejných rozvodových mechanismů a stejného časování ventilů jako u výchozího motocyklového motoru je nezbytné vyřešení pohonu vačkových hřídelí.

V původním motoru je pohon realizován prostřednictvím řetězového kola, nasunutého na konci hřídele s jemným drážkováním. To je propojeno článkovým řetězem s řetězovými koly na vačkových hřídelích. V konstrukci V8 je tento pohon použitelný jen pro jednu hlavu válců motoru, z důvodu pevnosti klikové hřídele, která byly výše zmíněny. Druhá hlava, na levé straně, je poháněna přes vložený ozubený převod. Na zadním konci klikové hřídele se nachází ozubení, které pohání ozubené kolo, stejného průměru jako ozubení na hřídeli. Toto kolo je uloženo ve valivých ložiscích od výrobce *SKF*, s označením *61902/W64*, s tuhým olejem *Solid Oil* a maximálními pracovními otáčkami 14000 min^{-1} . Na vloženém ozubeném kole je zároveň jemné drážkování, na které se nasadí hnací řetězové kolo, axiálně je zajištěno podložkou a osazením se přitlačí k ložisku. Díky stejným průměrům ozubených kol hnací řetězové kolo dosáhne stejných otáček jako kliková hřídel. Jedno ložisko je uloženo v horním díle klikové skříně, druhé pak v přírubě spojky. Při servisních intervalech je nutno tato ložiska měnit, předejde se tím jejich případnému opotřebení nebo poškození.



Obr.: 42. Klikové ústrojí motoru V8 včetně pohonu rozvodových mechanismů

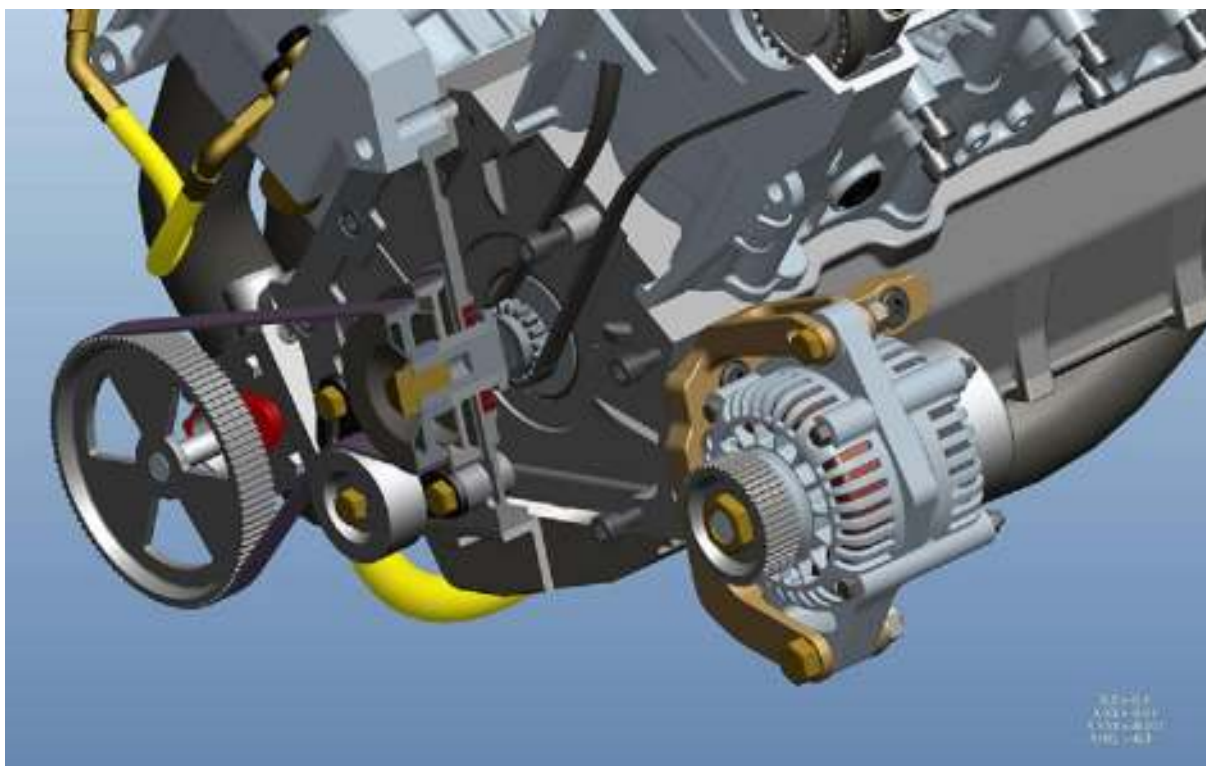


4.4 PŘEDNÍ STRANA MOTORU

Přední strana motoru je uzpůsobena pro pohon alternátoru, olejového čerpadla a vačkových hřídelí pravé hlavy válců, také je na ní umístěn rozvaděč oleje, kterým vstupuje tlakový olej do hlavního mazacího kanálu.

Krycím víkem, přišroubovaným na přední straně klikové skříně prochází konec klikové hřídele, na níž jsou nasunuty hnací řemenice a hnací řetězové kolo pro pohon rozvodů. Těsnost pracovního prostoru klikového ústrojí zabezpečuje hřídelový těsnicí kroužek vložený do víka. Axiální posuvy řemenic a hnacího řetězového kola jsou zamezeny šroubem z čela klikové hřídele. Redukce otáček olejového čerpadla vůči otáčkám klikové hřídele a zároveň zvýšení otáček alternátoru vůči otáčkám klikové hřídele, by vedlo při použití jedné hnací řemenice k velice komplikovanému řešení napínání ozubeného řemenu. Nebylo by dosaženo potřebného úhlu opásání, do záběru by nevstupoval dostatečný počet zubů řemenu a přenášený výkon pro pohon agregátů by byl nedostatečný. Je tedy navržen systém pohonu agregátů se dvěma řemenicemi.

Řemenice blíže krycímu víku pohání alternátor, nacházející se na pravé straně klikové skříně. Napnutí řemenu je dosaženo prostřednictvím nastavitelného držáku alternátoru. Vzdálenější řemenice pohání olejové čerpadlo, na levé straně klikové skříně. Napětí u tohoto hnacího řemenu je vyvíjeno přes nastavitelnou napínací kladku, přišroubovanou na krycí víko klikové skříně.



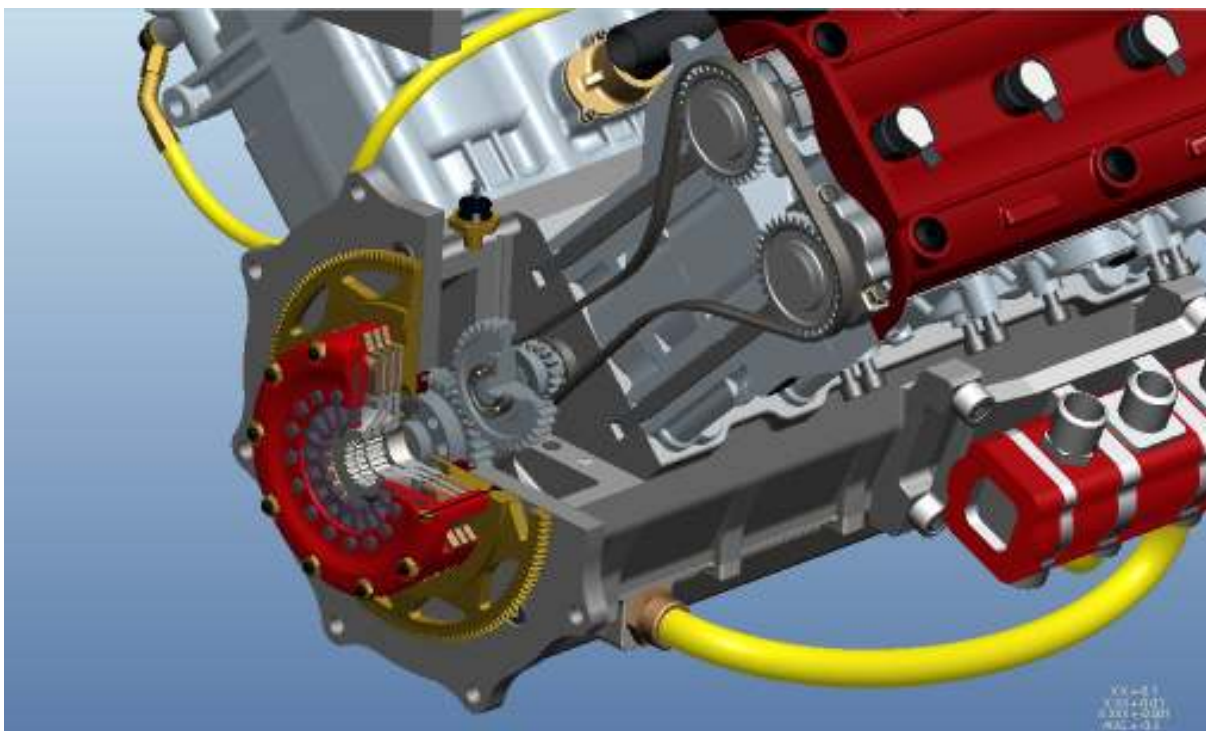
Obr.: 43. Náhled přední strany motoru v řezu



4.5 ZADNÍ STRANA MOTORU

Na zadní stranu motoru se váže příruba pro převodovku, setrvačník, spojka a také se zde nachází ozubený převod pro upravený pohon rozvodů levé hlavy válců. Zadní strana motoru vyžaduje úpravu bloku válců, spočívající v odfrézování nálitků pomocným přídržných šroubů na bloku válců. Výrazně se tak zkrátí celá konstrukce motoru.

Příruba pro spojku je přišroubována k zadní části klikové skříně. Jejím středem je veden konec klikové hřídele. Mezi klikovou hřídel a osazení v přírubě je nalisován hřídelový těsnicí kroužek. Středění příruby zaručuje dvojice nákrůžků, vložených do osazení u děr horních šroubů. K čelu klikové hřídele je devíti šrouby připojen setrvačník, nesoucí lamelovou spojku. Do příruby je z vnitřní strany vybroušena díra pro nalisování ložiska, sloužícího jako uložení vsazeného ozubeného převodu. Druhé ložisko je nalisováno do horního dílu klikové skříně. Po vnějším obvodu příruby jsou rozmístěny průchozí díry pro upevnění převodovky.



Obr.: 44. Náhled zadní strany motoru v řezu

4.6 SÁNÍ MOTORU, PŘÍPRAVA SMĚSI

Pro každou hlavu válců motoru budou použita sériová sací hrdla, se škrťacími klapkami i vstřikovači z původního motocyklového motoru. Tvoření směsi je realizováno nepřímým vstřikováním před sací ventily. Na vyústění sacích hrdel budou umístěny airboxy, oddělené pro levou i pravou stranu motoru. Vzduchový filtr bude vložen do sacího potrubí před airboxy.

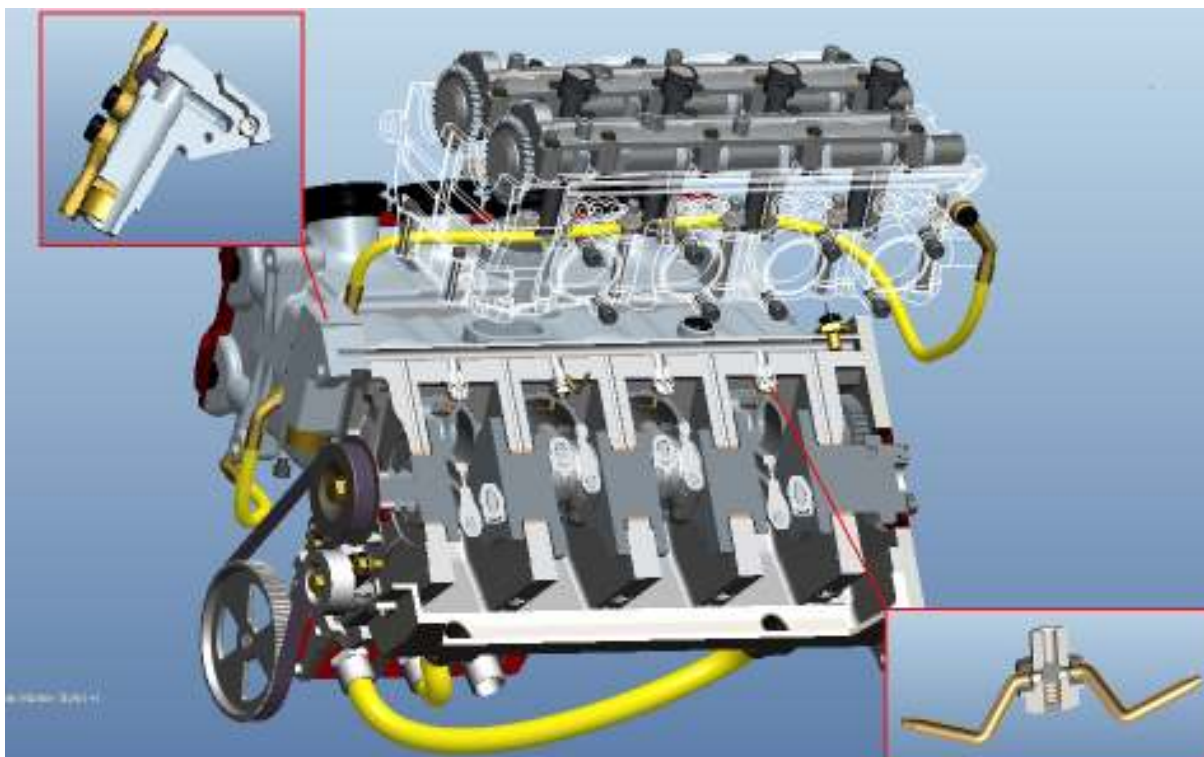


4.7 SYSTÉM MAZÁNÍ MOTORU

Využití motoru do závodních, rallye vozů, nebo speciálních vozů pro závody do vrchu vede ke zvolení systému mazání motoru se suchou klikovou skříní. Olej bude nasáván čerpadlem do nádrže a z ní opětovně čerpán, stlačován a přiváděn na potřebná místa v motoru.

