

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta Strojní
U 12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Bakalářská práce

Návrh konstrukce vznětového motoru



Bakalářská práce
2017

David Hladík

Anotace

Jméno autora:	David Hladík
Název bakalářské práce:	Návrh konstrukce vznětového motoru
Title:	Concept design of diesel engine
Akademický rok:	2016/2017
Obor studia:	Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	U 12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Antonín Mikulec
Bibliografické údaje:	Počet stran: 37 Počet obrázků: 29 Počet tabulek: 1 Počet příloh: 2
Klíčová slova:	vznětový, motor, parametr, Inventor
Keywords:	Diesel, engine, parameter, Inventor
Abstrakt:	Obsahem této práce je sepsání rešerše o funkci diesellového motoru a následně navrzení a vymodelování parametrického čtyřválcového vznětového motoru. Rozvodový systém motoru je DOHC se čtyřmi ventily na válec. Pro vytvoření modelu je použit software Autodesk Inventor professional 2015.
Abstract:	Content of this thesis is to made reseach about function of disel engine and after that to create design and model of parametric four-cylinder compression-ignition engine. Divorce system of this engine is DOHS with four valves per cylinder. For creation of model the software Autodesk Inventor professional 2015 is used.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou 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

.....
David Hladík

Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu Inq. Antonínu Mikulcovi za rady, čas a trpělivost při tvorbě této bakalářské práce.

Obsah

1	Úvod	7
2	Uplatnění	8
3	Princip funkce	9
3.1	Přeměny energie	9
3.2	Pracovní cyklus.....	9
3.2.1	Čtyřdobý motor vznětový.....	9
3.2.2	Dvoudobý motor	10
3.3	Účinnost.....	11
3.4	Porovnání.....	12
3.4.1	Dvoudobý a čtyřdobý motor	12
3.4.2	Spalovací motor a jiné tepelné stroje	13
4	Rozvodová ústrojí	13
4.1	Čtyřdobé motory.....	13
4.2	Dvoudobé motory	14
5	Motory s jedním pístem ve válci	15
5.1	Řadový.....	16
5.2	Boxer	16
5.3	Typ V	17
6	Palivové ústrojí.....	17
6.1	Vstřikovací čerpadla	18
6.1.1	Typy pístkových vstřikovacích čerpadel.....	18
6.1.2	Funkce vstřikovacích čerpadel	19
6.1.2.1	Pohon	19
6.1.2.2	Dávka vstřikovaného paliva.....	19
6.2	Přídavná zařízení	20
6.2.1	Regulátor	20
6.2.2	Žhavicí svíčka	21
7	Vzorový motor	21
8	Výpočtová část	22
8.1	Maximální tlak ve válci	22
8.2	Píst	23
8.2.1	Kontrola pístu	23
8.3	Pístní čep.....	25

8.4	Kontrola proudění v sacím a výfukovém kanálu.....	27
9	Použitý software.....	28
9.1	Autodesk Inventor Professional 2015.....	28
9.2	Microsoft Excel	29
10	Postup práce při tvorbě modelu.....	29
10.1	Vytváření modelu.....	29
10.2	Změny modelu	31
11	Závěr.....	32
12	Seznam použitých zkratk a symbolů	33
13	Seznam obrázků a tabulek.....	35
14	Seznam použité literatury.....	36
15	Seznam příloh.....	37

1 Úvod

V dnešní době jsou kladeny obrovské nároky nejen na vznětové motory, ale na motory obecně. Kromě standartních technických parametrů, jakými jsou výkon, počet válců, hmotnost, spotřeba, nebo třeba točivý moment se dnes konstrukce motorů podřizuje v nemalé míře i nárokům na množství vypouštěných emisí. Zajištění co možná nejpříznivějšího poměru všech technických i ekologických parametrů s ohledem na účinnost, živostnost a konkurence schopnost motoru je dnes velmi náročné. V historii konstrukce motorů hrál nemalou roli konstruktérský cit a čistý odhad, který je dnes vytlačen pokročilou výpočetní technikou. K návrhu každého dílu jsou dnes využívány složité matematické modely, vycházející z poznatků proudění tekutin, pružnosti a pevnosti materiálů, technologie, výzkumu materiálů, druhu spalovací směsi apod.

Cílem této bakalářské práce je pochopení funkce vznětového motoru. Seznámení se s jednotlivými konstrukčními prvky motoru, jejich navrhováním a dimenzováním. Dále také seznámení se s postupem konstrukčního parametrického navrhování a modelování. Výstupem je rešerše podobných motorů, základní výpočty vybraných částí a zjednodušený parametrický model čtyřválcového, čtyřdobého vznětového motoru v programu Autodesk Inventor Professional 2015.

2 Uplatnění

Vznětový (též Diesellový, nebo naftový) motor je v současnosti nejrozšířenějším spalovacím motorem, využívaným v osobních i nákladních automobilech, vlakové a lodní dopravě, jako pohon zemědělských, těžebních a stavebních strojů. Dále je i dnes častou volbou pro pohon stacionárních strojů bez přívodu elektřiny, nebo jako záložní zdroj energie. V zemích s málo vyvinutou elektrifikací je také často využíván například v elektrárnách, vodárnách, nebo podobných provozech.

Historickému rozšíření vděčí svým výhodám oproti parním strojům. Hlavními přednostmi jsou menší rozměry, jednoduchost zařízení a s ní spojená podstatně nižší náročnost na údržbu, okamžitá provozní pohotovost, rychlé spouštění a nižší měrná spotřeba paliva.



