

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní

U12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

**Bakalářská práce**  
**Návrh konstrukce čtyřválcového vznětového**  
**motoru**



Bakalářská práce  
2015

Václav Weiss

## Anotace

Jméno autora:	Václav Weiss
Název práce:	Návrh konstrukce čtyřválcového vznětového motoru
Rozsah práce:	38 stran, 2 tabulky, 16 obrázků, 10 příloh
Akademický rok:	2014/2015
Ústav:	U 12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí práce:	Ing. Antonín Mikulec
Zadavatel tématu:	U 12120

## Abstrakt

Cílem práce je vytvoření parametrického modelu čtyřválcového vznětového motoru. V programu Microsoft Excel vytvořen výpočet základních rozměrů a následně vytvořen 3 – D model v programu Autodesk Inventor Professional 2015. Rozměry jsou parametricky navázány na rozměr vrtání či zdvih a je možné je jistých mezích měnit. U vybraných součástí byl proveden pevnostní výpočet.

Klíčová slova: motor, návrh, konstrukce, čtyřdobý, vznětový, 3d model

## Abstract

Purpose of the Bachelor thesis is the creation of the parametric model of the four-cylinder diesel engine. The basic programme was created in Microsoft Excel. It is used for computations of dimensions for 3 – D model created in Autodesk Inventor professional 2015. The dimensions are connected to the bore or stroke so it is possible to change dimensions in small range. Strength calculations have been done to some parts.

Keywords: engine, proposal, construction, 4-stroke, diesel, 3d model

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

V Praze dne

.....

Václav Weiss

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Antonínu Mikulcovi, za rady, čas a trpělivost, kterou mi věnoval při vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Petru Hatschbachovi, CSc. za vstřícnost při vyřizování záležitostí ohledně mé práce.

# OBSAH

<b>ÚVOD.....</b>	<b>8</b>
<b>1 HISTORIE VZNĚTOVÉHO MOTORU.....</b>	<b>9</b>
<b>2 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ VÁLČŮ.....</b>	<b>12</b>
2.1 ŘADOVÉ MOTORY.....	12
2.2 VIDLICOVÉ MOTORY.....	12
2.3 MOTORY BOXER.....	13
<b>3 VSTŘIKOVÁNÍ PALIVA.....</b>	<b>14</b>
3.1 ROTAČNÍ ČERPADLO.....	14
3.2 SYSTÉM ČERPADLO - TRYSKA (PD).....	15
3.3 SYSTÉM COMMON RAIL.....	16
<b>4 MOTOR VOLKSWAGEN 1.9 TDI PD 85 KW.....</b>	<b>17</b>
4.1 TECHNICKÉ SPECIFIKACE.....	17
<b>5 VÝPOČETNÍ PROGRAMY.....</b>	<b>18</b>
5.1 AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2015.....	18
5.2 MICROSOFT EXCEL.....	18
<b>6 NÁVRH PARAMETRŮ MOTORU.....</b>	<b>19</b>
6.1 OBJEM SPALOVACÍHO PROSTORU.....	19
6.2 MAXIMÁLNÍ TLAK VE VÁLCI.....	19
6.3 STŘEDNÍ RYCHLOST PÍSTU.....	20
6.4 MAXIMÁLNÍ EFEKTIVNÍ VÝKON.....	20
6.5 MAXIMÁLNÍ KROUTICÍ MOMENT.....	21
6.6 MAXIMÁLNÍ SÍLA TLAKU PLYNŮ NA PÍST.....	21
<b>7 NÁVRH ROZMĚRŮ A KONTROLA KOMPONENT.....</b>	<b>22</b>
7.1 Píst.....	22
7.1.1 NÁVRH ROZMĚRŮ.....	22
7.2 PÍSTNÍ ČEP.....	23
7.2.1 NÁVRH ROZMĚRŮ.....	24
7.2.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA NA OHYB.....	24
7.2.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA NA SMYK.....	28
7.3 OJNICE.....	28
7.3.1 NÁVRH ROZMĚRŮ.....	29
7.3.2 ZJEDNODUŠENÍ OJNICE.....	30
7.3.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA DŘÍKU.....	31
7.4 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ROZVODOVÉHO ÚSTROJÍ.....	33
7.4.1 KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V HRDLE SACÍHO KANÁLU.....	33
7.4.2 KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V HRDLE VÝFUKOVÉHO KANÁLU.....	33

7.4.3	KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V SEDLE SACÍHO VENTILU.....	34
7.4.4	KONTROLA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V SEDLE VÝFUKOVÉHO VENTILU.....	34
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>35</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....</b>	<b>36</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>37</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>38</b>

## ÚVOD

Člověk a jeho vývoj byl vždy spojován s myšlením. Díky tomu, že dokázal myslet, začal využívat nástroje pro zjednodušení práce, života. Tato vlastnost zlepšovat svůj život, inovovat používané nástroje, či vyvíjet nástroje nové se stala meritem věci. Věda a výzkum se snaží přicházet na nové stroje, léky, které nám mají život zlepšit, zpříjemnit, a proto také můžeme sledovat televizi, pracovat na počítači, přepravovat se různými dopravními prostředky po celém světě, létat do vesmíru.

Stejně jako kdekoli jinde v přírodě, se člověk snažil a snaží vykonávat činnosti s využitím co nejméně energie, co nejefektivněji. Stále se snažíme co nejlépe hospodařit s energií. Snažíme se izolovat naše obydlí od tepelných ztrát, které by byly jinak zmařeny, elektrárny vynakládají obrovská úsilí na zlepšení účinností v řádech jednotek procent, ve výrobě se snažíme využít co nejvíce materiálu a nejméně energií, protože odpad je navíc, to co nechceme. Tato honba za zvýšením účinnosti dovedla při studiu na mnichovské polytechnice mladého Rudolfa Diesela ke geniální avšak prosté myšlence. Při studiích využívali hustilku jako pneumatický zapalovač. Stlačením se vzduch ohřál a mladého Diesela napadlo, co by se stalo, kdyby uvnitř byla namísto vzduchu zápalná směs.

Nápad, který změnil svět využíváme často a mnohdy si to ani neuvědomujeme. Proto, i přes tlak moderní doby, jak jsou pístové motory zastaralým výtvarným dílem minulého století, je důležité stále je vyvíjet a zdokonalovat, jelikož si zatím život v dnešní podobě nelze představit, natož provozovat. Je sice příjemné, že mnoho a mnoho strojů pracuje s využitím elektrické energie, avšak stačí nepřízeň počasí, potrhá se vedení a i nejmodernější zařízení se zastaví. Stejně jako nemocnice, která by se bez záložních generátorů neobešla. Tyto generátory musí být spolehlivé a hlavně účinné.

Cílem mé práce je seznámení se s principem návrhu konstrukce vznětového motoru nejen teoretickým, ale i praktickým v podobě 3D modelování včetně pevnostního návrhu některých jeho součástí.



## 1 Historie vznětového motoru

Myšlenka na motor účinnější než v té době používaný parní stroj a zážehový motor se zrodila v hlavě Rudolfa Diesela. Od nápadu a prvních pokusů do dnešní podoby uplynulo přibližně 120 let, za které motor získal zhruba dvojnásobnou účinnost.

Již první vznětové motory se sice vyznačovaly nízkou spotřebou paliva, ale velkou překážkou pro využití v menších strojích byla jejich vysoká hmotnost. Neopomenutelnou vlastností, s níž se potýkají i dnešní motory, byla a je hlučnost. Vysoká hmotnost nebyla velkou překážkou pro lodní a železniční dopravu. Potenciál motoru byl vycítěn, a tak již ve 20. letech minulého století se začaly vyrábět první nákladní automobily s motory M.A.N. nebo Benz OB 2. Netrvalo ani 10 let, aby firma M.A.N. představila nákladní vůz s více než trojnásobným výkonem. Honba za vyššími výkony pohltila většinu předních evropských výrobců nákladních automobilů, kteří mezi sebou soutěží o nejvýkonější seriově vyráběný automobil do dnes. [8]

První osobní automobil vybavený vznětovým motorem na sebe nedal dlouho čekat. Vývojem se motory stávaly lehčími, a tak již v roce 1936 byl představen první takovýto vůz – Mercedes – Benz 260 D. Vstřikování paliva zajišťovalo řadové čerpadlo Bosch. [11]



Obr. 1 – Mercedes – Benz 260 D, DaimlerChrysler AG

Důraz nebyl kladen pouze na spotřebu paliva, ale samozřejmě na výkon. Klíčem k jeho navýšení byl úkol dostat více vzduchu do válce. S prvním přeplňováním experimentoval již Rudolf Diesel za využití spodní části pístu. Sice tímto přeplňováním dokázal získat z motoru zhruba o 30 % vyšší výkon, ale za cenu snížení účinnosti, a proto od přeplňování upustil.

Od přeplňování ovšem neupustila řada dalších konstruktérů. Přeplňování pomocí spodní části pístu nebylo příliš dobře realizovatelné pro menší stroje, avšak lodní motory toto řešení využívají. Pro přeplňování se tak začalo používat kompresorů, zejména typu roots nebo později též Lysholmova, šroubového, kompresoru. Samotná teorie šroubového kompresoru byla známa od konce 19. století, avšak až ve 30. letech 20. století ji Alf Lysholm realizoval. [10]



*Obr. 2 – Lysholmovo dmychadlo, BOGE Aerzen*

Opravdu velkou revoluci v přeplňování, zejména s velkým dopadem v současnosti, způsobil vynález Dr. Alfreda J. Bücha. Roku 1915 navrhl vznětový motor přeplňovaný dmychadlem poháněným výfukovými plyny. V té době nesklidilo turbodmychadlo mnoho úspěchu, avšak o dekádu později turbodmychadlem přeplňované motory v německých lodích úspěch zajistily. Turbodmychadlem přeplňované motory lokomotiv a lodí získaly až o 40 % vyšší výkon při středním efektivním tlaku 11 bar. Zpočátku se využívalo axiálního kompresoru a turbíny. Toto řešení mělo nízkou účinnost z důvodu negativního tlakového spádu mezi sáním a výfukem. Tento problém vyřešil Büchi pulzním přeplňováním. Řešení

spočívalo ve zúžení a rozdělení svodů a spojením válců, mezi kterými je minimálně 240° natočení klikové hřídele mezi pracovními fázemi. Dalším poznatkem využívaným do dnešního dne byla minimalizace délky svodů z důvodu co největšího snížení tepelných ztrát a ztrát prouděním. Postupně byly axiální kompresory a turbíny nahrazeny radiálními, čímž bylo docíleno většího kompresního poměru i účinnosti.



Obr. 3 – GT17 VNT™, Honeywell International Inc

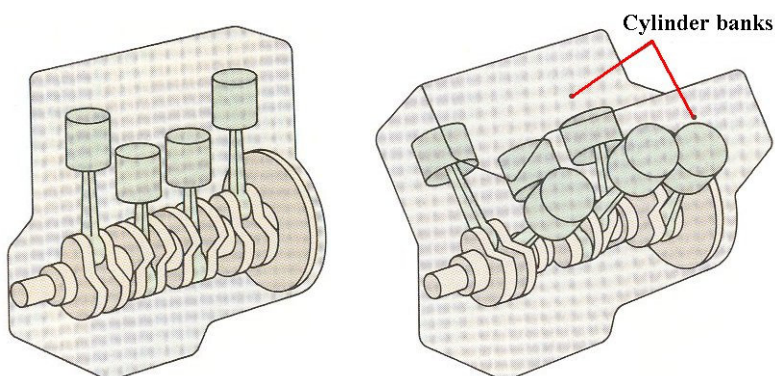
Automobilový svět se dočkal aplikace turbodmychadla v roce 1938, kdy švýcarská firma Saurer přišla s prvním turbodieselem pro nákladní vozy. Osobní automobily se vznětovým motorem musely ještě 40 let počkat. Prvenství opět získal Mercedes – Benz s vozem 300 SD, který přišel na trh v roce 1978. Následné nasazování přeplňování ve větším měřítku v osobních vozech na sebe nedalo dlouho čekat. Důvodem byly zpříšňující se limity na emise škodlivých látek ve výfukových plynech. [7]

## 2 Varianty uspořádání válců

Na počátku návrhu spalovacího motoru vždy konstruktér stojí nad otázkou uspořádání válců motoru. Ve většině případů je omezen prostorem k zastavění, k následné obsluze či servisním úkonům. Spolu se zamýšleným počtem válců se poté ve většině případů dostává ke konstrukci motoru s některým z následujících uspořádání. Zmíním zde konstrukce využívané v automobilovém průmyslu. Zcela vynechám motory se dvěma protiběžnými písty ve válci, hvězdicové motory aj. motory nepoužívané v automotive.