Olejoyé čerpadlo vyrobené anglickou firmou *Dailey Engineering* je tří-komorové, se dvěma odsávacími sekcemi a jednou výtlačnou sekcí. Je přišroubováno na levou stranu motoru a poháněno přes napínací kladku, řemenicí od klikové hřídele. Při startu motoru čerpadlo nasává olej z olejové nádrže, stlačuje jej a vhání do rozdělovače oleje, přišroubovaného na přední straně motoru dvěma šrouby. Rozvaděč rozděluje olej do tří směrů. Přes dva průtočné šrouby je veden olej zvláště do levé a zvláště do pravé hlavy válců motoru. V hlavě válců tlakový olej vyúsťuje k poslednímu kluznému ložisku vačkové výfukové hřídele a je dále rozváděn po hlavě válců. Třetím směrem je veden k hlavnímu mazacímu kanálu.

Hlavní mazací kanál prochází horní částí klikové skříně, na konci kanálu je záslepka. Průměr kanálu je 10 mm , v místě hlavních ložisek klikové hřídele je k hlavnímu mazacímu kanálu připojen vedlejší mazací kanál, průměru 5 mm . Tímto kanálem je olej přiváděn k hlavním čepům klikové hřídele, z nichž tlakový proudí olej přes vývrty v klikové hřídeli k ojnicím ložiskům. Na hlavní mazací kanál je napojen i systém olejových trysek. Pod každý píst vyúsťuje tryska, která se aktivuje ve chvíli, kdy přetlačí tlak oleje kuličkový ventil v tělese trysky. Za konec hlavního mazacího kanálu je umístěn snímač tlaku oleje. Volně stékající olej se shromažďuje v olejové vaně. Vana je tvarována tak, aby se olej samovolně naváděl k odsávacím otvorům, na přední a zadní straně vany.



Obr.: 45. Systém mazání motoru se suchou klikovou skříní

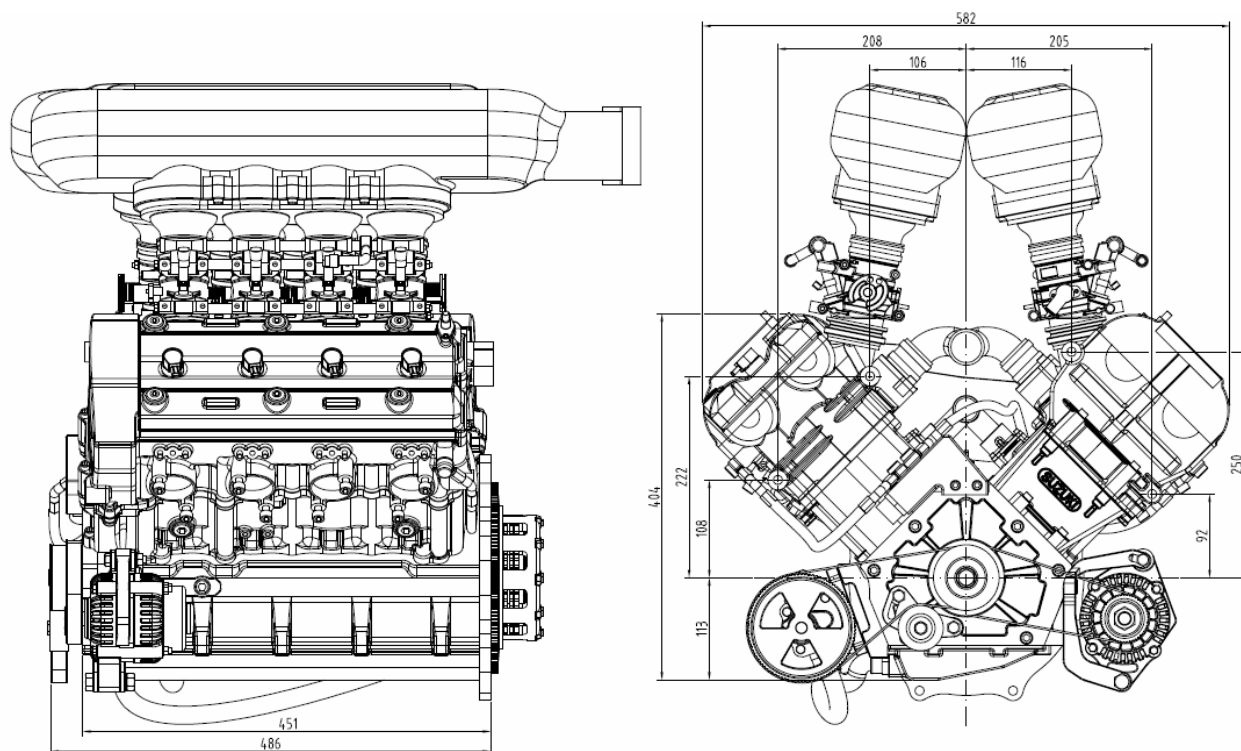


4.8 TECHNICKÁ DATA MOTORU

Celá konstrukce byla motivována co nejmenšími rozměry a minimální hmotností. Výsledkem je motor vážící pouhých 94,22 kg. Přehled hmotností jednotlivých dílů je uveden v Tab.: 6. Délka bloku motoru je 451 mm, celková délka (včetně řemenic) dosahuje 486 mm. Rozměr přes nejširší místo hlav válců činí 582 mm. Výška motoru ode dna olejové vany po víko hlavy válců je 404 mm. Celkové rozměry motoru jsou na Obr.: 46. Podobný motor V8 s původem v motocyklu *Suzuki Hayabusa*, jenž vyrobila firma *Hartley Enterprises* v roce 2005 vážil 100 kg. Hmotnost mnou navrženého motoru je 94,2 kg, což je o 5,8 kg méně než u výše zmíněného motoru. Porovnání zástavbových rozměrů by bylo nepřesné, protože *Hartley* vycházeli z konceptu s úhlem rozevřením válců 75°.

Tab.: 6. Přehled hmotností jednotlivých dílů motoru

Název dílu	Hmotnost dílu [kg]
Horní díl klikové skříně	6,4
Dolní díl klikové skříně	5,2
Kliková hřídel	9,56
Ojnice (8 kusů)	0,420
Pístní skupina (8 kusů)	0,30
Hlava válců (2 kusy)	8,2
Blok válců (2 kusy)	5,5
Vačková hřídel (4 kusy)	1,84
Víko vačkové hřídele(4 kusy)	0,35
Víko hlavy válců (2 kusy)	1,13
Spojka	2,3
Alternátor	2,6
Olejové čerpadlo	3,5
Příruba spojky	1,75
Setrvačník	1,93
Víko klikové skříně	0,63
Olejová vana	1,56
Držák alternátoru	0,9
Sací hrdla (2 kusy)	2,12
Šrouby	4,25
Ostatní díly(podložky,těsnění,...)	5,0
Celková hmotnost konstrukce	94,22



Obr.: 46. Zástavbové rozměry motoru V8

4.8.1 KONSTRUKČNÍ PARAMETRY MOTORU

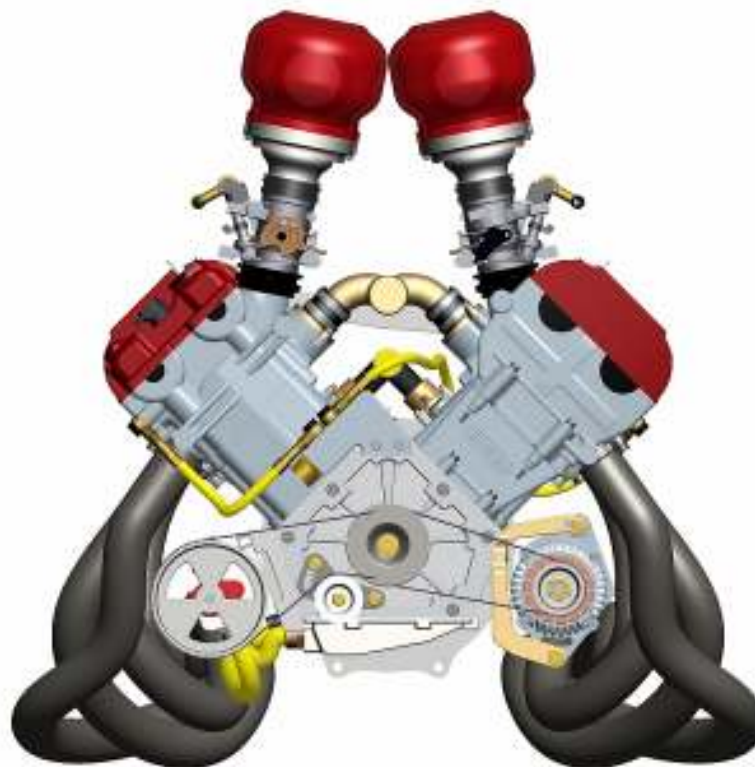
Následující Tab.:7 udává přehled předpokládaných výkonových parametrů motoru V8, zakládajících se na hodnotách původního motocyklového motoru.

Tab.:7. Technické parametry motoru V8

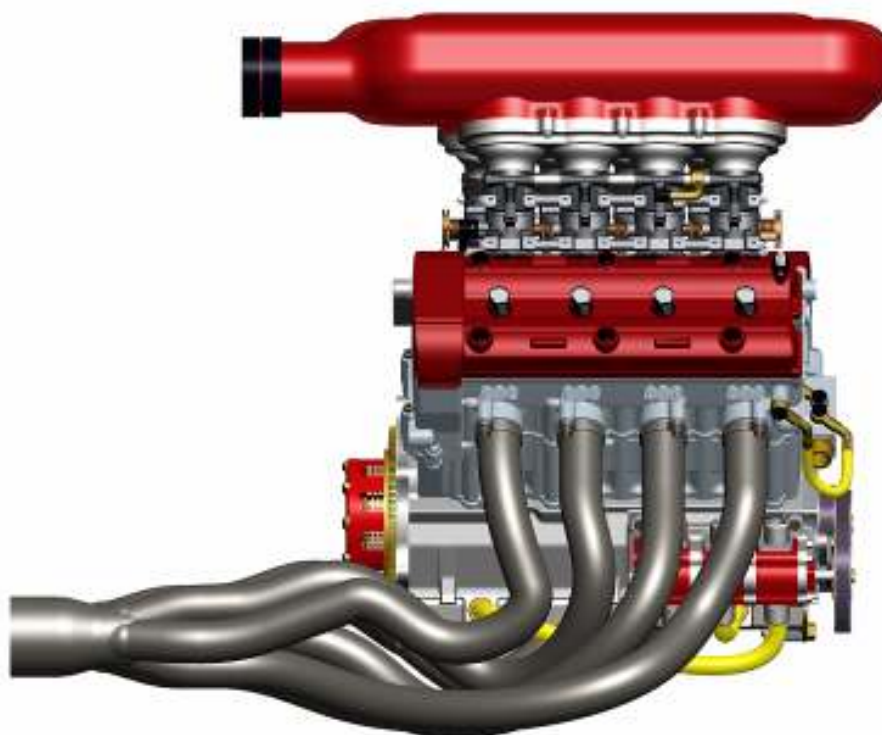
Technické parametry motoru	
Typ motoru:	vidlicový osmiválec
Úhel rozevření válců:	90°
Zdvihový objem:	2596 cm ³
Vrtání/zdvih:	81/63 mm
Počet ventilů:	32/ rozvod DOHC
Výkon motoru:	254 kW / 9800 ot.min ⁻¹
Krouticí moment:	280 N.m / 7500 ot.min ⁻¹
Rozměry(šířka/délka/výška):	582/486/404 mm
System mazání:	Suchá kliková skříň
Spojka:	AP Racing CP6073-SE (664 N.m)
Olejšové čerpadlo:	3 komorové - DE 04-99-2024



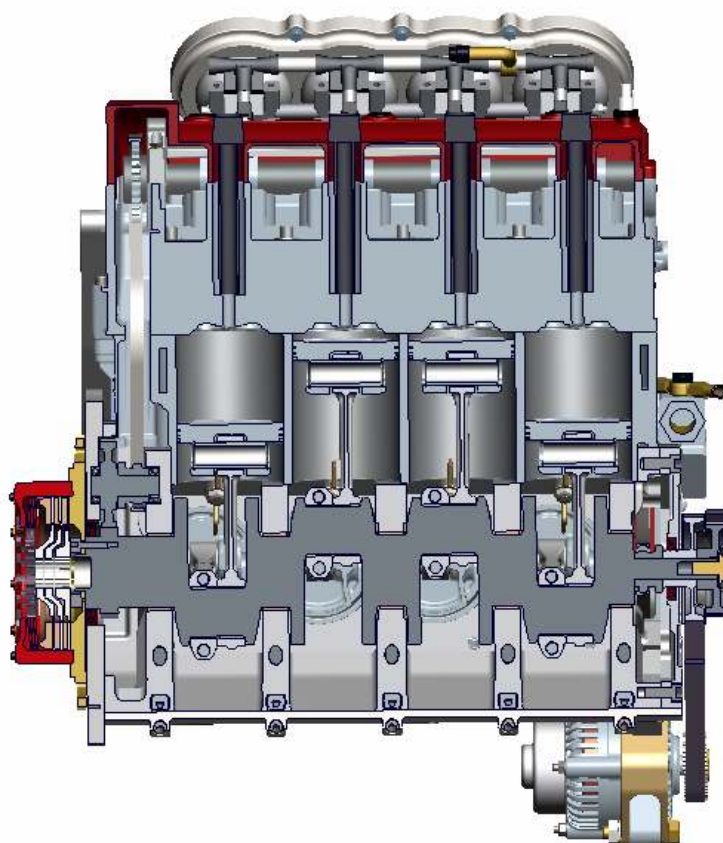
4.8.2 VIZUALIZACE MOTORU



Obr.: 47. 3D vizualizace motoru - pohled na přední stranu



Obr.: 48. 3D vizualizace motoru - pohled na levou stranu



Obr.: 49. 3D vizualizace motoru - pohled v polovičním řezu



Obr.: 50. 3D vizualizace motoru - pohled v částečném řezu



5 ZATÍŽENÍ KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Hlavním zdrojem zatížení klikové skříně je spalovací tlak, z něž vycházející všechna dílčí zatížení. Průběhy spalovacího tlaku jsou shodné jak v motoru *V8*, tak v motocyklovém motoru *Suzuki Hayabusa*. Síly v klikovém ústrojí lze na základě tohoto tlaku převést na zatížení klikové skříně. Jedná se o síly do hlavních ložisek, boční síly a síly namáhající svorníky.