Obrázek 1: Diesellový motor s dvaceti válci společnosti Caterpillar pohánějící největší důlní nákladní automobil [5]



Obrázek 2: Největší důlní nákladní automobil 797B společnosti Caterpillar [14]

3 Princip funkce

3.1 Přeměny energie

Spalovací motor je nejrozšířenějším druhem tepelného motoru, který transformuje tepelnou energii na mechanickou práci. K získání tepelné energie se využívá chemické přeměny paliva – spalování. Během průběhu přeměny dochází ke vzniku sloučenin s menší vnitřní energií, než byly sloučeniny původní. Pro realizaci této chemické přeměny je zapotřebí vlastní palivo a kyslík. Přeměna tepelné energie na mechanickou práci probíhá u spalovacích motorů dle pracovních oběhů, které jsou výsledkem termodynamických dějů. Vlastní pracovní látkou jsou zplodiny spalování paliva, které působí na píst motoru a tím ho uvádí do pohybu.

Palivem pro vznětové motory je motorová nafta, která vzniká jako produkt ropných rafinérií. Základní technologií získávání motorové nafty je destilace ropy s navazujícími postupy, jakými jsou hydrogenační rafinace, hydrokrakování a další. [1]

3.2 Pracovní cyklus

3.2.1 Čtyřdobý motor vznětový

Pracovní oběh čtyřdobého vznětového motoru se skládá ze 4 částí, kde každá část odpovídá jednomu zdvihu pístu. Celkem je tedy jeden oběh roven 4 zdvihům pístu a 2 otáčkám klikového hřídele.

- Sání

Při sání dochází k naplnění pracovního prostoru pístu vzduchem otevřeným sacím ventilem. Sání je způsobeno pohybem pístu z horní do dolní úvrati, čímž v pracovním prostoru vzniká podtlak. Nasávaný vzduch je ohříván horkými stěnami válce a smíchávána se zbytkem spalin po předchozím cyklu. Při (častěji však až těsně po) dosažení dolní úvrati válce se sací píst zavře.

- Komprese

Během komprese se vzduch stlačuje, čímž se zvyšuje jeho teplota. Konečný tlak a teplota směsi závisí na kompresním poměru, který je dán vztahem

$$\varepsilon = \frac{V_k + V_z}{V_k}$$

kde V_k je objem kompresního prostoru a V_z je zdvihový objem. Do stlačeného a ohřátého vzduchu na teplotu vyšší, než je zápalná teplota paliva, je pod vysokým tlakem dopraveno palivo, které se téměř okamžitě samo vznítí.

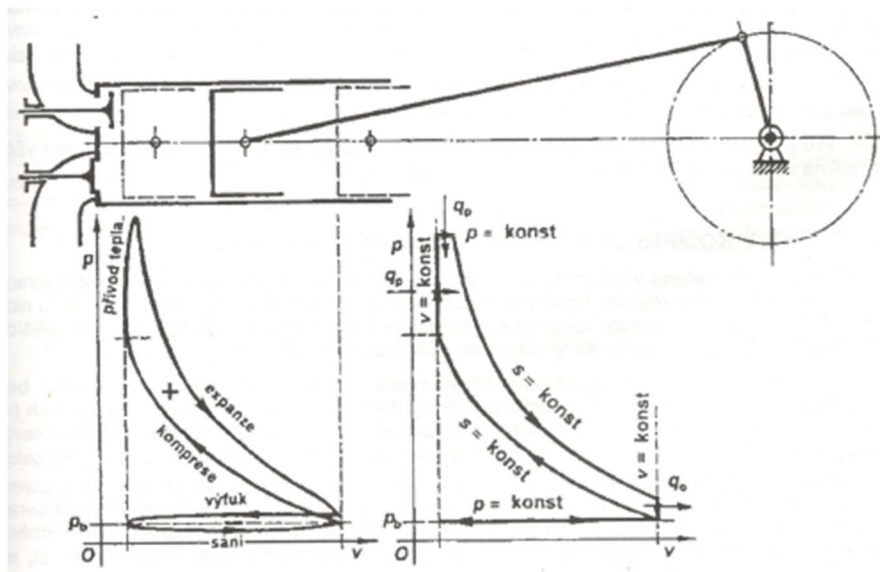
- Expanze

V průběhu expanze dochází k vyhoření paliva. Spaliny působí na píst pohybujícího se k dolní úvrati a ten koná užitečnou práci. Před úplným dosažením dolní úvrati pístu se otevře výfukový ventil a spaliny začínají unikat z válce.

- Výfuk

Čtvrtý zdvih válce vytlačuje spaliny z pracovního prostoru pístu otevřeným výfukovým ventilem. Tím je cyklus ukončen a nastává další sání následujícího cyklu. [2][3]

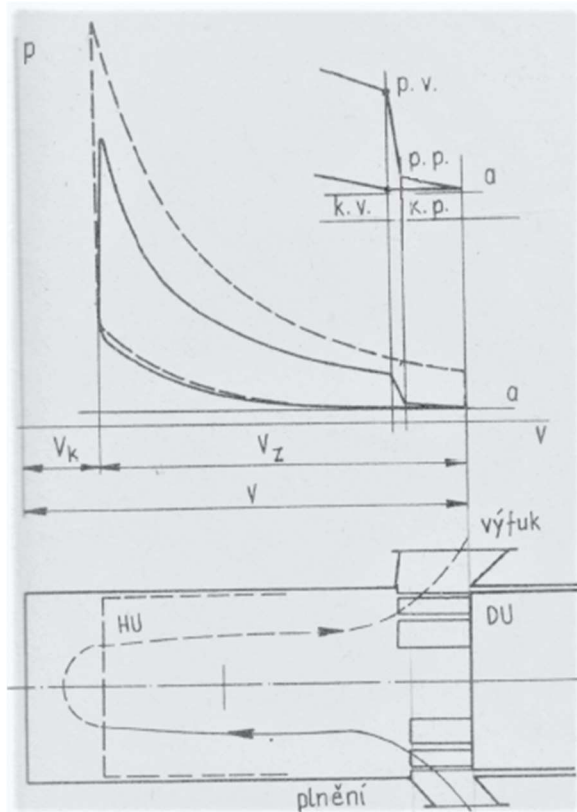
Na obrázku níže je cyklus znázorněn v reálném a teoretickém p-v diagramu.