### 2.1 Řadové motory

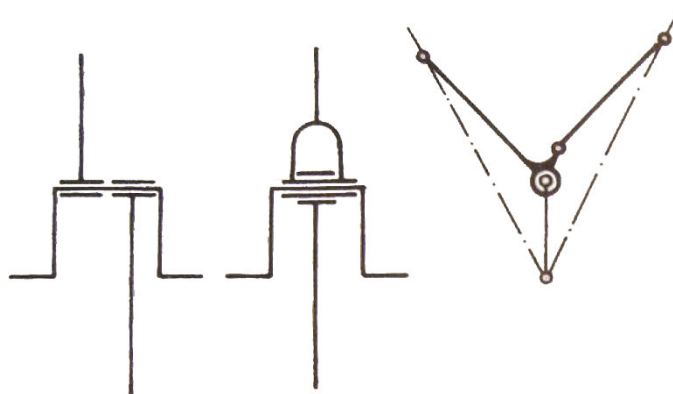
Nejběžnější uspořádání tří a čtyřválcových motorů. Kliková skříň a blok mají jednoduchý tvar, motor má většinou jednu hlavu společnou pro všechny válce. Rozvodové ústrojí je proto jednodušší ať pro rozvody typu OHC, DOHC či OHV. S jednodušším rozvodovým ústrojím souvisí jeho i nižší třecí ztráty a méně pohyblivých částí. Nevýhodou je jednoznačně délka motoru, která narůstá s počtem válců. Z tohoto důvodu se v podstatě nekonstruují řadové motory, které by měly více jak 6 válců.



Obr. 4 – Schéma řadového a vidlicového motoru

### 2.2 Vidlicové motory

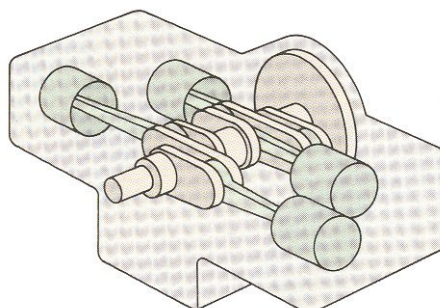
Vidlicové motory mají v porovnání se zbylými motory kompaktní rozměry. Osy válců z pravidla mezi sebou svírají úhel od  $15^\circ$  až do relativně extrémních  $180^\circ$ . Ojnice sousedních pístů sdílejí jeden klikový čep na klikové hřídeli a to několika způsoby: ojnice vedle sebe, rozvidlená a vnitřní ojnice, ojnice hlavní se závěsným čepem a přičepovaná ojnice vedlejší (viz Obr. 4). Mezi nevýhody se řadí složitější konstrukce z důvodu dvou hlav motoru a s tím spojeným složitějším rozvodem, složitější sací trakt a dvoje výfokové svody. Výhodou je naopak vyšší tuhost klikové skříně. [1]



Obr. 5 – Schéma uspořádání ojníc

### 2.3 Motory boxer

Ploché motory boxer se vyznačují zejména velmi malou zástavbovou výškou, osy válců svírají mezi sebou  $180^\circ$ , avšak o to více jsou tyto motory náročné do šířky. Svou malou stavební výškou, ve spojení s co nejnižším uložením agregátu, přispívají v automobilech ke snížení těžiště vozu, čehož se dá využít zejména v motorsportu, ale nejen tam. I v civilních automobilech je to kýžený efekt zejména v současné době, kdy automobily rostou ve všech směrech. Může se zdát, že není rozdíl mezi vidlicovým motorem s úhlem os válců  $180^\circ$  a motorem boxer. Zásadní rozdíl je v uložení ojníc protilehlých válců. V motorech boxer má každá ojnice vlastní klikový čep a sousední, protilehlé, válce mají klikový čep vzájemně pootočený o  $180^\circ$ . Písty se tak pohybují proti sobě a jejich setrvačné síly se navzájem vyruší, odečtou. Motory boxer tak mají mnohem klidnější chod oproti vidlicovým se  $180^\circ$ , jelikož se u nich setrvačné síly sčítají právě z důvodu společného klikového čepu.



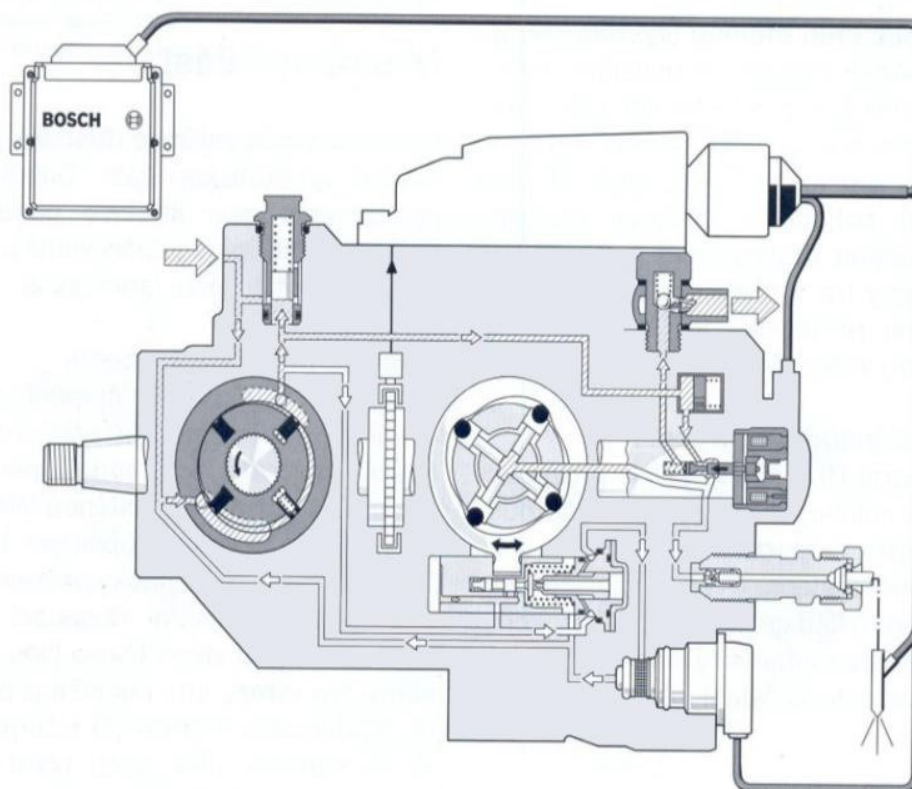
Obr. 6 – Schéma motoru boxer

### 3 Vstřikování paliva

Nezbytnou atributou pro běh motoru je palivo. U vznětových motorů probíhá tvoření ve válci, tzv. vnitřní tvoření. Do vysoce stlačeného a tím pádem i zahřátého vzduchu je nutné vstříknout palivo pod vysokým tlakem. V současnosti se k načasování počátku vstřiku, k jeho délce, či množství paliva používá elektronická regulace, která je přesnější než dříve používaná regulace mechanická. Snaha o lepší promíchání paliva se vzduchem hnaly a ženou ruku v ruce se zpřísňujícími limity vstřikovací tlaky výš a výš, což se odráží ve vývoji vstřikovacích systémů.

#### 3.1 Rotační čerpadlo

Rotační čerpadla jsou poháněná přímo motorem. Jednopístová jsou využívána zejména u osobních a lehkých užitkových vozidel. Vysokotlaký element, píst, je poháněn axiální vačkou. Jelikož má čerpadlo pouze jeden akční člen, musí být v systému ještě zařazen rozdělovač paliva, který zajišťuje dodávku správným vstřikům. Skládá se z tlakových ventilů a rozdělovacího pístu. Ten zdvihem palivo dopravuje a natočením rozděljuje k jednotlivým válcům. Píst dělá tolik dvojzdvihů, kolik má motor válců. [3]

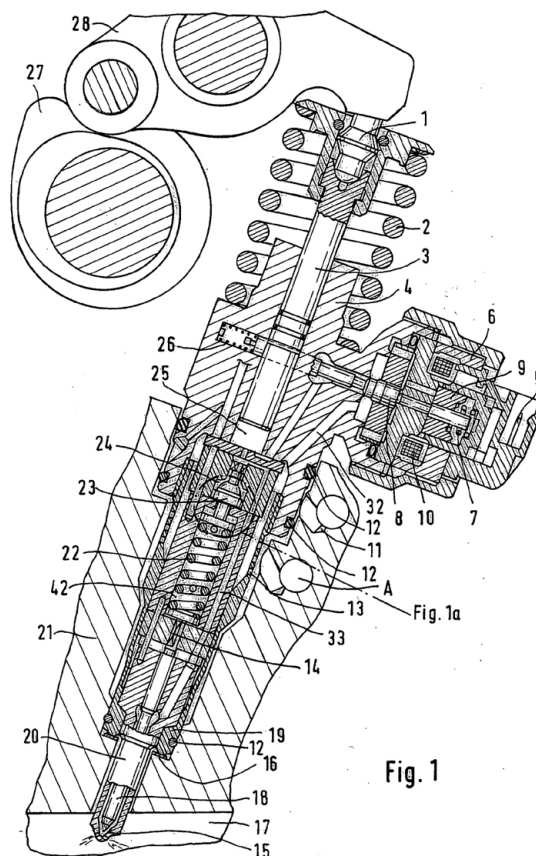


Obr. 7 – Radiální čerpadlo Bosch VR, Robert Bosch GmbH

Mimo jednopístových čerpadel se dále používají vícepístová radiální čerpadla. Počet pístů se pohybuje od dvou do čtyř. Jejich posuv je zajišťován otáčením rotoru ve vačkovém prstenci. Stlačení je vynucené vačkou a roztažení tlakem paliva od podávacího čerpadla. Rozdělování paliva je zajišťováno rotorem čerpadla a hydraulickou hlavou. Výhodou vícepístových čerpadel oproti jednopístovým je schopnost dosahovat vyšších tlaků, až 160 MPa. [12]

### 3.2 Systém čerpadlo - tryska (PD)

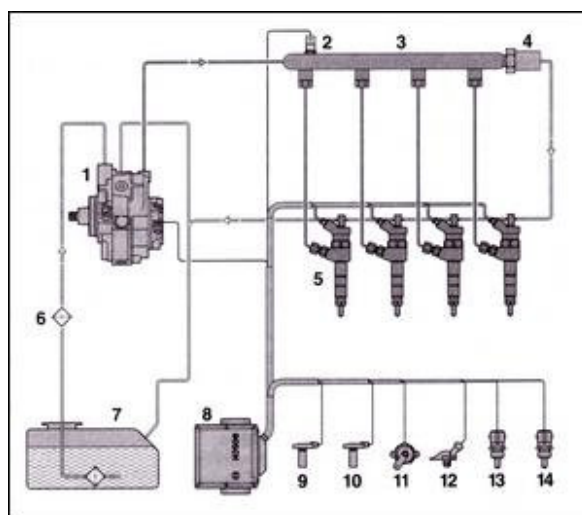
Systém vstřikování pomocí sdružených vstřikovačů, tedy čerpadlo - tryska, je stejně jako v případě rotačních čerpadel tlakem závislý na otáčkách motoru. K pohonu se využívá vačkové hřídele. Tento systém nemá jedno čerpadlo, nýbrž jich má tolik, kolik má válců. Se vstřikem totiž čerpadlo tvoří ucelenou jednotku – sdružený vstřikovač. Výhodou tohoto řešení je krátké vysokotlaké vedení, které minimalizuje tlakové ztráty. Minimalizací ztrát bylo dosaženo vstřikovacích tlaků až 220 MPa. Jelikož je pohon realizován vačkovou hřídelí a v hlavě motoru není příliš místa, jsou zpravidla ventily i vstřikovače na společné vačkové hřídeli. Toto řešení přináší zvýšené nároky na rozvodový mechanismus motoru. [12]



Obr. 8 – Schéma PD z patentové dokumentace, Robert Bosch GmbH

### 3.3 Systém Common Rail

V současnosti nejhojněji používaným systémem v nových motorech je systém se stálým maximálním tlakem paliva. Čerpadlo nezávisle na vstřikování či měhu motoru tlakuje palivo, které putuje do zásobníku, railu, který se společný pro všechny vstřiky. Vysokotlakým potrubím je ze zásobníku palivo dopraveno k jednotlivým vstřikům. [3] Systém Common Rail prošel dlouhým vývojem a v současnosti již existuje čtvrtá generace tohoto systému. U první generace bylo dosahováno tlaku hlavního vstřiku 140 – 160 MPa s jedním předvstřikem ke snížení nárůstu spalovacího tlaku. Druhá generace dokázala vstřikovat palivo pod tlakem 160 – 200 MPa a navíc ještě s následným dostřikem po hlavním vstřiku. Třetí generace dokázala vstřikovat palivo pod stejným tlakem jako generace druhá, ovšem zvládá uskutečnit až pět dílčích vstřiků. Zvýšení počtů dílčích vstřiků bylo dosaženo využitím piezoelektrického ovládání namísto elektromagnetického.



