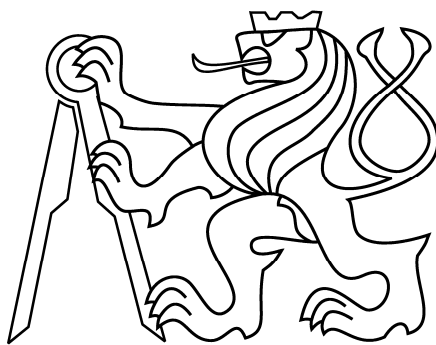


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Návrh na konstrukci 4-válcového vznětového motoru



Abstrakt

Cílem bakalářské práce je navrhnout základní konstrukční návrh 4-válcového 4-dobého vznětového motoru s ventilovým rozvodem typu DOHC se 4 ventily. Model motoru je závislý na vrtání válce a omezen obsahem od 1700 do 2100 cm³. Byly zvoleny a vypočítány nezbytné parametry, které jsou zaneseny a přepočítávány v tabulkovém procesoru. Ten je napojený na parametrické 3D díly motoru. Z hlediska konstrukčního uspořádání byly vymodelovány všechny nezbytné součásti a složeny do výsledné sestavy motoru. Dále je provedena základní pevnostní analýza pístního čepu metodou konečných prvků.

Klíčová slova:

Vznětový motor, rozvod DOHC, klikový mechanismus, blok motoru, hlava válců, parametrizace, pístní čep

Abstract

The aim of this bachelor thesis is to design a four-cylinder four-stroke diesel engine with a DOHC valve train type and with four valves. The engine model is dependent on a size of a cylinder bore and has a limited volume ranging from 1700 to 2100 m³. Necessary parameters have been selected and calculated, which are then recorded and recalculated in a spreadsheet, which is connected to parametric 3D engine components. As for the structural design, all necessary parts have been modeled and finally assembled. A basic strength analysis of a piston pin is based on the finite element method.

Key words:

Diesel engine, valve train DOHC, crank mechanism, engine block, cylinder head, parameterization, piston pin

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne 19. 6. 2015

.....

Jaroslav Urban

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Antonínu Mikulcovi za podklady, rady a čas, které mi věnoval při přípravě této bakalářské práce.

Obsah práce

1	Úvod.....	11
2	Historický přehled.....	12
3	Princip čtyřdobého vznětového motoru	13
	3.1 Pracovní oběh čtyřdobého vznětového motoru.....	13
4	Výpočetní a modelářský software.....	15
	4.1 Microsoft excel.....	15
	4.2 Autodesk inventor professional 2015.....	16
	4.3 Abaqus/CAE.....	16
5	Parametrizace	18
	5.1 Parametry zadané	19
	5.2 Parametry závislé	20
	5.3 Parametry konstantní.....	21
6	Modelování	21
7	Blok motoru	23
8	Klíkový mechanismus.....	24
	8.1 Píst.....	24
	8.1.2 Pevnostní výpočet pístu.....	25
	8.2 Pístní kroužky.....	27
	8.3 Pístní čep	27
	8.3.1 Pevnostní analýza pístního čepu pomocí MKP.....	27
	8.4 Ojnice	31
	8.5 Klíkový hřídel	32
9	Hlava válců	34
	9.1 Rozvod DOHC	34
	9.1.1 Ventil	36
	9.1.2 Ventilové pružiny	37

9.1.3	Zdvihátka.....	37
9.1.4	Vačkový hřídel	37
10	Kluzná ložiska.....	39
11	Sestava motoru.....	40
12	Závěr	42
	Seznam použitých symbolů a označení	43
	Seznam použité literatury	45
	Seznam příloh	46
	Příloha 1: Značení parametrů hlavy motoru	47
	Příloha 2: Značení parametrů bloku motoru	49
	Příloha 3: Značení parametrů klikového hřídele.....	51
	Příloha 4: Značení parametrů vačkového hřídele	52
	Příloha 5: Značení parametrů pístu	53
	Příloha 6: Značení parametrů ojnice	54
	Příloha 7: Značení parametrů ventilu.....	55
	Příloha 8: Seznam parametrů	56

1 Úvod

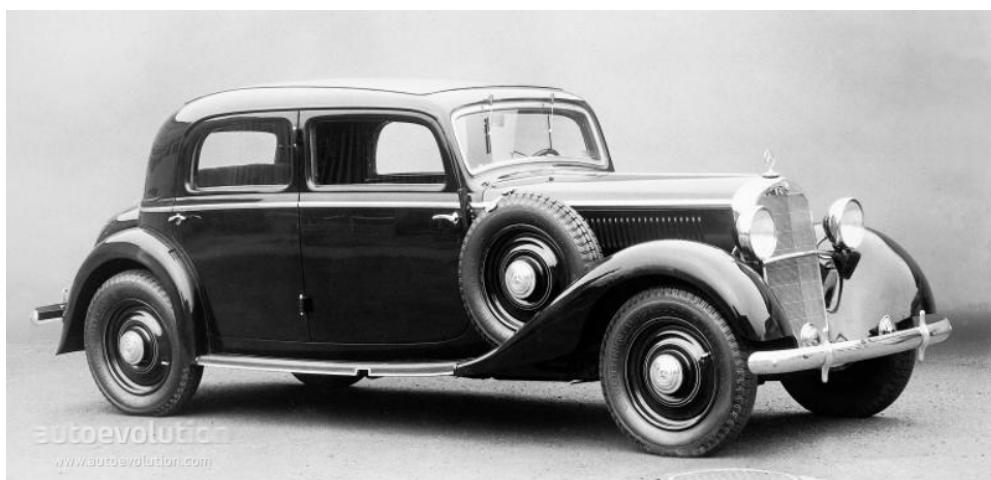
Pístový spalovací motor má za sebou zhruba stoletý vývoj, ve kterém dochází k neustálému zdokonalení jeho vlastností. Konstrukce těchto motorů je komplexní problém, který zasahuje do mnoha technických oborů. V dnešní době vytvoření úspěšné konstrukce vyžaduje práci lidí různých specializací, ale díky pokroku ve výpočetní technice máme nové inženýrské metody na řešení takovýchto problémů. Ve strojírenství jsou téměř neodmyslitelné různé verze CAD programů od mnoha výrobců, které obsahují matematické, geometrické, grafické a inženýrské nástroje. Ty umožňují dělat počítačové simulace, které nám umožňují zlepšovat a odhadnout vlastnosti dílů a to před jeho výrobou. Tím ušetříme náklady a urychlujeme čas vývoje i výroby. Nemůžeme ale spoléhat striktně jen na získaná data z modelu. Stále je nutné si vlastnosti ověřit na skutečné motoru.

Tato práce se zabývá vytvořením parametrického 3D modelu vznětového motoru, který umožní provádět rozměrovou změnu v závislosti na průměru vrtání válce a sledovat změny, které se při tom dějí. Práce je zaměřena na 4-válcový vznětový motor s ventilovým rozvodem typu DOHC.

2 Historický přehled

První vznětový motor zkonstruoval Rudolf Diesel při pokusu o praktické uskutečnění ideálního Carnotova cyklu. Výzkumná práce Rudolfa Diesela vyústila v roce 1892 k udělení patentu. Fakticky byl funkční motor sestaven poprvé u společnosti MAN až v roce 1897. Konstrukcí se jednalo o čtyřdobý motor se zapalováním paliva kompresním teplem. Dnes je tento motor označován jako motor vznětový. Původním palivem byl petrolej rozprašovaný do válce se stlačeným vzduchem. Motor dosahoval výkonu 14,7 kW při otáčkách $n = 170 \text{ min}^{-1}$. Pro značné rozměry, vysokou hmotnost a složitost vysokotlakého kompresoru vstřikovacího ústrojí, který u prvních dieselových motorů zabezpečoval dopravu paliva do válce, byly tyto motory používány jako motory stabilní, usazené na jednom místě. Nebo také jako motory lodní. Teprve náhrada kompresoru vstřikovacím čerpadlem umožnila zmenšení rozměrů a snížení celkové hmotnosti motoru tak, aby byl použitelný i ve vozidle.

Dalším krokem ke vzniku současného motoru bylo řešení anglického ředitele firmy Vickers, který roku 1910 vyřešil problém přímého vstřiku směsi paliva do válce motoru. Téhož roku byl vyroben první komůrkový motor (palivo nebylo vstřikováno přímo do prostoru válce, kde se pohyboval píst) u firmy Deutz, podle podkladů Ing. Ľ Orange. Sériová výroba komůrkových motorů byla zahájena v roce 1920 v továrně Benz & Cie v Manheimu. První nákladní automobil s naftovým motorem této konstrukce byl vyroben u firmy Benz, v roce 1923. Tato firma (od roku 1926 Daimler-Benz) začala v roce 1936 jako první sériově montovat komůrkový naftový motor do osobního automobilu MERCEDES typ 260 D, obr. 1.



Obr. 1 MERCEDES typ 260 D ^[8]

3 Princip čtyřdobého vznětového motoru

Čtyřdobý spalovací motor je cyklicky pracující pístový stroj s vnitřním spalováním. Spalováním vstříknutého paliva do válce motoru se vytváří tlak plynů, který pohne pístem a přeměňuje tepelnou energii spalování na energii mechanickou. Z toho plyne, že motor ke své činnosti potřebuje výměnu obsahu pracovního prostoru (spalovacího prostoru, vnitřního prostoru uzavřeného pístem).

3.1 Pracovní oběh čtyřdobého vznětového motoru

Pracovní oběh čtyřdobého vznětového motoru proběhne za dvě otáčky klikového hřídele a potom se znovu opakuje. Oběh se skládá ze čtyř dob: sání, komprese, expanze a výfuku.

Sání - první doba

Sání vzniká při pohybu pístu ve válci z horní úvratě směrem do dolní úvratě. Při zahájení sání je otevírán sací ventil a uzavírán výfukový ventil. Do válce je nasáván filtrovaný vzduch.

Komprese – druhá doba

Komprese začíná při pohybu pístu z dolní úvratě směrem vzhůru a končí, když je píst v horní úvratí. Oba ventily jsou přitom zavřeny. Nasátý vzduch se stlačuje v poměru 14:1 až 24:1, což odpovídá tlaku na konci doby stlačování od 3 až do 8 MPa. Stlačením se vzduch ve válci ohřeje na teplotu 600 až 800 °C.

Expanze – třetí doba

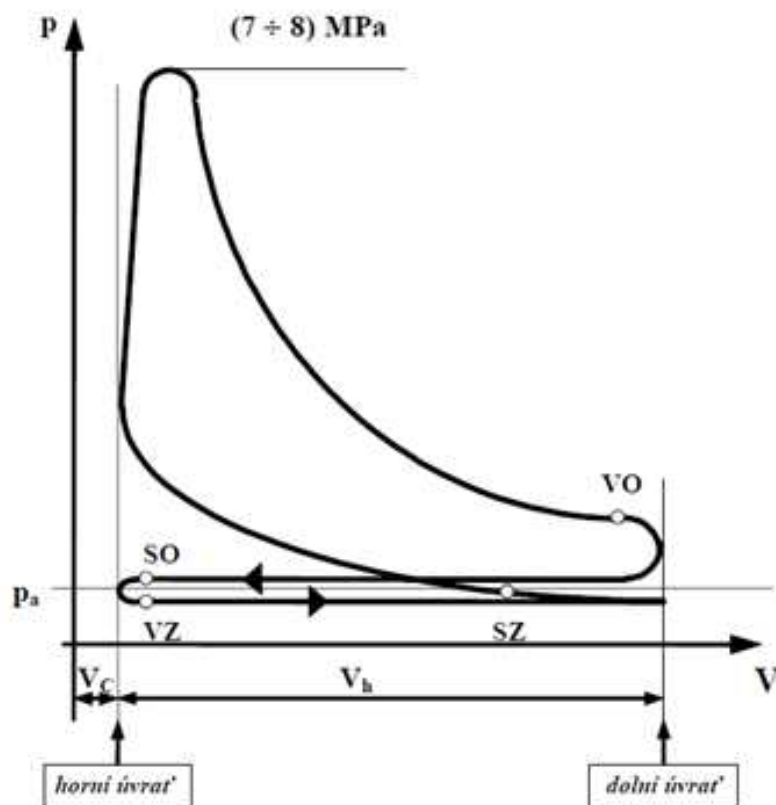
Po vstříknutí dávky paliva do válce se stlačeným vzduchem v době před horní úvratí (koncem druhé doby) a při zavřených ventilech dochází k expanzi vstříknutého paliva. Palivo je do válce vstříkováno vyšším tlakem než je tlak stlačeného vzduchu, a to pod tlakem 11,5 až 19,5 MPa. U některých vstříkovacích soustav dosahuje tlak až 180 MPa. Vstříknuté palivo s rozprášeným, teplým stlačeným vzduchem vytvoří zápalnou směs, která se téměř okamžitě vznítí. Shořením paliva prudce vzroste tlak

plynů a píst je tímto tlakem stlačován do dolní úvratě. Ideální stav by nastal, kdyby všechno palivo shořelo v jednom momentu v době, kdy píst dosáhne horní úvratě a začíná pohyb pístu směrem dolů.

Výfuk – čtvrtá doba

Spaliny vzniklé shořením směsi paliva se vzduchem jsou pístem, který je po třetí době v dolní úvratě, vytlačovány směrem vzhůru. Otevírá se výfukový ventil a spaliny jsou pístem tlačeny přes výfukové potrubí pryč z motoru.

Vzhledem k nedokonalé homogenitě směsi paliva se vzduchem, která se oproti zážehovému motoru tvoří jen v krátkém časovém intervalu, probíhá dohořívání paliva i v průběhu expanze. Z toho důvodu se podobně jako u zážehových motorů musí upravit časování ventilů i u vznětových motorů.



Obr. 2 Indikátorový diagram čtyřdobého vznětového motoru ^[1]

4 Výpočetní a modelářský software

4.1 Microsoft Excel

Program pro zadání a výpočet parametrů je tabulkový procesor Microsoft Excel od americké společnosti Microsoft Corporation. Do něj jsou vloženy vzorce pro výpočet parametrů. Po změně prvního parametru (vrtání) se přepočítají rozměry všech dílů, které jsou exportovány do modelářského softwaru. Všechny parametry zde mají český a anglický popis. Dále jsou jednotlivé díly doplněny obrázky pro rychlejší orientaci v celém souboru.