Obrázek 3: Reálný a teoretický p-v diagram čtyřdobého motoru [4]

3.2.2 Dvoudobý motor

Pracovní cyklus dvoudobých motorů je realizován 2 zdvihy pístu a jednou otáčkou klikové hřídele. Naplnění válce zde probíhá ve velmi krátkém čase, když se píst vyskytuje kolem dolní úvrati. Proto u dvoudobých motorů musí být na vstupu plnicí dmychadlo. Rozvodové orgány mají u těchto motorů velký průřez a jsou realizovány otvory ve válci otvírané a zavírané pístem (jako na obr. 4), pomocí ventilů, nebo šoupátek. V případě použití ventilů se vačkový hřídel otáčí stejnou rychlostí jako klikový hřídel.



Obrázek 4: Schéma naplnění válce a indikátorový diagram dvoudobého motoru [2]

Během dokončování expanzního zdvihu nastává otevření výfukových kanálů, což je v diagramu znázorněno poklesem tlaku u konce expanze za téměř stálého objemu. Díky přebytku tlaku začnou spaliny unikat z prostoru válce. Při dostatečném poklesu tlaku se otevřou plnicí otvory, kterými za pomoci dmychadla proudí do válce čerstvá plnicí směs. Ta nejprve vytlačuje spaliny při stále otevřeném výfukovém kanálu. Tento proces pokračuje i v počátku kompresního zdvihu až do uzavření přívodních i výfukových kanálů. Část čerstvé směsi přitom vždy unikne s výfukovými spalinami. Dále probíhá komprese podobně jako u čtyřdobých motorů. Množství paliva, které nevyhořelé uniklo se spalinami, závisí na tvaru kanálů, velikosti otáček motoru, způsobem plnění apod. [2][3]

3.3 Účinnost

Jako každý stroj i spalovací motory vykazují ztráty při chemické přeměně paliva na mechanickou práci. Tyto ztráty zmenšují využití paliva a tím i účinnost motoru. Celkové ztráty zahrnují ztráty z nedokonalého spalování, tepelné ztráty a mechanické ztráty.

Ztráty při spalování jsou způsobeny nedokonalou přeměnou z chemické energie paliva na teplo. Tyto ztráty jsou způsobovány nejčastěji nízkým obsahem kyslíku, který zaručuje kvalitní hoření. Další příčinou může být pomalé hoření, které je často důsledkem nerovnoměrného rozložení paliva uvnitř spalovacího prostoru.

Tepelné ztráty má za následek nutnost chlazení válce. Vnitřní teplota válce nesmí být vyšší než cca 220 °C, z důvodu přilnavosti mazacího média, potřebného ke snížení opotřebení pístních kroužků a stěny válce.

Na mechanických ztrátách se podílí hned několik složek. Největší složkou jsou třecí ztráty, způsobované především třením mezi pístními kroužky a vnitřní stěnou válce, ale i tření v ložiskách klikového hřídele a celé další rozvodné soustavy. Dále se zde započítávají ztráty hydraulické, které způsobené odporem proudícího vzduchu, paliva a spalin. Také ventilační ztráty dané odporem prostředí u rychle se pohybujících částí, kterými je klikový mechanismus. Do mechanických ztrát je také zapotřebí započítat pohon pomocných zařízení, kterými jsou především čerpadla na palivo, vzduch a mazací olej. [2]

Celková účinnost vznětových motorů je také závislá na jejich velikosti a s tím související velikosti otáček. V optimálním chodu dosahují malé naftové motory používané v osobních automobilech 40 %, velké, středně rychloběžné, motory až 49 % a velké dvoudobé lodní motory s účinností až 53 %. [3]



Obrázek 5: Nejefektivnější čtyřdobý vznětový motor současnosti Wärtsilä 31 pro malé tankery [6]

3.4 Porovnání

3.4.1 Dvoudobý a čtyřdobý motor

Hlavní charakteristický rozdíl je dvojnásobný počet pracovních zdvihů dvoudobého motoru. To má za následek vyšší výkon a s tím související vyšší spotřebu paliva. Přímá úměra, která by v jednoduchosti obecně popisovala závislost počtu zdvihů na měrném výkonu a spotřebě paliva však neexistuje. Otáčky dvoudobého motoru musí být totiž nižší vzhledem ke složitosti výměny náplně válce a také z důvodu vyššího teplotního namáhání. Dále se zde projevuje neefektivní využívání paliva při jiných otáčkách dvoudobých motorů, než pro jaké byl navržen. Při nízkých otáčkách dochází k nadměrnému unikání paliva výfukovými kanály v důsledku dlouhého času před uzavřením pracovního prostoru válce. Při vysokých otáčkách naopak do válce nestihne proudit dostatečné množství paliva a vzniká zde vyšší koncentrace odpadních spalin, čímž dochází k tzv. škrcení. Ztráty výkonu dvoudobého motoru ovlivňuje i pohánění dmyhadla, které přivádí palivo do válce.