5.1 SIMULACE SPALOVACÍCH TLAKŮ

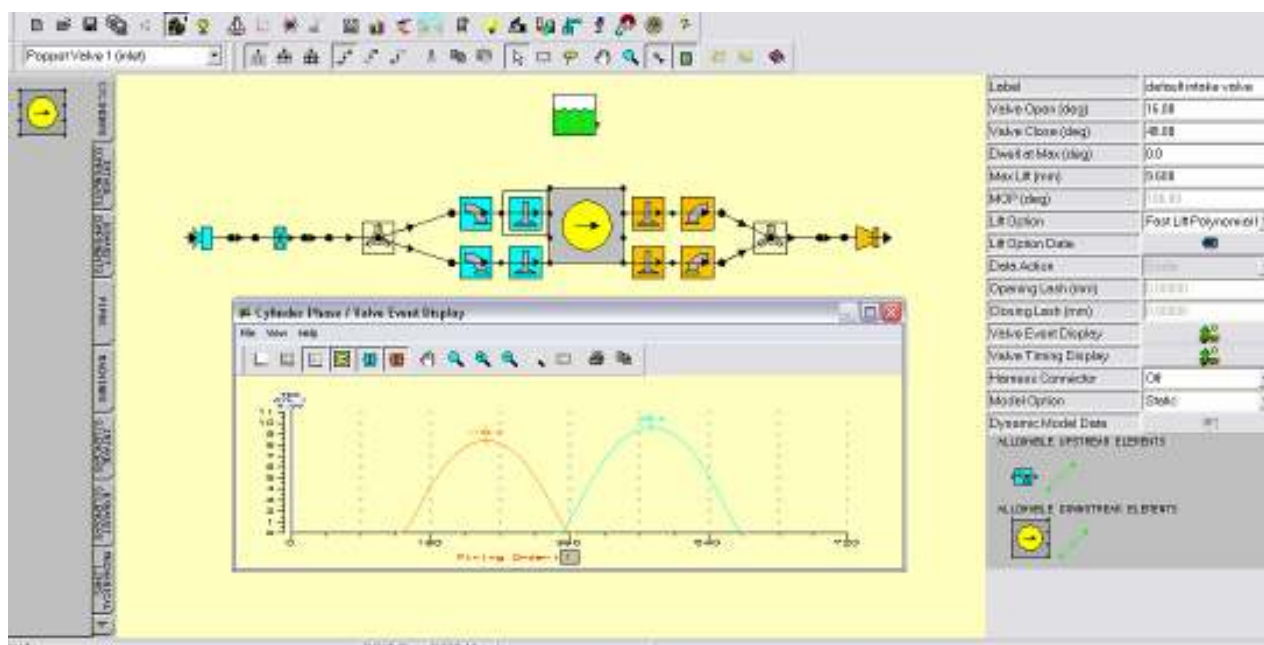
Pro zjištění spalovacích tlaků byl použit program *Lotus*. Vstupem byly rozměry válcové jednotky, časování ventilů, tvary a délky sacího a výfukového potrubí, apod. Všechny elementy sání, válcové jednotky i výfuku byly sestaveny do jednoho výpočtového modelu a provedena simulace. Rozsah pracovních otáček byl zvolen od 1000 min^{-1} do 11000 min^{-1} . Maximální spalovací tlak byl vyhodnocen u otáček 8000 min^{-1} , při natočení kliky 16° za horní úvratí, špička tlaku měla hodnotu $7,09 \text{ MPa}$. Průběh spalovacího tlaku při otáčkách 8000 min^{-1} bude použit pro výpočet sil v klikovém ústrojí. Následující tabulka ukazuje jednotlivé vstupní hodnoty pro simulaci tlaku, uvedené komponenty jsou seřazeny postupně, od sání po výfuk (pozn. délky a průměry jsou v *mm*).

Tab.: 8. Vstupní data pro výpočet spalovacího tlaku

Vstupní data pro simulaci spalovacího tlaku	
Trubka sacího potrubí 1	délka 70, vstupní Ø 45, výstupní Ø 42, tloušťka 2, chlazená vzduchem, mat. plast
Škrtková klapka	Ø 42
Trubka sacího potrubí 2	délka 35; vstup Ø 40; výst. Ø 40; tl.3; vzduch; plast
Sací potrubí v hlavě válců	délka 74; vstup Ø 40; výst. Ø 35; tl.5; voda; hliník
Sací kanály (úhel os 42°)	délka 54; vstup Ø 33; výst. Ø 33; tl.5; voda; hliník
Sedlo sacího ventilu	Ø 33
Sací ventily	Zdvih 9,6; otevření 16° před HÚ; zavření 48° za DÚ
Válcová jednotka	válec Ø 81; zdvih 63; délka ojnice 119,5; $\varepsilon = 11,0$
Výfukové ventily	Zdvih 8,4; otevření 41° před DÚ; zavření 5° za HÚ
Sedlo výfukového ventilu	Ø 27,5
Výf. kanály (úhel os 43°)	délka 38; vstup Ø 27,5; výst. Ø 27,5; tl.5; voda; hliník
Výf. potrubí v hlavě válců	délka 22; vstup Ø 30; výst. Ø 34; tl.5; voda; hliník
Výfukové potrubí vnější	délka 540; vstup Ø 34; výst. Ø 34; tl.2; vzduch; ocel
Palivo	benzín
Teplota nas. vzduchu	20°C

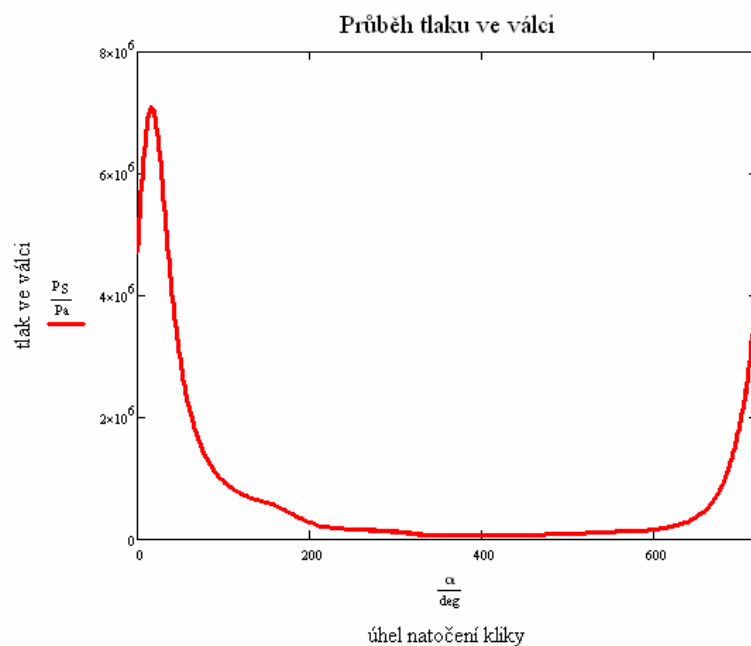


Ukázka modelu válcové jednotky sestavená v programu *Lotus* je na *Obr.: 51*. Levá strana znázorňuje vstup vzduchu do sacího potrubí, střed zastupuje válec motoru a pravá strana představuje výfukové potrubí.



Obr.: 51. Prostředí programu Lotus s modelem válcové jednotky

Výstupem programu je tabulka hodnot, představující závislost úhlu natočení klikové hřídele na velikosti tlaku ve válci. Rozsah úhlu se pohybuje od 0 do 720°, krok úhlu je 1°. Vyhodnocený tlak je znázorněn pro otáčky 8000 min^{-1} viz. *Obr.: 52*.



Obr.: 52. Průběh spalovacího tlaku ve válci při otáčkách 8000 min^{-1}

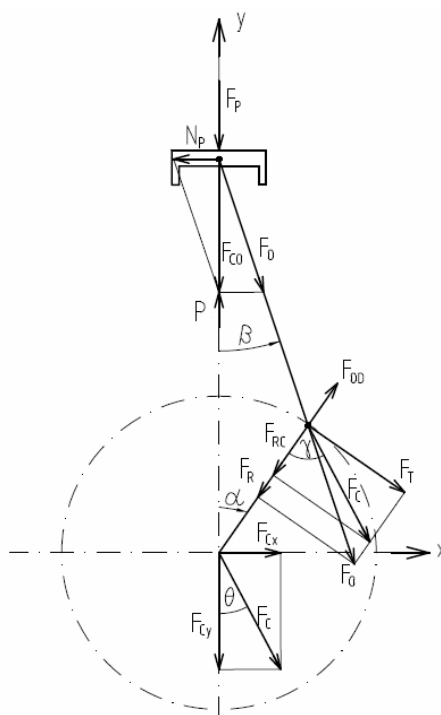
5.2 SÍLY V KLIKOVÉM ÚSTROJÍ

Pro určení zatížení ložisek klikové skříně a zjištění velikostí bočních sil je nutné spočítat síly působící v klikovém ústrojí. Vstupní hodnoty pro výpočet sil viz. Tab.: 9, jsou převzaty z výchozího motocyklového motoru, otáčky motoru při maximálním spalovacím tlaku.

Tab.: 9. Vstupní data pro výpočet v klikovém ústrojí

Vstupní data pro výpočet sil v klikovém ústrojí	
Hmotnost pístní skupiny:	$m_p = 0,300 \text{ kg}$
Průměr pístu:	$D = 81 \text{ mm}$
Hmotnost ojnice:	$m_o = 0,420 \text{ kg}$
Poloměr kliky:	$r = 31,5 \text{ mm}$
Délka ojnice:	$l = 119,5 \text{ mm}$
Klikový poměr:	$\lambda = 0,26359$
Otáčky motoru:	$n = 8000 \text{ min}^{-1}$
Úhel rozevření válců:	$\delta = 90^\circ$

Znázornění sil v klikovém ústrojí je ukázáno na Obr.: 53. Cílem je určení boční síly N_P a určení síly F_C , přenesené do středu hlavního čepu.



Obr.: 53. Síly v klikovém ústrojí



Výpočet všech sil byl proveden v programu *Mathcad*, kompletní výpočet je vložen do přílohy. Zde jsou uvedeny pouze hlavní vztahy, výsledné hodnoty, závěry a grafy. Postup určení sil do hlavních ložisek byl následující. Jako první, byla určena síla do osy ojnice F_O , rozložena na sílu tangenciální F_T a sílu radiální F_R . Poté byla spočítána síla odstředivých sil rotačních hmot ojnice F_{OD} , ta v součtu se silou F_R vytvoří celkovou radiální sílu F_{RC} . Výslednice tangenciální síly F_T a celkové radiální síly F_{RC} dává sílu celkovou F_C . Její reakce je přenesena do středu kliky a namáhá hlavní ložisko. Vztahy pro výpočet sil jsou:

Síla od tlaku plynu:

$$F_P = p_S \cdot S_P \quad (57)$$

kde p_S je tlak ve válci, S_P je plocha pístu

Celková setrvačná síla posuvných hmot:

$$P = m_p \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (58)$$

Celková síla na píst:

$$F_{CP} = F_P + P \quad (59)$$

Úhel β :

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r \cdot \sin \alpha}{l}\right) \quad (60)$$

Boční síla na píst:

$$N_P = -F_{CP} \cdot \tan \beta \quad (61)$$

Síla v ojnici:

$$F_O = \frac{F_{CP}}{\cos \beta} \quad (62)$$

Tangenciální síla:

$$F_T = F_O \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad (63)$$

Radiální síla:

$$F_R = F_O \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (64)$$

Odstředivá síla rotačních hmot ojnice:

$$F_{OD} = m_o \cdot r \cdot \omega^2 \quad (65)$$

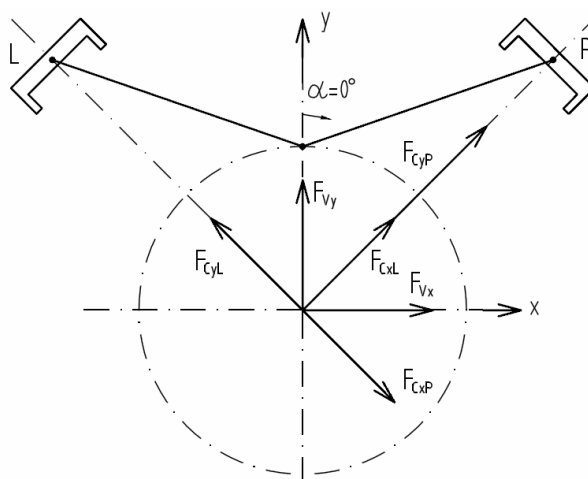
Celková radiální síla:

$$F_{RC} = F_R - F_{OD} \quad (66)$$

Celková síla přenášená na hlavní ložisko:

$$F_C = \sqrt{F_T^2 + F_{RC}^2} \quad (67)$$

Celková síla přenášená na hlavní ložisko F_C byla rozložena do os x a y , souřadného systému pro jeden válec. Pro dvojici válců, sestavených do vidlice, budou u každého válce natočeny výslednice vůči globálnímu systému XY podle Obr.: 54. Síla F_{CyL} představuje výslednici sil v ose y pro levý válec, síla F_{CxL} výslednici sil v ose x pro levý válec. F_{CyP} představuje výslednici sil v ose y pro pravý válec, síla F_{CxP} výslednici sil v ose x pro pravý válec. Všechny dílčí výslednice byly rozloženy do os X a Y , součty průmětů v osách X a Y dávají výsledné síly do hlavního ložiska pro vidlici válců F_{VX} a F_{VY} .