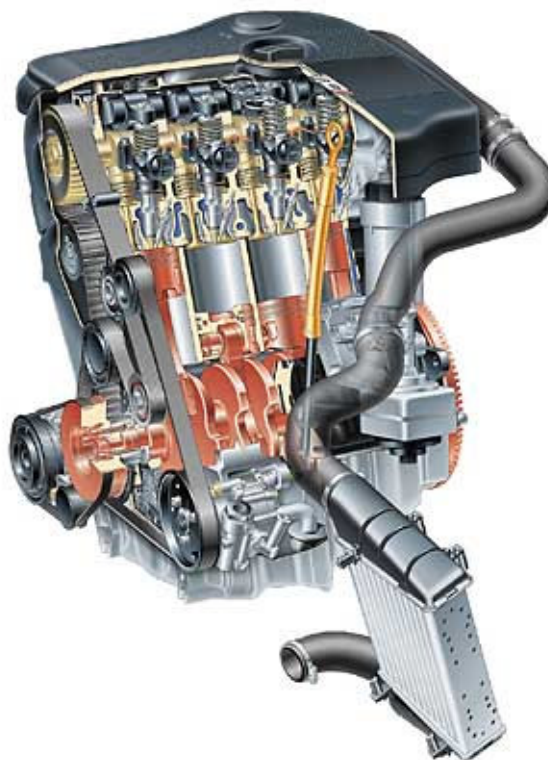
Obr. 9 – Schéma systému Common Rail

Čtvrtá generace pracuje na principu dvoustupňového tvoření tlaku. Do railu a následně ke vstřiku je palivo dopraveno pod relativně nízkým tlakem 90 – 130 MPa z čerpadla. Vstřikovač obsahuje tlakový převodník, který tkal paliva zasílí na 210 – 250 MPa. Tlakový převodník obsahuje dva elektromagnetické ventily, které umožňují nejen regulovat tlak vstřiku, ale i tvarovat náběh vstřiku. V této konfiguraci je vysokým tlakem namáhána jen malá část systému po krátkou dobu, díky čemu je dosaženo vyšší účinnosti. Vysoký vstřikovací tlak spolu se schopností tvarování a časování vstřiků v podstatě vytlačilo jiné vstřikovací systémy, poněvadž se stále zpřísňují emisní limity. Velkou nevýhodou tohoto systému je vysoká náchylnost na čistotu paliva. [12]



## 4 Motor Volkswagen 1.9 TDI PD 85 kW

S příchodem přísnějších emisních limitů byl nucen Volkswagen změnit systém vstřikování. Využívaný systém s rotačním čerpadlem již nedokázal vytvářet tlak na dostatečné rozprášení paliva, které by poté lépe prohořelo. Nasazují tedy do provozu novou generaci dnes již legendárního motoru 1.9 TDI se sdruženými vstřikovači. Rozdíl v kultivovanosti chodu motoru oproti tomu s rotačním čerpadlem nebyl nijak drastický, avšak v porovnání s později nasazenými motory vybavenými systémem Common Rail je nekultivovanost chodu značná.



Obr. 10 – Motor VW 1.9 TDI PD

### 4.1 Technické specifikace

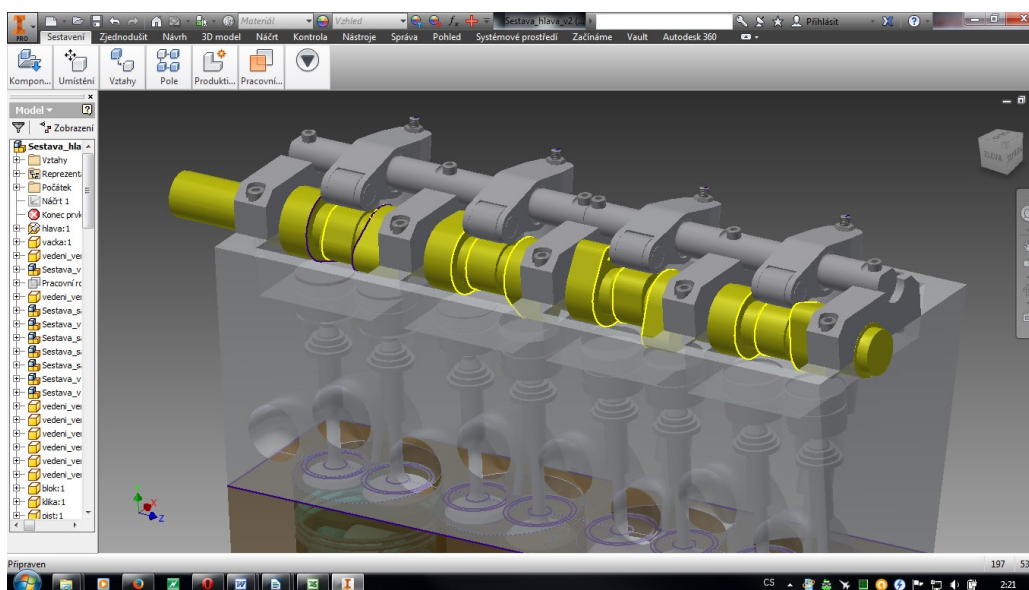
Tovární označení	AUY
Zdvihový objem	1898 ccm
Počet válců	4
Počet ventilů na válec	2
Výkon	85 kW při 4000 ot./min
Kroutící moment	310 Nm při 1900 ot./min
Systém vstřikování paliva	Čerpadlo – tryska (PD)

Tab. 1 – Specifikace motoru

## 5 Výpočetní programy

### 5.1 Autodesk Inventor Professional 2015

Inventor je 3–D objemový procesor vytvořený společností Autodesk. V průmyslu není příliš využíván zejména z důvodu určité nelogičnosti a problematičnosti. Relativně větší rozšíření má tento program ve vzdělávání, jelikož Autodesk poskytuje zdarma studentskou licenci na 3 roky. Je tak vhodný pro první seznámení s programy pro 3–D modelování.



Obr. 11 – Prostředí Autodesk Inventor Professional 2015

### 5.2 Microsoft Excel

Kompletní návrh rozměrů je prováděn v programu Excel americké společnosti Microsoft. Jedná se o klasický tabulkový procesor.

	A	B	C	D	E
1					
2		D	86,0		vtrání
3		Z	86,0		zdvih
4					
5		<b>Píst</b>			
6		DP	85,8		průměr pístu
7		L1	43,0		výška osa čepu - dno
8		LPL	34,4		výška pata pístu - poslední kroužek
9		LPS	72,0		výška pístu
10		HPKD	12,0		výška dno - první kroužek
11		TPS	8,0		tloušťka dna
12		BOJ	31,7		šířka pro ojnicí
13		DPC	25,8		průměr čepu
14		DM	78,3		vnitřní průměr drážky pro kroužky
15		LVPC	19,4		délka vsunutí píst. Čepu
16					

Obr. 12 –Prostředí Microsoft Excel

## 6 Návrh parametrů motoru

Vrtání, zdvih, kompresní poměr, zdvihový objem, maximální otáčky, tedy základní parametry navrhovaného motoru jsem volil dle zadání. Čtvercový vznětový motor o objemu 1800 – 2200 cm<sup>3</sup>. U vznětových motorů se komprese zpravidla pohybuje mezi 19 – 21, výjimku tvoří Mazda se svými motory Skyactiv s kompresním poměrem 14. Maximální provozní otáčky vznětových motorů osobních automobilů se pohybují od 4000 do 5000 ot./min.

Vrtání	86 mm
Zdvih	86 mm
Zdvihový objem	1998 cm <sup>3</sup>
Kompresní poměr	21
Maximální otáčky	4000 ot./min

Tab. 2 – Základní parametry motoru

### 6.1 Objem spalovacího prostoru

$$\varepsilon = \frac{(V_z - V_k)}{V_k} \rightarrow V_k = \frac{V_z}{(\varepsilon - 1)} \quad (6.1.1)$$

kde: objem válce	$V_z = 499,5 \text{ cm}^3$
objem spalovacího prostoru	$V_k$
kompresní poměr	$\varepsilon = 21$

$$V_k = \frac{499,5}{(21 + 1)} = 22,7 \text{ cm}^3$$

### 6.2 Maximální tlak ve válci

Maximální tlak ve válci budu pro zjednodušení počítat při adiabatické expanzi, pro kterou platí:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\kappa \quad (6.2.1)$$

Úpravou rovnice a dosazením

$$p_1 = p_b = 0,1 \text{ MPa}$$

$$p_2 = p_{\max}$$

$$V_1 = V_z + V_k$$

$$V_2 = V_k$$

$$\kappa = 1,4$$

Dostáváme

$$p_{max} = p_b \cdot \frac{(V_z + V_k)^\kappa}{V_k^\kappa} = 0,1 \cdot \frac{(499,5 + 22,7)^{1,4}}{22,7^{1,4}} = 8,06 \text{ MPa} \quad (6.2.2)$$

### 6.3 Střední rychlost pístu

Míru rychloběžnosti motoru udává důležitý parametr střední pístová rychlost. Motory silničních osobních automobilů mají zpravidla rychlosti 10 – 16 m/s, v některých civilních a v závodních motorech dosahuje střední rychlost i 20 m/s.

$$c_s = \frac{(Z \cdot n)}{30} \quad (6.3.1)$$

Kde zdvih  $Z = 86 \text{ mm} = 0,086 \text{ m}$

maximální otáčky motoru  $n = 4000 \text{ ot./min}$

Potom

$$c_s = \frac{(0,086 \cdot 4000)}{30} = 11,47 \text{ m/s}$$

### 6.4 Maximální efektivní výkon

Pro výpočet maximálního efektivního výkonu je nutné mimo zdvihového objemu a maximálních otáček znát střední efektivní tlak. Ten je dán účinností plnění, spalování a výplachu válce. Jeho výpočet je obtížně spočitatelný pouze s přibližným výsledkem, nebo ho lze simulovat na počítači pomocí termodynamického modelu. Vzhledem k poznatkům o podobných motorech jsem střední efektivní tlak zvolil z rozpětí 1,2 – 2,5 MPa. [2]

$$P_e = \frac{(V_z \cdot p_e \cdot n)}{(\tau \cdot 30)} \quad (6.4.1)$$

Kde

zdvihový objem  $V_z = 1998 \text{ cm}^3 = 0,001998 \text{ m}^3$

střední efektivní tlak  $p_e = 2 \text{ MPa} = 2\,000\,000 \text{ Pa}$

maximální otáčky motoru  $n = 4000$  ot./min

počet zdvihů za cyklus  $\tau = 4$

efektivní výkon  $P_e$

Potom

$$P_e = \frac{(0,001998 \cdot 2000000 \cdot 4000)}{(4 \cdot 30)} = 133,2 \text{ kW}$$

### 6.5 Maximální krouticí moment

$$M_k = \frac{P_e}{\omega} = \frac{(30 \cdot P_e)}{(\pi \cdot n)} \quad (6.5.1)$$

Kde efektivní výkon  $P_e = 133\,200$  W

max. otáčky motoru  $n = 4000$  ot./min

$$M_k = \frac{(30 \cdot 133\,200)}{(\pi \cdot 4000)} = 317,99 \text{ Nm}$$

### 6.6 Maximální síla tlaku plynů na píst

Síla tlaku plynů na píst je klíčovou veličinou pro následné pevnostní výpočty. [1]

$$F_p = S_p \cdot (p - p_0) = \frac{(\pi \cdot D^2)}{4} \cdot (p_{\max} - p_b) \quad (6.6.1)$$

Kde průměr pístu  $D = 86$  mm

maximální tlak ve válci  $p_{\max} = 8,06$  MPa

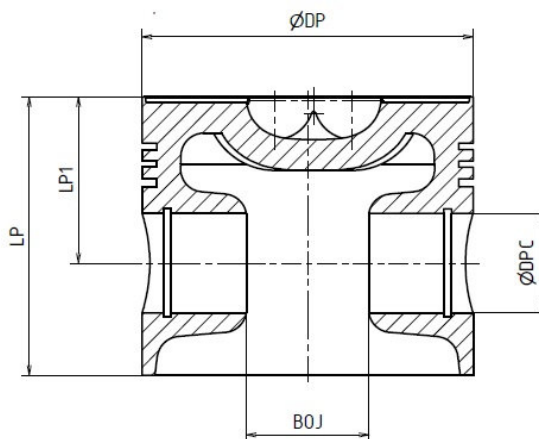
atmosferický tlak  $p_b = 0,1$  MPa

$$F_p = \frac{(\pi \cdot 86^2)}{4} \cdot (8,06 - 0,1) = 46\,267 \text{ N}$$

## 7 Návrh rozměrů a kontrola komponent

Kompletní návrh rozměrů dílčích součástí motoru proběhl v programu Microsoft excel. Spolu s modelem vytvořeným v procesoru Autodesk Inventor Professional 2015 jsem sestavil model motoru s akcentem na co nejlepší kompaktnost a proporčnost celého soustrojí. Při návrhu rozměrů jsem vycházel z empirických vzorců dostupných v literatuře, které ve většině případů spojují počítaný rozměr s vrtáním či zdvihem přenásobeným určitým koeficientem. Následuje návrh rozměrů a pevnostní kontrola vybraných součástí. [1][4]