Zejména díky nehospodárnosti paliva a malému rozsahu efektivních otáček jsou dvoudobé motor dnes nevhodné jako pohon strojů s proměnnou zátěží, jakými jsou například automobily. Své využití nachází v lodním průmyslu, kde se používají jako pohon nákladních lodí pro přepravu na velké vzdálenosti. Zde se kladně odráží jejich vyšší výkon a snadněji se dodržují optimální otáčky motoru. [2] [3]



Obrázek 6: Největší dvoudobý motor na světě společnosti Wärtsilä navržený pro kontejnerové zaoceánské lodě [7]

3.4.2 Spalovací motor a jiné tepelné stroje

Dnešními srovnatelnými tepelnými stroji jsou především spalovací a parní turbíny. Idealizovaný oběh spalovací turbíny má vysokou tepelnou účinnost. Tento oběh je však nerealizovatelný z důvodu potřeby vysokých teplot okolo 2000 K. Účinnost reálného oběhu spalovací turbíny se pohybuje mezi 25-35 %. Parní turbína je motor s vnějším spalováním. K realizaci oběhu je tudíž nutné použít objemné výměníky tepla, kotle a přehříváče páry. Při použití kvalitních materiálů ve velkých turbínových jednotkách se potom účinnost pohybuje kolem 40 %.

Výhody spalovacích motorů: vysoká účinnost (i u malých motorů), kompaktnost zařízení (malé rozměry, nízká hmotnost), možnost okamžitého spuštění (bez potřeby dlouhého nahřívání), možnost provedení pro spalování různých paliv

Nevýhody spalovacích motorů: nutnost spouštět cizím zdrojem energie, průběh točivého momentu (který je nejvyšší při relativně vysokých otáčkách a z toho důvodu je zapotřebí převodové zařízení s měnitelným převodem), hlučnost chodu, chvění, nutnost velkého počtu válců pro dosažení velkého výkonu. [2] [3]

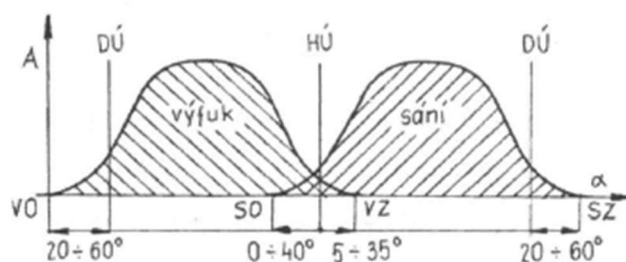
4 Rozvodová ústrojí

K realizaci výměny paliva ve válci je zapotřebí mechanismu, které zajistí včasný přívod vzduchu (směsi vzduchu a paliva) do spalovacího prostoru a odvod spalin. Vzhledem k velkým rozdílům konstrukčního provedení dvoudobých a čtyřdobých motorů se jejich rozvody samozřejmě liší. Zatímco u čtyřdobých motorů jsou na výměnu náplně dva zdvihy pístu (sání a výfuk), u dvoudobých výměna probíhá během jednoho zdvihu. U obou typů se používají rozvodové orgány, kterými jsou ventily, nebo šoupátka. Hlavní výhodou ventilů oproti šoupátkům je jejich těsnost, která také ve většině případů rozhoduje kladně k jejich volbě použití. [3]

4.1 Čtyřdobé motory

Rozvodovými orgány jsou dnes u čtyřdobých motorů ventily. Jejich hlavní komplikací je zajištění teoreticky nulové počáteční a koncové rychlosti, která je důležitá pro co nejmenší opotřebení dosedací plochy mezi ventilem a sedlem. V minulosti se využívala i šoupátka, která ovšem při vyšších tlacích vykazovala špatné těsnicí vlastnosti a rychlé opotřebení.

Konečné časování otevírání a zavírání ventilů je proto částečně s předstihem, resp. opožděné oproti přesnému momentu, kdy se píst nachází v horní (HÚ), nebo dolní (DÚ) úvrati. Tuto závislost nejlépe popisují diagramy časového průřezu rozvodových ventilů.

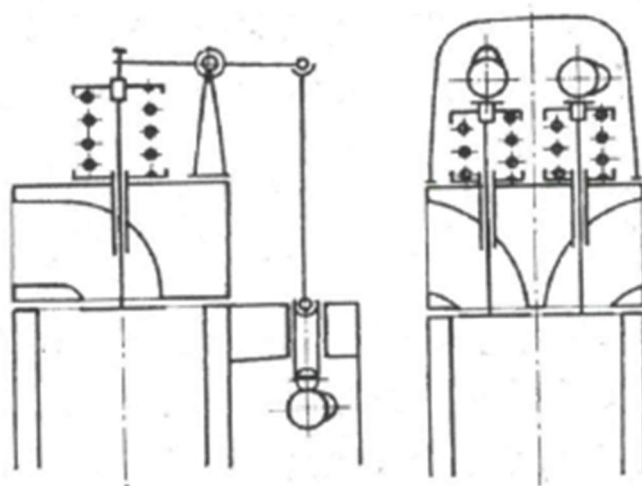


Obrázek 7: Časový průřez ventilů čtyřdobého motoru [3]

Prostor, kde jsou uloženy sací a výfukové ventily a jim příslušné sací a ventilové kanály se nazývá hlava motoru. U běžných automobilových motorů se nejvíce používá jeden sací a jeden výfukový ventil. Kromě tohoto uspořádání se běžně používá i čtyř ventilové ústrojí u přeplňovaných, nebo velkých motorů.

Otevírání ventilů zajišťují vačky na vačkovém hřídeli, který je poháněn od klikového hřídele pomocí ozubených kol, řetězem, nebo ozubeným řemenem. Zavírání je realizováno stlačenou pružinou. U čtyřdobých motorů jsou otáčky vačkového hřídele poloviční, oproti klikovému hřídeli.