Obr.: 54. Schéma sil v hlavním ložisku pro dvojici válců

Celková síla v hlavním ložisku pro vidlici válců v ose x:

$$F_{VX} = F_{CxL} \cdot \cos \frac{\delta}{2} - F_{CyL} \cdot \cos \frac{\delta}{2} + F_{CxP} \cdot \cos \frac{\delta}{2} + F_{CyP} \cdot \cos \frac{\delta}{2} \quad (68)$$

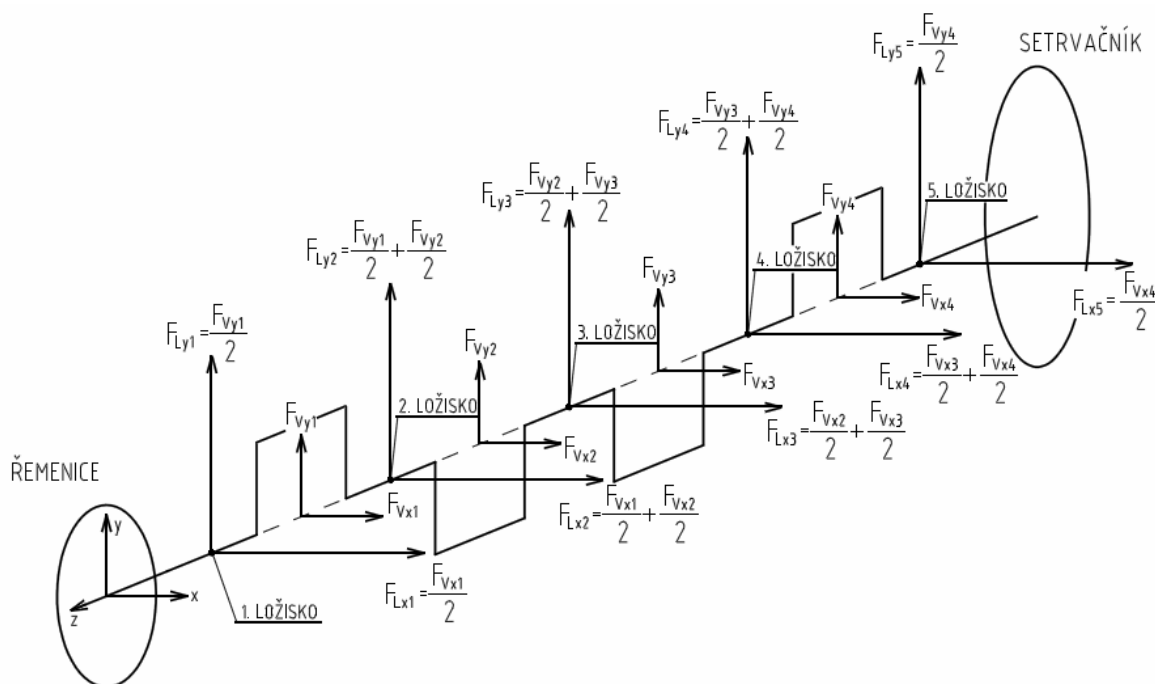
Celková síla v hlavním ložisku pro vidlici válců v ose y:

$$F_{VY} = F_{CxL} \cdot \sin \frac{\delta}{2} + F_{CyL} \cdot \sin \frac{\delta}{2} - F_{CxP} \cdot \sin \frac{\delta}{2} + F_{CyP} \cdot \sin \frac{\delta}{2} \quad (69)$$

Celkové síly v hlavních ložiscích byly vypočteny pro všechny čtyři vidlice válců. Jejich velikost určuje fázové posunutí mezi zážehy válců. Pořadí zážehů je 1L-4P-2L-3P-4L-1P-3L-2P, pravidelně po 90° natočení klikové hřídele. Pořadí: 1. vidlice je u řemenice, 4. je u setrvačnicku.

5.3 ZATÍŽENÍ LOŽISEK KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Zatížení ložisek skříně je dáno silami od jednotlivých vidlic válců. Systém rozložení sil je takový, že síla od vidlice se rozdělí na polovinu, jedna polovina zatížení se umístí do hlavního ložiska na jedné straně vidlice, a druhá polovina do hlavního ložiska na druhé straně. Zatížení ložisek reprezentují síly F_{L1} až F_{L5} , rozložené do os x a y dle Obr.: 55.



Obr.: 55. Schéma zatížení hlavních ložisek

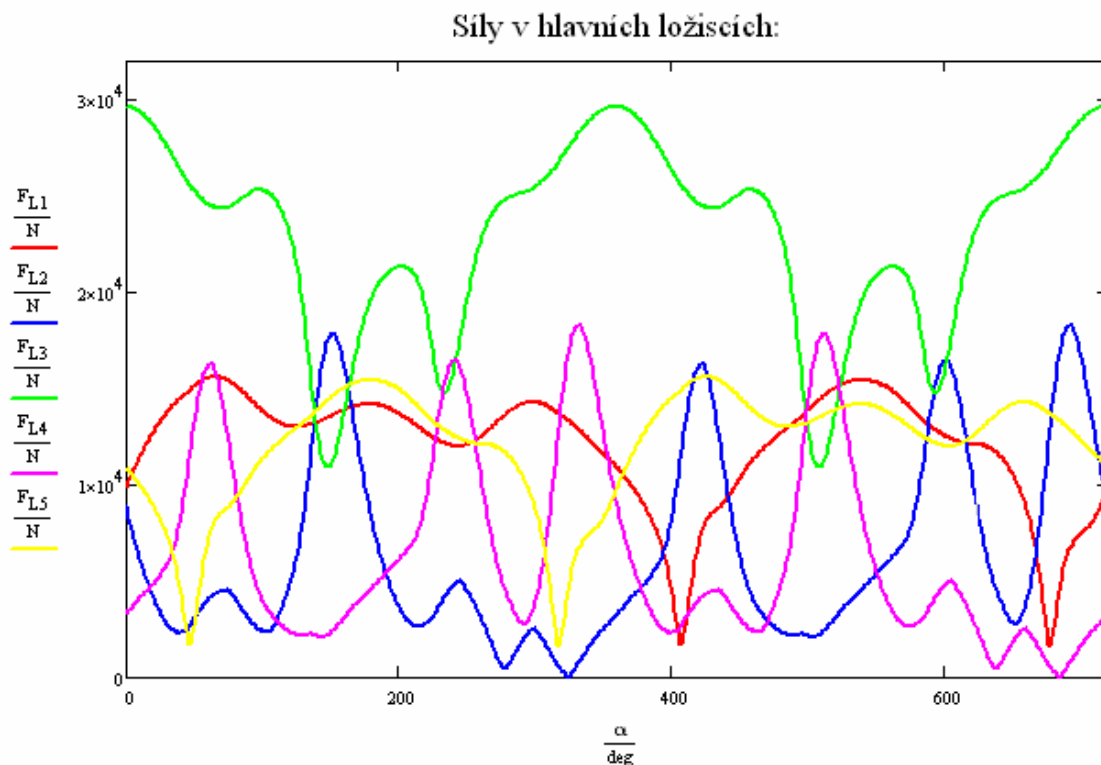
Síly v každém ložisku byly vypočítány pro úhel natočení klikové hřídele od 0 do 720° s krokem po 1° . Poté byly zjištěny maximální síly zvlášť pro každé ložisko. Výsledky udává Tab.: 10. Nejvíce zatížené je třetí ložisko, ve kterém celková síla dosahuje hodnoty 29670 N . Jedná se o dva okamžiky, kdy je kliková hřídel natočena o 357° a 717° . Zatížení ložisek klikové skříně bude tedy vztahováno pro okamžik odpovídající úhlu natočení kliky 357° .

Tab.: 10. Maximální zatížení hlavních ložisek

Maximální hodnoty zatížení jednotlivých ložisek	
Ložisko č.1.:	$\max(F_{L1}) = 15640\text{ N}$
Ložisko č.2.:	$\max(F_{L2}) = 18330\text{ N}$
Ložisko č.3.:	$\max(F_{L3}) = 29670\text{ N}$
Ložisko č.4.:	$\max(F_{L4}) = 18330\text{ N}$
Ložisko č.5.:	$\max(F_{L5}) = 15640\text{ N}$



Průběhy sil v jednotlivých hlavních ložiscích jsou na Obr.: 56.



Obr.: 56. Průběhy sil v hlavních ložiscích

Kliková skříň bude namáhána nejvíce při natočení klikové hřídele $\alpha = 357^\circ$. Síly působící v hlavních ložiscích, rozložené do os x a y jsou v následující tabulce:

Tab.: 11. Zatížení hlavních ložisek

Zatížení hlavních ložisek při $\alpha = 357^\circ$		
Ložisko č.1.:	$F_{L1x} = 1573 \text{ N}$	$F_{L1y} = 11002 \text{ N}$
Ložisko č.2.:	$F_{L2x} = -795 \text{ N}$	$F_{L2y} = -2997 \text{ N}$
Ložisko č.3.:	$F_{L3x} = -5520 \text{ N}$	$F_{L3y} = 29151 \text{ N}$
Ložisko č.4.:	$F_{L4x} = 3980 \text{ N}$	$F_{L4y} = -9050 \text{ N}$
Ložisko č.5.:	$F_{L5x} = 7133 \text{ N}$	$F_{L5y} = 6102 \text{ N}$

5.4 ZATÍŽENÍ SVORNÍKŮ

Svorníky spojují klikovou skříň, blok válců a hlavu válců. Na každou stranu motoru jich připadá 10. Jedním koncem jsou zašroubovány závitem $M10$ do horního dílu klikové skříně. Prochází s vůlí otvory v bloku válců a druhým koncem jsou staženy maticemi v hlavě válců.



V motocyklovém motoru jsou svorníky dle manuálu výrobce utaženy momentem $M_S = 52 \text{ N.m}$. Tím je vyvozeno ve svorníku pracovní předpětí. V motoru V8 budou pracovní podmínky stejné, utahovací moment bude tedy stejný jako u motocyklového motoru. Průměr svorníku je $d_S = 10 \text{ mm}$.

Síla vyvolaná předpětím ve svorníku [2]:

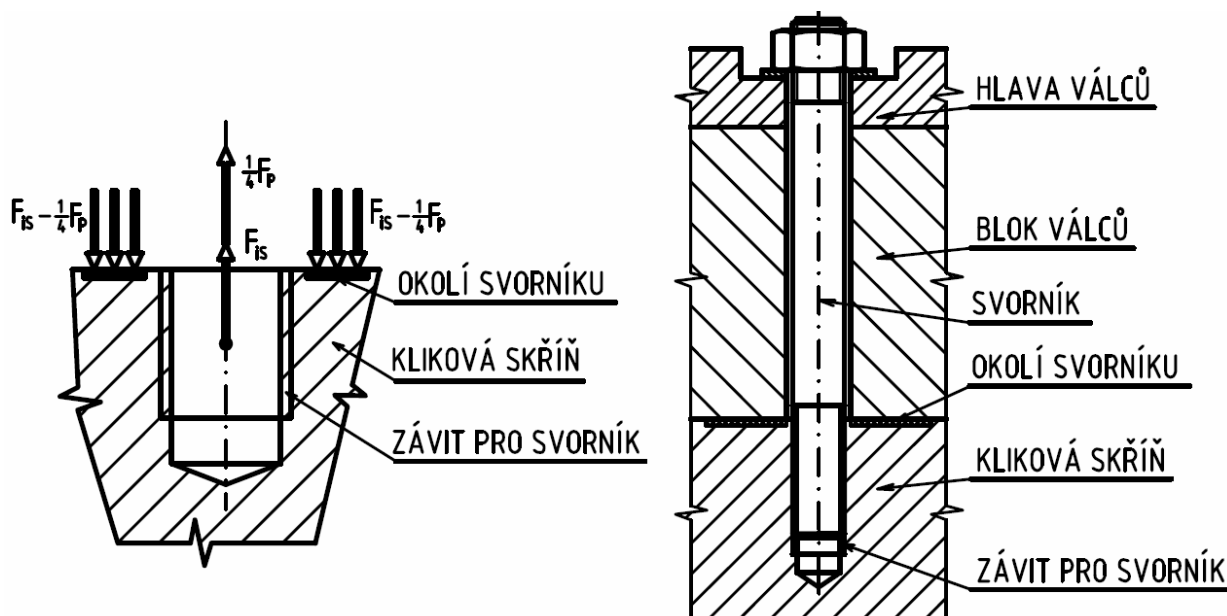
$$F_{is} = \frac{M_S}{K_{MS} \cdot d_S} \quad (70)$$

kde M_S je utahovací moment, K_{MS} je součinitel utahovacího momentu, d_S je průměr svorníku

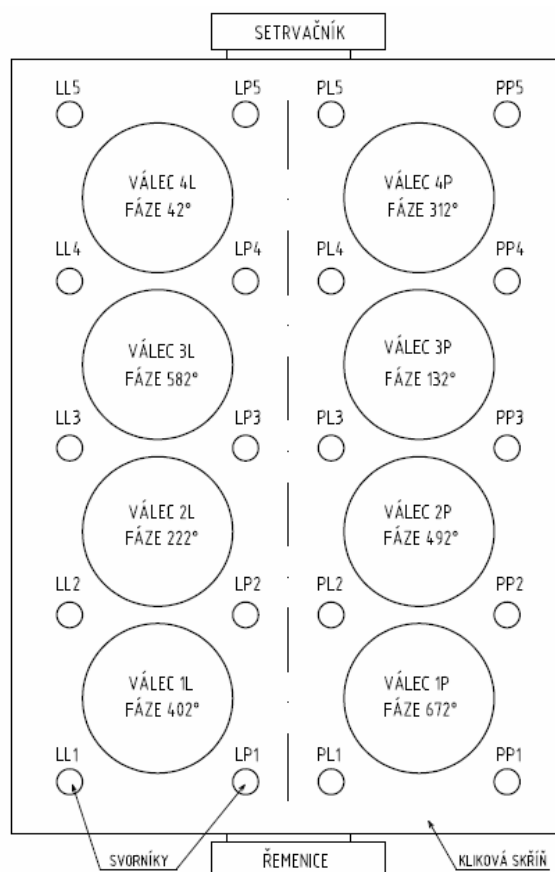
$$F_{is} = \frac{52000}{0,2 \cdot 10} = 26000 \text{ N} \quad (71)$$

Pokud motor nepracuje, působí na svorník pouze síla od předpětí F_{is} . Při provozu na něj působí navíc síla od tlaku plynu. Na každý válec připadají čtyři svorníky, síla od tlaku plynu zatěžující svorník bude v daném okamžiku čtvrtinové velikosti z celkové síly F_P . Ve společných svornících, sousedních válců bude působit tlaková síla od obou válců, síla předpětí se zvýší o čtvrtinu tlakové síly od jednoho válce a o čtvrtinu tlakové síly od druhého válce. Do okolí svorníků v klikové skříni působí síla vyvozené předpětím F_{is} zmenšená o čtvrtinovou sílu od tlaku plynu, mající snahu oddělit klikovou skříň a blok válců.