### 7.1 Píst



Obr. 13 – Základní rozměry pístu

#### 7.1.1 Návrh rozměrů

Tloušťka dna pístu  $TPS = 0,093 \cdot D = 0,093 \cdot 86 = 8 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient 0,093

Výška pístu  $LPS = 0,837 \cdot D = 0,837 \cdot 86 = 72 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient 0,837

Vzdálenost osa čepu – dno  $LI = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 86 = 43 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient 0,5

Vzdálenost dno – kroužek  $HPKD = 0,14 \cdot D = 0,14 \cdot 86 = 12 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,14$

Průměr pístního čepu:  $DPC = 0,3 \cdot D = 0,3 \cdot 86 = 25,8 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,3$

Šířka mezery pro ojnici  $BOJ = 0,369 \cdot D = 0,369 \cdot 86 = 31,7 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,369$

Délka vsunutí pístního čepu:  $LVPC = 0,75 \cdot DPC = 0,75 \cdot 25,8 = 19,4 \text{ mm}$

průměr píst. čepu  $DPC = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,75$

## 7.2 Pístní čep

V celé pístní skupině je brán velký zřetel nejen na pevnost, ale též na hmotnost. Tyto navzájem se vylučující požadavky musí být skloubeny tak, aby byl čep nejen dostatečně pevný, tzn. nedocházelo u něj při provozu k velkým deformacím, ale též měl přijatelnou hmotnost. V opačném případě, tedy pístní čep by byl příliš tenký, avšak by prošel pevnostní kontrolou, mohlo by docházet k příliš velkému ohybu, který by zapříčinil deformaci pláště pístu. [1]

U vznětových motorů s velkým namáháním se používají čepy z nitridačních ocelí (např. 34CrA16, 32AlCrMo4) s velmi tvrdým povrchem. [13]

Volím ocel 32AlCrMo4

$$R_m = 785 - 930 \text{ N/mm}^2$$

$$R_e = 590 \text{ N/mm}^2$$

### 7.2.1 Návrh rozměrů

Průměr pístního čepu:  $DPC = 25,8 \text{ mm}$

Délka pístního čepu

$$LPC = BOJ + 2 \cdot LVPC = 31,7 + 2 \cdot 19,4 = 70,5 \text{ mm}$$

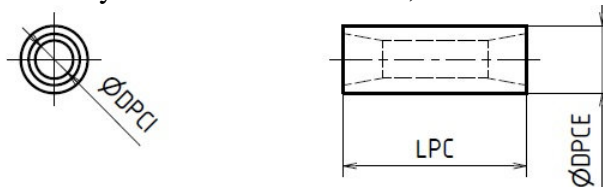
šířka pro ojnici  $BOJ = 31,7 \text{ mm}$

délka vsunutí píst. čepu  $LVPC = 19,4 \text{ mm}$

Vnitřní průměr čepu  $DVPC = 0,563 \cdot DPC = 0,563 \cdot 25,8 = 14,5 \text{ mm}$

průměr píst. čepu  $DPC = 25,8 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,563$



Obr. 14 – Rozměry pístního čepu

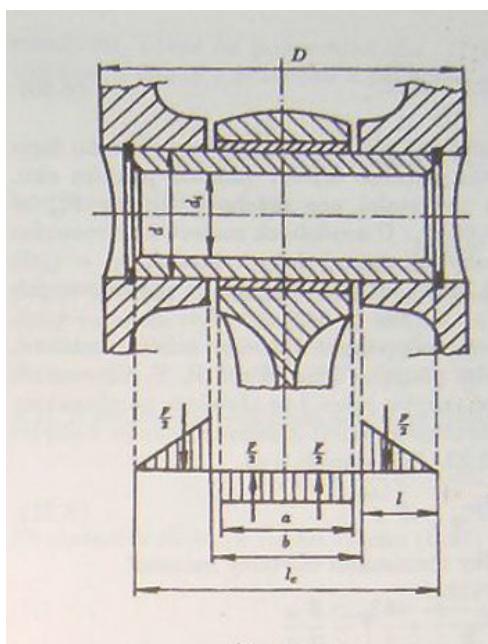
### 7.2.2 Pevnostní kontrola na ohyb

Pevnostní kontrola na ohyb a smyk se provádí při statickém zatížení. Mez únavy materiálu se zvyšuje leštěním povrchu (vnější i dnitřní povrch) a chemickým zpracováním – cementací a nitridací. Únavové zkoušky ukazují, že při nitridaci se zvyšuje pevnost o 35 – 45 %. Pokud budeme uvažovat čep jako nosník zatížený dle Obr. 11, pak působí maximální ohybový moment uprostřed jeho délky. [1]

Před samotným výpočtem jsem s pomocí programu Autodesk Inventor Professional určil hmotnosti jednotlivých součástí pístního celku.

píst	$m_{pi} = 0,47 \text{ kg}$
pístní čep	$m_{pc} = 0,182 \text{ kg}$
stírací kroužek	$m_{kst} = 0,011 \text{ kg}$
těsnicí kroužek	$m_{kte} = 0,009 \text{ kg}$
pojistný kroužek	$m_{pk} = 0,002 \text{ kg}$





Obr. 15 – Rozložení zatížení v čepu

Celková hmotnost posuvných hmot pístové skupiny

$$\begin{aligned}
 m_p &= m_{pi} + m_{pc} + m_{kst} + 2 \cdot m_{kte} + 2 \cdot m_{pk} \\
 m_p &= 0,47 + 0,182 + 0,011 + 2 \cdot (0,009 + 0,002) \\
 m_p &= 0,685 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{7.2.2.1}$$

Ohybový moment

$$\begin{aligned}
 M_o &= \frac{F}{2} \cdot \left( \frac{LPC - BOJ}{6} + \frac{BOJ}{2} \right) + \frac{F}{2} \cdot \frac{TOK}{4} = \\
 &= \frac{F}{12} \cdot (LPC + 2 \cdot BOJ - 1,5 \cdot TOK)
 \end{aligned}
 \tag{7.2.2.2}$$

Kde délka pístního čepu  $LPC = 70,5 \text{ mm}$

šířka mezery pro ojnici  $BOJ = 31,7 \text{ mm}$

šířka oka ojnice  $TOK = 25,8 \text{ mm}$

síla na píst  $F$

$$F = F_p - F'_{sp}
 \tag{7.2.2.3}$$

Kde síla tlaku plynů na píst  $F'_p = 46\,267 \text{ N}$

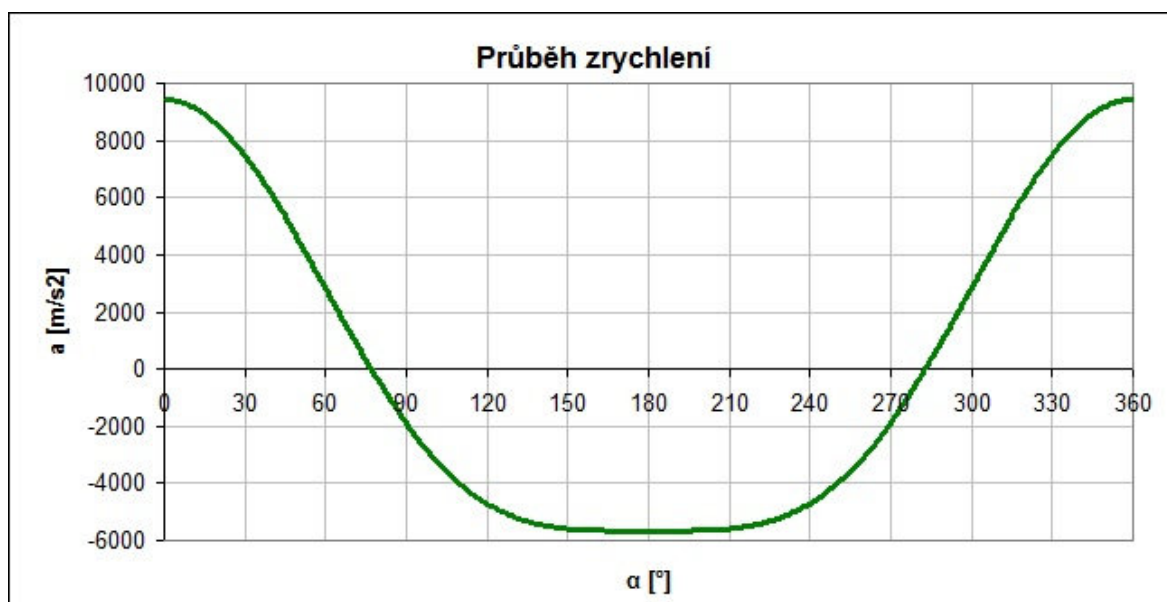
síla setrvačných posuvných sil  $F_{sp}$

$$F'_{sp} = m_p \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_0 \cdot \cos(2 \cdot \alpha))
 \tag{7.2.2.4}$$

Kde	hmotnost posuvných sil	$m_p = 0,685 \text{ kg}$
	poloměr kliky	$r = 43 \text{ mm} = 0,043 \text{ m}$
	maximální otáčky motoru	$n = 4000 \text{ ot./min}$
	ojniční poměr	$\lambda_0 = 0,25$
	úhel natočení klik. hřídele	$\alpha$

Jak vyplývá z grafu Y. síla setrvačných posuvných sil je největší v místě s největším zrychlením, tedy v horní úvrati, kdy je  $\alpha = 0^\circ$ , ve které nabývá [1]

$$F_{sp} = 6460,2 \text{ N}$$



Graf 1. – Průběh zrychlení pístu za jednu otáčku klik. hřídele

Dosazením  $F_{sp}$  a  $F_p$  do rovnice (7.2.2.3) dostáváme

$$F = F_p + F'_{sp} = 46\,267 - 6\,460 = 39\,787 \text{ N}$$

Setrvačné síly působí proti silám tlaku plynů, a tak se síla na píst zmenšuje.

Dále vypočítáme ohybový moment dosazením do (7.2.2.2)

$$M_o = \frac{39787}{12} \cdot (0,0705 + 2 \cdot 0,0317 - 1,5 \cdot 0,0258) = 82,12 \text{ Nm}$$

Pro výpočet napětí dále potřebujeme průřezovou charakteristiku čepu  $W_o$ .

$$W_o = \frac{J_{min}}{e_{max}} = \frac{(2 \cdot J_z)}{DPC} \quad (7.2.2.5)$$

Kde kvadratický moment k ose z  $J_z$   
průměr pístního čepu DPC

Kvadratický moment k ose z je definován

$$J_z = \int_{(A)} z^2 dA \quad (7.2.2.6)$$

Transformací do polárních souřadnic a integrací dostáváme

$$J_z = \frac{\pi}{64} \cdot (DPC^4 - DVPC^4)$$

Dosazením do rovnice [68412] a vytknutím DPC získáme průřezovou charakteristiku pro průřez pístního čepu

$$W_o = \frac{(\pi \cdot DPC^3)}{32} \cdot \left(1 - \frac{DVPC^4}{DPC^4}\right) \quad (7.2.2.7)$$

Kde průměr pístního čepu DPC = 25,8 mm  
malý průměr čepu DVPC = 14,5 mm

$$W_o = \frac{(\pi \cdot 25,8^3)}{32} \cdot \left(1 - \frac{14,5^4}{25,8^4}\right) = 1685,11 \text{ mm}^3$$

*Napětí v ohybu*

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (7.2.2.8)$$

Kde dosazením ohybový moment  $M_o = 95\,500 \text{ Nmm}$   
průřez. charakt.  $W_o = 1685,11 \text{ mm}^3$

Získáme výsledný ohybový moment

$$\sigma_o = \frac{82120}{1685,11} = 48,73 \text{ N/mm}^2$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu [1]

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{590}{48,73} = 12,11 \quad (7.2.2.9)$$

Bezpečnost je dostatečná a čep lze dodatečně rozměrově optimalizovat.