Rozvodové ústrojí je nejčastěji realizováno pomocí dvou vačkových hřídelí v hlavě válce (rozvod DOHC), nebo jeho mírně zjednodušená verze s jedním vačkovým hřídelem (OHC). Méně používaným řešením je s ventily v hlavě válce a vačkovým hřídelem v boku motoru (OHV) viz obrázek 8. Dnes již historickým konstrukčním řešením je rozvodové ústrojí s ventilem na boku válce (rozvod SV). [3]



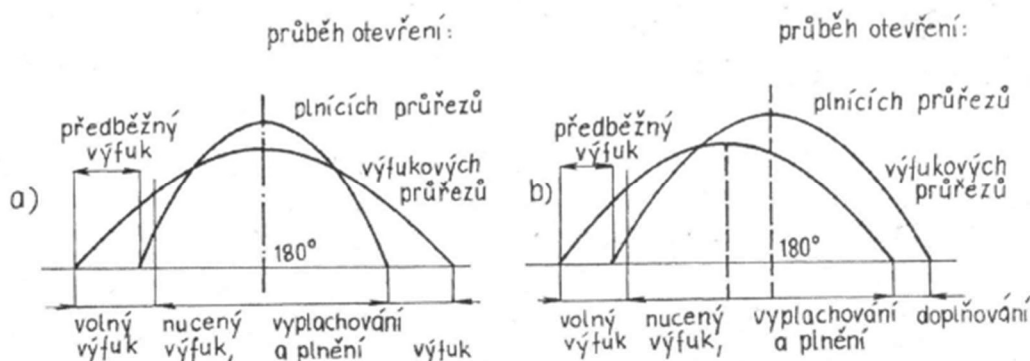
Obrázek 8: Rozvod OHV (vlevo) a DOHC (vpravo) [3]

4.2 Dvoudobé motory

Rozvodové ústrojí u dvoudobých motorů můžeme rozdělit do dvou skupin, podle druhu rozvodového orgánu, kterým je:

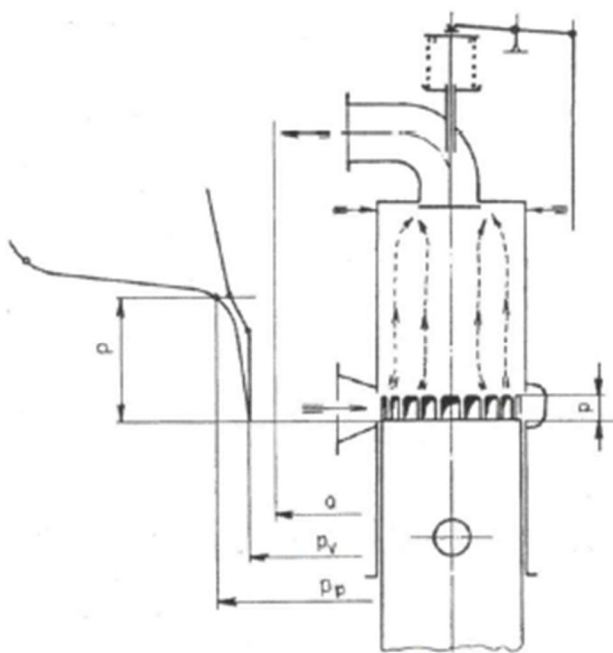
- a) Pouze píst motoru
- b) Píst a ventil (popř. šoupátko)

Varianta *a* je konstrukčně jednodušší, ovšem toto symetrické řešení neumožňuje dosažení maximálního plnicího tlaku. V druhém případě lze dosáhnout dokonalejší výměny náplně ve válci, ovšem toto řešení je velmi složité. Pro výměnu náplně válce se dnes nejčastěji používá vyplachování v kombinaci s přeplňováním, realizované pomocí turbodmyhadla.



Obrázek 9: Digram symetrického a nesymetrického rozvodu dvoudobého motoru [3]

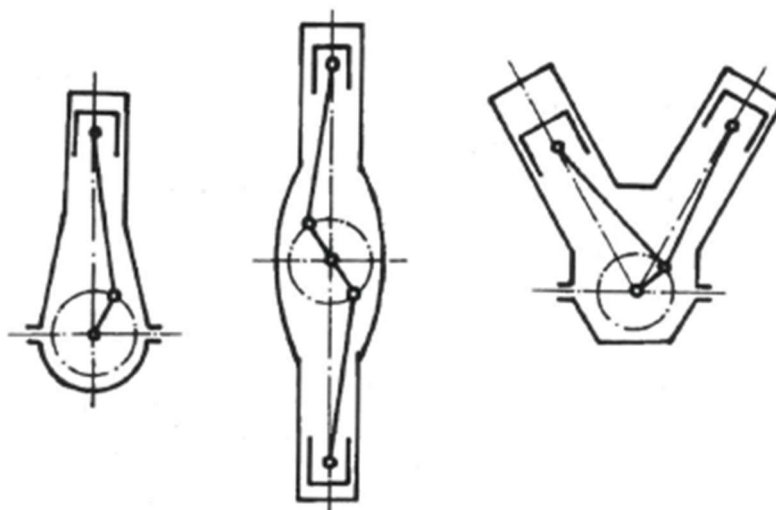
Nejdokonalejším způsobem vyplachování se ukázalo tzv. souproudé vyplachování. Tento způsob vyžaduje dva rozvodové orgány, nejčastěji píst a ventil, nebo také dva šoupátkové písty. Při tomto procesu se dosahuje téměř ideálního vytlačení spalin, nasání nové směsi a minimalizaci úniku směsi se spalinami. Díky dvojnásobným otáčkám však může být ventil nadměrně dynamicky namáhán. Zejména proto se uplatňuje také řešení se dvěma šoupátkovými písty, připadajícími na jeden válec. [3]



Obrázek 10: Schéma souproudého vyplachování [3]

5 Motory s jedním pístem ve válci

Postupný vývoj motorů přinesl do současnosti mnoho konstrukčních řešení. V dalším textu budou uvedeny pouze typičtí zástupci motorů, u kterých na jeden válec připadá jeden píst. Mimo těchto nejpoužívanějších zástupců existuje i skupina motorů s protiběžnými písty v jednom válci a motory s mnoha písty uspořádanými po obvodu.