Velikost tlakových sil je počítána pro úhel natočení $\alpha = 357^\circ$. Celkové rozvržení svorníků na klikové skříni je na Obr.: 58. Přehled zatížení svorníků a jejich okolí je uveden v Tab.: 12.



Obr.: 57. Zatížení svorníku



Obr.: 58. Rozmístění svorníků na klikové skříně

Tab.: 12. Zatížení svorníků

Zatížení svorníků a jejich okolí			
Síla ve svorníku		Síla v okolí svorníku	
LL1 = 26100N	LP1 = 26100N	LL1 = 25900N	LP1 = 25900N
LL2 = 26360N	LP2 = 26360N	LL2 = 25640N	LP2 = 25640N
LL3 = 26440N	LP3 = 26440N	LL3 = 25560N	LP3 = 25560N
LL4 = 31090N	LP4 = 31090N	LL4 = 20910N	LP4 = 20910N
LL5 = 30910N	LP5 = 30910N	LL5 = 21090N	LP5 = 21090N
PL1 = 26910N	PP1 = 26910N	PL1 = 25090N	PP1 = 25090N
PL2 = 27030N	PP2 = 27030N	PL2 = 24970N	PP2 = 24970N
PL3 = 26990N	PP3 = 26990N	PL3 = 25010N	PP3 = 25010N
PL4 = 27020N	PP4 = 27020N	PL4 = 24980N	PP4 = 24980N
PL5 = 26140N	PP5 = 26140N	PL5 = 25860N	PP5 = 25860N



5.5 ZATÍŽENÍ OD BOČNÍCH SIL

Kruhová osazení pro blok válců v klikové skříni budou namáhána bočními silami od pístů. Velikost sil byla určena pro úhel natočení klikové hřídele $\alpha = 357^\circ$. Příslušný děj probíhající ve válcích ukazuje *Obr.: 58*. Výpočet byl proveden v programu *Mathcad* a je součástí přílohy. Výsledné boční síly zobrazuje tabulka.

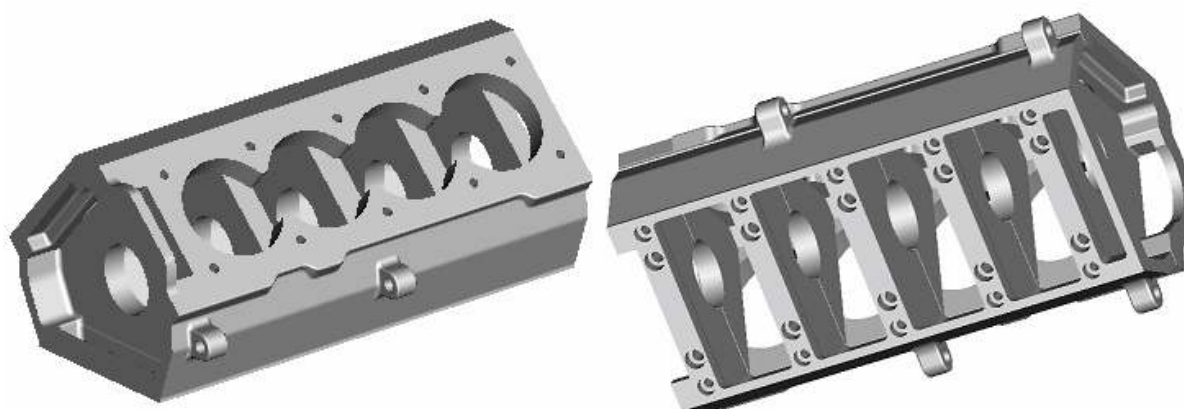
Boční síly působící na klikovou skříň			
Válec 1L:	$N_p = 842\text{N}$	Válec 1P:	$N_p = -119\text{N}$
Válec 2L:	$N_p = 1035\text{N}$	Válec 2P:	$N_p = -1016\text{N}$
Válec 3L:	$N_p = 979\text{N}$	Válec 3P:	$N_p = -1623\text{N}$
Válec 4L:	$N_p = -2602\text{N}$	Válec 4P:	$N_p = -737\text{N}$

6 VÝPOČET KLIKOVÉ SKŘÍNĚ POMOCÍ FEM SIMULACE

Pro analýzu nově vytvořené součásti motoru, byla vybrána sestava klikové skříně, sestávající se z horního a dolního dílu. Oba díly jsou spojeny šrouby. Skříň je zatížena silami, vypočítanými v kapitole 5. FEM simulace byla provedena v programu *Pro/Mechanica*.

6.1 TVORBA MODELU PRO FEM SIMULACI

Oproti skutečně navrženému 3D modelu klikové skříně je nutné výpočtový model upravit. Ve výpočtovém modelu byly odstraněny žebra a zaoblení, která jsou pouze kosmetického významu, smazány byly i díry pro připevnění olejové vany a nálitky pro uchycení olejového čerpadla. Zmíněné konstrukční úpravy nejsou předmětem výpočtu a jejich zanedbání výrazně zjednoduší síť modelu a počet elementů, z nichž bude model sestaven. Upravený 3D model pro FEM simulaci je na Obr.: 59.



Obr.: 59. Upravený 3D model pro FEM simulaci

6.1.1 DEFINOVÁNÍ MATERIÁLU KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Jako materiál byla zvolena hliníková slitina EN AW 7075 (chemická značka AlZn5,5MgCu). Materiálové vlastnosti modelu klikové skříně obsahuje tabulka.

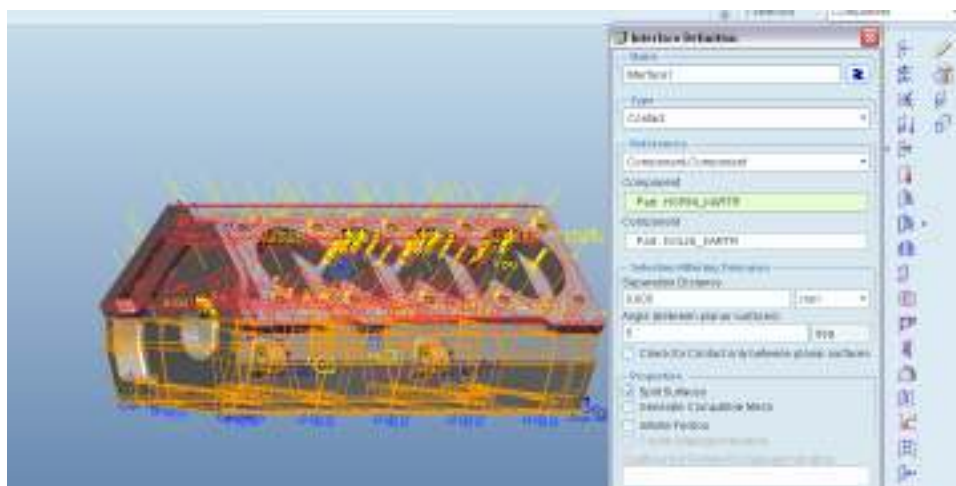
Tab.: 13. Materiálové vlastnosti slitiny EN AW 7075

Materiálové vlastnosti EN AW 7075	
Mez pevnosti v tahu:	$R_M = 540 \text{ MPa}$
Smluvní mez kluzu:	$R_{p0,2} = 470 \text{ MPa}$
Youngův modul:	$E = 71,7 \text{ GPa}$
Poissonovo číslo:	$\mu = 0,333$
Hustota	$\rho = 2712 \text{ kg.m}^{-3}$



6.1.2 VYTVOŘENÍ KONTAKTNÍHO REGIONU

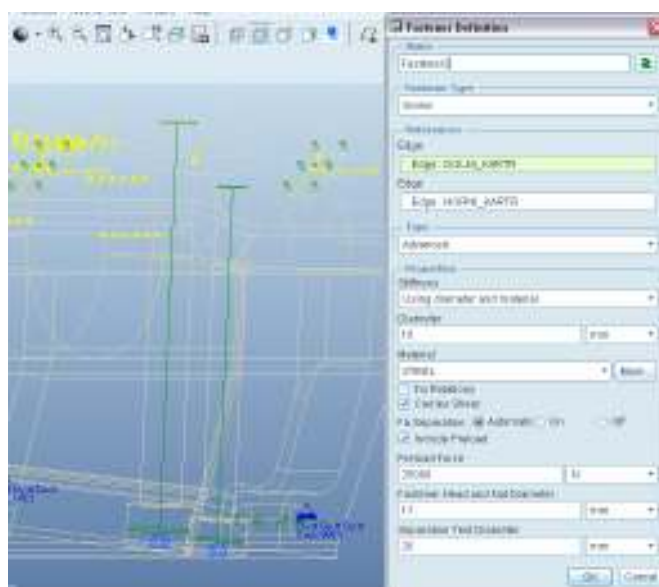
Jelikož je skříň sestavena ze dvou částí, je nutné vytvořit v jejich dělící rovině kontaktní oblast. V programu *Pro/Mechanica* byla pro toto vybrána možnost: *Interface*→*component to component*, s maximální vzdáleností povrchů $0,005\text{ mm}$ a maximálním natočením dosedacích rovin 5° . Tímto jsou povrchy rozděleny, bez rozdělení by nebylo umožněno vytvoření šroubů, které spojují obě součásti. Definování kontaktu ukazuje Obr.: 60.



Obr.: 60. Vytvoření kontaktního regionu

6.1.3 NÁHRADA ŠROUBŮ SPOJUJÍCÍCH KLIKOVOU SKŘÍŇ

Horní a dolní díl skříně jsou spojeny pomocí šroubů. Spodním dílem procházejí s vřtí a do horního dílu jsou zašroubovány. Celkem je použito deset šroubů *M10* a deset šroubů *M8* s vnitřním šestihranem.



Obr.: 61. Definování šroubového spoje



Šroubové spoje jsou předepjaté utahovacími momenty:

- $M10 \rightarrow M_s = 50 N.m$ dle rovnice (70) je síla předpětí $F_{iSM10} = 25000 N$
- $M8 \rightarrow M_s = 26 N.m$ dle rovnice (70) je síla předpětí $F_{iSM8} = 16250 N$

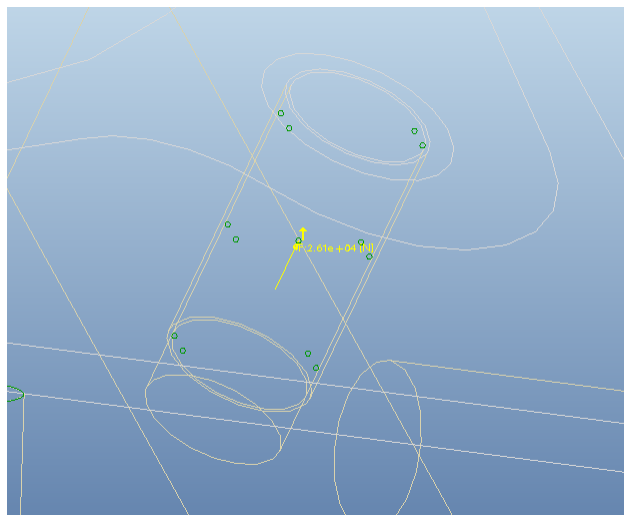
Pro náhradu šroubových spojů v *Pro/Mechanice* byla vybrána možnost *Fastener*, typ *screw* označuje neprůchozí šroubový spoj, použitý materiál šroubů byla ocel, *Preload Force* zastupuje sílu předpětí viz. F_{iSM10} a F_{iSM8} . Ukázkou vytváření šroubu zastupuje Obr.: 61, pozn. modely šroubů v sestavě jsou znázorněny zeleně.

6.1.4 DEFINOVÁNÍ ZATÍŽENÍ MODELU

Všechna zatížení působící na model jsou určena v kap. 5. Postupně budou popsány působící silové účinky ve svornících a jejich okolí, zatížení do osazení bloku válců od bočních sil a síly přenášené do ložisek klikové skříně.

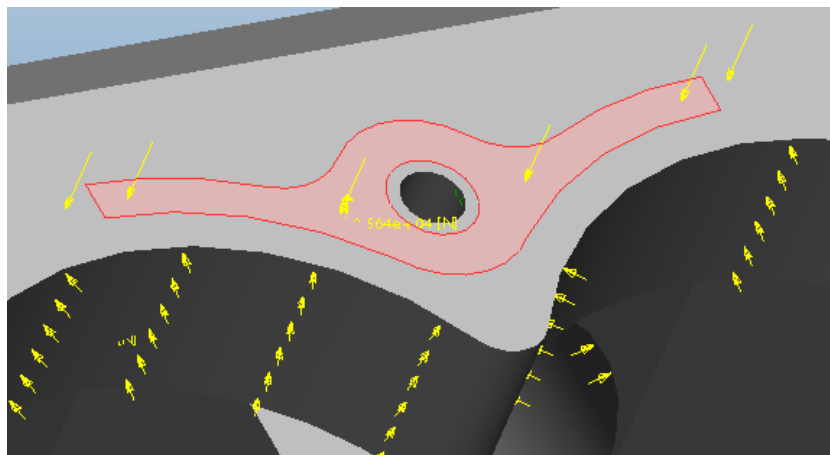
SÍLY NAMÁHAJÍCÍ SVORNÍKY A JEJICH OKOLÍ

Výchozí model pro namáhání svorníku je na Obr.: 57 vlevo. Předpokladem namáhání, je síla působící v ose závitu pro svorník. V *Pro/Mechanice* byla díra pro svorník bez závitu upravena na průměr $8,5mm$ do hloubky $22mm$. Jako model středního průměru závitu svorníku byl vytvořen objemový region průměru $9,026mm$ a délky $18mm$ (což je délka závitu svorníku v klikové skříně). Na ose závitu byl vytvořen bod, který byl spojen pevně s objemovým regionem vazbou *Rigid Link*. Do bodu je pak definována příslušná síla viz Obr.: 62 (vazba *Rigid Link* spojující střední průměr závitu a bod na ose závitu je znázorněna zeleně).