### 7.2.3 Pevnostní kontrola na smyk

Pístní čep je kromě ohybu též namáhán smykem. Kritické místo se nachází mezi okem ojnice a nálitkem na pístu. Při výpočtu smykového napětí budu vycházet ze vzorce z literatury [1]

$$\tau_{max} = \frac{(0,85 \cdot F \cdot (1 + \theta + \theta^2))}{(d^2 \cdot (1 - \theta^4))} \quad (7.2.3.1)$$

Kde	celková síla	$F = 39\,787 \text{ N}$
	průměr pístního čepu	$d = DPC = 25,8 \text{ mm}$
	poměr průměrů čepu	$\theta = DVPC/DPC = 0,563$

$$\tau_{max} = \frac{(0,85 \cdot 39\,787 \cdot (1 + 0,563 + 0,563^2))}{(25,8^2 \cdot (1 - 0,563^4))} = 106,18 \text{ N/mm}^2$$

Pokud budu uvažovat dovolené smykové napětí jako polovinu meze kluzu

$$\tau_D = \frac{R_e}{2} = \frac{590}{2} = 295 \text{ N/mm}^2 \quad (7.2.3.2)$$

Vychází bezpečnost vůči dovolené mezi kluzu

$$k_\tau = \frac{\tau_d}{\tau_{max}} = \frac{295}{106,18} = 2,78 \quad (7.2.3.3)$$

Čep vyhovuje, avšak s ohledem na bezpečnost bych již dál rozměry nezmenšoval.

## 7.3 Ojnice

Nejvíce namáhanou součástí klikového mechanismu je ojnice. Namáhána je kombinovaně s průběhem měnicím se v závislosti na otáčení klikového hřídele. Ojnice je namáhána na tah a tlak od tlaku plynů a setrvačných sil.

### 7.3.1 Návrh rozměrů

Návrh rozměrů vychází z ověřených empirických vztahů. Následuje výpočet některých rozměrů ojnice. [1]

Poloměr oka ojnice  $ROO = 0,5 \cdot DPC = 0,5 \cdot 25,8 = 12,9 \text{ mm}$

průměr pístního čepu  $DPC = 25,8 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,5$

Šířka oka  $TOK = 1 \cdot DPC = 1 \cdot 25,8 = 25,8 \text{ mm}$

průměr pístního čepu  $DPC = 25,8 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,5$

Šířka dříku  $TDR = 0,163 \cdot D = 0,163 \cdot 86 = 14 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,163$

Tloušťka dříku  $HDR = \frac{TDR}{0,75} = \frac{14}{0,75} = 18,7 \text{ mm}$

šířka dříku  $TDR = 14 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,75$

Tloušťka středu  $TSD = 0,167 \cdot HDR = 0,167 \cdot 18,7 = 3,1 \text{ mm}$

tloušťka dříku  $HDR = 18,7 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,167$

Šířka vybrání středu  $VSD = 0,666 \cdot HDR = 0,666 \cdot 18,7 = 12,4 \text{ mm}$

tloušťka dříku  $HDR = 18,7 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,666$

Vzdálenost os čepů  $LCR = \frac{LCSRAD}{0,25} = \frac{43}{0,25} = 172 \text{ mm}$

délka kliky  $LCSRAD = 43 \text{ mm}$

zvolený koeficient  $0,25$

Průměr klikového čepu  $DCRCI = 0,65 \cdot D = 0,65 \cdot 86 = 55,9 \text{ mm}$

vrtání  $D = 86 \text{ mm}$

zvolený koeficient 0,65

### 7.3.2 Zjednodušení ojnice

Pro pevnostní výpočty je nutné redukovat ojnici na soustavu dvou hmotných bodů spojených nehmoutnou tyčí. Tato redukce umožňuje rozdělit hmotu samotné ojnice na části, se kterými již můžeme pracovat.

Podmínky nahrazení [1]

$$m_{op} + m_{or} = m_o \quad (7.3.2.1)$$

$$m_{or} \cdot l_r = m_{op} \cdot l_p \quad (7.3.2.2)$$

$$m_{or} \cdot l_r^2 + m_{op} \cdot l_p^2 = I_O \quad (7.3.2.3)$$

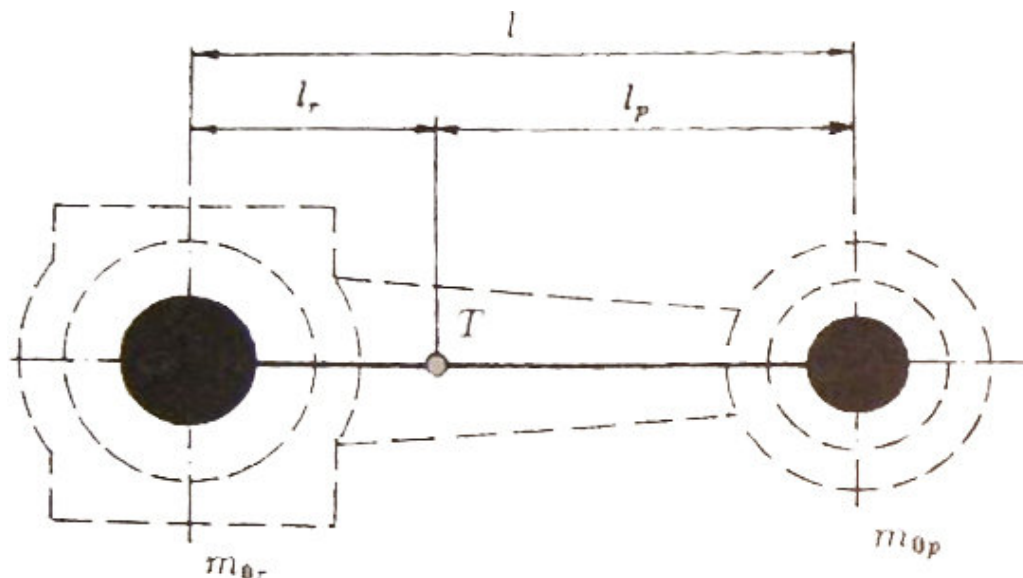
Kde	hmotnost ojnice	$m_o$
	hmota v ose píst. čepu	$m_{op}$
	hmota v ose klik. čepu	$m_{or}$
	vzdálenost od těžiště k píst. čepu	$l_p$
	vzdálenost od těžiště ke klik. čepu	$l_r$
	moment setrvačnosti ojnice k těžišti	$I_O$

Z 3D modelu jsem určil polohu těžiště a hmotnost ojnice.

$$m_o = 0,826 \text{ kg}$$

$$l_r = 39,7 \text{ mm}$$

$$l_p = LCR - l_r = 172 - 39,7 = 132,3 \text{ mm}$$



Obr. 16 – Redukce ojnice

Z rovnic podmínky ekvivalentní náhrady se zanedbává třetí, dynamická (7.3.2.3) a ze zbylých dvou lze vyjádřit

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l_r}{l} = 0,826 \cdot \frac{39,7}{172} = 0,191 \text{ kg}$$

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{l_p}{l} = 0,826 \cdot \frac{132,3}{172} = 0,635 \text{ kg}$$

Celková hmotnost posuvných hmot

hmotnost pístní skupiny  $m_p = 0,685 \text{ kg}$

hmota v ose píst. čepu  $m_{op} = 0,191 \text{ kg}$

$$m_{ps} = m_p + m_{op} = 0,685 + 0,191 = 0,876 \text{ kg} \quad (7.3.2.4)$$

### 7.3.3 Pevnostní kontrola dřívku

*Namáhání tahem*

Síla od setrvačných sil v horní úvrati [1]

$$F_{sp} = m_{ps} \cdot r \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_0 \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (7.3.3.1)$$

Kde hmotnost posuvných hmot  $m_{ps} = 0,876 \text{ kg}$

poloměr kliky  $r = 43 \text{ mm} = 0,043 \text{ m}$

maximální otáčky motoru  $n = 4000 \text{ ot./min}$

ojniční poměr  $\lambda_0 = 0,25$

úhel natočení klik. hřídele  $\alpha = 0^\circ$  pro horní úvrat'

$$F_{sp} = 0,876 \cdot 0,043 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 4000}{30}\right)^2 \cdot (\cos(0) + 0,25 \cdot \cos(2 \cdot 0)) = 8\,262 \text{ N}$$

Průřez dřívku v nejužším místě

$$S_d = (HDR - VSD) \cdot BDR + VSD \cdot TSD$$
$$S_d = (18,7 - 12,4) \cdot 14 + 12,4 \cdot 3,1 = 126,21 \text{ mm}^2$$

Kde BDR je šířka dřívku, HDR tloušťka dřívku, TSD tloušťka středu a VSD šířka vybrání.

Napětí v tahu

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{sp}}{S_d} = \frac{8262}{126,21} = 65,46 \text{ N/mm}^2 \quad (7.3.3.2)$$

Bezpečnost pro použitý materiál ČSN 14 220.4 ( $R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ )

$$k_{tah} = \frac{R_e}{\sigma_{tah}} = \frac{590}{65,46} = 9,01 \quad (7.3.3.3)$$

*Namáhání tlakem*

Celková síla působící na ojnici [1]

$$F''_p = F_p - F_{ps} \quad (7.3.3.4)$$

Kde síla od plynů na píst  $F_p = 46\,247 \text{ N}$

síla od setrvačných sil  $F_{ps} = 8\,262 \text{ N}$

$$F''_p = 46\,247 - 8\,262 = 37\,986 \text{ N}$$

Napětí v tlaku [1]

$$\sigma_{tlak} = F'_p / S_d = \frac{37986}{126,21} = 300,96 \text{ N/mm}^2 \quad (7.3.3.5)$$

Bezpečnost pro použitý materiál ČSN 14 220.4 ( $R_e = 590 \text{ N/mm}^2$ )

$$k_{tlak} = \frac{R_e}{\sigma_{tlak}} = \frac{590}{300,96} = 1,96 \quad (7.3.3.6)$$

Ojnice v tahu i tlaku vyhovuje.



## 7.4 Základní rozměry rozvodového ústrojí

Základním parametrem ukazujícím kvalitu rozvodů je velikost průtočné plochy v oblasti ventilů. V hrdle kanálu a sedle ventilu dochází k největšímu škrcení průtoku. Objem vzduchu, který musí projít hrdlem a sedlem ventilu za jednotu času [1]

$$V = \frac{(S_p \cdot c_s)}{i_v} \quad (7.4.1)$$

Kde

plocha pístu	$S_p = 0,005809 \text{ m}^2$
střední pístová rychlost	$c_s = 11,47 \text{ m/s}$
počet stejnojmenných ventilů na válec	$i_v = 1$

$$V = \frac{(0,005809 \cdot 11,47)}{1} = 0,0666 \text{ m}^3$$

### 7.4.1 Kontrola rychlosti proudění v hrdle sacího kanálu

Průtočná plocha v hrdle se vypočítá [1]

$$S_h = \frac{\pi}{4} \cdot (d_h^2 - d_d^2) \quad (7.4.1.1)$$

Kde

průměr hrdla sac. kanálu	$d_h = 37,8 \text{ mm}$
průměr dřívku sac. ventilu	$d_d = 7,7 \text{ mm}$

$$S_h = \frac{\pi}{4} \cdot (0,0378^2 - 0,0077^2) = 0,001016 \text{ m}^2$$

Pro rychlost proudění, která by se v sacím kanálu měla pohybovat kolem 60 m/s, dále dostáváme [1]

$$v_{sl} = \frac{V}{S_h} = \frac{0,0666}{0,001016} = 65,6 \text{ m/s} \quad (7.4.1.2)$$

### 7.4.2 Kontrola rychlosti proudění v hrdle výfukového kanálu

Průtočná plocha v hrdle se vypočítá dle (7.4.1.1)

Kde

průměr hrdla výf. kanálu	$d_h = 34,7 \text{ mm}$
průměr dřívku výf. ventilu	$d_d = 7,7 \text{ mm}$

$$S_h = \frac{\pi}{4} \cdot (0,0347^2 - 0,0077^2) = 0,000848 \text{ m}^2$$

Pro rychlost proudění, která by se měla ve výfukovém kanálu pohybovat do 100 m/s,

dále dostáváme 
$$v_{vf} = \frac{V}{S_h} = \frac{0,0666}{0,000848} = 78,6 \text{ m/s}$$

### 7.4.3 Kontrola rychlosti proudění v sedle sacího ventilu

Průtočná plocha v sedle je tvořena pláštěm komolého kužele. Pro výpočet této plochy literatura [1] uvádí vztah

$$S_V = \pi \cdot h_V \cdot (d_V \cdot \cos \gamma + h_V \cdot \sin \gamma \cdot \cos^2 \gamma) \quad (7.4.3.1)$$

Kde	maximální zdvih ventilu	$h_V = 8,6 \text{ mm}$
	průměr talíře ventilu v sedle	$d_V = 36,4 \text{ mm}$
	úhel sedla	$\gamma = 45^\circ$

$$S_V = \pi \cdot 0,0086 \cdot (0,0364 \cdot \cos(45^\circ) + 0,0086 \cdot \sin(45^\circ) \cdot \cos^2(45^\circ))$$
$$S_V = 0,000777 \text{ m}^2$$

Při maximálním zdvihu ventilu je tedy rychlost v sedle

$$v_{sII} = \frac{V}{S_h} = \frac{0,0666}{0,000777} = 85,7 \text{ m/s} \quad (7.4.3.2)$$

### 7.4.4 Kontrola rychlosti proudění v sedle výfukového ventilu

Průtočná plocha v sedle je tvořena pláštěm komolého kužele. Pro výpočet této plochy použijeme vztah (7.4.3.1), kde

maximální zdvih ventilu	$h_V = 8,6 \text{ mm}$
průměr talíře ventilu v sedle	$d_V = 33,3 \text{ mm}$
úhel sedla	$\gamma = 45^\circ$

$$S_V = \pi \cdot 0,0086 \cdot (0,0333 \cdot \cos(45^\circ) + 0,0086 \cdot \sin(45^\circ) \cdot \cos^2(45^\circ))$$
$$S_V = 0,000719 \text{ m}^2$$

Při maximálním zdvihu je tedy rychlost dle (7.4.3.2)

$$v_{sII} = \frac{V}{S_h} = \frac{0,0666}{0,000719} = 92,6 \text{ m/s}$$

Rychlost v sedle by neměla přesáhnout 100 m/s, což bylo splněno u obou ventilů.