Ukázka zápisu do buňky pro výpočet celkové délky bloku motoru v excelu:

$$L_{bloku} = 4 \cdot L_{vrtání} + H_{ložisek} \quad (1)$$

$$A18 = 4 \cdot B17 + B15$$

kde:

L_{bloku} je celková délka bloku

$L_{vrtání}$ je celková délka vrtání

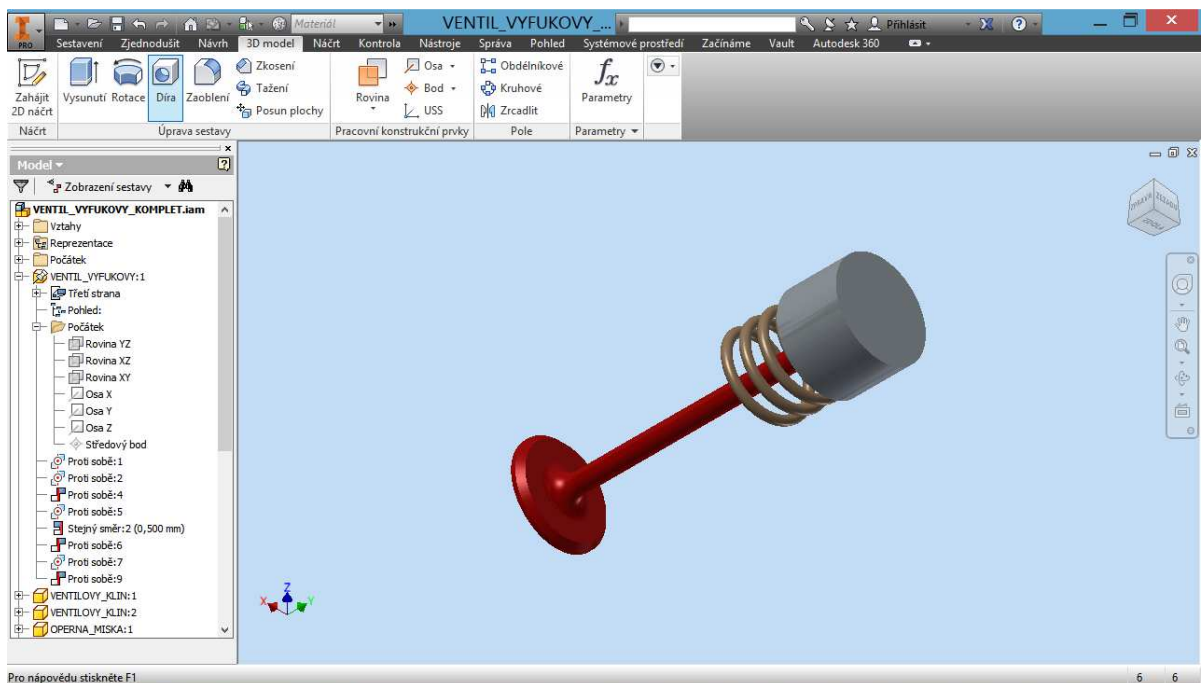
$H_{ložisek}$ je šířka ložisek klikového hřídele

Parametr	Hodnota	Jednotka	Popis (česky)	Popis (anglicky)
D	75,0		vrtání motoru	cylinder bore diameter
Z	90,0		zdvih motoru	stroke of piston
BLOKMOTORU				
PR01				
LCBW1	92	mm	šířka horní "válcové" části bloku	CYLINDER BLOCK width of upper area of cylinder block
LCB3	8,6	mm	tloušťka stěny příčného řezu bloku	width of cylinder block wall thickness at block cross section
DCB9	53,9	mm	průměr ložisek klikového hřídele	crankshaft bearing diameter
LCBW2	196	mm	šířka klikové části bloku	width of crank area
LCBH1	213	mm	výška bloku	height of cylinder block
LCB7	144	mm	délka vrtání bloku	length of bore
LCB4	13,5	mm	tloušťka stěny podélného řezu bloku	width of cylinder block wall thickness at block longitudinal cross section
DBORE	75,0	mm	průměr vrtání	bore diameter
LCB8	23,2	mm	šířka ložisek klikového hřídele	width of crankshaft bearing
LCB10	39,4	mm	vzdálenost osy vrtání od středu ložiska	distance from bore center to bearing center
LBORESPA	78,8	mm	vzdálenost os vrtání	bore spacing
LCB6	339	mm	celková délka bloku	length of cylinder block
HLAVAMOTORU				
PR02				
HBORESPA	78,8	mm	rozeč spalovacích prostorů v hlavě (= vzdálenost os vrtání)	CYLINDER HEAD combustion chamber spacing (=bore spacing)
HX1	18,0	mm	vzdálenost osy výfukového ventilu od osy vrtání	distance from exhaust valve centerline to bore centerline
HX2	16,2	mm	vzdálenost osy sacího ventilu od osy vrtání	distance from intake valve centerline to bore centerline
HD1	76,0	mm	průměr spalovacího prostoru	diameter of combustion chamber

Obr. 3 Ukázka prostředí v Excelu

4.2 Autodesk inventor professional 2015

Autodesk Inventor professional je parametrický 3D modelář od americké společnosti Autodesk. Obsahuje parametrické 3D navrhování, které je možné odvodit z 2D náčrtů. Jsou v něm modelovány všechny součásti, které jsou poté skládány do větších sestav pomocí různých typů vazeb. Při změně geometrie (která je načtena z excelu) přegeneruje a aktualizuje celou 3D sestavu i s výkresovou dokumentací. V rámci práce jsou vytvořeny výkresy s označením parametrů. Dále lze z modelů vytvořit výrobní výkresy, řezy a detaily sestavy. Obsahuje také funkci pro vizualizaci a animaci. V modelu tak lze zobrazit rotaci klikového hřídele a s ním spojených součástí.



Obr. 4 Ukázka prostředí v inventoru professional 2015

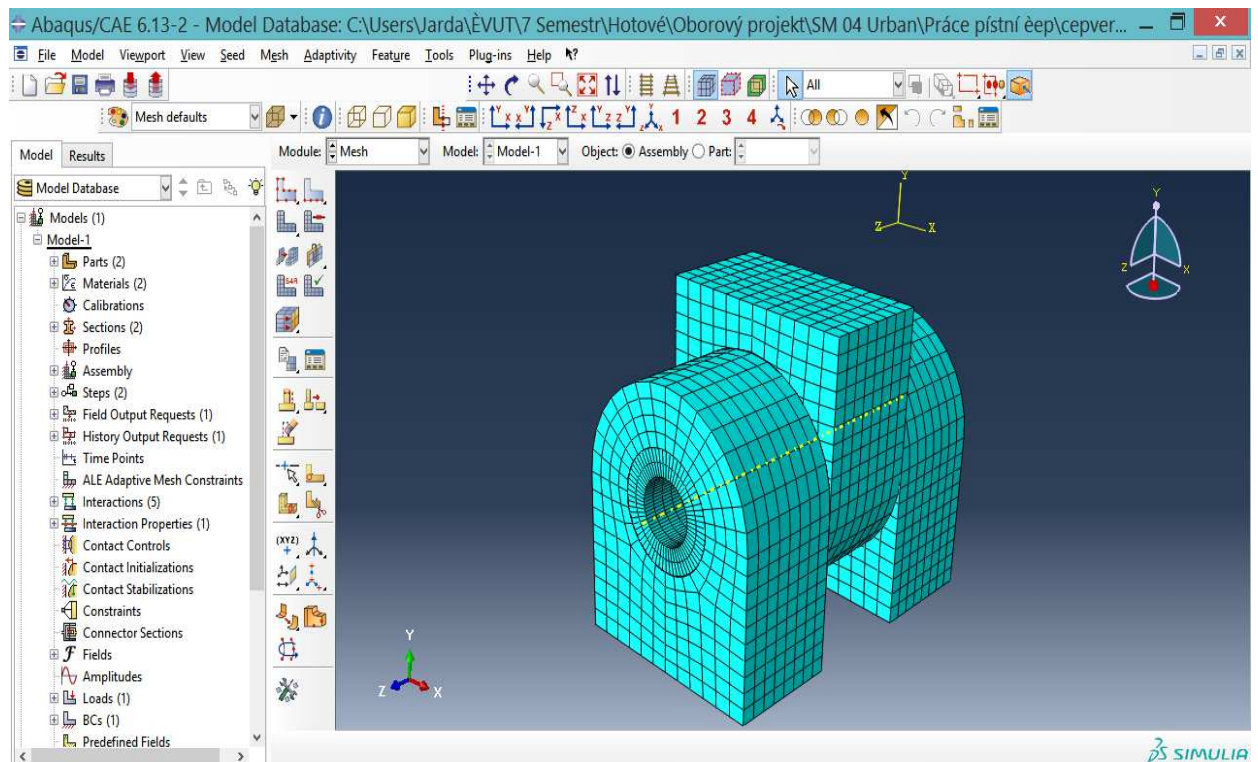
4.3 Abaqus/CAE

Abaqus spadá pod produktovou řadu SIMULIA od francouzské společnosti Dassault Systèmes. Simulia Abaqus je sada nástrojů umožňující simulaci různých problémů, které umožňuje analyzovat.

Abaqus/CAE je software pro výpočetní podporu součástí pomocí metody konečných prvků. Využívá metody konečných prvků, kdy se model rozdělí na známý

počet elementů, ve kterých se nechají probíhat základní výpočty. Následně pak umožní zpracovat výpočet, vizualizaci a vyhodnocení výsledků.

V této práci byl použit pro kontrolu pístitního čepu. Pro snadnou geometrii byl modelován přímo v abaqusu, ale je možné importovat CAD geometrie v různých formátech z různých programů, například z Inventoru, CATIE, SolidWorks atd.



Obr. 5 Ukázka prostředí v Abaqusu

5 Parametrizace

Parametrizace a z ní vycházející modely se týká těchto dílů: bloku motoru, pístu, pístních kroužků, pístního čepu, ojnice, víka ojnice, klikového hřídele, hlavy válců, víka hlavy, sacích a výfukových ventilů, vedení ventilů, ventilového klínu, opěrné misky, ventilových pružin, zdvihátek, vačkových hřídelů, ložisek, olejové vany a krytů.

Při modelování motoru bylo použito tří typů parametrů. Parametrů zadaných, závislých a konstantních (zvolených) pro celý rozsah parametrizace.

Označení parametrů dílu je vždy zkratkou jeho názvu v anglickém jazyce s přidáním písmene, zda se jedná o délku, šířku, průměr, atd.

Složitější díly s více parametry mají navíc za označením přidáno číslo. To označuje u konstantních parametrů jeho hodnotu. U parametrů závislých pak jeho přidružení k souvisejícímu parametru.

Příklady označení parametrů:

DBORE - bore diameter (průměr vrtání):

D... diameter (průměr)

BORE... bore (vrtání)

LCB6 - length of cylinder block (celková délka bloku):

L... length (délka)

CB... cylinder block (blok válců)

6... šestý délkový parametr

HCW - width of cover (šířka víka)

HC... head cover (víko hlavy)

W... width (šířka)

5.1 Parametry zadané

Konstrukční návrh motoru je závislý na vrtání válce a je omezen obsahem od 1700 do 2100 cm³. Po provedení základního výpočtu vidíme, že odpovídá vrtání válce od 76 do 83 mm viz tabulka 1. Dále bylo zadáno, že je motor 4-válcový se 4 ventily na válec s rozvodem typu DOHC.

MOTOR	Značení	Jednotka	Motor 1	Motor 2	Motor 3
Vrtání válce	D	mm	76,684	79,581	82,280
Zdvih pístu	Z	mm	92,021	95,497	98,736
Počet válců	n		4	4	4
Zdvihový objem	V	cm ³	1700,000	1900,000	2100,000
Výkon motoru	Pe	kW	73,667	82,333	91,000
	Pe	hp	98,787	110,409	122,031
Střední pístová rychlost	Cs	m/s	12,269	12,733	13,165

Tabulka 1 - motory dle vrtání

Motor 1 má minimální zdvihový objem, motor 2 má střední zdvihový poměr, motor 3 má maximální zdvihový poměr.

Příklad výpočtu pro motor 1:

$$Z = \lambda \cdot D = 1,2 \cdot 76,684 = 92,021 \quad (2)$$

$$V = n \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = 4 \cdot \frac{\pi \cdot \left(\frac{76,684}{10}\right)^2}{4} \cdot \frac{92,021}{10} = 1700 \text{ cm}^2 \quad (3)$$

$$Pe = \frac{V \cdot b_{mep} \cdot n}{30 \cdot \tau} = \frac{1700}{1000} \cdot 1,3 \cdot \frac{4000}{30 \cdot 4} = 73,667 \text{ kW} \quad (4)$$

$$Pe = 73,667 \cdot 1,341 = 98,787 \text{ hp} \quad (5)$$

$$Cs = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60} = 2 \cdot \frac{92,021}{1000} \cdot \frac{4000}{60} = 12,269 \text{ m/s} \quad (6)$$

MOTOR	Značení	Jednotka	Motor 1	Motor 2	Motor 3
Délka motoru	L	mm	346	359	371
Výška motoru	H	mm	496	512	526
Šířka motoru	W	mm	199	204	209

Tabulka 2 Rozměrové charakteristiky motorů

5.2 *Parametry závislé*

Největší počet parametrů je závislých na hodnotě vrtání. Některé číselné hodnoty parametrů můžeme najít v odborné literatuře a často jsou to vztahy dané dlouholetými zkušenostmi.

Další možnost získání hodnot parametrů je výpočet pomocí modelu, kdy se ne-parametricky vymodeluje součást o rozměrech pro danou hodnotu vrtání. Odměří se rozměr, který je potřeba zparametrizovat a ten podělíme hodnotou vrtání motoru. Takto lze získat koeficient, který je možné použít pro výpočet měnícího se rozměru. Koeficient je lineárně závislý a je třeba ho zkontrolovat případně upravit, jestli vyhovuje rozsahu parametrizace. Tyto parametry jsou nejčastěji rozměrové charakteristiky jednotlivých dílů.

5.3 *Parametry konstantní*

Parametrů konstantních je méně než parametrů závislých. Přesto jsou neméně důležité a mohou ovlivnit celkové rozměry a i vlastnosti motoru.

Mezi tyto parametry patří například zdvihový poměr, tedy poměr zdvihu pístu k vrtání válce. Nejčastěji se pohybuje v mezích 0,75 - 1,25. Volba zdvihového poměru není jednoduchou záležitostí a vyžaduje konkrétní motor a podrobný rozbor. Pro tuto práci byl zvolen poměr 1,2. Dále zde můžeme zařadit i méně důležité parametry jako například poloměr zaoblení součásti.

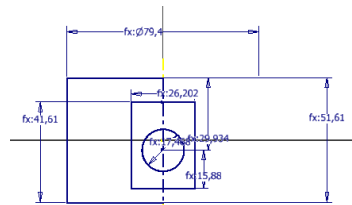
6 Modelování

Při tvorbě všech modelů dílů bylo postupováno následujícím způsobem. Nejdříve se vytvoří seznam parametrů a vypočítají se jejich číselné hodnoty potřebné pro daný díl. Z nich je utvořen náčrt ve 2D, na který se napojí parametry (v případě, že parametr neznáme, tak vypočteme z rozměrů reálné součásti jak je pospáno výše). Poté se z náčrtu vytvoří 3D model součásti pomocí funkcí modeláře (vysunutí, rotace, atd.), který se nadále upraví pomocí pomocných náčrtů. 3D modely slouží k výrobě výkresů a vytvoření podsestav a výsledné sestavy.

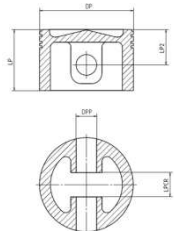
1) Tvorba parametrů:

B135		f _x = -0,22*B132	
	A	B	
130	PIST		0,0
131	PR09		0,0
132	DP		79,4
133	LP2		29,9
134	LP		51,6
135	DPP		17,5
136	LPCR		20,6

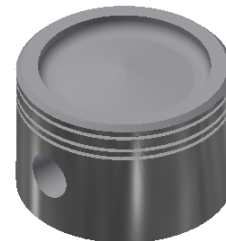
2) Náčrt a napojení parametrů:



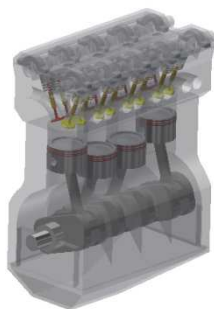
3.1) Výkres:



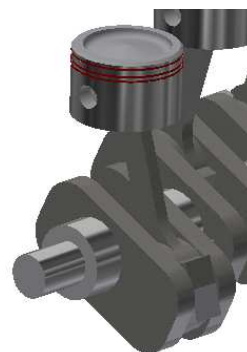
3) Model



5) Sestava:



4) Podsestava



Obr. 6 Postup tvorby modelu a sestavy

Při tvorbě náčrtu se pracuje se základními geometrickými tvary, které je možné rychle parametrizovat. Na ty jsou aplikovány prvky, kterými je dosaženo propracovanějších tvarů. Prvky mohou být vytvořeny na modelu funkcemi modeláře (zkosení, zaoblení, atd.) nebo přidáváním dalších náčrtů. S přibývajícím složitostí geometrie je téměř nutné aplikovat vazby, kterými je zaručena sousost, kolmost a jiné potřebné vlastnosti.