Obr.: 62. Síla působící na závit svorníku

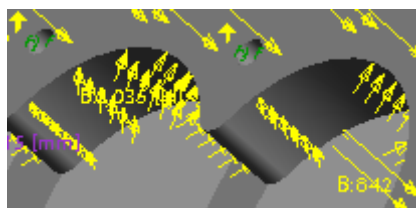
Pro síly působící v okolí svorníků, na klikovou skříň byly vytvořeny plošné regiony. Ty reprezentují tvar dosedací plochy bloku válců. Ukázka regionu je Obr.: 63. Regiony byly vytvořeny individuálně ke každému svorníku.



Obr.: 63. Plošný region v okolí svorníku

SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ OSAZENÍ PRO BLOK VÁLCŮ

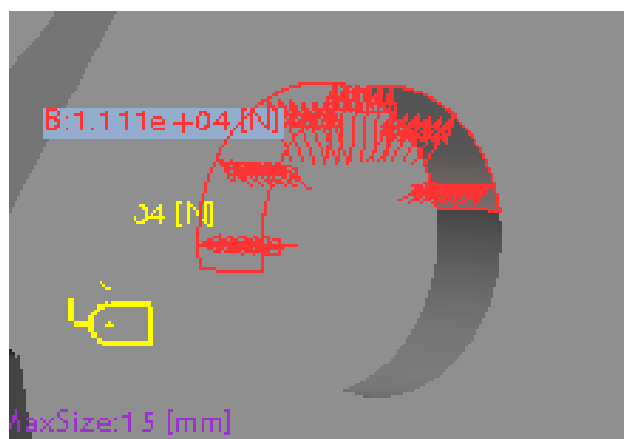
Do osazení pro blok válců se přenášejí boční síly od pístů. Jejich zatížení bude představovat síla působící do válcové plochy. V *Pro/Mechanice* je toto zatížení možno interpretovat modelem *Bearnig Load*. Působící síla na vybranou plochu je vzhledem k souřadnému systému rozložena do příslušných os rovnoměrně, jakoby šlo o zatížení ložiska, ke kterému se primárně používá. Zatížení kruhového osazení znázorňuje Obr.: 64.



Obr.: 64. Síly působící v osazení pro blok válců

ZATÍŽENÍ LOŽISEK KLIKOVÉ SKŘÍŇE

Všechna ložiska jsou zatížena pouze v osách x a y globálního souřadného systému. Volbou *Bearing Load* se tyto síly rozloží rovnoměrně do kruhové díry pro ložisko, příslušného dílu klikové skříně. Ukázka rozložení sil v prvním ložisku je na Obr.: 65.

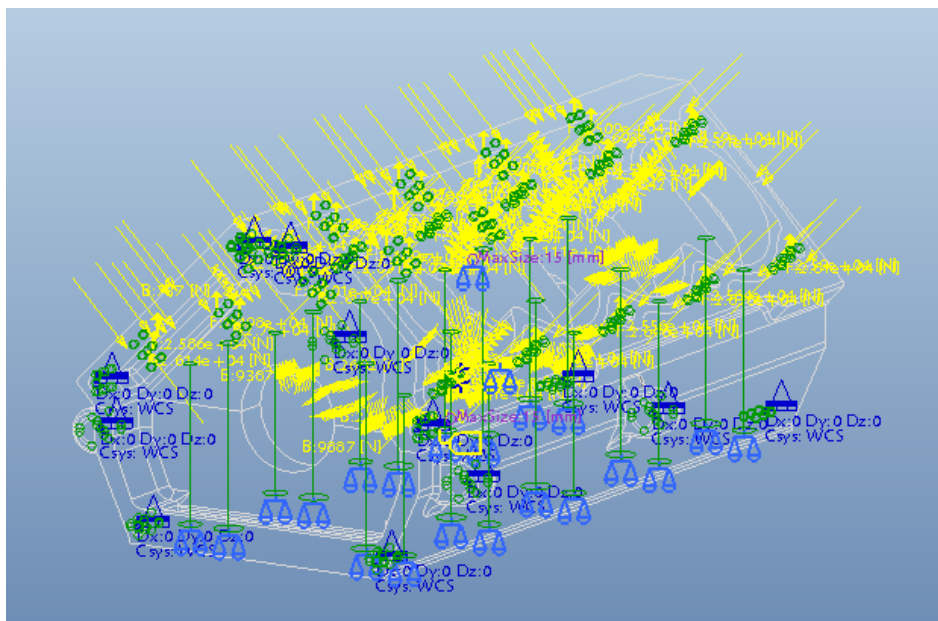


Obr.: 65. Zatížení ložiska



6.1.5 UCHYCENÍ MODELU

Vazby pro uchycení skříně byly vloženy do ok, které jsou určeny pro uchycení motoru do rámu vozidla a do míst kde budou šrouby, spojující skříň a přírubu pro spojku. Kolem válcových děr uchycení i šroubů byly vytvořeny objemové regiony a na osách děr vytvořeny body, v poloviční vzdálenosti od krajů děr. Body byly propojeny s regiony vazbou *Rigid Link*. V těchto bodech byl omezen posuv osách x , y , z , rotace kolem těchto os byly povoleny. Celkový výpočtový model klikové skříně se všemi zatíženími i vazbami představuje Obr.: 66



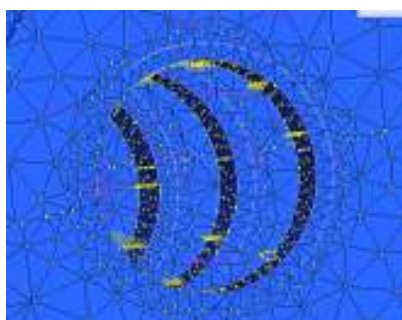
Obr.: 66. Výpočtový model klikové skříně

6.1.6 SÍŤ MODELU

Prvkem pro síťování modelu je čtyřstěn, v *Pro/Mechanice* označovaný za *Tetrahedron*. Maximální velikost prvků byla nastavena na 10 mm , v oblastech, které mají být přesněji spočítány je síť zjemněna. Síť je tvořena volným síťováním. Celkově se síť sestává z 227 536 prvků a 65 167 uzlů.

ZJEMNĚNÍ SÍŤE U HLAVNÍCH LOŽISEK

Průměr díry pro ložisko je 60 mm , v oblasti okolo díry do průměru 70 mm byla omezena velikost elementů na 5 mm a hrany 60 i 70 mm regionu rozděleny na 30 dílů viz. Obr.: 67.

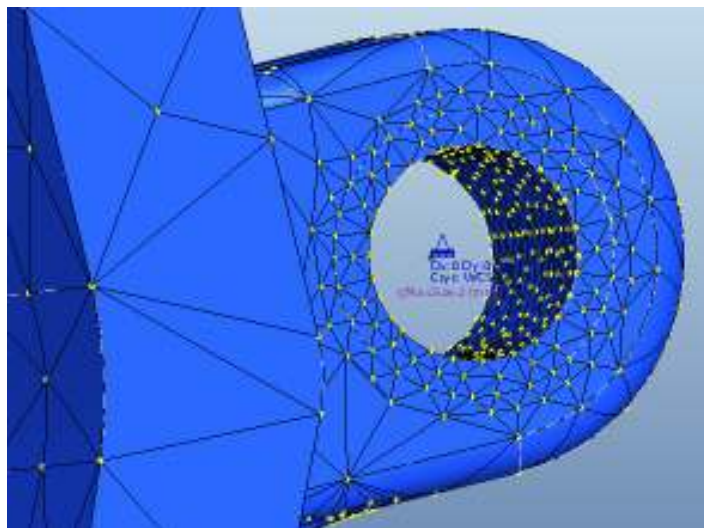


Obr.: 67. Zjemnění sítě v okolí hlavních ložisek



ZJEMNĚNÍ SÍTĚ V OKOLÍ OK PRO UCHYCENÍ MOTORU

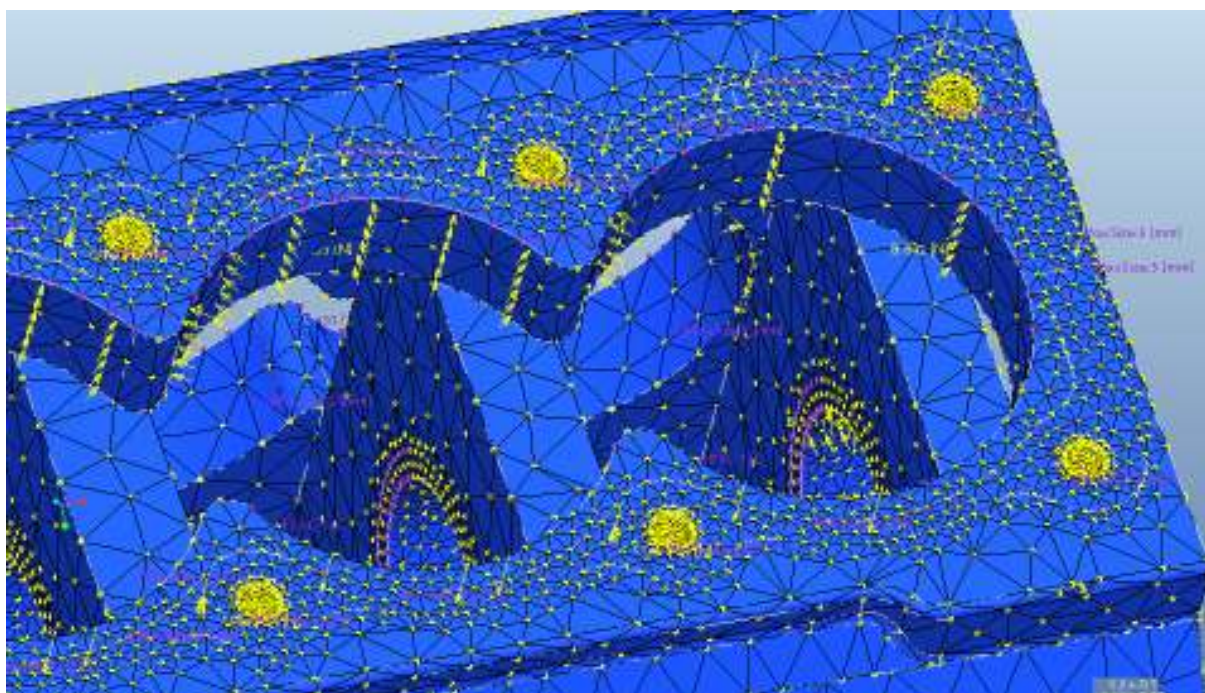
Pro uchycení motoru slouží čtyři oka průměru 12 mm . U každého oka byl nadefinován objemový region průměru 20 mm . V oblasti tohoto regionu byla velikost elementů omezena na 2 mm . Pohled na zjemněnou síť oka pro uchycení je na Obr.: 68.



Obr.: 68. Zjemnění sítě u oka pro uchycení motoru

ZJEMNĚNÍ SÍTĚ U OSAZENÍ PRO BLOK VÁLCŮ

Hrany krajních válců byly rozděleny na 30 částí, hrany prostředních válců byly pak na 15 částí. V blízkém okolí osazení byla maximální velikost elementů omezena na 5 mm . V plošných regionech okolo děr svorníků je max. velikost elementů omezena 2 mm . Zjemnění sítě je patrné z Obr.: 69.

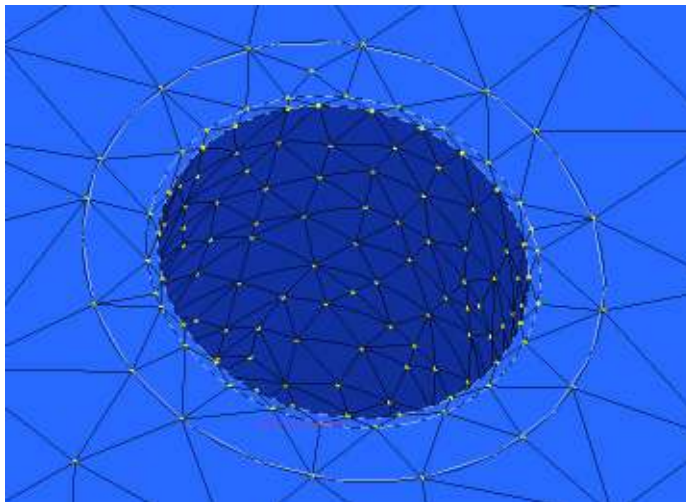


Obr.: 69. Zjemnění sítě u osazení pro blok válců



ZJEMNĚNÍ SÍŤE V OKOLÍ DĚR SVORNÍKŮ

V regionu průměru 12 mm okolo díry pro svorník je maximální velikost elementů 2 mm , v regionu, znázorňující střední průměr závitů, průměru $9,026\text{ mm}$ je max. velikost elementů snížena na 1 mm . Sítování okolí díry pro svorník představuje Obr.: 70.



Obr.: 70. Zjemnění sítě v okolí díry svorníku

6.2 VÝSLEDKY FEM SIMULACÍ

Pomocí FEM simulace byly zjištěny vlastní frekvence a vlastní tvary klikové skříně skrze modální analýzu. Další výsledky simulací ukazovaly průběhy napětí v zatěžovacím stavu a následné deformace klikové skříně.

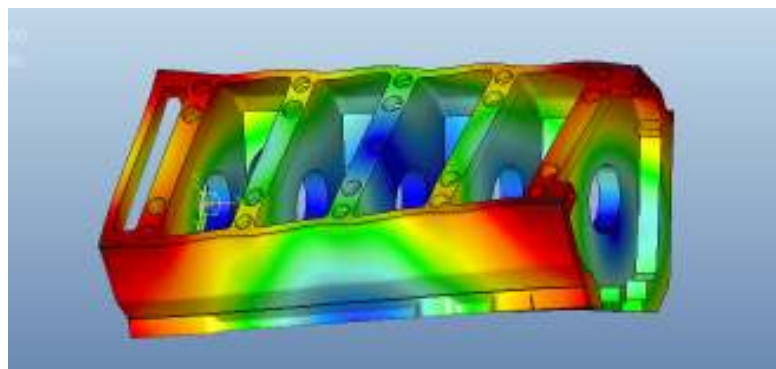
6.2.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Jedná se dynamickou úlohu, jenž určuje hodnoty vlastních frekvencí a vlastních tvarů analyzované součásti či strojního uzlu. Tyto hodnoty ovlivňují zejména materiálové vlastnosti a tuhost konstrukce. Pro navrhovaný konstrukční celek je důležité, aby se frekvence některé z budících sil, působících v provozu neblížila některé z vlastních frekvencí. Při shodě frekvencí by nastala rezonance a následkem by bylo mechanické poškození konstrukce.