## 8 Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření konstrukčního návrhu čtvercového čtyřválcového vznětového motoru s jednou vačkou a dvěma ventily na válec. Inspirací pro práci byl motor v mém vlastním automobilu, tedy motor 1.9 TDI se systémem vstřikování čerpadlo – tryska s továrním označením AUY. Navržený motor má při objem 1998 cm<sup>3</sup> vypočtený výkon 133,3 kW a krouticí moment 317,99 Nm.

Návrh rozměrů byl proveden dle doporučených hodnot z odborné literatury pocházejících z předchozích zkušeností a konstrukcí. U vybraných součástí navrženého motoru jsem provedl základní pevnostní analýzu. Jednou z ověřovaných součástí byl pístní čep, u kterého jsem zvolil materiál 32AlCrMo4, a ojnice, pro kterou jsem zvolil materiál ČSN 14 220.4. Obě součásti pevnostní kontrolou prošly.

Další součástí práce bylo vytvoření 3 – D modelu. K jeho tvorbě jsem použil program Autodesk Inventor Professional 2015. Model je pouze návrhový, tzn. Že součásti mají základní rozměry vypočítané v programu Microsoft Excel. S výsledným modelem jsem provedl dynamickou simulaci představující běh motoru a video ze simulace je přiloženo v příloze.

Právě jistá strohost podněcuje k další práci na modelu. Ať už na bloku motoru, klikové hřídeli nebo pístech. Neopomenutelnou součástí motoru je i hlava válců. Pro zvolený systém vstřikování bylo zajímavé její řešení, avšak stále je na ní mnoho prostoru pro optimalizaci. Mou snahou při řešení hlavy bylo dosáhnout co nejlepší kompaktnosti při zachování optimálního rozložení ventilů a vstříků. To vyústilo ve snahu vstřík posunout co nejbližší ose válce. Vstřík je tak v podélném směru lehce vyosen, čímž vyvstal problém s asymetričností spalovacího prostoru v pístu. Na současném modelu jsou použity dva druhy pístů. Námět k dalším úpravám bych právě viděl v této problematice, případně v problematice zabudování jiného systému vstřikování, v současné době aktuálním Common Railem.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOVAŘÍK, L.; FERENCEY, V.; SKALSKÝ, R.; ČÁSTEK, L.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Praha: Naše vojsko, 1992. 492 s.
- [2] MACEK, J.: Spalovací motory I. Nakladatelství ČVUT, 2007, 260 s.
- [3] FERENC, B.: Spalovací motory: karburátory a vstřikování paliva. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. Auto-moto-profil (Computer Press). ISBN 80-251-0207-6.
- [4] SKALSKÝ, R.; BUKOVSKÝ, J.: Konstrukce pístových spalovacích motorů, část I. Dynamika, vyvažování a torzní kmity. Vyd. 1. VA AZ, 1971, 180 s.
- [5] Cummins Turbo Technologies [online]. 2015 [cit. 2015-05-26]. Turbocharging history. Dostupné z WWW: <[http://www.cumminsturbotechnologies.com/ctt/navigationAction.do?url=SiteContent+en+HTML+ProductsAndTechnologies+Turbocharger\\_History](http://www.cumminsturbotechnologies.com/ctt/navigationAction.do?url=SiteContent+en+HTML+ProductsAndTechnologies+Turbocharger_History)>.
- [6] Borgwarner Turbo & Emissions Systems [online]. BorgWarner Turbo Systems, c2003-2015 [cit. 2015-05-25]. History. Dostupné z WWW: <<http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerHistory.aspx>>.
- [7] STK Turbo Technik [online]. C1999-2015 [cit. 2015-4-30]. History of the exhaust gas driven turbocharger. Dostupné z WWW: <<http://en.turbolader.net/Technology/History.aspx>>.
- [8] OLŠANSKÝ, M.: Historie – Vznětové motory – Maximální výkon, maximální spokojenost!?! Automobil revue [online]. 2012 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z WWW: <[http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/technika/historie-vznetove-motory-maximalni-vykon-maximalni-spokojenost\\_40872.html](http://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/technika/historie-vznetove-motory-maximalni-vykon-maximalni-spokojenost_40872.html)>.
- [9] FERENC, B.: Vstřikovací čerpadla pro přímé vstřikování. MJ auto [online]. 2000 [cit. 2015-04-23]. Dostupné z WWW: <[http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/fer\\_mo11/fer\\_mo11.htm](http://www.mjauto.cz/newdocs/ferenc/fer_mo11/fer_mo11.htm)>.
- [10] WAN, M.: Forced Induction. Autozine [online]. 1997 [cit. 2015-04-27]. Dostupné z WWW: <[http://www.autozine.org/technical\\_school/engine/Forced\\_Induction\\_1.html](http://www.autozine.org/technical_school/engine/Forced_Induction_1.html)>.
- [11] Automobilu se vznětovým motorem je 75 let. Bosch [online]. 2011 [cit. 2015-05-08]. Dostupné z WWW: <[http://press.bosch.cz/detail.asp?f\\_id=938](http://press.bosch.cz/detail.asp?f_id=938)>.
- [12] SCHOLZ, C.: Moderní systémy vstřikování paliva vhodné pro vznětové motory. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008, 8 s.
- [13] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Mercedes – Benz 260 D, DaimlerChrysler AG.....	8
Obr. 2 – Lysholmovo dmychadlo, BOGE Aerzen.....	9
Obr. 3 – GT17 VNT™, Honeywell International Inc.....	10
Obr. 4 – Schéma řadového a vidlicového motoru.....	11
Obr. 5 – Schéma uspořádání ojníc.....	12
Obr. 6 – Schéma motoru boxer.....	12
Obr. 7 – Radiální čerpadlo Bosch VR, Robert Bosch GmbH.....	13
Obr. 8 – Schéma PD z patentové dokumentace, Robert Bosch GmbH.....	14
Obr. 9 – Schéma Common Rail.....	15
Obr. 10 – Motor VW 1.9 TDI PD.....	16
Obr. 11 – Prostředí Autodesk Inventor Professional 2015.....	17
Obr. 12 –Prostředí Microsoft Excel.....	17
Obr. 13 – Základní rozměry pístu.....	21
Obr. 14 – Rozměry pístního čepu.....	23
Obr. 15 – Rozložení zatížení v čepu.....	24
Obr. 16 –Redukce ojnice.....	30

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha P 1: Výpis hodnot z programu Excel

Příloha P 2: Obrázky 3D modelů

Příloha P 3: Návrhový výkres blok motoru

Příloha P 4: Návrhový výkres hlava válců

Příloha P 5: Návrhový výkres klikový hřídel

Příloha P 6: Návrhový výkres vačkový hřídel

Příloha P 7: Návrhový výkres pístní skupina

Příloha P 8: Návrhový výkres vahadlová skupina

Příloha P 9: Návrhový výkres ventilová skupina

Příloha P 10: CD-ROM s kompletní dokumentací

## Příloha P 1

D	86,0	vtrání
Z	86,0	zdvih
<b>Píst</b>		
DP	85,8	průměr pístu
L1	43,0	výška osa čepu - dno
LPL	34,4	výška pata pístu - poslední kroužek
LPS	72,0	výška pístu
HPKD	12,0	výška dno - první kroužek
TPS	8,0	tloušťka dna
BOJ	31,7	šířka pro ojnici
DPC	25,8	průměr čepu
DM	78,3	vnitřní průměr drážky pro kroužky
LVPC	19,4	délka vsunutí píst. Čepu
<b>Kroužky</b>		
BTES	1,5	výška těsnícího kroužku pro D od 82mm do 110mm
BSTI	1,9	výška stíracího kroužku pro D od 82mm do 110mm
TKR	3,7	tloušťka kroužku
<b>Ojnice</b>		
REOO	12,9	vnitřní poloměr oka
RIOO	18,1	vnější poloměr oka
TOK	25,8	šířka oka
BDR	14,0	šířka dřívku
HDR	18,7	tloušťka dřívku
TSD	3,1	tloušťka středu
VSD	12,4	šířka vybrání středu
LCR	172,0	vzdálenost os ojnicích čepů
LCRCW	82,7	šířka části u ojnicích šroubů
LCR2	22,4	délka šroubové části ojnice
DCRCI	55,9	průměr ložiska klikového čepu
LCRCT	24,0	šířka ojnicí hlavy klikové
LGR1	25,7	délka šroubové části víka ojnice
RCRCO	38,0	vnější poloměr víka ojnice
LCRCAPL	24,0	šířka víka ojnice
<b>Píst. Čep</b>		
DPC	25,8	průměr čepu
LPC	70,4	délka čepu
DVPC	14,5	vnitřní průměr čepu
<b>Klika</b>		
L0	97,2	rozteč válců
DKC	55,9	průměr klik. Čepu
DHC	64,5	průměr hlavního čepu
LHC	25,0	délka hlavního čepu
WRK	100,6	šířka ramen kliky
TRK	24,0	tloušťka ramen kliky
LKC	24,2	délka klik. Čepu
DCS1	38,0	průměr konce pro rozvodové kolo
LCS1	47,5	délka konce pro rozvodové kolo
LCSRAD	43,0	délka kliky
LCS3	64,5	délka vyvažovací části klikového hřídele
DCS2	101,5	průměr příruby setrvačnicku
LCS2	18,0	šířka příruby setrvačnicku

**Blok**

LCBW1	105,8	šířka horní "válcové" části bloku
LCB3	9,9	tloušťka stěny příčného řezu bloku
DCB9	66,5	průměr ložisek klikového hřídele
LCBW2	208,7	šířka klikové části bloku
LCBH1	313,0	výška bloku
LCB7	169,0	délka vrtání bloku
LCB4	18,2	tloušťka stěny podélného řezu bloku
DBORE	86,0	průměr vrtání
LCB8	25,0	šířka ložisek klikového hřídele
LCB10	48,6	vzdálenost osy vrtání od středu ložiska
LBRSP	97,2	vzdálenost os vrtání
LCB6	413,8	celková délka bloku

**Hlava**

HBORESPA	97,2	rozeč spalovacích prostorů (vzdálenost os vrtání)
HX1	20,6	vzdálenost osy sac. ventilu od osy vrtání
HX2	22,1	vzdálenost osy výf. ventilu od osy vrtání
HD1	86,0	průměr spalovacího prostoru
HL	413,8	celková délka hlavy
HD3	37,8	průměr sedla sacího kanálu
HD4	13,3	průměr díry pro vedení ventilu
HD5	27,8	průměr sedla pružiny
HD2	34,7	průměr sedla výfukového kanálu
HD6	34,7	průměr díry pro hydraulickou opěrku
HW1	105,8	šířka dna hlavy
HB2	20,5	hloubka roviny pro hydraulické opěrky
HB4	20,5	hloubka díry pro hydraulické opěrky
HS	150,0	celková výška hlavy
HW2	154,2	šířka horní části hlavy
HB1	47,7	hloubka roviny pro sedla pružin
HB3	0,0	hloubka spalovacího prostoru
HID1	5,0	průměr díry pro vstřík
HI1	8,0	vyosení vstříku příčně
HI2	1,6	vyosení vstříku podélně
HUI	17,7	úhel sklonu vstříku
HVK	40,0	výška ústí výf. Kanálu
HSK	60,0	výška ústí sac. Kanálu
HLSK	0,0	vyosení sacího kanálu vůči ose sedla
HLVK	5,0	vyosení výf. Kanálu vůči ose sedla