Modely vytvářené z náčrtů jsou tvořeny rozdílně. Náčrty je možné například rotovat či postupně vysouvat a bylo důležité volit takovou variantu, která je efektivní při změně rozměrů parametrizace. Například u ventilu, u něhož je měněna celková délka, je vhodné náčrt otáčet, místo postupného vysouvání.

Modelu je dále možné přiřadit jeho materiálové či vzhledové vlastnosti. Zvláště při tvorbě sestav je toho využito pro lepší přehlednost.

Všechny soubory související s touto prací jsou na přiloženém CD. Díly jsou označeny příponou .ipt, sestavy vytvořené z jednotlivých dílů .iam a výkresy, které jsou použity pro ukázkou parametrů .idw.

7 **Blok motoru**

Blok motoru je základní konstrukčním prvkem pro spojení jednotlivých částí motoru. Společně s hlavou motoru, válci, výfukovým a sacím potrubím spadá pod nepohyblivé části motoru. Vymodelovaný blok, viz obr. 7, je 4-válcový, uzavřený, řadový. Protože je motor vznětový je výhodné užít uzavřený blok z důvodu vyšší normálové síly, kterými působí píst na stěnu válce. Další výhodou je jednoduchost konstrukce klikové skříně a dobrá přístupnost k jednotlivým ústrojím. Na bloku motoru je nejvíce patrný hlavní parametr vrtání válce. To je důvod proč byl parametrizován a modelován jako první. Pro vozidlové vznětové motory se téměř nepoužívá vrtání pod 75 mm ^[3].

K bloku jsou vymodelovány i kryty a olejová vana. Ty jsou pro přehlednost vidět až ve výsledné sestavě na obr. 22.



Obr. 7 CAD model bloku motoru

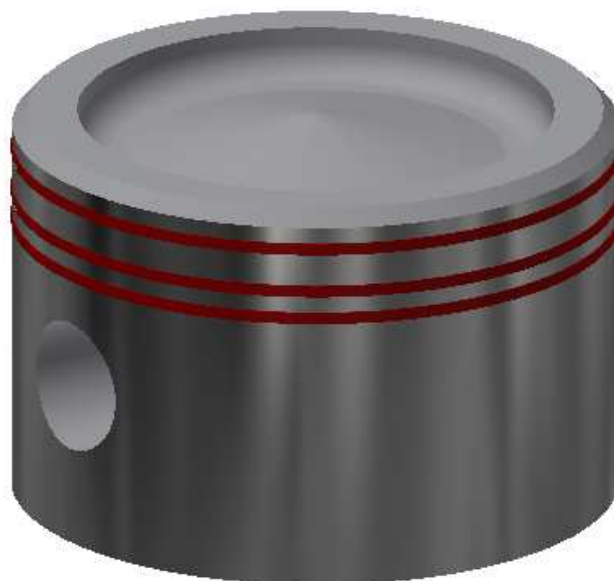
8 Klikový mechanismus

Klikový mechanismus převádí vratný přímočarý posuvný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Pohyb pístu je dán expanzí ve spalovacím prostoru motoru. Společně s rozvodovým mechanismem spadá pod pohyblivé části motoru. Skládá se z pístu, pístních kroužků, pístního čepu, ojnice a klikového hřídele.

8.1 *Píst*

Píst zachycuje tlak plynů a vzniklou sílu přenáší přes pístní čep na ojnici. Píst je během chodu motoru namáhán tlakovými silami plynů, setrvačnými silami vratného pohybu a teplotou vytvořenou spaliny. Na obr. 8 je zobrazen vymodelovaný píst vznětového motoru.

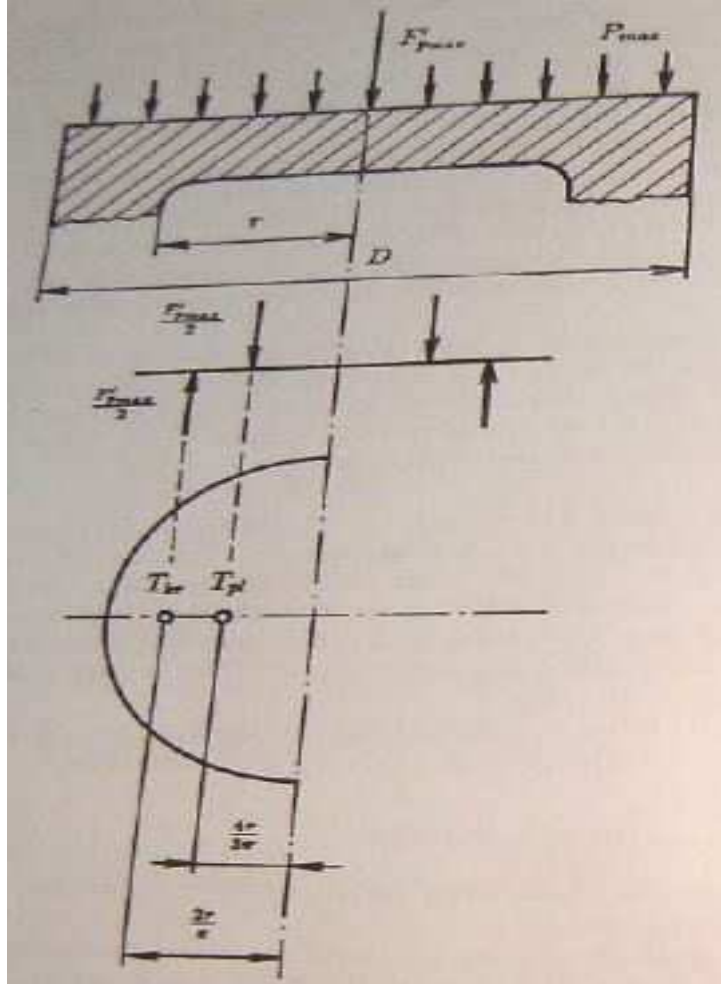
S použitým rozvodem DOHC a 4 ventily na válec není celý spalovací prostor vymodelován do dna pístu, ale i a nad pístem. Modelován je prstencovitý spalovací prostor, který má malý povrch a je konstrukčně jednoduchý a umožňuje dobré studené starty motoru. Aby se palivo dokonale promísilo se vzduchem, musí být velmi jemně rozptýleno, protože víření stlačeného vzduchu v tomto spalovacím prostoru není dokonalé.



Obr. 8 CAD model pístu

8.1.2 Pevnostní výpočet pístu

Pevnostní výpočet pístu je proveden dle zdroje uvedeného v seznamu použité literatury ^[3].



Obr.9 Schéma pro výpočet zatížení dna pístu ^[3]

Maximální síla tlaku plynů na kruhovou desku:

$$F_{pmax} = \pi \cdot r^2 \cdot P_{max} = \pi \cdot 0,0345^2 \cdot 7000000 = 26\,174,964 \text{ N} \quad (7)$$

Maximální ohybový moment uprostřed desky (nahrazené nosníkem):

$$M_0 = \frac{F_{pmax}}{2} \cdot 2 \cdot \frac{r}{\pi} - \frac{F_{pmax}}{2} \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{r}{\pi} = \frac{F_{pmax}}{\pi} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot r\right) = \frac{F_{pmax}}{\pi} \cdot \frac{r}{3} \quad (8)$$

$$= \frac{26\,174,964}{\pi} \cdot \frac{0,0345}{3} = 95,815 \text{ Nm}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot r \cdot t^2 = \frac{1}{3} \cdot 0,0345 \cdot 0,001^2 = 0,0000115 \text{ m}^3 = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (9)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{95,815}{0,0000115} = 8\,331\,739,13 \text{ Nm}^{-2} = 83,31 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-2} \quad (10)$$

Dovolené hodnoty jsou $200 - 250 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-2}$ [3].

Síly namáhající můstek na ohyb a stříh:

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot (Dm^2 - dm^2) \cdot (0,9 \cdot pe - 0,22 \cdot pe) =$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot (0,0794^2 - 0,0754^2) \cdot (0,9 \cdot 7000000 - 0,22 \cdot 7000000) = 2\,314,876 \text{ N} \quad (11)$$

$$M_{o_m} = \frac{Dm - dm}{4} \cdot F_m = \frac{0,0794 - 0,0754}{4} \cdot 2\,314,876 = 2,314 \text{ Nm} \quad (12)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot dm \cdot Hm^2 = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0,0754 \cdot 0,002^2 = 0,157 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (13)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2,314}{0,000000157} = 14\,738\,853,5 \text{ Nm}^{-2} \quad (14)$$

Smykové napětí:

$$\tau = \frac{F_m}{S_m} = \frac{2,314}{0,00136} = 1701,47 \text{ Pa} \quad (15)$$

Výsledné redukované napětí dle hypotézy deformační práce:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{14\,738\,853,5^2 + 3 \cdot 1701,47^2}$$

$$= 14\,738\,853,79 \text{ Pa} = 14,738 \text{ MPa} \quad (16)$$

Redukované napětí u hliníkových slitin nemá překročit 30-40 MPa, kvůli snížené pevnosti, která je způsobena vysokými teplotami, jímž je píst vystaven za chodu. U litinových pístů jsou dovolené hodnoty vyšší. Navržený píst vyhovuje.

8.2 Pístní kroužky

Pístní kroužky jsou pružnými díly prstencovitého tvaru, které slouží k utěsnění spalovacího prostoru, odvodu tepla do stěn válce a udržují optimální hodnotu olejového filmu. Používají se dva druhy pístních kroužků, těsnící a stírací. Těsnící kroužek zabezpečuje těsnost spalovacího prostoru. Stírací kroužky brání průniku oleje nad píst.

Vymodelovaný píst je osazen třemi pístními kroužky obdélníkového tvaru. Použit je jeden těsnící a dva stírací kroužky.

8.3 Pístní čep

Funkcí pístního čepu je přenášení silových účinků mezi pístem a ojnicí. Konstrukčně je řešen jako tlustostěnná trubka. Důsledkem působení sil tlaku plynů a setrvačných sil, způsobených hmotností pístu a pístních kroužků, je pístní čep namáhán únavově. Pístní čep je uložen volně v oku ojnice i nálitcích v pístu, jedná se tedy o „plovoucí“ uložení pístního čepu. Pro snížení hlučnosti studeného motoru, kdy vůle v uložení pístního čepu v pístu by mohla způsobovat klepání, dosáhne pístní čep svrného uložení až po ohřevu pístu v oblasti pístního čepu na cca 110°C. Pro axiální pojištění čepu se používají drátové pojistky.

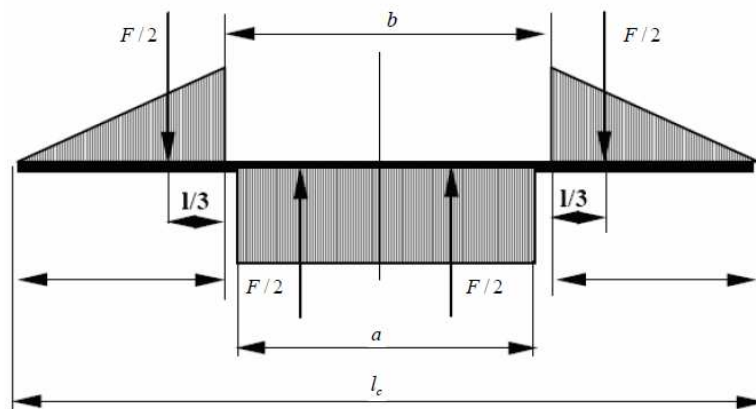
Pístní čepy pro vznětové motory jsou normalizovány normou ČSN 302131.

8.3.1 Pevnostní analýza pístního čepu pomocí MKP

Kontrola pístního čepu je provedena metodou konečných prvků v příloženém souboru cep.cae vytvořeném v programu abaqus. Metoda konečných prvků je dnes hojně používanou napěťovou a deformační analýzou. Lze ji využít i pro jiné typy výpočtů jako jsou vedení tepla, proudění tekutin, atd.

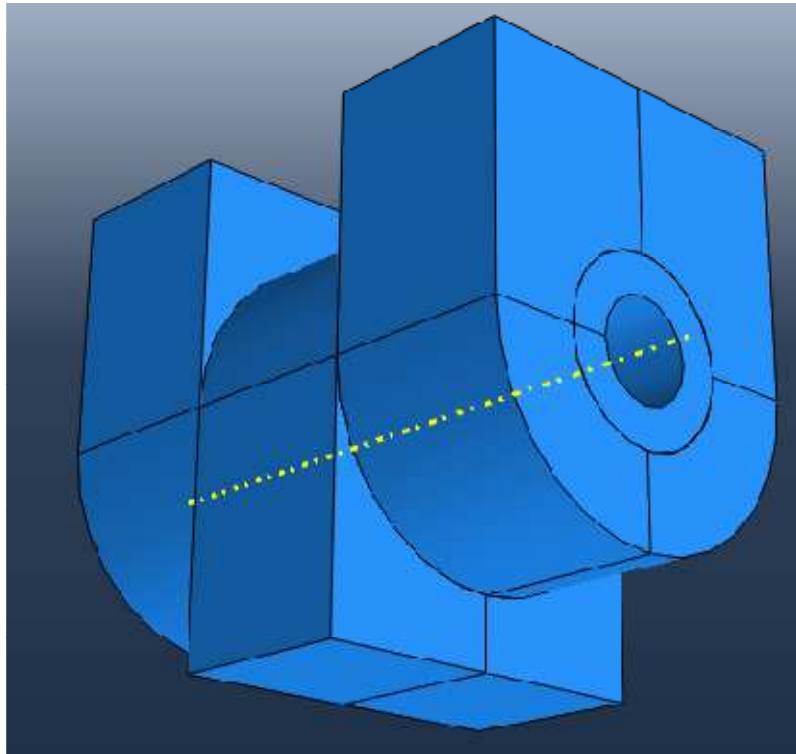
Při použití metody MKP se nejprve vymodelují díly a vytvoří se z nich model. Ten se rozdělí na určitý počet prvků konečných rozměrů. V prostorové úloze je to nejčastěji šestistěn. V jeho významných bodech (nejčastěji rohy) se vypočítávají neznámé hodnoty posuvů. Hrany prvků vytvoří síť. Její hustota je důležitým parametrem přesnosti výpočtu.

Pístní čep lze nahradit prutovým modelem se spojitým silovým zatížením v místech jeho uložení v pístu a ojnici. Teoretický průběh tedy je na obr. 10.



Obr. 10 Model pístního čepu ^[1]

Pro výpočet metodou konečných prvků je použito rozměrů pístního čepu vypočítaných v přidruženém programu parametry SM05.xlx. Čep je umístěn do sestavy s pístem a ojnicí. Píst i ojnice nejsou modelovány kompletní, ale jen části "oka", které jsou s čepem v kontaktu viz obr. 11. Oka jsou zjednodušená z důvodu lepšího vytvoření sítě. Zaoblením či dírou mohou vzniknout v síti chyby, protože nevznikne kulatá zaoblená část sítě, ale hranatý prvek. Tím můžeme dostat zkreslené výsledky nahromaděním lokálních napětí. Tento problém lze vyřešit velice jemnou sítí s vysokým počtem prvků. To je ale náročné jak na paměť počítače tak na výpočetní čas. Pro tuto zjednodušenou analýzu je volena adekvátní síť viz obr.12.