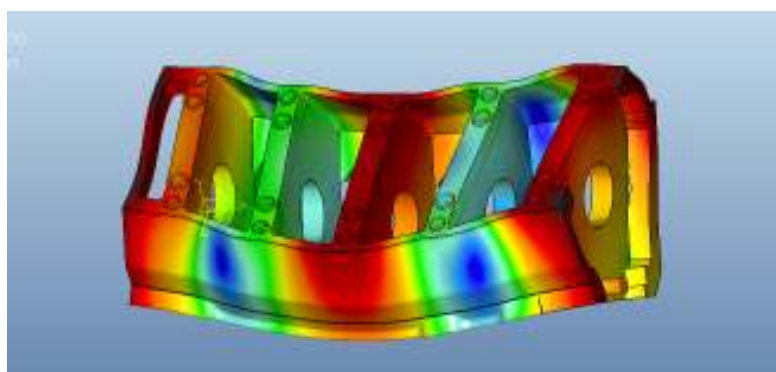
Při modální analýze klikové skříně bylo počítáno prvních 10 módů vlastních frekvencí viz. Tab.: 14. Prvních 6 frekvencí je nulových, což odpovídá 6 stupňům volnosti skříně v prostoru. Vlastní tvary klikové skříně jsou znázorněny na Obr.: 71 - Obr.: 74.

Tab.: 14. Výsledky modální analýzy klikové skříně

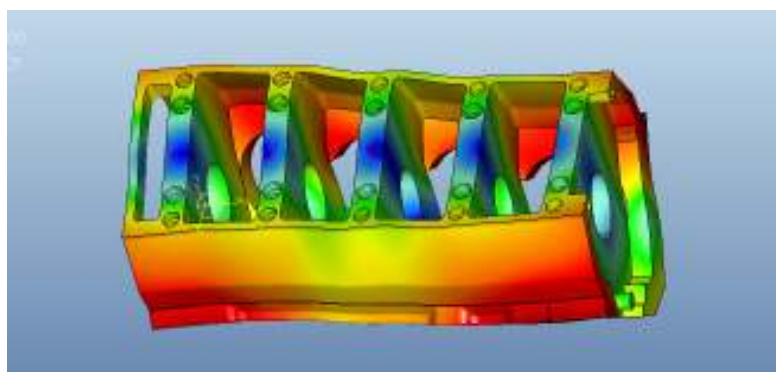
Mód	Vlastní frekvence	Mód	Vlastní frekvence
Mód č.1.:	$\Omega = 0$	Mód č.6.:	$\Omega = 0$
Mód č.2.:	$\Omega = 0$	Mód č.7.:	$\Omega = 748,728\text{ Hz}$
Mód č.3.:	$\Omega = 0$	Mód č.8.:	$\Omega = 1354,54\text{ Hz}$
Mód č.4.:	$\Omega = 0$	Mód č.9.:	$\Omega = 1460,66\text{ Hz}$
Mód č.5.:	$\Omega = 0$	Mód č.10.:	$\Omega = 1706,07\text{ Hz}$



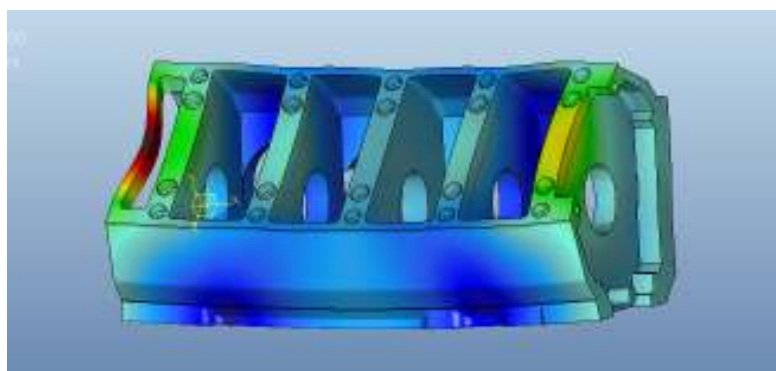
Obr.: 71. Vlastní tvar klikové skříně při frekvenci 748,728 Hz



Obr.: 72. Vlastní tvar klikové skříně při frekvenci 1354,54 Hz



Obr.: 73. Vlastní tvar klikové skříně při frekvenci 1460,66 Hz



Obr.: 74. Vlastní tvar klikové skříně při frekvenci 1706,07 Hz



6.2.2 VÝSLEDNÉ NAPĚTÍ V KLIKOVÉ SKŘÍNĚ

Pro zhodnocení výsledného napětí byla použita podmínka plasticity HMH [7]:

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (72)$$

kde $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ jsou hlavní napětí určující napjatost, σ_K je materiálová charakteristika (pro materiál klikové skříně smluvní mez kluzu $Rp0,2 = 470 \text{ MPa}$)

Vypočítané redukované napětí vzhledem k meznímu stavu pružnosti dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (73)$$

Bezpečnost konstrukce:

$$k_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_{red}} \quad (74)$$

Ve všech bodech konstrukce by bezpečnost měla dosahovat alespoň $k_K > 1,2$.

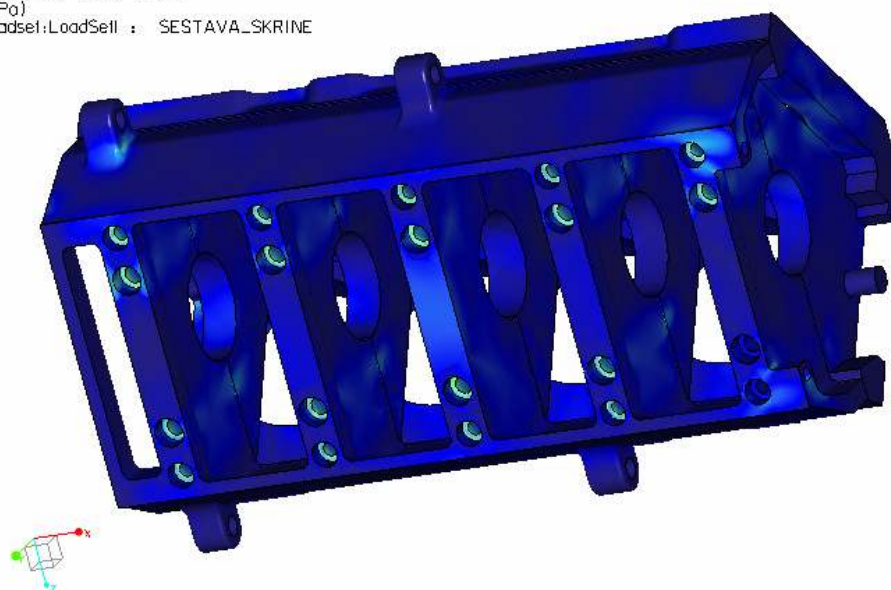
Dosahované napětí v klikové skříně při zatížení ukazuje Obr.: 75. Maximální hodnota napětí přibližně 380 MPa je v oblasti závitů na pravé straně klikové skříně. Jedná se o závit, který je nejvíce zatížen. V oblastech okolo děr svorníku se napětí pohybuje na hodnotách $120\text{--}190 \text{ MPa}$.



Obr.: 75. Napětí v klikové skříně, pohled shora



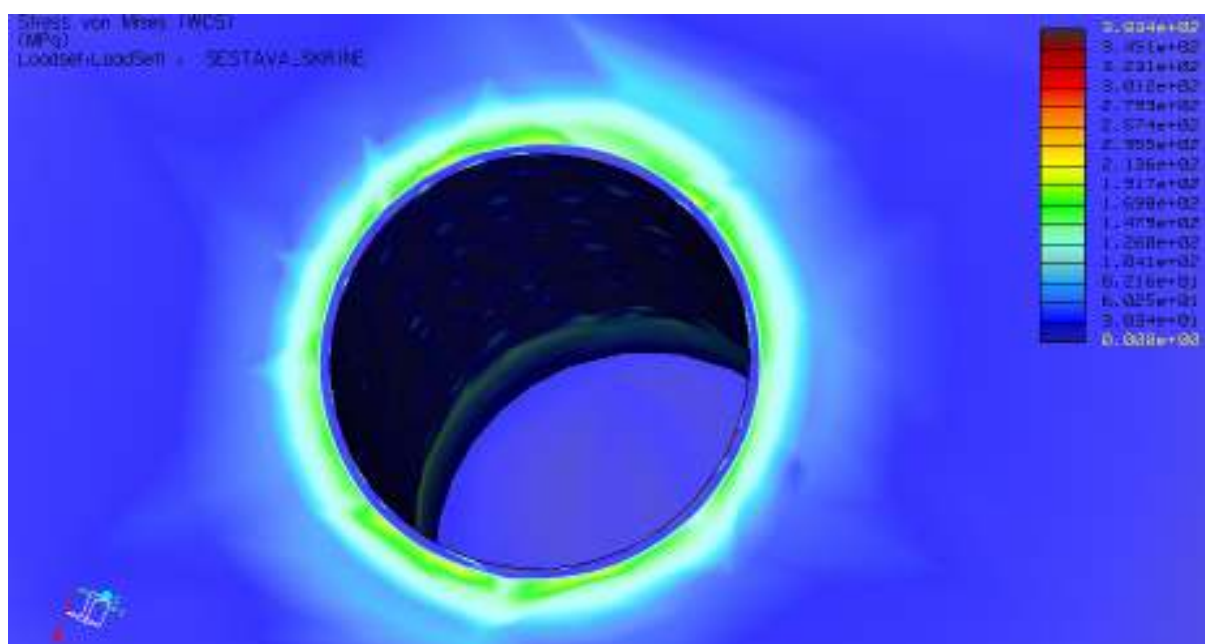
Stress von Mises [WCS]
(MPa)
LoadSet:LoadSet1 : SESTAVA_SKRINE



Obr.: 76. Napětí v klikové skříni, pohled zespodu

Při pohledu na spodní stranu na skříň je znatelné hromadění napětí v rozmezí 100-150 MPa v zahluubeních pro hlavy šroubů, viz. Obr.: 76. Nejvíce namáhané oko pro uchycení motoru je po levé straně skříně, blíže místa, kde se bude nacházet příruba spojky. V přechodu mezi krajem skříně a tělesem oka je hodnota napětí 130 MPa.

Detailní pohled rozložení napětí v oblasti díry pro svorník ukazuje Obr.: 77.



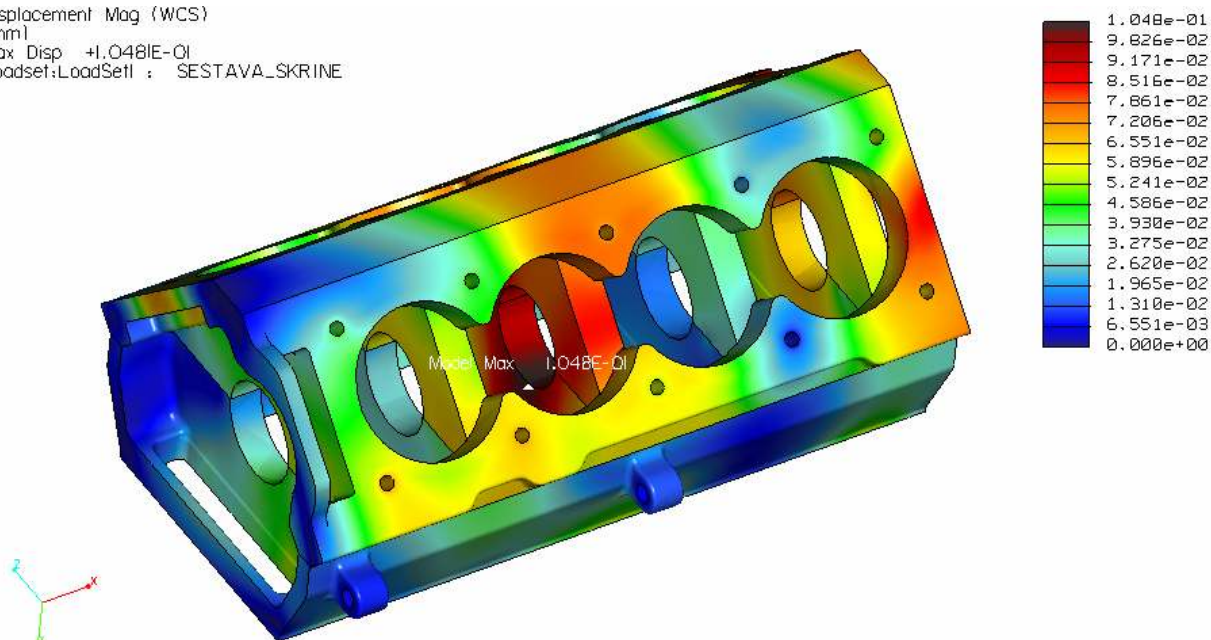
Obr.: 77. Rozložení napětí v oblasti díry pro svorník



6.2.3 DEFORMACE KLIKOVÉ SKŘÍŇE

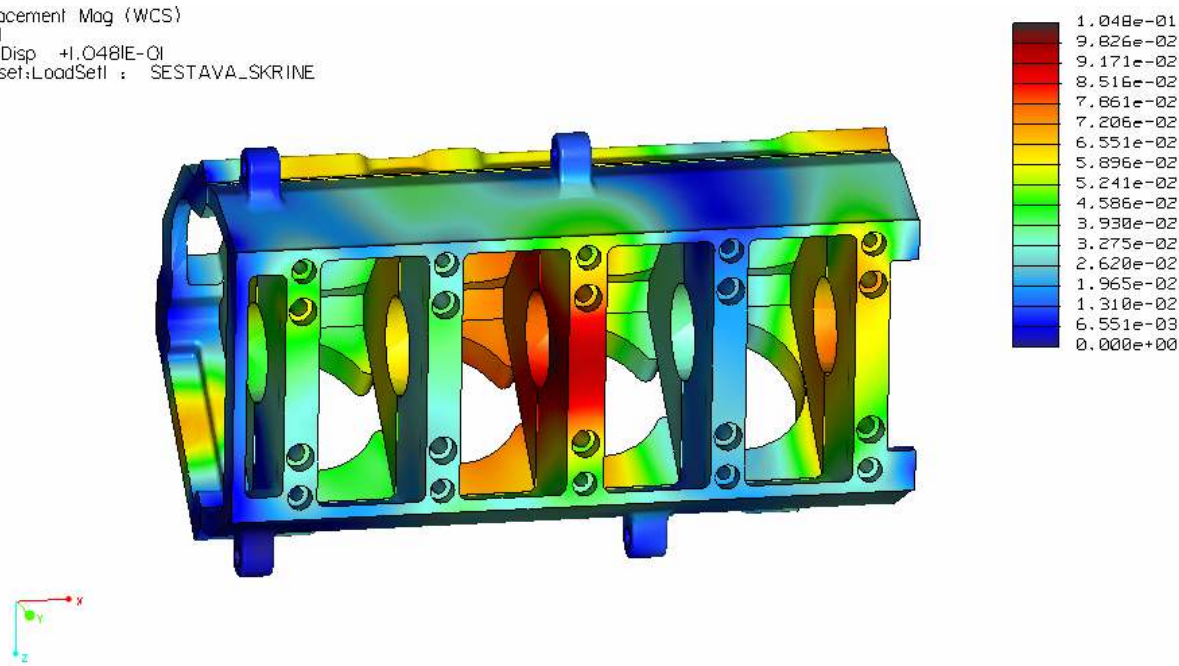
Největší deformace nastaly v místě třetího hlavního ložiska, v místě maximální zatěžovací síly je posuv $0,1048 \text{ mm}$. Skříň má tendenci prohýbat se v tomto zatěžovacím stavu směrem dolů. V dalších místech skříně jsou posuvy v řádech $0,05$ až $0,07 \text{ mm}$, tyto deformace lze považovat za velmi malé. Průběh deformací klikové skříně je na Obr.: 78 - Obr.: 79.