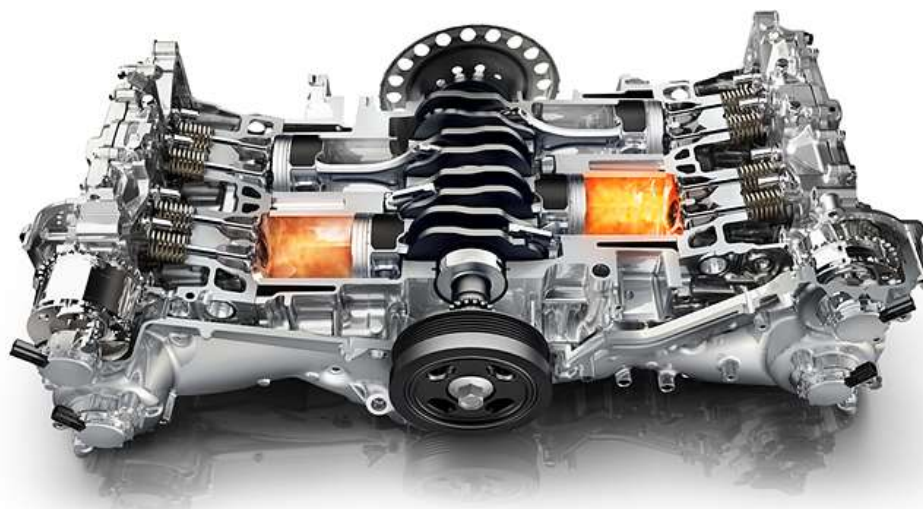
Obrázek 11: Uspořádání válců (zleva: řadový, boxer, vidlicový) [3]

5.1 Řadový

Řadové uspořádání je nejběžněji používané pro osobní automobily. Hlavními výhodami tohoto uspořádání je jednoduchost používaných součástí a velikost zastavěného prostoru. Dále se toto uspořádání vyznačuje relativně jednoduchým vyvažováním. Ovšem používá se nejen pro konvenční automobily s počtem válců nejčastěji čtyři (tři, nebo také šest), ale dnes již také do nákladních vozidel a autobusů, obvykle ve čtyř, nebo šesti válcovém provedení. [3]

5.2 Boxer

Motory typu boxer se obvykle používají pro svou velmi malou zastavěnou výšku v některých sportovních automobilech. Jednotlivé válce mezi sebou zaujímají úhel 180°. Svou výškovou kompaktností tak snižují těžiště automobilu. Navíc se tyto motory vyznačují velmi klidným chodem, který je dán vzájemným rušením vibrací protiběžných pístů. Dnes jsou motory typu boxer používané automobilkami Subaru a Porsche. [8] [3]



Obrázek 12: Subaru boxer diesel [8]

5.3 Typ V

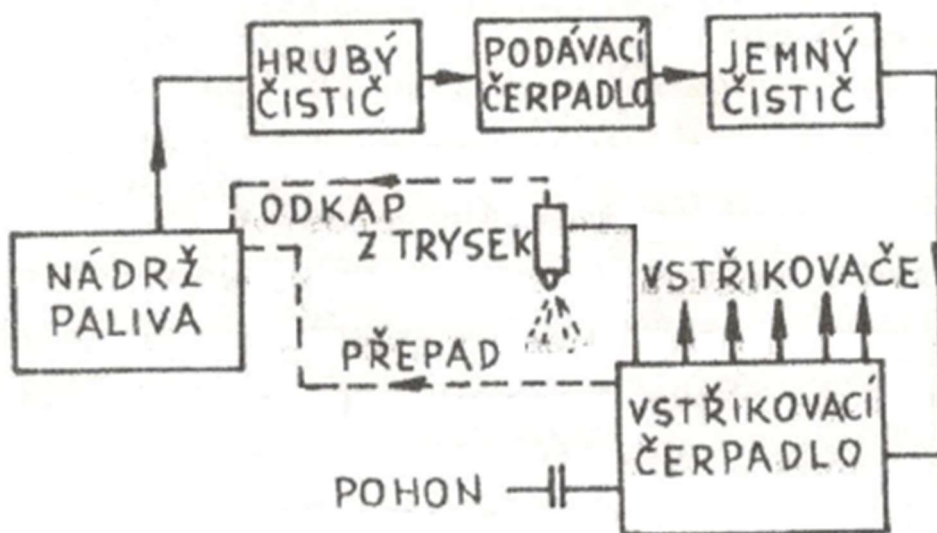
Motory typu V se používají ve většině motorů s větším počtem válců, ať už to jsou automobilové super sporty, motory ve stavebních strojích, nebo lodní motory. Válce mohou mezi sebou svírat úhel od 15-180°, z nichž asi nejčastěji se používají úhly 30°, 45° a 65°. Hlavním důvodem celkové zkrácení délky, oproti řadovým verzím. Značnou nevýhodou je celková složitost a počet vyráběných dílů, nebo soustav. Z nich to jsou především hlavy motorů a rozvodová ústrojí.