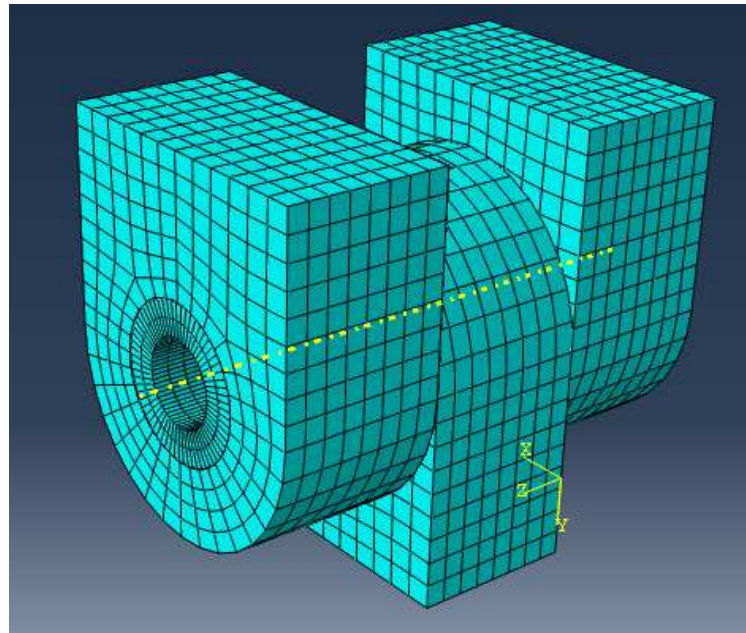


Obr. 11 MKP model pro zatěžování pístního čepu

Součástem jsou přiřazeny jejich materiálové vlastnosti (např.: modul pružnosti, Poissonovo číslo). Pístní čepy se zhotovují z ocelí tříd 12, 14, 15, 16. Oceli třídy 16 vynikají pevností a odolností proti opotřebení, proto se používají u vysoce zatížených motorů. Běžně zatížené motory používají oceli třídy 12, 14 a 15.

V sestavě byly nastaveny vlastnosti kontaktních ploch a zatížení. Sestava je zatížena tlakem z expanze, která je na pístní čep přenášena přes píst. Hodnota tohoto tlaku je 7 MPa ^[4].

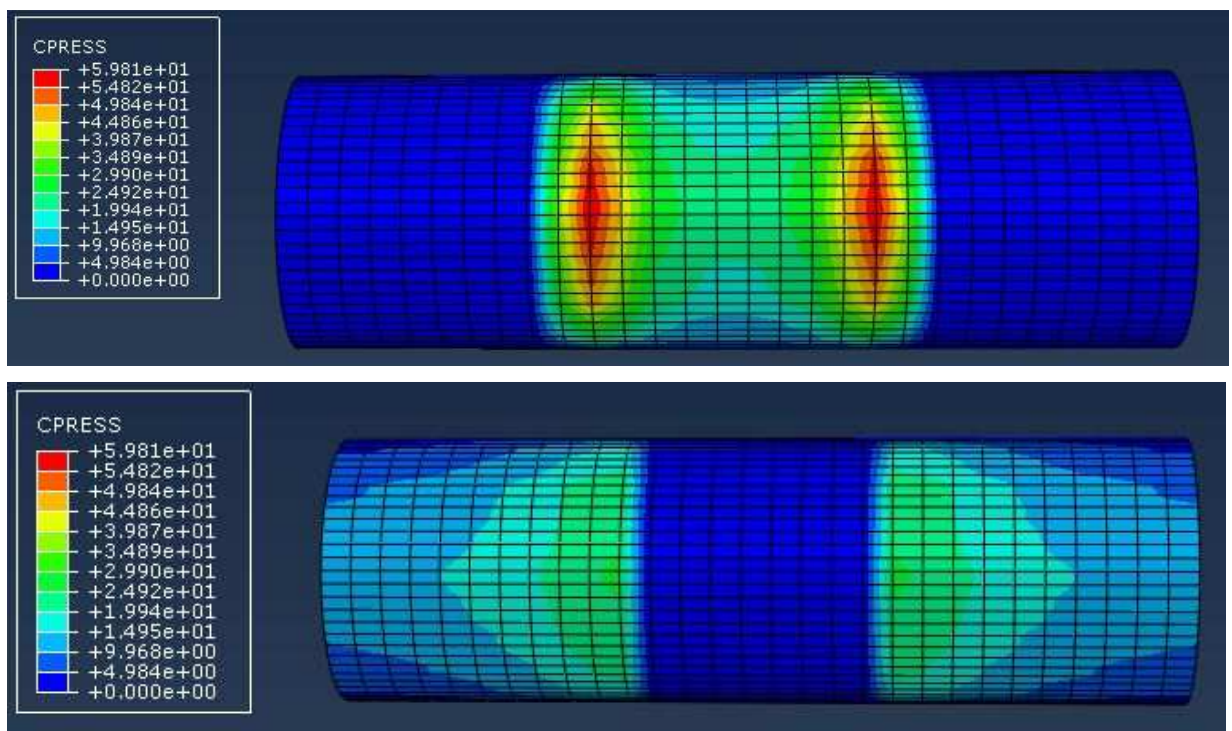
Sestava má různé vysítování jak pro čep tak pro zbytek dílů. Sítování čepu je voleno mnohem jemnější než sítování ok pístu a ojnice. I přesto, že je možné odečíst napětí v místech dotyku s čepem jak na pístu tak na ojnici, tak v rámci této práce je zahrnut do výsledků pouze samotný čep.



Obr.12 Vysíťování sestavy

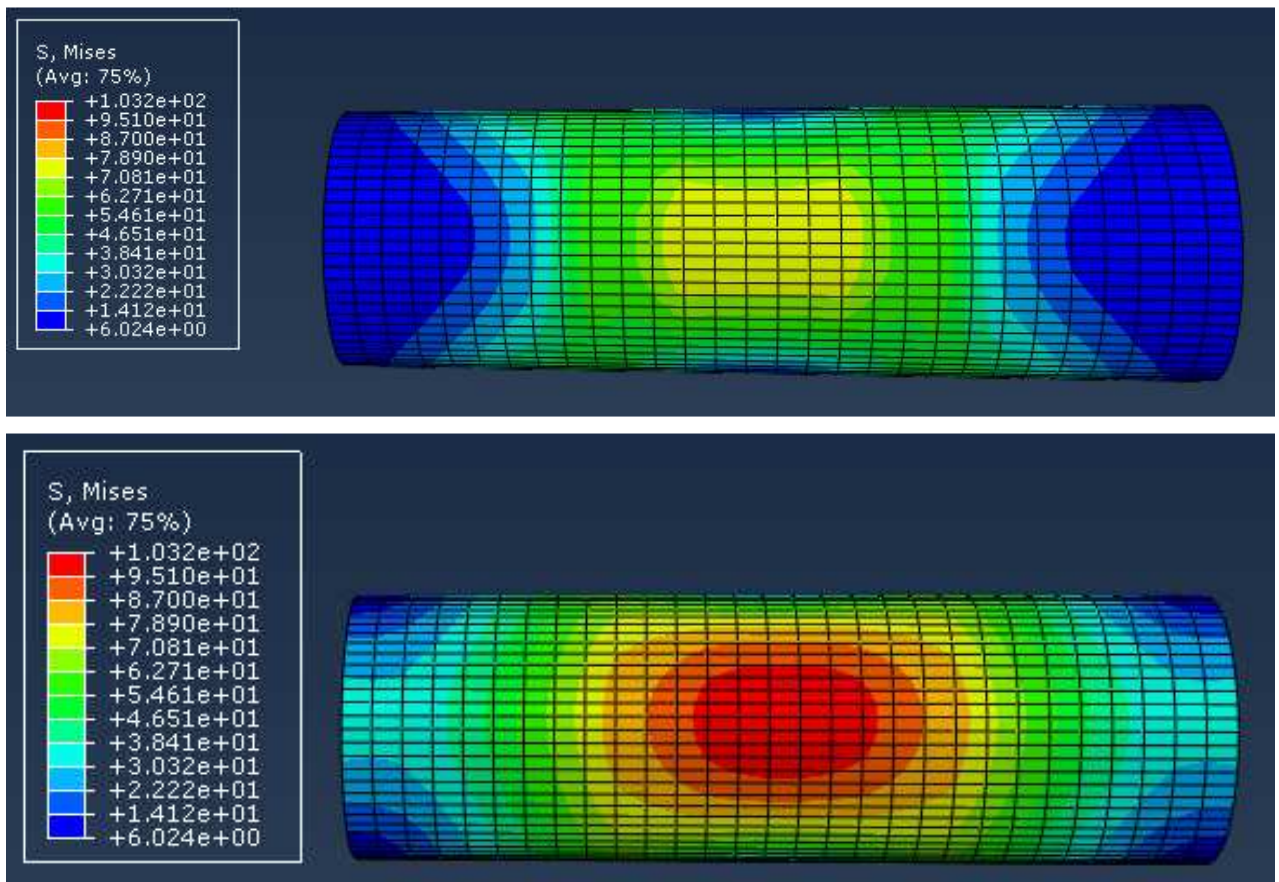
Po výše provedeném sestavení a nastavení lze spustit výpočet, který zobrazí rozložení napětí v sestavě a zkoumaném čepu.

CPress (Kontaktní tlak) [MPa]:



Obr. 13 Kontakt s objímkou ojnice (nahore) a pístu (dole)

S - All stress components (Celkové namáhání komponentu) [MPa]:



Obr. 14 Pohled ze strany ojnice (nahore) a ze strany pistu (dole)

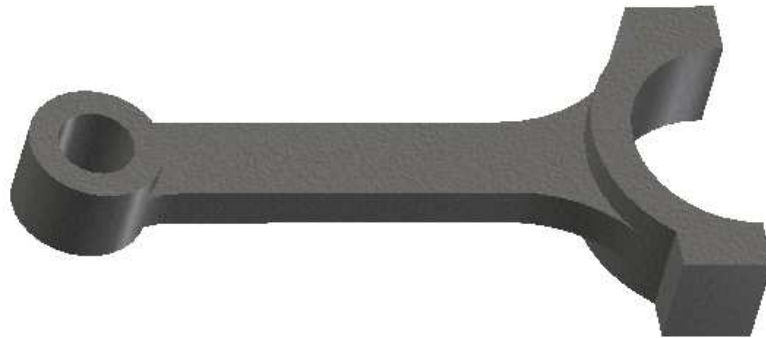
Výsledky výpočtu jsou vyobrazeny na obr. 13 a obr. 14. Z výsledků je vidět, že nejvíce zatížená oblast je v místě dotyku pístního čepu s ojnicí. Maximální napětí se tak vyskytuje v souladu s teoretickým předpokladem. Dosahuje zde hodnoty 103,2 MPa. Dovolené hodnoty napětí plovoucích pístních čepů se pohybují od 180 - 300 MPa v závislosti na použitém materiálu.

Navržený pístní čep má tak vysokou hodnotu bezpečnosti. I když bývá jeho kontrola druhořadá, tak špatná volba pístního čepu může způsobit deformace pláště pístu s následným přídřením.

8.4 Ojnice

Ojnice slouží k přenosu sil mezi pístem a klikovým hřídelem, u které je odebrán točivý moment. Po mechanické stránce je velmi namáhaným dílem.

Z konstrukčního hlediska musí mít hlavně velkou tuhost a nízkou hmotnost. Skládá se z oka, hlavy a dřívku. Ojnice je modelována s děleným spodním okem, viz obr. 15, protože klikový hřídel je nedělený. Horní oko je nedělené a lisují se do něj bronzová pouzdra. Rozměry oka ojnice jsou parametrizovány, aby souhlasily se vzdáleností a tvarem nálitků pro pístní čep v pístu.



Obr. 15 CAD model ojnice

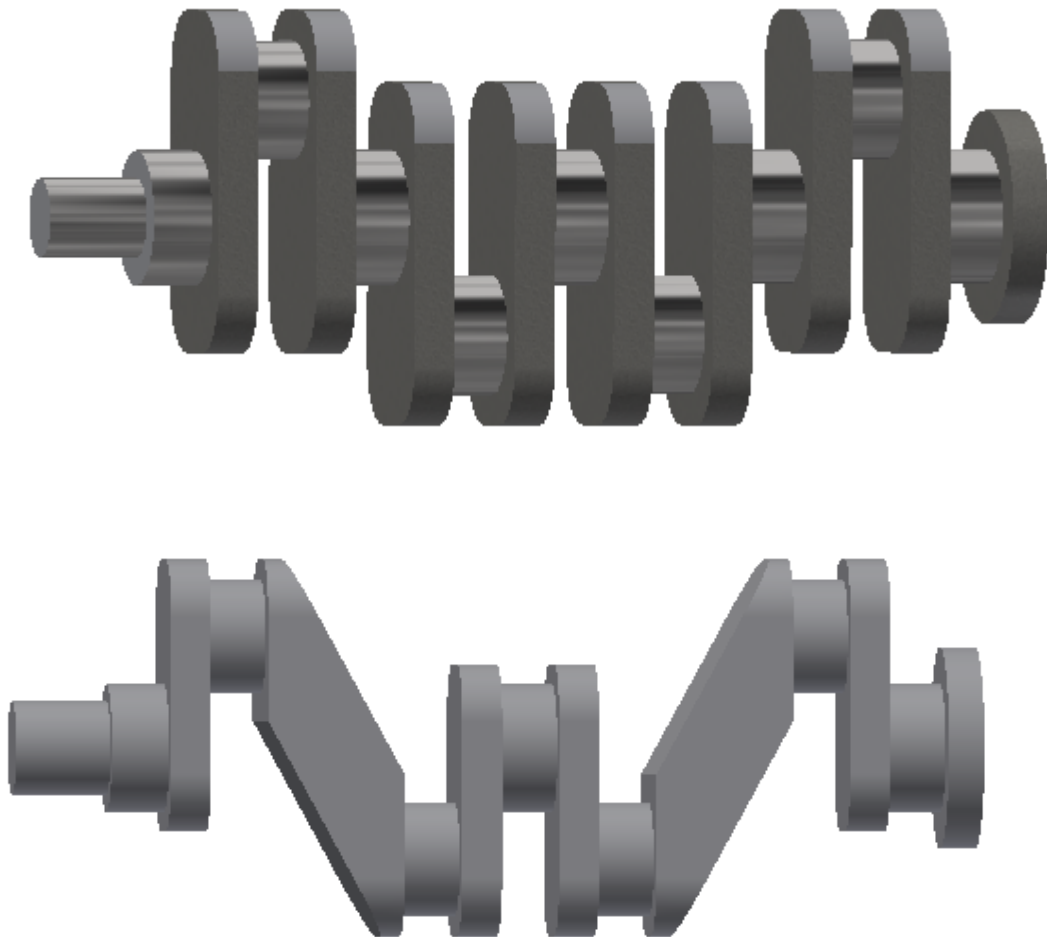
8.5 *Klikový hřídel*

Klikový hřídel společně s ojnici převádí posuvný pohyb pístu na otáčivý pohyb, který je požadován na výstupním hřídeli motoru. Uvádí do pohybu všechny pohyblivé mechanismy motoru. Hřídel má v jedné ose ležící hlavní čepy pro uložení v klikové skříni. Jednotlivé hlavní čepy a klikové čepy jsou spolu spojeny rameny kliky. Kliky jsou od sebe pootočený o 180° . Vymodelována byla dvě provedení hřídele, viz obr. 16. Použity byly stejné parametry, jejich tvorba se lišila v náčrtu a následném převedení do 3D prvku. Do modelu byl použit pětkrát uložený hřídel (nahore) oproti třikrát uloženému hřídeli (dole), který při téměř stejné pevnosti a tuhosti má nižší hmotnost ^[3].

Volný konec hřídele se používá pro uložení kola, kterým je hnán rozvodový mechanismus (dále olejové čerpadlo a ostatní agregáty, ty ale nejsou do modelu zahrnuty). Na druhém konci hřídele je příruba, na kterou se pomocí šroubů připevní setrvačnick.

Klikový hřídel je silně zatěžován. Působí na něj síly od expanze plynů na píst a setrvačné síly. Tyto účinky se časově mění jak velikostí, tak směrem nositelky sil a tím vyvolávají kmity. Ty zatěžují hřídel na tah, tlak, ohyb i krut.