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1.0481E-01
Loadset:LoadSet1 : SESTAVA_SKRINE



Obr.: 78. Deformace klikové skříně - pohled shora

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1.0481E-01
Loadset:LoadSet1 : SESTAVA_SKRINE



Obr.: 79. Deformace klikové skříně - pohled zespodu



ZÁVĚR

Předmětem diplomové práce bylo navržení konstrukce vidlicového osmiválcového motoru s využitím komponentů z motocyklových motorů. Nejprve byly popsány dva motory, které na základě motocyklových dílů zkonstruovaly dvě různé anglické firmy. Ty částečně sloužily jako inspirace pro konstrukci mého motoru.

Následoval rozbor vidlicových motorů, zejména analýza konstrukcí klikových hřídelí, jejich přirozené vyvážení a vliv na setrvačné síly, vhodných pro motor *V8*. Jako výhodnější varianta byla zvolena rovinná kliková hřídel, hlavně pro možnost využití stejných rozvodových dat jako v motocyklovém motoru. Jedním ze stěžejních rozborů byla volba úhlu rozevření válců. Ten má vliv na přirozenou vyváženost setrvačných sil, na polohu těžiště motoru a odvíjí se od ní zástavbové rozměry. Pro nejlépe vyvážené setrvačné síly, rovnoměrné pořadí zážehů, nízko posazené těžiště i dobré zástavbové rozměry byl zvolen úhel rozevření válců 90° .

Jako optimální výchozí motor pro stavbu *V8* byla vyhodnocena pohonná jednotka ze silničního sportovního motocyklu *Suzuki GSX-R 1300 Haybusa*. Jedná se o řadový čtyřválcový, kapalinou chlazený motor o výkonu 127 kW s kroutícím momentem 140 N.m a maximálními otáčkami 10500 min^{-1} . Stěžejní myšlenkou bylo využití co nejvíce sériových komponentů tohoto motoru. V koncepčním návrhu bylo navrženo použití pístních skupin, ojníc, bloku válců, hlav válců, vačkových hřídelí a kompletních rozvodových mechanismů. Všechny zmíněné díly byly změřeny a převedeny do podoby 3-D modelů v programu *Pro/Engineer*.

V konstrukčním řešení byla navržena nová kliková skříň a kliková hřídel. Rozměry skříně i klikové hřídele byly odvozeny z rozměrů bloků, zdvihu původního motoru, rozměrů ojníc apod. Důraz byl kladen na co nejmenší rozměry a malou hmotnost, se současným zachováním pevnosti konstrukce.

Pevnostní kontrole klikové skříně předcházelo zjištění způsobu jejího namáhání při největším zatížení motoru. V programu *Lotus* byl simulován maximální spalovací tlak. Vstupními hodnotami byla rozvodová data ze servisního manuálu *Suzuki Motorcycles*, dále rozměry válcové jednotky a rozměry sacího výfukového traktu motoru. Maximální tlak byl zjištěn pro otáčky 8000 min^{-1} , z něj byly stanoveny v programu *Mathcad* síly působící do ložisek klikové skříně, boční síly a síly namáhající svorníky.

Dále byla provedena *FEM* simulace, při které se vyhodnotily první čtyři nenulové vlastní frekvence klikové skříně pomocí modální analýzy. Druhou analýzou bylo zjišťování napětí a deformace skříně v okamžiku, kdy je nejvíce namáhána. Výsledky analýzy přinesly výsledky, které se daly očekávat. Největší napětí bylo nalezeno v místě závitů pro svorník, u válce, v němž probíhal expanzní zdvih. Hodnota napětí dosahovala 380 MPa . Největší posuv byl zaznamenán v místě třetího ložiska, jednalo se o deformaci $0,1048\text{ mm}$.

Celá konstrukce je velmi univerzální. Za použití určitého adaptéru lze připojit na přírubu spojky několik druhů převodovek. Objem motoru lze například při závodech výměnou bloku válců s použitím zvětšeného vrtání zvýšit z 2,6 litru až na 2,8 litru, za předpokladu stejné klikové skříně i klikové hřídele. Motor lze díky malým rozměrům ve vozidle umístit podélně i napříč.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [2] SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. *Konstruování strojních součástí*. První vydání. Vysoké Učení Technické v Brně : Vutium, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-26-29-0.
- [3] KYSELA, L; TOMČALA, J. *Spalovací motory II*. Dotisk 1. vydání. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2006. 74 s. ISBN 08-248-0628-2.
- [4] RAUSCHER, J. *Spalovací motory : Studijní opory*. Vyd. 1. Vysoké Učení Technické v Brně : Fakulta strojního inženýrství, 200?. 235 s."
- [5] SHARP, T. Powertec V8 Engine : Doubled up. *Race Enigne Technology*. 2009, March/April, s. 68-73.
- [6] BAMSEY, I. Yamaha V8 : Peak performance. *Race Enigne Technology*. 2010, June/July, s. 44-49.
- [7] JANÍČEK, P., et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. První vydání. Vysoké Učení Technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství : Akademické nakladatelství CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [8] *GSX 1300R Hayabusa : User Manual*. Suzuki Motor Corporation : Motorcycle Service Department, 1999. 502 s.
- [9] *RI-forum.com* [online]. 2009 [cit. 2011-05-20]. *04-06 RI Mechanical Help*. Dostupné z WWW: <<http://www.rl-forum.com/forums/showthread.php?p=4220876>>.
- [10] BICE, S. *2007 Yamaha YZF-R1: More And Less Of A Very Good Thing* [online]. October 09, 2006 [cit. 2011-05-20]. Superbikeplanet.com. Dostupné z WWW: <<http://www.superbikeplanet.com/2006/Oct/06100930clock.htm>>.
- [11] *Hayabusa-based V8: 400 hp, 10krpm, 200 lbs* [online]. June, 2007 [cit. 2011-05-20]. Forums.autosport.com. Dostupné z WWW: <<http://forums.autosport.com/index.php?showtopic=95047>>.
- [12] CROWE, P. *Hayabusa V8 Grows Up – 2.8 liter 455bhp* [online]. July, 2007 [cit. 2011-05-20]. Thekneeslider.com. Dostupné z WWW: <<http://forums.autosport.com/index.php?showtopic=95047>>.
- [13] *H1v8.com* [online]. 2009 [cit. 2011-05-20]. Hartley Enterprises. Dostupné z WWW: <<http://www.h1v8.com/page/page/1562068.htm>>.
- [14] *Feropol.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-05-20]. Slitiny hliníku. Dostupné z WWW: <http://www.feropol.cz/?info=slitiny_hliniku>.
- [15] *Daileyengineering.com* [online]. 2011 [cit. 2011-05-20]. 3 stage oil pumps. Dostupné z WWW: <http://www.daileyengineering.com/sp_3_stage.htm>.



- [16] *Motorsport.magnetimarelli.com* [online]. 2008 [cit. 2011-05-20]. Alternators, Motors, VRegulators & Electric Actuators. Dostupné z WWW:
<<http://motorsport.magnetimarelli.com/>>.”
- [17] *Apracing.com* [online]. 2007 [cit. 2011-05-20]. Triple (3) Plate Clutch - CP6073 Family. Dostupné z WWW:
<http://www.apracing.com/info/products.asp?product=Triple+%283%29+Plate+Clutch-CP6073+Family_2589_889>.
- [18] *UltimateMotorcycling.com* [online]. March 2009 [cit. 2011-05-20]. 2009 Yamaha YZF-R1 . Dostupné z WWW:
<http://www.ultimatemotorcycling.com/2009_Yamaha_YZF-R1_Motorcycle_Crossplane_Design_Award>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	substituční konstanta
a	[mm]	vzdálenost mezi středy ojnicích čepů na klikovém hřídeli
B	[-]	substituční konstanta
C	[-]	substituční konstanta
D	[-]	substituční konstanta
D	[mm]	průměr pístu
d _S	[mm]	průměr svorníku
E	[MPa]	Youngův modul
F _C	[N]	celková síla přenášená na ložisko jednoválce
F _{CP}	[N]	celková síla na píst
F _{CxL}	[N]	výslednice sil v ose x pro levý válec vidlice
F _{CxP}	[N]	výslednice sil v ose x pro pravý válec vidlice
F _{CyL}	[N]	výslednice sil v ose y pro levý válec vidlice
F _{CyP}	[N]	výslednice sil v ose y pro pravý válec vidlice
F _{iS}	[N]	síla vyvolaná předpětím ve svorníku
F _{iSM10}	[N]	síla vyvolaná předpětím ve šroubu M10
F _{iSM8}	[N]	síla vyvolaná předpětím ve šroubu M8
F _{L1}	[N]	síla v 1. hlavním ložisku
F _{L2}	[N]	síla v 2. hlavním ložisku
F _{L3}	[N]	síla v 3. hlavním ložisku
F _{L4}	[N]	síla v 4. hlavním ložisku
F _{L5}	[N]	síla v 5. hlavním ložisku
F _O	[N]	síla v ojnici
F _{OD}	[N]	odstředivá síla rotačních hmot ojnice
F _P	[N]	síla od tlaku plynu
F _R	[N]	radiální síla
F _{RC}	[N]	celková radiální síla
F _T	[N]	tangenciální síla
F _{VX}	[N]	celková síla v hlavním ložisku pro vidlici válců v ose x
F _{VY}	[N]	celková síla v hlavním ložisku pro vidlici válců v ose y
H _I	[N]	celková výslednice setr. sil pos. hmot I.řádu v horizontálním směru
H _{II}	[N]	celková výslednice setr. sil pos. hmot II.řádu v horizontálním směru
h _{KS}	[mm]	výška těžiště klikové skříně
h _{TB}	[mm]	výška těžiště pravého bloku motoru
h _{TM}	[mm]	výška těžiště motoru
K	[-]	konstanta výslednice setr. sil posuvných hmot II.řádu
k _K	[-]	bezpečnost
K _{MS}	[-]	součinitel utahovacího momentu
M _I	[N.m]	výsledný moment setr. sil posuvných hmot I.řádu
M _{II}	[N.m]	výsledný moment setr. sil posuvných hmot II.řádu



m_o	[kg]	hmotnost ojnice
m_p	[kg]	hmotnost pístní skupiny
M_r	[N.m]	výsledný moment odstředivých sil
$M_{r1,4}$	[N.m]	výsledný moment odstředivých sil pro 1. a 4. zalomení klik. hřídele
$M_{r2,3}$	[N.m]	výsledný moment odstředivých sil pro 2. a 3. zalomení klik. hřídele
MS	[N.m]	utahovací moment
N_p	[N]	boční síla na píst
P	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
P_I	[N]	setrvačná síla posuvných hmot I.řádu
P_{II}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot II.řádu
P_{II}^L	[N]	setrvačná síla posuvných hmot II.řádu pro levý válec vidlice
P_{II}^P	[N]	setrvačná síla posuvných hmot II.řádu pro pravý válec vidlice
P_I^L	[N]	setrvačná síla posuvných hmot I.řádu pro levý válec vidlice
P_I^P	[N]	setrvačná síla posuvných hmot I.řádu pro pravý válec vidlice
p_s	[MPa]	tlak ve válci
r	[mm]	poloměr kliky
R_M	[MPa]	mez pevnosti materiálu v tahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu materiálu
S_B	[mm ²]	obsah obrazce pravého bloku motoru
S_H	[mm ²]	obsah obrazce hlavy válců
S_{KS}	[mm ²]	obsah obrazce klikové skříně
S_p	[mm ²]	plocha pístu
S_v	[mm ²]	obsah obrazce válců motoru
V_I	[N]	celková výslednice setr. sil pos. hmot I.řádu ve vertikálním směru
V_{II}	[N]	celková výslednice setr. sil pos. hmot II.řádu ve vertikálním směru
y_{TB}	[mm]	vzdálenost bodů S a T _B
y_{TH}	[mm]	vzdálenost bodů S a T _H
y_{TV}	[mm]	vzdálenost bodů S a T _V
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel svírající osa válce a osa ojnice
δ	[°]	úhel rozevření válců motoru
λ	[-]	klikový poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
ς	[kg.m ⁻³]	hustota materiálu
σ_1	[MPa]	hlavní napětí
σ_2	[MPa]	hlavní napětí
σ_3	[MPa]	hlavní napětí
σ_K	[MPa]	materiálová charakteristika
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele



SEZNAM PŘÍLOH

- 1) Elektronická příloha: Výpočet zatížení klikové skříně
- 2) Výkres sestavení motoru