6 Palivové ústrojí

Ústrojí pro přívod paliva je navrhováno a přizpůsobováno ideální funkci motoru. U vznětových motorů je při kompresním zdvihu stlačován a zahříván pouze vzduch. Na konci tohoto zdvihu je přivedeno palivo vysokotlakým vstřikováním. Vstřikovací zařízení tak má za úkol:

- Dopravu paliva do pracovního prostoru válce
- Řízení palivové dávky
- Regulace dávky paliva dle aktuálního zatížení
- Časovou synchronizaci vstřiků s otáčkami motoru
- Rozprášení paliva

Běžná palivová soustava se skládá z nízkotlaké a vysokotlaké části. Nízkotlaká část zahrnuje palivovou nádrž, podávací čerpadlo, hrubý a jemný čistič. Tyto segmenty jsou propojené nízkotlakým potrubím. Vysokotlakou část tvoří vstřikovací čerpadlo, které navíc obsahuje regulátor dávky paliva, vstřikovače a jim příslušející vysokotlaké potrubí. Přebytné palivo ze vstřikovacího čerpadla je odváděno zpět do nádrže. [9]



Obrázek 13: Schéma palivové soustavy vznětového motoru [9]

6.1 Vstřikovací čerpadla

Nejpoužívanějším typem vstřikovacích čerpadel jsou pístková čerpadla. Tato čerpadla jsou podobně jako ventily poháněny vačkovým hřídelem.

6.1.1 Typy pístkových vstřikovacích čerpadel

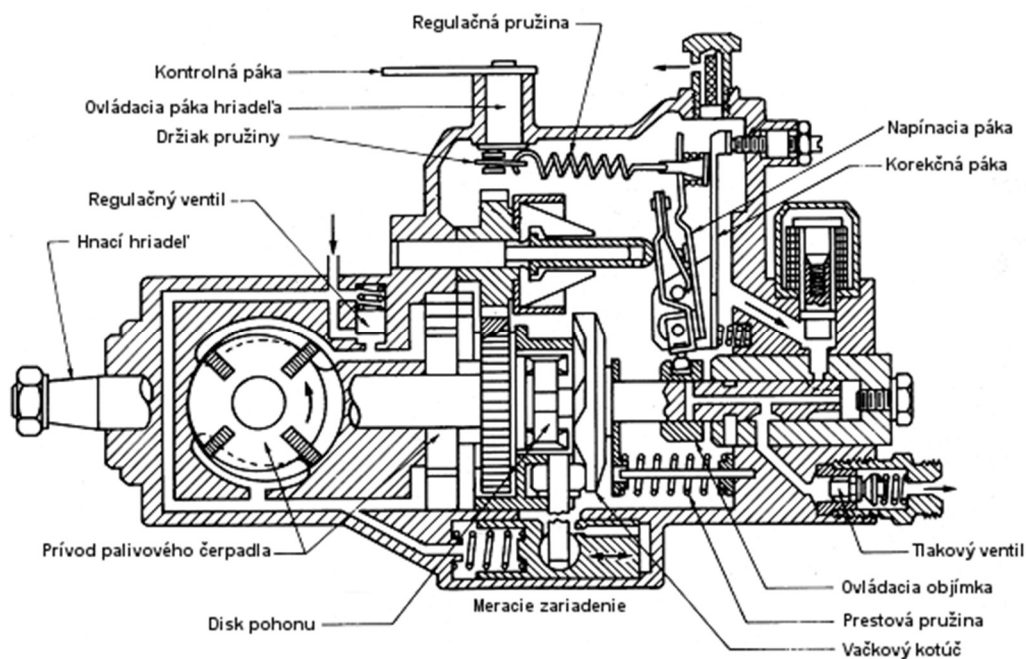
Typickým zástupcem vstřikovacích čerpadel jsou čerpadla s vlastním pohonem. Tento typ čerpadla je charakteristický společnou skříní pro všechny vstřikovací jednotky. Pro každý válec je zde jedna vstřikovací jednotka. Problém, který s sebou přináší kompaktnost tohoto čerpadla je různě potřebná délka vstřikovacího potrubí. Řešením je použití stejně dlouhých potrubí, jako je nejdelší potřebné.

Naproti tomu vstřikovací čerpadla s cizím pohonem jsou konstruována pro každý válec samostatně. Zde odpadá dlouhé vstřikovací potrubí, avšak komplikaci přináší odděleně uložený pohon, zpravidla umístěný v bloku motoru.

Dalším typem čerpadel jsou rotační čerpadla s rozdělovačem paliva (viz. obr. 14). Tyto čerpadla mají jeden pracovní písteček, jehož počet zdvihů poté odpovídá počtům válců v motoru. Dávka paliva je dále řízena polohou regulační objímky.

Co do velikosti maximálního dodávaného tlaku se nejlépe osvědčily sdružené vstřikovací jednotky. Zde nastává sloučení vstřikovacího čerpadla a vstřikovače do jednoho celku, umístěného v hlavě každého válce. Dosahované tlaky se pohybují až do 200 MPa v dynamické špičce.

S rozvojem elektroniky se uplatňují i čerpadla s elektronickým ovládním. Zde se ovládá vstřik elektromagnetickými ventily. Ovládací impulsy elektromagnetu jsou řízeny mikroprocesorem a jsou závislé na parametrech motoru a poloze vačkového hřídele. [9]



Obrázek 14: Rotační čerpadlo s rozdělovačem Bosch VE [10]