**Víko vačky**

HCW	84,5	délka víka
HCO	0,0	výška osy ložisek
HCT1	22,0	šířka víka
HCOL	52,9	vzdálenost osy ložisek od okraje víka
HCDR	33,0	průměr ložiska
HCBS	22,0	šířka ložiska
VVHL1	29,0	vzdálenost osy vačky a osy čepů vahadel
VVHL2	28,5	výška osy čepů vahadel

**Vačka**

LCELK	478,0	celková délka vačkového hřídele
LS2	75,9	vzdálenost 2.výfuk. vačky od středního ložiska
LS1	118,1	vzdálenost 1.sací vačky od středního ložiska
LV	20,9	vzdálenost středů základní a vrcholové kružnice vačky
RZ	20,3	poloměr základní kružnice vačky



Příloha P 1

RV	8,0	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	120,0	úhel natočení 1.výfukové vačky
AV2	210,0	úhel natočení 2.výfukové vačky
AV3	30,0	úhel natočení 3.výfukové vačky
AV4	300,0	úhel natočení 4.výfukové vačky
LSL	264,0	vzdálenost středního ložiska od levého konce hřídele
LL1	68,1	vzdálenost levého ložiska od levého konce hřídele
DLR	33,0	průměr ložiska
SSL	22,0	šířka ložiska
DZ	27,5	základní průměr vačkového hřídele
SV	18,6	šířka vačky
DLL2	23,5	průměr osazení levého konce hřídele
LV1	174,9	vzdálenost 1.výfukové vačky od středního ložiska
LS4	118,1	vzdálenost 4.sací vačky od středního ložiska
LS3	75,9	vzdálenost 3.výfuk. vačky od středního ložiska
LV2	21,0	vzdálenost 2.sací vačky od středního ložiska
LV3	21,0	vzdálenost 3.sací vačky od středního ložiska
LV4	174,9	vzdálenost 4.výfukové vačky od středního ložiska
ZD	8,6	zdvih
DBC1	32,0	průměr zákl. kružnice vačky vstřiku
DTC1	22,1	průměr vrchol. kružnice vačky vstřiku
DCC1	8,4	vzdálenost středů zákl. a vrchol. kružnice vstřiku
TC1	21,6	šířka vačky vstřiku
ZDI	3,5	zdvih vstřiku
UI1	25,0	úhel natočení 1. vstřik. vačky
UI2	115,0	úhel natočení 2. vstřik. vačky
UI3	295,0	úhel natočení 3. vstřik. vačky
UI4	205,0	úhel natočení 4. vstřik. vačky

**Vahadlo**

VAHL2	19,0	vzdálenost ramen vahadla
VAHL3	7,8	šířka drážky vahadla
VAHD1	20,0	průměr čepu vahadla
VAHD2	3,3	vnitřní průměr prostoru pro hydraulickou opěrku
VAHH1	6,6	výška prostoru pro hydraulickou opěrku
VAHR2	4,5	poloměr kulové plochy pro hydraulickou opěrku 2
VAHR1	6,0	poloměr kulové plochy pro hydraulickou opěrku 1
VAHLC	65,2	celková délka vahadla
VAHL1	27,0	šířka vahadla
VAHB2	36,2	vzdálenost osy čepu a kulové opěrky
VAHB1	29,0	vzdálenost osy čepu a osy kladky
VAHH2	23,2	výška části vahadla u hydraulické opěrky

**Čep vahadla**

CEPR	1,3	poloměr drážky čepu
CEPS	37,0	vzdálenost drážky od konce čepu
CEPL	201,4	vzdálenost mezi drážkami čepu
CEPD2	18,0	průměr drážky čepu
CEPD1	20,0	průměr čepu
CEPL1	26,0	
CEPL2	71,2	

**Kladka vahadla**

ROLB	18,6	šířka kladky
ROLD2	12,5	vnitřní průměr kladky
ROLD1	21,0	vnější průměr kladky

**Vedení ventilu**

VEDL	47,7	délka vedení ventilu
VEDD2	7,8	vnitřní průměr vedení ventilu
VEDD1	13,3	vnější průměr vedení ventilu
VEVD	27,6	největší průměr
VEMD	18,8	nejmenší průměr

**Výfukový ventil**

VVL	115,0	celková délka výfukového ventilu
VVD1	7,7	průměr dřívku výfukového ventilu
VVD2	37,7	průměr talíře výfukového ventilu
VVD3	5,8	průměr drážek výfukového ventilu
VVR1	9,9	přechodový poloměr mezi dříkem a talířem výf. ventilu
VVR2	0,9	radius drážky výfukového ventilu
VVS1	5,6	vzdálenost od hlavy dřívku k 1. drážce výfukového ventilu
VVS2	3,0	vzdálenost dvou sousedních drážek výfukového ventilu
VVS3	5,9	vzdálenost mezi první a třetí drážkou výfukového ventilu
VVH1	1,8	výška nesražené části talíře výfukového ventilu
VVH2	4,0	výška talíře výfukového ventilu
VVA	45,0	úhel sražení sedlové části výfukového ventilu
VVDTS	33,3	průměr talíře v sedle

**Sací ventil**

VSR2	0,9	radius drážky sacího ventilu
VSL	115,0	celková délka sacího ventilu
VSD1	7,7	průměr dřívku sacího ventilu
VSD2	40,8	průměr talíře sacího ventilu
VSD3	5,8	průměr drážek sacího ventilu
VSR1	9,9	přechodový poloměr mezi dříkem a talířem sac. ventilu
VSA	45,0	úhel sražení sedlové části sacího ventilu
VSH2	4,0	výška talíře sacího ventilu
VSH1	1,8	výška nesražené části talíře sacího ventilu
VSS3	5,9	vzdálenost mezi první a třetí drážkou sacího ventilu
VSS2	3,0	vzdálenost dvou sousedních drážek sacího ventilu
VSS1	5,6	vzdálenost od hlavy dřívku k 1. drážce sacího ventilu
VSDTS	36,4	průměr talíře v sedle

**Klín ventilu**

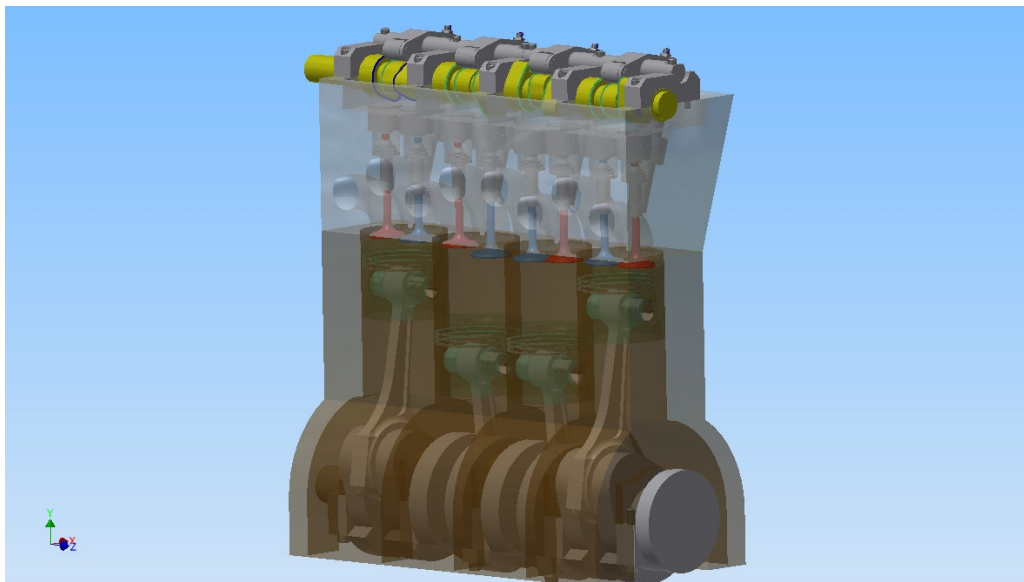
VKR1	0,8	radius prstence ventilového klínu
VKH1	8,3	výška ventilového klínu
VKH2	5,9	vzdálenost mezi prvním a třetím prstencem vent. klínu
VKH3	1,1	vzdálenost prvního prstence od horní roviny vent. klínu
VKR2	1,1	vnější zaoblení ventilového klínu
VKD1	5,9	nejmenší vnitřní průměr prstenců ventilového klínu
VKA	7,0	úhel sklonu ventilového klínu
VKD2	7,8	průměr pro ventilový dřív ventilového klínu
VKD3	11,3	největší vnější průměr ventilového klínu

**Opěrná miska**

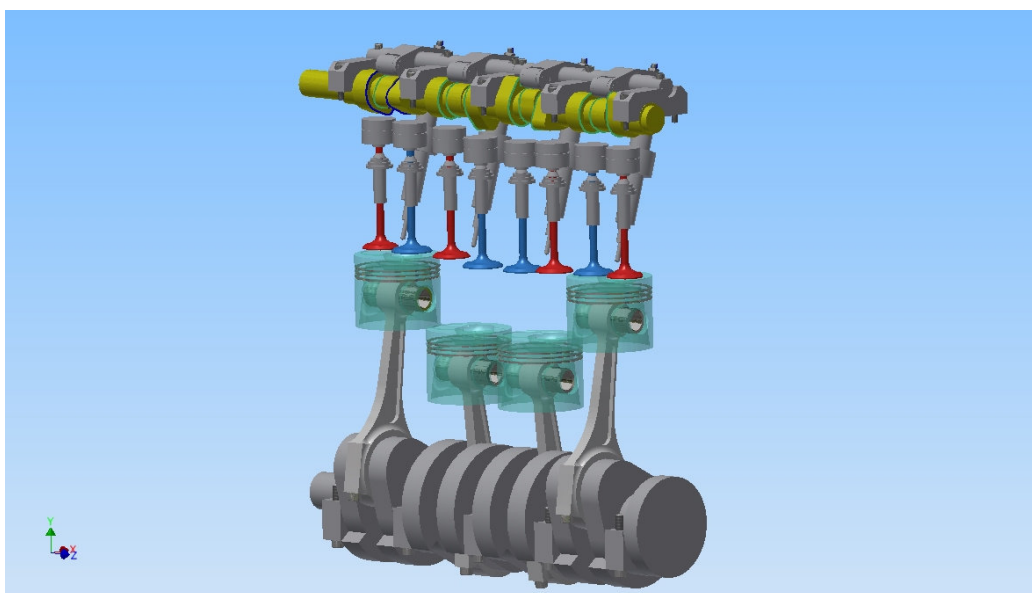
OMA	14,0	úhel sklonu klínové plochy opěrné misky
OMB	1,7	vzdál. počátku klínové plochy od horní roviny opěr. Misky
OML3	3,1	vzdál. opěrné roviny pružiny od horní roviny opěrné misky
OML2	6,2	vzdálenost počátku sražení od horní roviny opěrné misky
OML1	9,4	výška opěrné misky
OMD3	27,6	největší vnější průměr opěrné misky
OMD2	18,8	nejmenší pružinový průměr opěrné misky
OMD1	11,4	velký průměr klínové plochy opěrné misky

**Hydraulické zdvihátko**

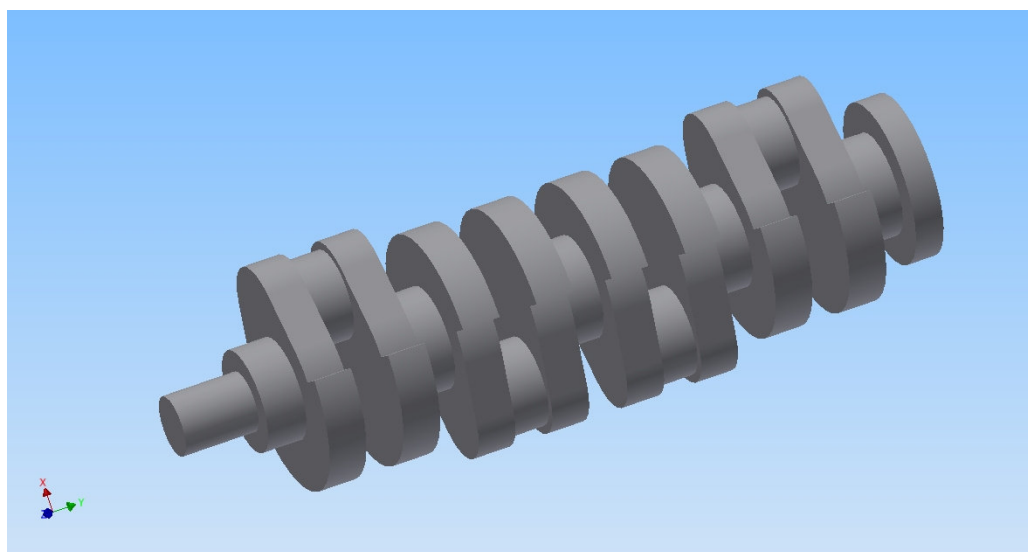
HOR	4,4	poloměr kulové plochy hydraulického zdvihátka
HOD	34,5	největší vnější průměr hydraulického zdvihátka
HOL2	15,3	výška vnitřního elementu hydraulického zdvihátka
HOL1	24,3	celková výška hydraulického zdvihátka