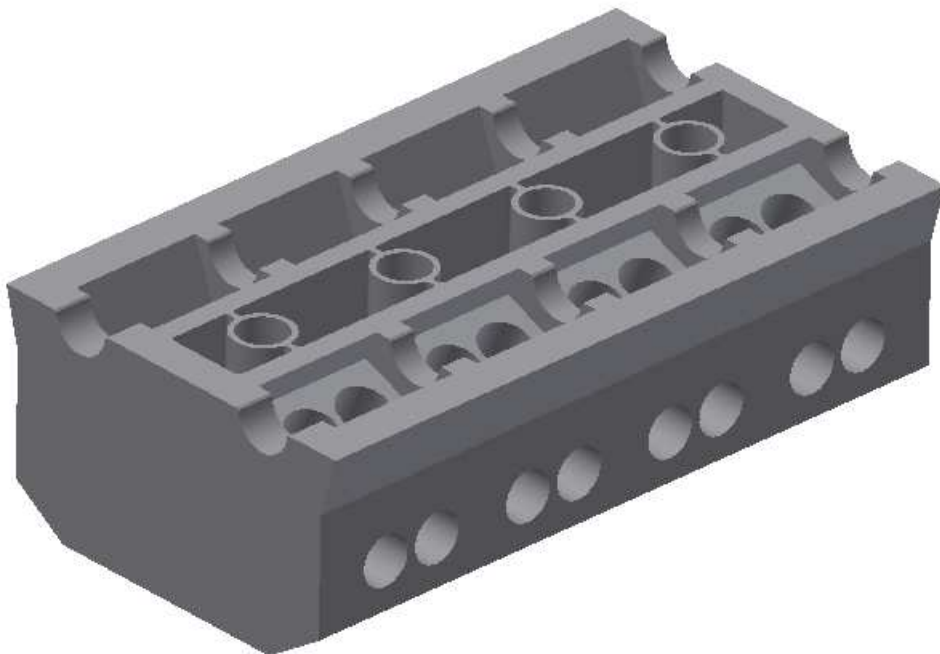
Pro uložení klikového hřídele v bloku motoru byla použita dělená kluzná ložiska.



Obr. 16 CAD modely klikových hřídelí s třemi (dole) a pěti (nahore) hlavními ložisky

9 Hlava válců

Hlava válců je ústrojí, ve kterém se nacházejí rozvodové ventily. Utěsňuje spalovací prostor a zabezpečuje výměnu směsi ve válci. Hlava válců vznětového motoru má podobnou koncepci jako motory zážehové. Rozdíl je v použití vstřikovače, který u motorů s přímým vstřikem paliva ústí přímo do spalovacího prostoru motoru. Pro takovéto řešení hlavy používající více ventilů se hlava stává jedním z nejsložitějších dílů jak z hlediska parametrizace, tak i vyrobiteľnosti. Hlava je vymodelována společná pro všechny válce.



Obr.17 CAD model hlavy válců

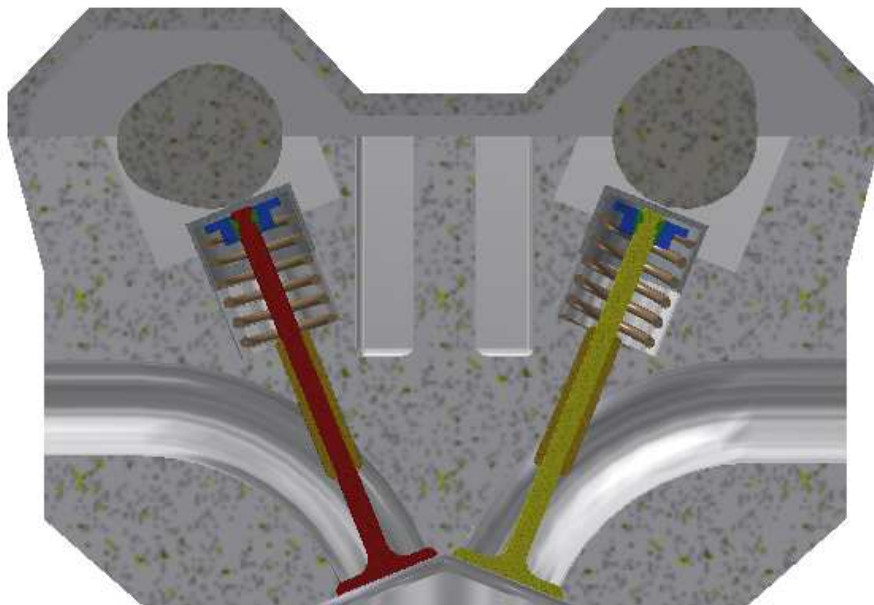
9.1 *Rozvod DOHC*

Zadaný ventilový rozvod OHC, z anglického Over Head Camshaft, představuje rozvod s vačkovým hřídelem a ventily v hlavě válce. Vačkový hřídel je uložen nad nebo mezi jednotlivými ventily. Rozvod OHC je v současné době nejpoužívanějším rozvodem automobilových a motocyklových motorů.

Užívá se konstrukce s jedním nebo dvěma vačkovými hřídeli. Konstrukce s jedním vačkovým hřídelem se označuje jako SOHC (Single Over Head Camshaft), řešení se dvěma vačkovými hřídeli, které bylo použito pro tento motor, DOHC (Double Over Head Camshaft).

Umístění vačkových hřídelí v hlavě válce zmenšuje vzdálenost mezi vačkou a ventilem. Tím se zmenšuje počet potřebných součástí. Menší počet součástí je výhodou, protože má nižší setrvačné síly. Při použití dvou vačkových hřídelů ovládá jeden vačkový hřídel sací ventil a druhý vačkový hřídel výfukový ventil hrníčkovými zdvihátky. Hmotnost rozvodového ústrojí je nízká a při tom tuhost vysoká. Konstrukce je vhodná pro motory s vysokými otáčkami. Nevýhodou DOHC rozvodu je větší složitost hlavy válců a velká vzdálenost mezi vačkovým a klikovým hřídelem. Při užití hrníčkových zdvihátek se docílí správné ventilové vůle výměnou kalených podložek, mezi zdvihátkem a vačkou nebo pomocí seřizovacího šroubu ve zdvihátku.

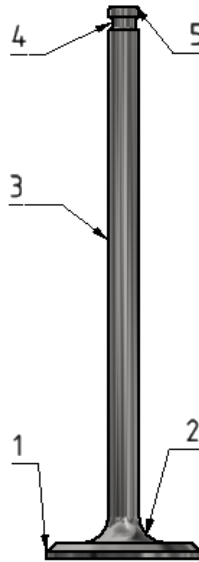
V řezu na obr. 18 je vidět, jak potřebné u tohoto typu rozvodu je vyosení ventilů od osy válce. Je výhodné mít u vznětového motoru celý spalovací prostor v prostoru pístu. To je ovšem u parametrického modelu, který mění své rozměry a není tedy možné udělat jednu přesnou variantu, značně obtížné. Vyosením ventilů vyřešíme prostor pro další nezbytné díly (vstřikovací soustavu, žhavicí svíčku, atd.)



Obr. 18 Řez hlavou s rozvodem DOHC

9.1.1 Ventil

Ventily slouží k plnění válce a k odvodu spalin směsí. Po konstrukční stránce lze model ventilu rozdělit na pět částí viz obr. 19.: talířek (1), přechodový kužel (2), dřík (3), zápich (4) a čelo (5).



Obr. 19 Ventil

Talířek ventilu (hlava ventilu) je při provozu motoru zatížen dynamickými a tepelnými účinky. U výfukového ventilu je navíc zatížen produkty spalování, které mají tepelné, abrazivní a korozní účinky.

Přechodový kužel je přechod mezi dříkem a talířkem. Toto provedení zvyšuje tuhost ventilu. Také zlepšuje odvod tepla a průtokové vlastnosti kanálu.

Dřík vede ventil ve vodítku. Často se používá martenzitická ocel kvůli dobrým kluzným vlastnostem. Někdy bývá chromován pro zvýšení životnosti.

Zápich ventilu slouží k nasazení dvojdišné kuželové vložky. Ta přenáší sílu z pružiny na ventil. Tvar zápichu, případně zápichů, je dán požadavky na pootočení ventilu. Pootočení je nutné kvůli různému rozložení teplot na talířku ventilu. Bez možnosti pootočení ventilu by došlo k nestejnému ohřevu a tím k následným deformacím.

Čelo dříku je modelováno jako typ kalený, dále se používají vyměnitelné čepečky s kalenou plochou, kterými se dají seřizovat ventilové vůle. V tomto konstrukčním provedení se ventilové vůle seřídí pomocí podložek u zdvihátka.

Ventil je veden vodítkem (pouzdrém) nalisovaným do hlavy. To musí vykazovat dobré kluzné vlastnosti.

Sací ventily jsou často vyrobeny z jednoho kovu. Nejsou tepelně zatížené tolik jako výfukové ventily, protože jsou ochlazovány čerstvým vzduchem.

Výfukové ventily mají větší šířku sedla než ventily sací. Kvůli vyšší teplotě výfukových plynů je potřeba lepší odvod tepla, který je zlepšen touto úpravou.

9.1.2 Ventilové pružiny

Ventilových pružiny zavírají ventily dle pohybu vačky. Jsou modelovány s konstantním stoupáním závitu. Jejich rozměr je dán zástavbou hlavy motoru. Počet závitů je pohybuje mezi 6-8 závitů. Krajiní závitů jsou broušeny kolmo k ose kvůli vytvoření dosedací plochy. Horní závit dosedá na miskou a spodní závit na ploše hlavy motoru.

Dnešní kvalita ocelového drátu, ze kterého jsou pružiny vyráběny, umožňuje použití jedné pružiny na místo dvou.

9.1.3 Zdvihátka

Sílu vznikající od vačky zachytávají zdvihátka. Použita byla válcová (hrníčková) zdvihátka, která se běžně s rozvodem DOHC používají. Seřizování vůlí těchto zdvihátek je řešeno pomocí přídavných broušených podložek. Ty se umísťují mezi vačku a zdvihátko. Vedení zdvihátka je vedeno vývrtem v hlavě bez ložiskového pouzdra.

9.1.4 Vačkový hřídel

Vačkový hřídel tvoří soustava vaček a čepů. Je uložen v hlavě motoru v kluzných ložiscích. Poloha vaček a jejich natočení je dána počtem válců a časováním rozvodu viz tab. 3. Časování určuje polohu sacího a výfukového ventilu k úhlu (poloze)

klikového hřídele. Sací zdvih teoreticky trvá dobu, za kterou se klikový hřídel otočí o 180° . Pro dosažení co nejlepšího naplnění válce je ale nutné začít otevírat sací ventil ještě před horní úvratí (HÚ) a zavírat před dolní úvratí (DÚ). Je to dáno požadavkem, aby průřez sedla ventilu byl již dostatečně otevřen v době kdy se ve válci vytvoří podtlak. Uzavírání po DÚ pístu se využívá setrvačnosti pohybu náplně. Tím můžeme zvýšit hmotností naplnění válce až o 10-15% ^[1]. Hřídel je modelován s tangenciální vačkou tvořenou tečnami k základní a vrcholové kružnici.



Obr. 20 CAD model vačkového hřídele

Vačkový hřídel je poháněn klikovým hřídelem. Pohon může být proveden ozubeným řetězem, ozubeným řemenem, nebo ozubenými koly. Nejčastější provedení je řetězem či řemenem.

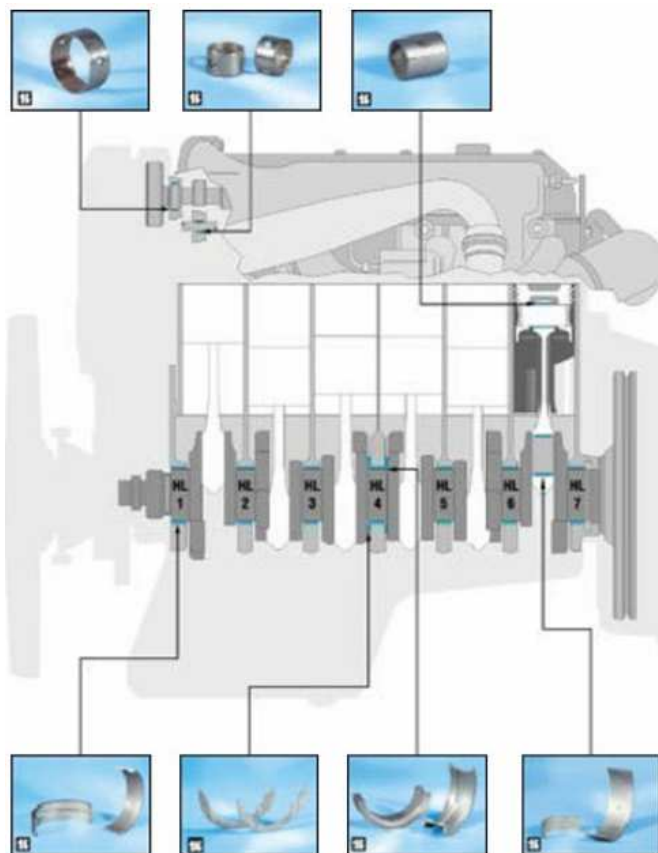
SO	sání otevírá	$10^\circ \div 40^\circ$	před HÚ
SZ	sání zavírá	$20^\circ \div 60^\circ$	po DÚ
VO	výfuk otevírá	$25^\circ \div 60^\circ$	před DÚ
VZ	výfuk zavírá	$15^\circ \div 40^\circ$	po HÚ

Tabulka 3 Časování ventilového rozvodu ^[1]

10 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska jsou v motoru hojně užívána viz obr. 21. V modelu jsou použita jako ložiska ojnicní i hlavní u klikového hřídele a také pro uložení vačkových hřídelů v hlavě motoru.

Nejjednodušší typ kluzného ložiska je řešen jako tenká dvojdílná bronzová pánev. Modernější je hydrodynamické kluzné ložisko s dlouhou životností, které užívá jak tenkostěnné tak i tlustostěnné pánve. Hydrodynamické ložisko má mezi stěnou ložiska a dílem tenkou vrstvou oleje. Povrchy jsou tak v kontaktu v klidovém stavu.