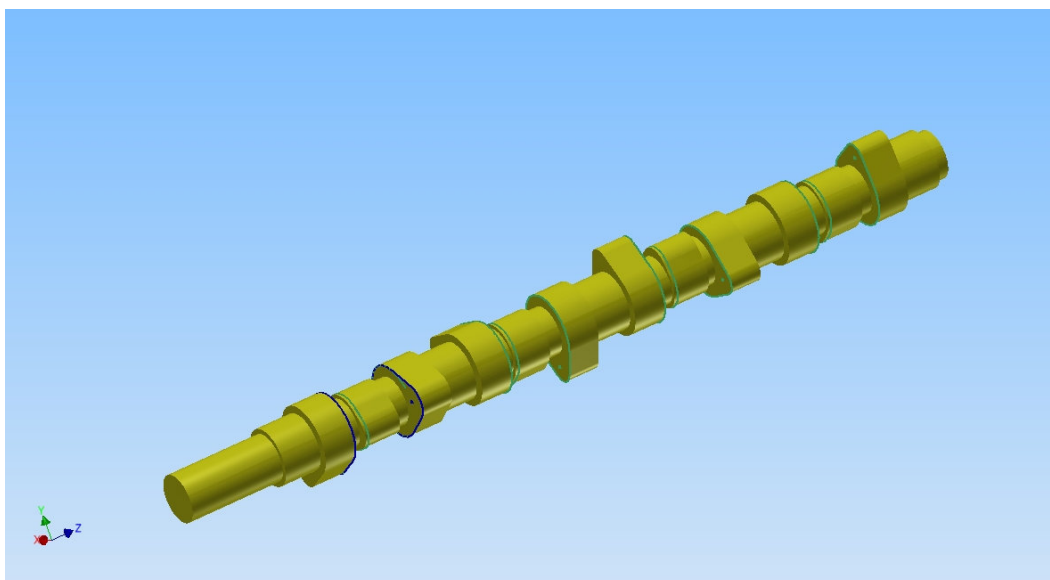
*Obr. A – Sestava motoru*



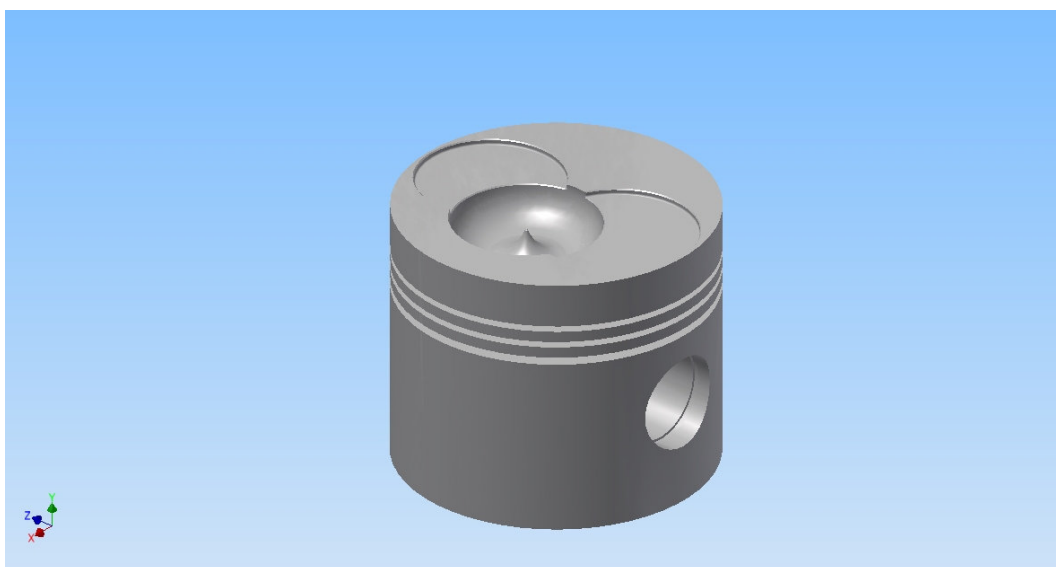
*Obr. B – Sestava motoru*



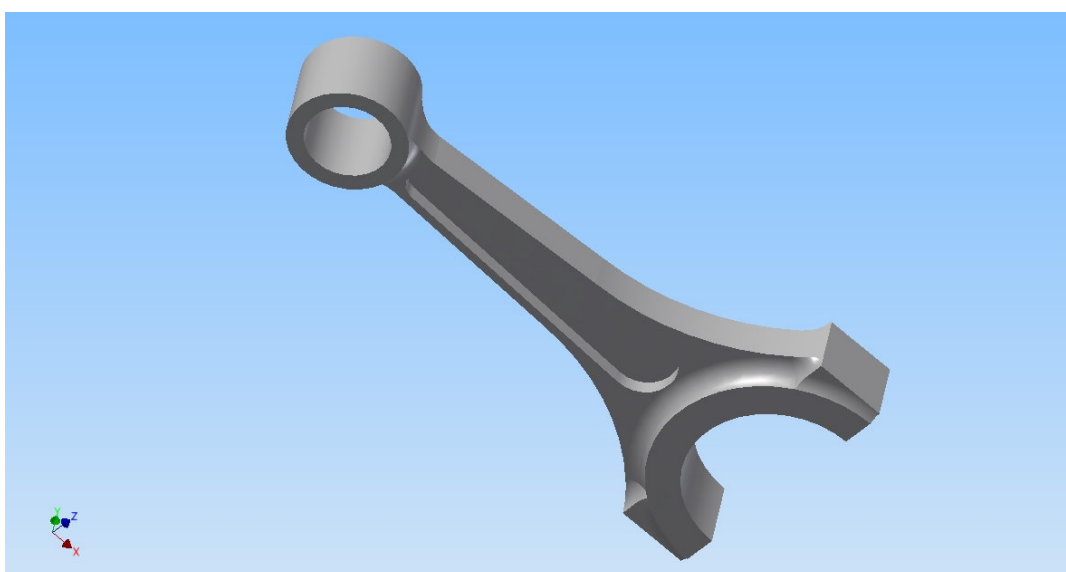
*Obr. C – Kliková hřídel*



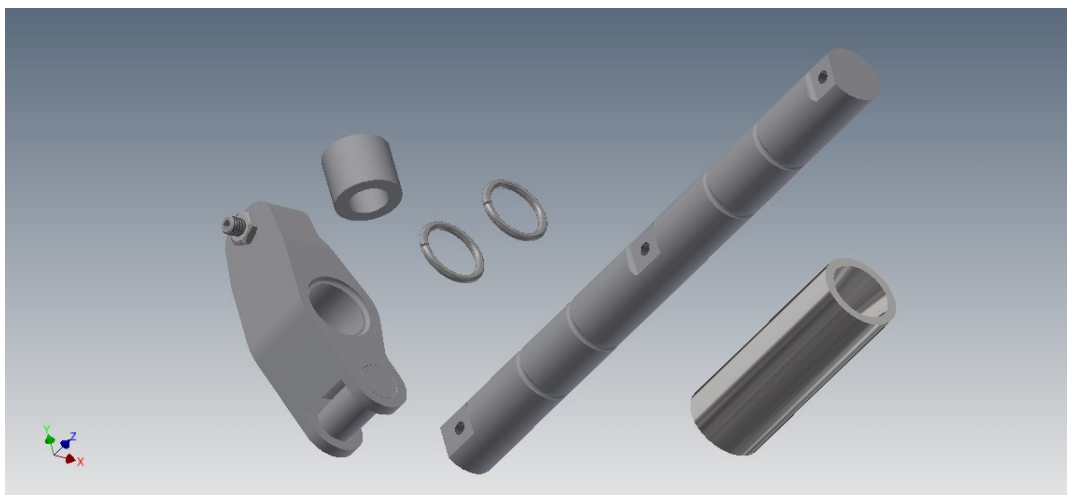
Obr. D – Vačková hřídel



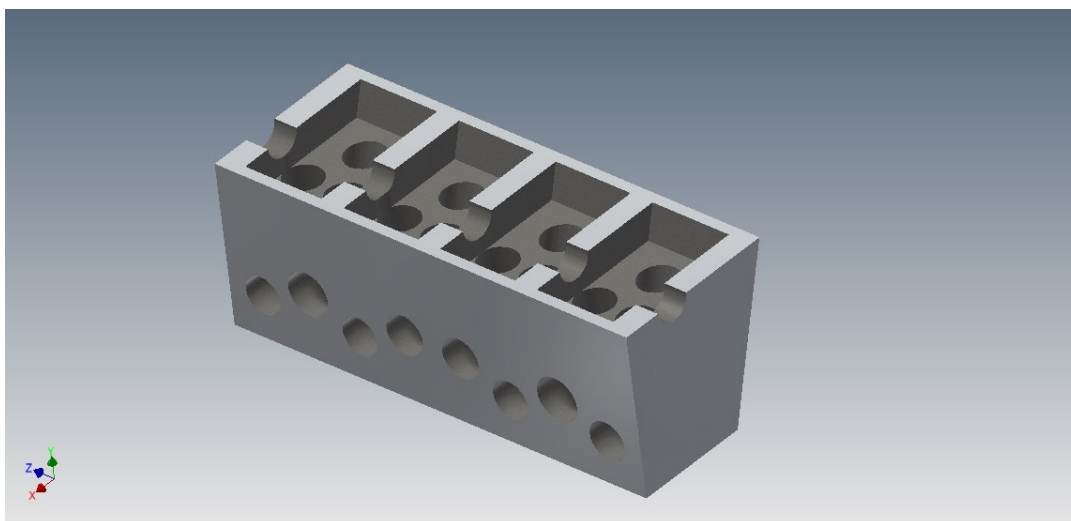
Obr. E – Píst



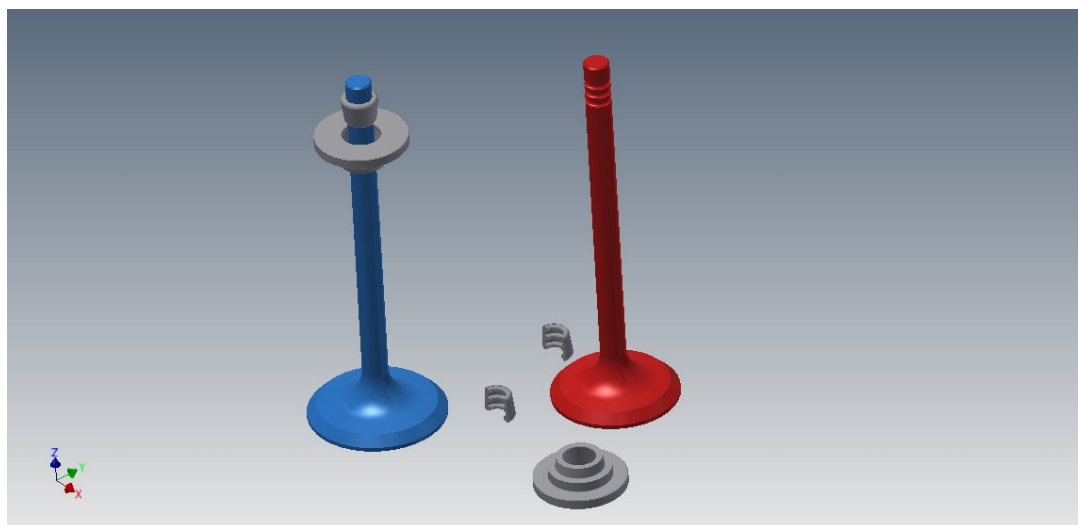
Obr. F – Ojnice



*Obr. G – Pístní čep, vahadlo, kladka, čep vahadel, pojistné kroužky*



*Obr. H – Hlava motoru*



*Obr. I – Sací a výfukový ventil, ventilový klín a opěrná miska*