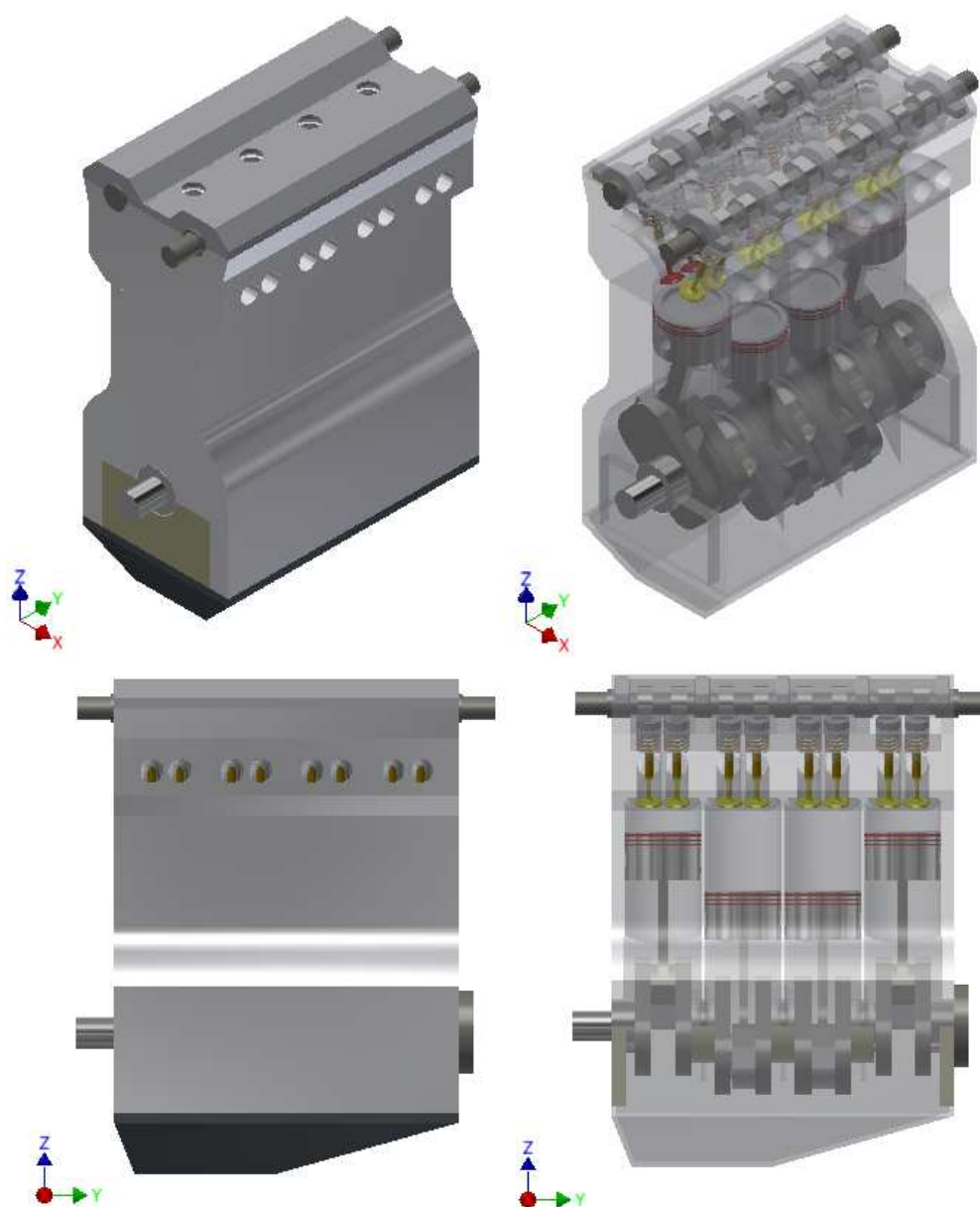


Obr.21 Užití kluzných ložisek ^[1]

Důvodů k užití kluzných ložisek bylo několik. Mají schopnost snášet rázy a vibrace. U klikového hřídele tak tlumí vibrace přenášené hřídelem na blok motoru a tím i hluk vydávaný motorem. Dají se použít při vysokých otáčkách a jsou jednoduché pro parametrizaci i následnou modeláž.

11 Sestava motoru

Výsledný model motoru se skládá z 22 zparametrizovaných a vymodelovaných dílů zavazbených do výsledné sestavy, viz obr. 22, o 112 komponentech. Některým dílům byl upraven vzhled pro lepší přehlednost a celkovou práci se sestavou. Pro časté využití některých dílů byly vytvořeny podsestavy (píst s pístními kroužky, ventil s vedením atd.).



Obr. 22 Sestava motoru

Na sestavě bylo provedeno několik zjednodušení. Týkají se hlavně šroubů, chladicí a mazací soustavy. Zvláště parametrizace a modeláž mazací soustavy je obtížná kvůli souboru prvků, tvořících spojené mazací kanálky s olejovou vanou.

Parametrizace i model fungují na vyšší rozsah než je stanoven (1700 - 2100 cm³). Avšak u velice nízkých nebo naopak vysokých krajních hodnot vrtání se začínají neúměrně měnit některé parametry, například tloušťka stěny. To zapříčiní poruchu v některých vazbách 3D modeláře a ty následně chyby v sestavě modelu.

12 **Závěr**

V této práci byl vytvořen 3D model vznětového 4 válcového motoru s přidruženým souborem pro výpočet a změnu parametrů. Kromě základního výpočtu a kontroly pístu je provedena pevnostní analýza pístního čepu metodou konečných prvků pro střední hodnotu parametrizace.

Z hlediska konstrukčního uspořádání jsou parametrizovány a vymodelovány všechny základní díly, které jsou zavazbeny do výsledné sestavy.

Věřím, že vytvořený model pomůže k rychlému návrhu dílů pro různé hodnoty vrtání motoru a jejich následnou kontrolu. To nabízí prostor k řešení dílčích úkonů, a to jak zdokonalení modelu a optimalizování parametrizace, tak i k pevnostním výpočtům.

Seznam použitých značek a symbolů

D	[mm]	vrtání motoru
Z	[mm]	zdvih pístu
N	[-]	počet válců
V	[cm ³]	zdvihový objem
L	[mm]	délka motoru
W	[mm]	šířka motoru
H	[mm]	výška motoru
Pe	[kW ; hp]	výkon motoru
p	[MPa]	tlak působící na píst
n	[1/min]	otáčky motoru
λ	[-]	zdvihový poměr
τ	[-]	počet zdvihů za cyklus
Cs	[m/s]	střední pístová rychlost
F	[N]	síla působící na pístní čep
F _{pmax}	[N]	maximální síla tlaku plynů na píst
P _{max}	[Pa]	maximální síla působící na píst
Mo	[Nm]	maximální ohybový moment uprostřed pístu
Wo	[m ³]	průřezový modul v ohybu
r	[m]	poloměr desky pístu
t	[m]	tloušťka dna pístu
σ	[Nm ⁻²]	ohybové napětí
F _m	[N]	síly namáhající můstek na ohyb a stříh
Dm	[m]	průměr pístu
dm	[m]	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
Mo _m	[Nm]	ohybový moment působící na můstek
Hm	[m]	výška můstku

τ	[Pa]	smykové napětí
Sm	[m ²]	průřez v místě vetknutí pístu
σ_{red}	[Pa]	redukované napětí
a	[mm]	šířka ojničního oka
b	[mm]	šířka pístního čepu pro oko ojnice
l_c	[mm]	celková délka pístního čepu
L_{bloku}	[mm]	celková délka bloku
$L_{vrtání}$	[mm]	celková délka vrtání
$H_{ložisek}$	[mm]	šířka ložisek klikového hřídele
HC		víko hlavy motoru
CB		blok motoru
HÚ		horní úvrat'
DÚ		dolní úvrat'
SO		sání otevírá
SZ		sání zavírá
VO		výfuk otevírá
VZ		výfuk zavírá

Seznam použité literatury

- [1] RAUSCHER J.: Spalovací motory, Studijní opory, VUT FSI Brno, 2005
- [2] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vydání. Brno: František Vlk, 2003. 580 s.
- [3] KOVAŘÍK, L., FERENCEY, V., SKALSKÝ, R., ČÁSTEK, L. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Naše vojsko, První vydání, Praha, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [4] Řízené vznětové systémy VŘ, FCD, [online], cit. 29. 11. 2014, dostupné z: <http://www.fcd.eu/module/pub/article/11/1410-4526.pdf>
- [5] KLŮMA, J. KOŠEK, J. Příručka opraváře automobilů. Littera, Brno, 1995. ISBN 80-85763-06-0
- [6] SCHOLZ, C.: Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru, Technická univerzita v Liberci, 2003, ISBN 80-7083-693-8.
- [7] MACEK, J.: Spalovací motory I. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1
- [8] Autoevolution. *autoevolution.com* [online]. 2008 [cit. 2014-10-10]. Dostupné z: http://s1.cdn.autoevolution.com/images/gallery/MERCEDESSENZTyp260D-W138--2641_10.jpg

Seznam příloh

Příloha 1: Značení parametrů hlavy motoru

Příloha 2: Značení parametrů bloku motoru

Příloha 3: Značení parametrů klikového hřídele

Příloha 4: Značení parametrů vačkového hřídele

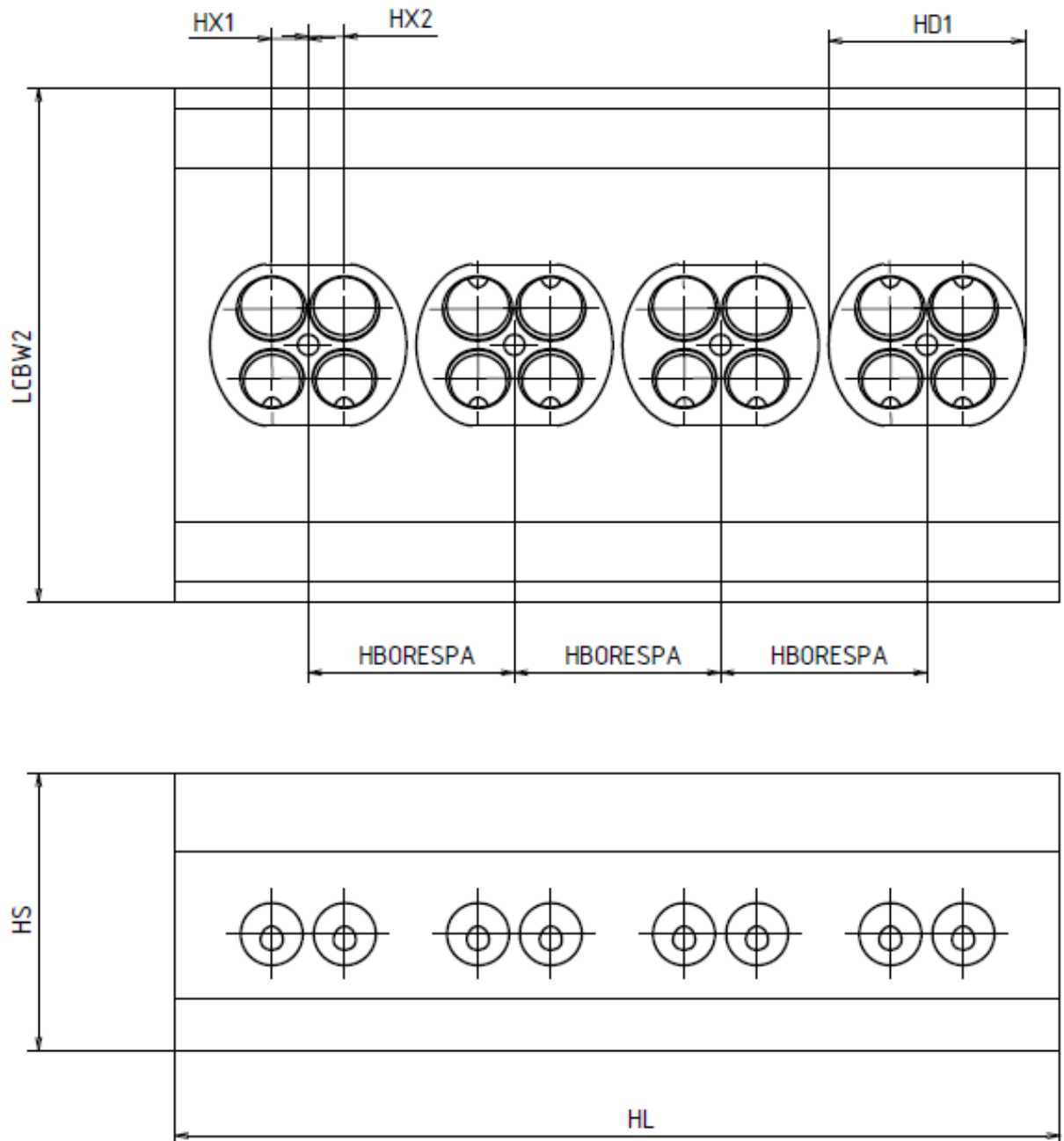
Příloha 5: Značení parametrů pístu

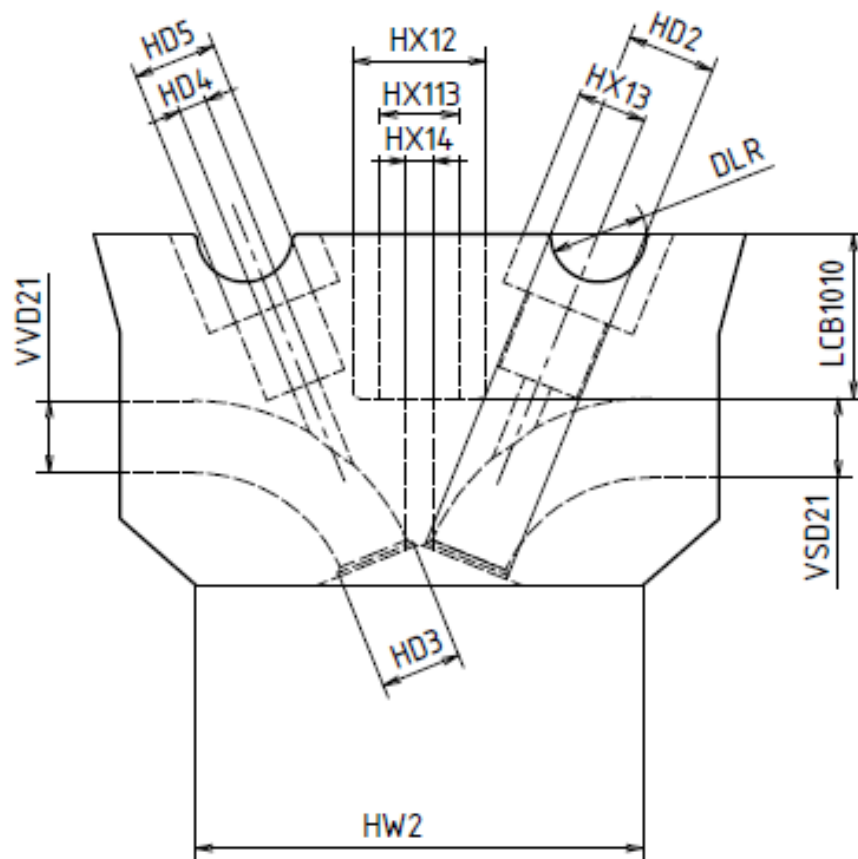
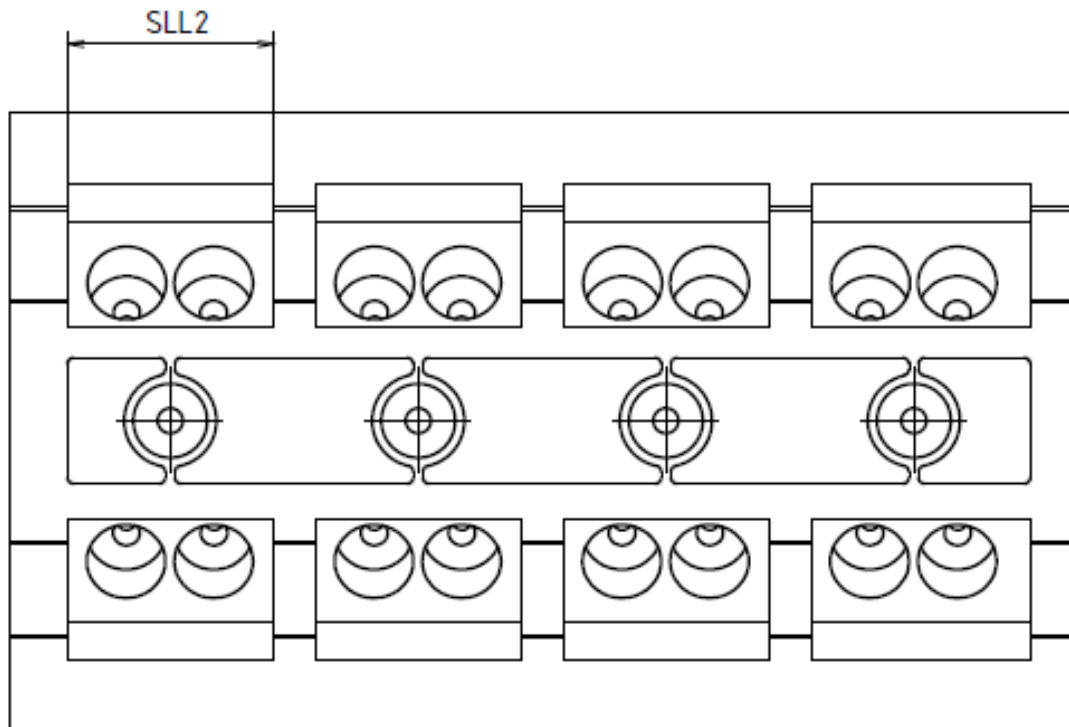
Příloha 6: Značení parametrů ojnice

Příloha 7: Značení parametrů ventilu

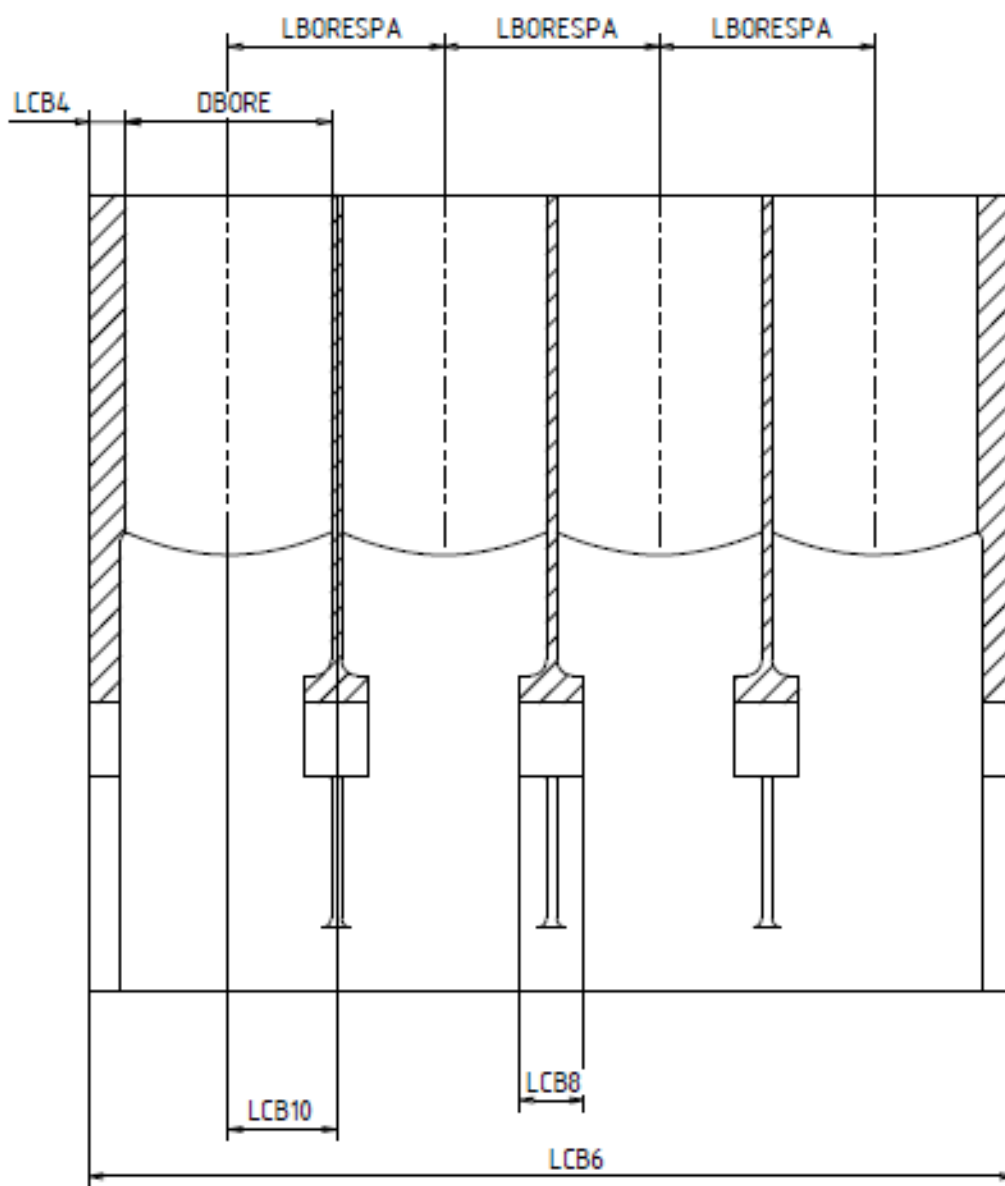
Příloha 8: Seznam parametrů

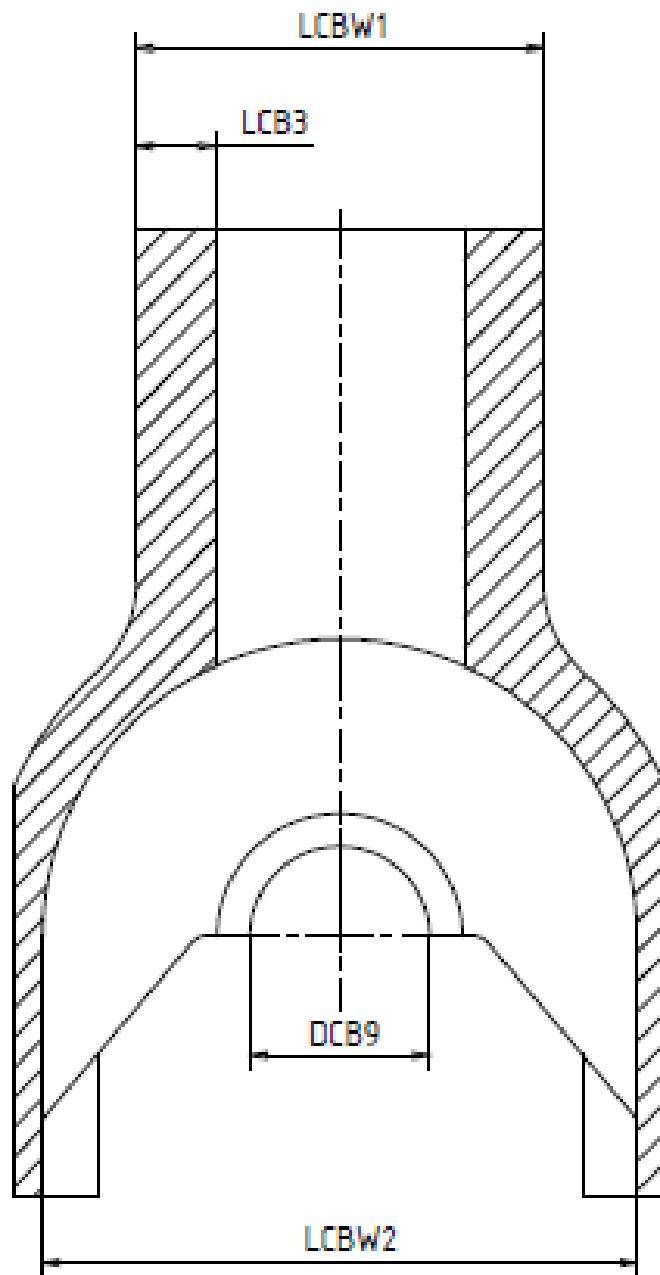
Příloha 1: Značení parametrů hlavy motoru



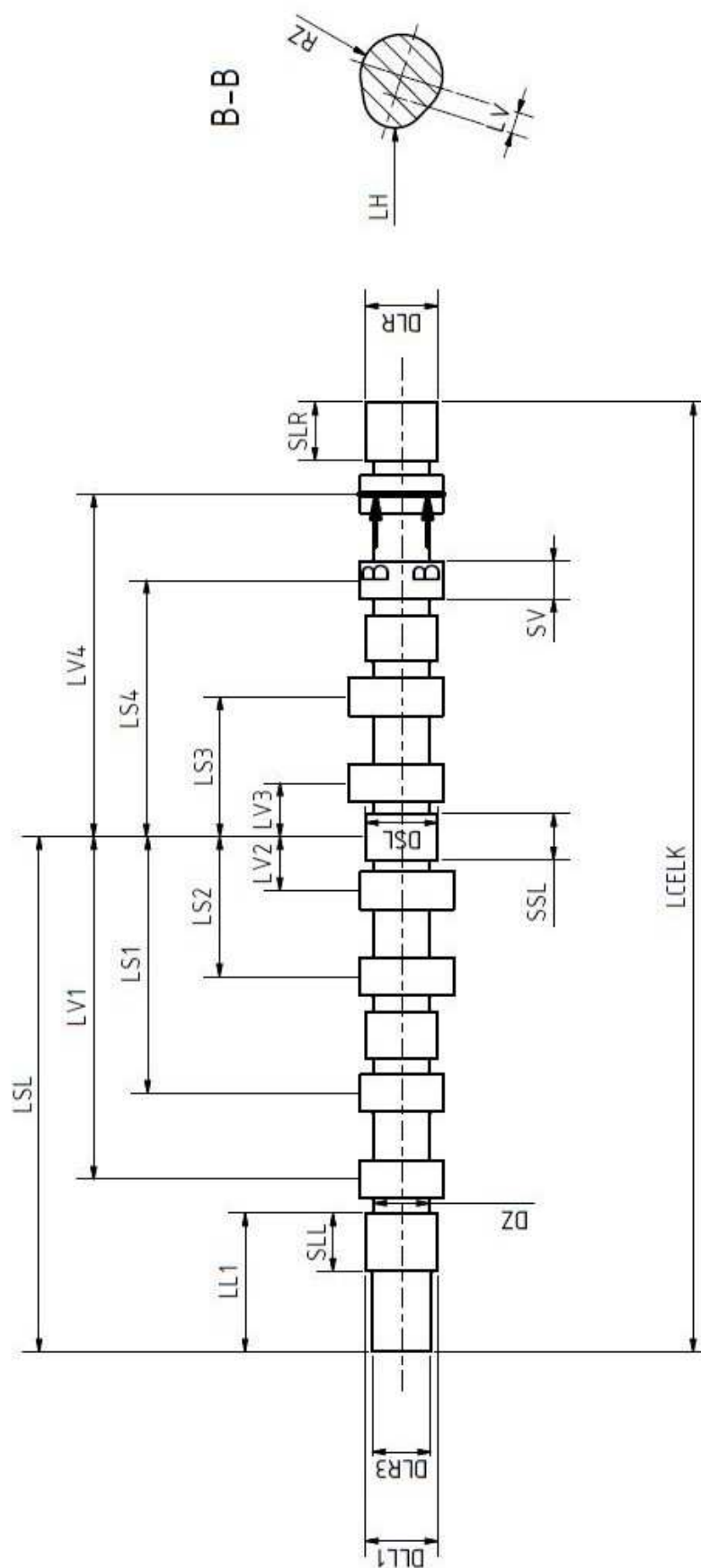


Příloha 2: Značení parametrů bloku motoru

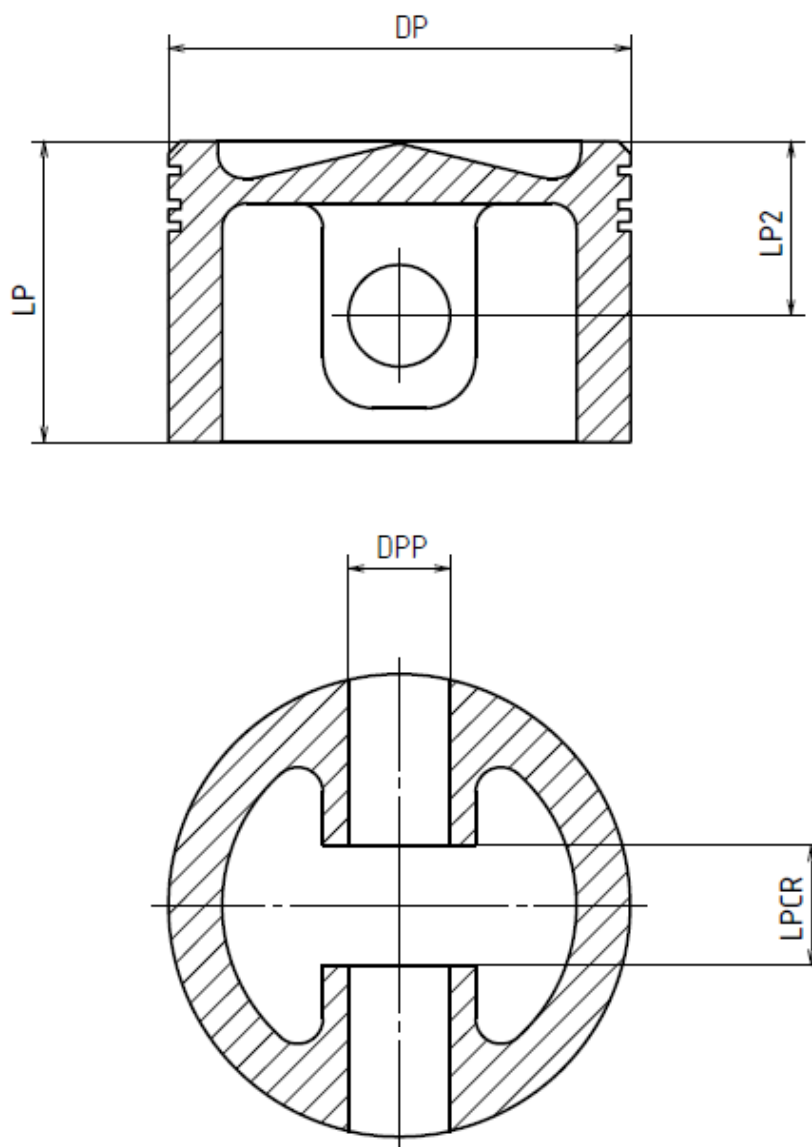




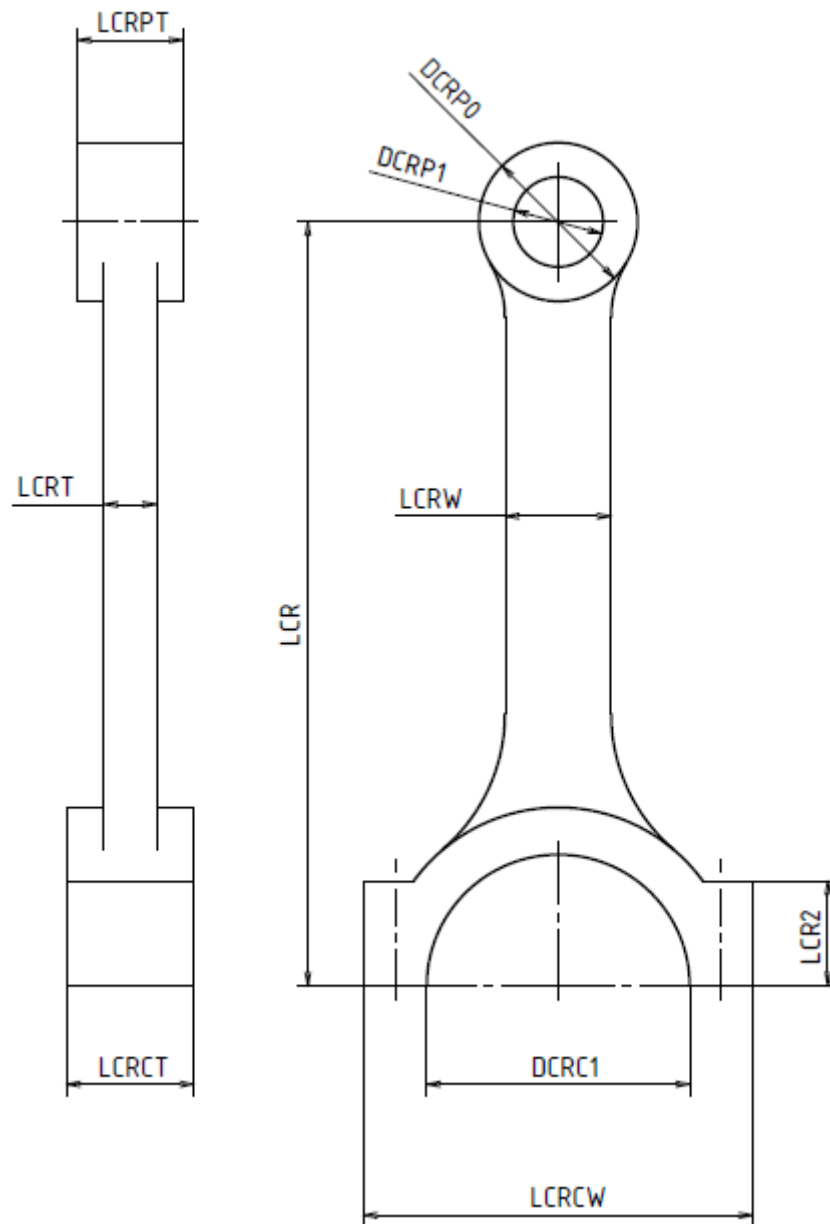
Příloha 4: Značení parametrů vačkového hřídele



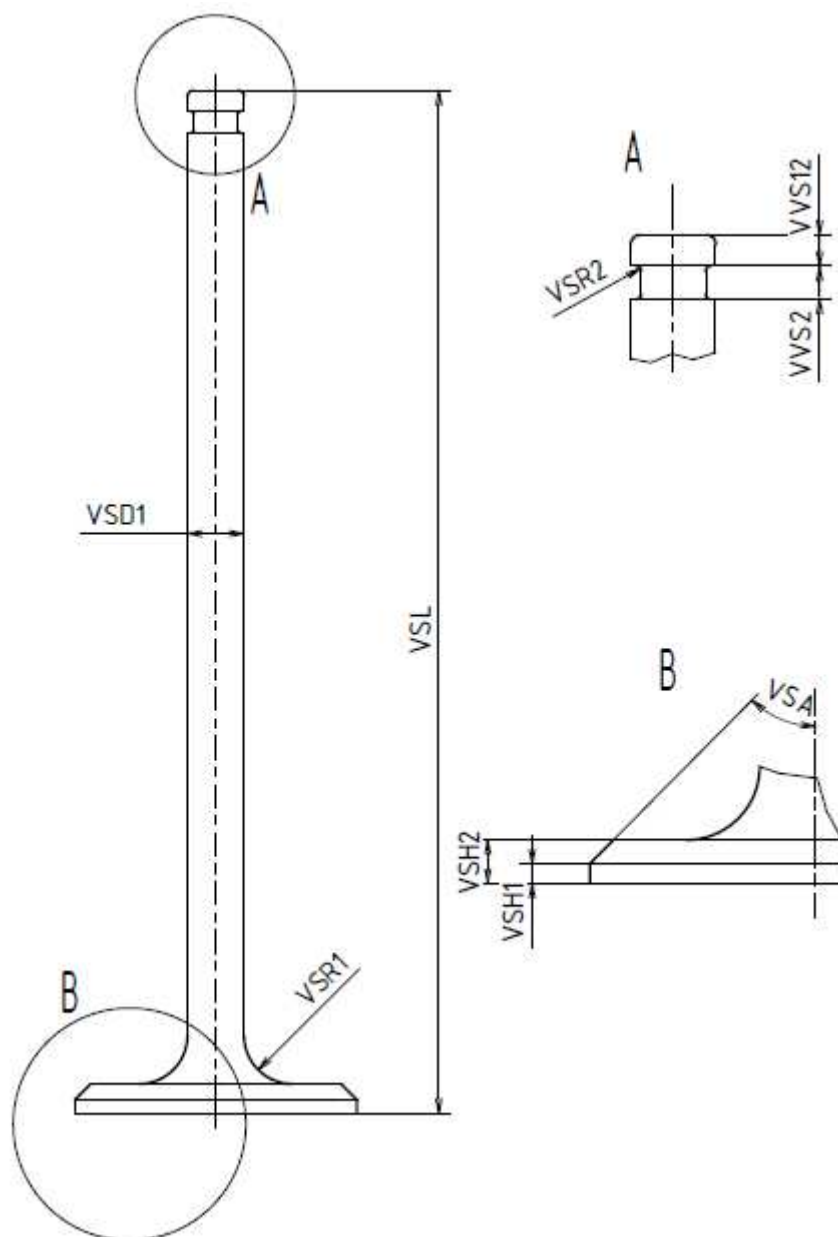
Příloha 5: Značení parametrů pístu



Příloha 6: Značení parametrů ojnice



Příloha 7: Značení parametrů ventilu



Příloha 8: Seznam parametrů (hodnoty odpovídají motoru 1)

Blok motoru

LCBW1	92	mm	šířka horní "válcové" části bloku
LCB3	8,6	mm	tloušťka stěny příčného řezu bloku
DCB9	53,9	mm	průměr ložisek klikového hřídele
LCBW2	196	mm	šířka klikové části bloku
LCBH1	213	mm	výška bloku
LCB7	144	mm	délka vrtání bloku
LCB4	13,5	mm	tloušťka stěny podélného řezu bloku
DBORE	75,0	mm	průměr vrtání
LCB8	23,2	mm	šířka ložisek klikového hřídele
LCB10	39,4	mm	vzdálenost osy vrtání od středu ložiska
LBORESPA	78,8	mm	vzdálenost os vrtání
LCB6	339	mm	celková délka bloku

Hlava motoru

HBORESPA	78,8	mm	rozteč spalovacích prostorů v hlavě (= vzdálenost os vrtání)
HX1	18,0	mm	vzdálenost osy výfukového ventilu od osy vrtání
HX2	16,2	mm	vzdálenost osy sacího ventilu od osy vrtání
HD1	75,0	mm	průměr spalovacího prostoru
HL	339	mm	celková délka hlavy

HD3	32,6	mm	průměr sedla sacího kanálu
HD4	8,5	mm	průměr díry pro vedení ventilu
HD5	22,7	mm	průměr sedla pružiny
HD2	29,0	mm	průměr sedla výfukového kanálu
HD6	8,5	mm	průměr díry pro hydraulickou opěrku
HW1	92	mm	šířka dna hlavy
HK1	32,3	mm	vzdálenost mezi osou ventilu a osou hydraulické opěrky
HB2	14	mm	hloubka roviny pro hydraulické opěrky
HB4	14	mm	hloubka díry pro hydraulické opěrky
HS	106	mm	celková výška hlavy
HW2	135	mm	šířka horní části hlavy (šířka dna hlavy)
HB1	34	mm	hloubka roviny pro sedla pružin
HB3	12,4	mm	hloubka spalovacího prostoru
HX13	21,0	mm	poloměr vybrání pro vačkovou hřídel
VSD21	23,9	mm	průměr potrubí sání
VVD21	21,6	mm	průměr potrubí výfuku
HX12	40,1	mm	vrchní průměr velký
LCB1010	49,4	mm	vzdálenost od sání ke konci hlavy
HX113	23,4	mm	vrchní průměr střední
HX14	8,0	mm	vrchní průměr malý

Víko hlavy

HCT3	10	mm	tloušťka krajních žeber
HCDL	43,3	mm	průměr levého ložiska
HCT2	10	mm	tloušťka středního žebra
HCL	339	mm	celková délka víka

HCW	135	mm	šířka víka
HCO	20,0	mm	výška osy ložisek
HCR	29	mm	radius zaoblení pláště víka
HCT1	5	mm	tloušťka stěny víka
HCST	10	mm	velikost okrajového lemu víka
HCOL	60,9	mm	vzdálenost osy ložisek od okraje víka
HCDR	28,8	mm	průměr pravého ložiska
HCBS	18,3	mm	šířka středního ložiska
HCBL	23,2	mm	šířka levého ložiska
HCDS	43,3	mm	průměr středního ložiska
HCBR	23,2	mm	šířka pravého ložiska

Klikový hřídel

DCS1	30,6	mm	průměr části hřídele pro rozvodové kolo
LCS1	38,3	mm	délka části hřídele pro rozvodové kolo
DCSPIN	46,1	mm	průměr čepů ojnicních ložisek
LCSRAD	45,0	mm	délka kliky
LCSPINL	23,2	mm	délka čepů ojnicních ložisek
LCS3	51,9	mm	délka vyvažovací části klikového hřídele
LCSCHE1	16,0	mm	tloušťka ramena kliky
LCSCHEW	67	mm	šířka ramena kliky
LCSJOL	23,2	mm	délka čepů hlavních ložisek
DCSJO	51,9	mm	průměr čepů hlavních ložisek

DCS2	81,7	mm	průměr příruby setrvačnicku
LCS2	14,4	mm	šířka příruby setrvačnicku
LBORESPA	78,8	mm	kliková rozteč

Ojnice

LCRPT	19,4	mm	šířka ojnicí hlavy pístové
DCRPI	16,5	mm	průměr ložiska pístového čepu
DCRPO	29,0	mm	průměr ojnicí hlavy pístové
LCR	139,9	mm	vzdálenost os ojnicích čepů
LCRCW	71,2	mm	šířka části u ojnicích šroubů
LCR2	19,2	mm	délka šroubové části ojnice
DCRCI	48,1	mm	průměr ložiska klikového čepu
LCRCT	23,2	mm	šířka ojnicí hlavy klikové
LCRT	9,6	mm	tloušťka ramena ojnice
LCRW	19,4	mm	šířka ramena ojnice

Váčkový hřídel

LCELK	385,8	mm	celková délka váčkového hřídele
LS2	55,6	mm	vzdálenost 2.sací vačky od středního ložiska
LS1	102,0	mm	vzdálenost 1.sací vačky od středního ložiska
SLL	23,2	mm	šířka levého ložiska
LV	8,7	mm	vzdálenost středů základní a vrcholové kružnice vačky
RZ	16,3	mm	poloměr základní kružnice vačky
RV	12,5	mm	poloměr vrcholové kružnice vačky
AS2	90,0	°	úhel natočení 2.sací vačky
AS1	0,0	°	úhel natočení 1.sací vačky
AS3	270,0	°	úhel natočení 3.sací vačky
AS4	180,0	°	úhel natočení 4.sací vačky
AV1	107,5	°	úhel natočení 1.výfukové vačky
AV2	197,5	°	úhel natočení 2.výfukové vačky
AV3	17,5	°	úhel natočení 3.výfukové vačky
AV4	287,5	°	úhel natočení 4.výfukové vačky
LSL	204,9	mm	vzdálenost středního ložiska od levého konce hřídele
DLL3	23,1	mm	průměr druhého osazení levého konce hřídele
LL1	47,2	mm	vzdálenost levého ložiska od levého konce hřídele
SLR	23,2	mm	šířka pravého ložiska
LL2	18,8	mm	délka druhého a třetího osazení levého konce hřídele

LL3	5,6	mm	délka třetího osazení levého konce hřídele
DLL1	43,3	mm	průměr levého ložiska
DLR	28,8	mm	průměr pravého ložiska
SSL	18,3	mm	šířka středního ložiska
DSL	43,3	mm	průměr středního ložiska
DZ	22,1	mm	základní průměr vačkového hřídele
SV	15,0	mm	šířka vačky
DLL2	17,3	mm	průměr prvního osazení levého konce hřídele
DLL4	28,6	mm	průměr třetího osazení levého konce hřídele
LV1	136,3	mm	vzdálenost 1.výfukové vačky od středního ložiska
LS4	102,0	mm	vzdálenost 4.sací vačky od středního ložiska
LS3	55,6	mm	vzdálenost 3.sací vačky od středního ložiska
LV2	21,4	mm	vzdálenost 2.výfukové vačky od středního ložiska
LV3	21,4	mm	vzdálenost 3.výfukové vačky od středního ložiska
LV4	136,3	mm	vzdálenost 4.výfukové vačky od středního ložiska

Víko ojnice

LCR1	22,1	mm	délka šroubové části víka ojnice
RCRCO	32,7	mm	vnější poloměr víka ojnice
LCRCAPL	23,2	mm	šířka víka ojnice

Pístní čep

LPP	52,4	mm	délka pístního čepu
DPPI	8,7	mm	vnitřní průměr pístního čepu
DPPO	16,5	mm	vnější průměr pístního čepu

Píst

DP	74,8	mm	průměr pístu
LP2	28,2	mm	vzdálenost osy pístního čepu od horní roviny pístu
LP	48,6	mm	výška pístu
DPP	16,5	mm	průměr pístního čepu
LPCR	19,4	mm	délka mezery pro ojniční hlavu

Vedení ventilu

VEDL	33,6	mm	délka vedení ventilu
VEDD2	5,0	mm	vnitřní průměr vedení ventilu
VEDD1	8,5	mm	vnější průměr vedení ventilu

Výfukový ventil

VVL	90,0	mm	celková délka výfukového ventilu
VVD1	4,9	mm	průměr dřívku výfukového ventilu
VVD2	32,0	mm	průměr talíře výfukového ventilu
VVD3	3,7	mm	průměr drážek výfukového ventilu
VVR1	6,3	mm	přechodový poloměr mezi dříkem a talířem výfukového ventilu
VVR2	0,6	mm	radius drážky výfukového ventilu
VVS1	3,6	mm	vzdálenost od hlavy dřívku k 1. drážce výfukového ventilu
VVS2	1,9	mm	vzdálenost dvou sousedních drážek výfukového ventilu
VVS3	3,8	mm	vzdálenost mezi první a třetí drážkou výfukového ventilu
VVH1	1,1	mm	výška nesražené části talíře výfukového ventilu
VVH2	2,5	mm	výška talíře výfukového ventilu
VVA	45,3	°	úhel sražení sedlové části výfukového ventilu

Sací ventil

VSR2	0,6	mm	radius drážky sacího ventilu
VSL	90,0	mm	celková délka sacího ventilu
VSD1	4,9	mm	průměr dřívku sacího ventilu
VSD2	35,6	mm	průměr talíře sacího ventilu
VSD3	3,7	mm	průměr drážek sacího ventilu
VSR1	6,3	mm	přechodový poloměr mezi dřívkem a talířem výfukového ventilu
VSA	45,3	°	úhel sražení sedlové části sacího ventilu
VSH2	2,5	mm	výška talíře sacího ventilu
VSH1	1,1	mm	výška nesražené části talíře sacího ventilu
VSS3	3,8	mm	vzdálenost mezi první a třetí drážkou sacího ventilu
VSS2	1,9	mm	vzdálenost dvou sousedních drážek sacího ventilu
VSS1	3,6	mm	vzdálenost od hlavy dřívku k 1. drážce sacího ventilu

Ventilový klín

VKR1	0,5	mm	radius prstence ventilového klínu
VKH1	5,3	mm	výška ventilového klínu
VKH2	3,8	mm	vzdálenost mezi prvním a třetím prstencem ventilového klínu
VKH3	0,7	mm	vzdálenost prvního prstence od horní roviny ventilového klínu
VKR2	0,7	mm	vnější zaoblení ventilového klínu
VKD1	3,8	mm	nejmenší vnitřní průměr prstenců ventilového klínu

VKA	7,1	°	úhel sklonu ventilového klínu
VKD2	5,0	mm	průměr pro ventilový dřík ventilového klínu
VKD3	7,3	mm	největší vnější průměr ventilového klínu

Opěrná miska

OMA	14,0	°	úhel sklonu klínové plochy opěrné misky
OMB	1,1	mm	vzdálenost počátku klínové plochy od horní roviny opěrné misky
OML3	2,0	mm	vzdálenost opěrné roviny pružiny od horní roviny opěrné misky
OML2	4,0	mm	vzdálenost počátku sražení od horní roviny opěrné misky
OML1	6,1	mm	výška opěrné misky
OMD3	17,8	mm	největší vnější průměr opěrné misky
OMD2	12,1	mm	nejmenší pružinový průměr opěrné misky
OMD1	7,4	mm	velký průměr klínové plochy opěrné misky