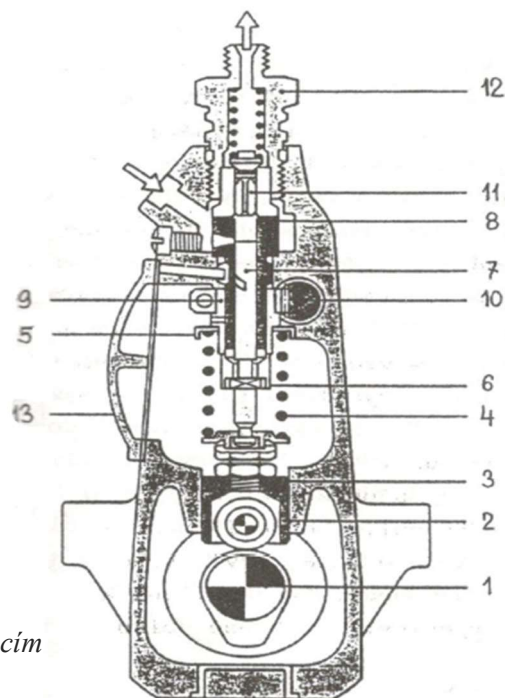
6.1.2 Funkce vstřikovacích čerpadel

6.1.2.1 Pohon

Mechanický pohon vstřikovacích čerpadel je zajištěn zpravidla vačkami. Otáčející se vačka řídí zdvihák pístku vybaveného seřizovacím šroubem pro nastavení zdvihu pístku. Hlavním účelem zdviháku je zachycení bočních složek síly a tím působení zdviháku pouze kolmo na pístek. Zpětný pohyb pístku zajišťuje pístková pružina, která je jednou z nejnamáhanějších součástí čerpadla. Pístek je uložen ve válci s velkou přesností uložení. Válec je obepínán ozubeným segmentem, který je napojen na regulační tyč. Celá soustava je zakončena výtlačným ventilem. [9]

Na obrázku 15 je schéma uspořádání blokového vstřikovacího čerpadla.

1. Vačkový hřídel
2. Zdvihák pístku
3. Seřizovací šroub
4. Pístková pružina
5. Opěrný talíř
6. Unašeč pístku
7. Pístek
8. Válec
9. Ozubený segment
10. Regulační tyč
11. Výtlačný ventil
12. Držák výtlačného ventilu
13. Boční kryt



Obrázek 15: Příčný řez blokovým vstřikovacím čerpadlem [9]

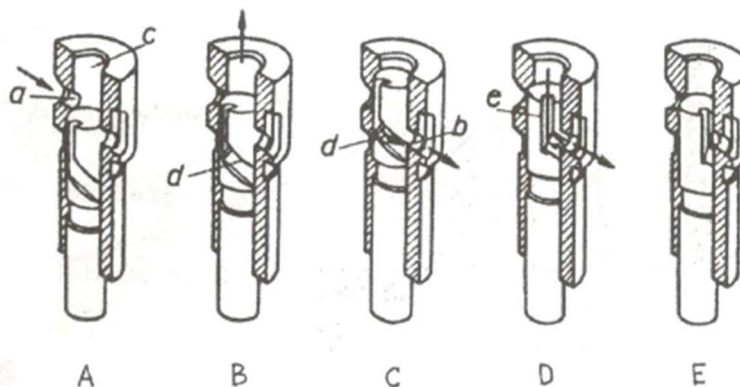
6.1.2.2 Dávka vstřikovaného paliva

Pro optimální množství vstřikovaného paliva v závislosti na zátěži motoru je zapotřebí regulace. Způsob regulace vstřikované dávky se nejčastěji realizuje přepouštěním paliva přes regulační hranu.

Pístek koná sací a kompresní zdvih v závislosti na poloze vačkového hřídele. Jelikož celkový zdvih pístku je neměnný, je zde konstrukčně zajištěn regulovatelný činný zdvih pístku, který je regulován natočením pístku. Principem regulace je přepouštění části nasátého paliva kanálem zpět do palivové nádrže. Dříve se používalo přepouštění pouze do sacího otvoru pístku, čímž byl pístek nadměrně tepelně namáhán, jelikož komprese paliva je spojena se zvýšením jeho teploty. Pístek je opatřen regulační hranou a svislou drážkou. Regulační šroubovitá hrana, podle natočení pístku, v určitém okamžiku kompresního zdvihu propojí činný prostor čerpadla nad pístkem se sáním, čímž se ukončí kompresní dodávka paliva. (obr. 16)

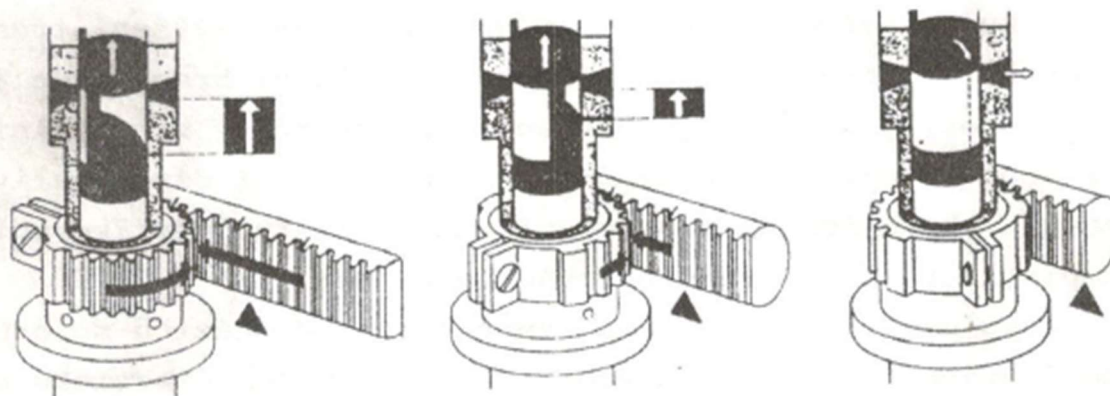
Natočením pístku tak, aby svislá drážka propojila činný a přepouštěcí prostor, přestane docházet k výtlačku paliva. V této poloze je zajištěn nulový přísun paliva do válců. (obr. 16)

- A. Sací kanál
- B. Přepouštěcí kanál
- C. Válec
- D. Regulační hrana pístku
- E. Nulová drážka



Obrázek 16: Natáčení pístku ve válci [9]

Realizace natáčení pístku je zajištěna ozubenou regulační tyčí. Poloha regulační tyče je řízena polohou plynového pedálu přes pomocný regulátor. Tyč zabírá s ozubeným segmentem umístěným na válci pístku, čímž dochází k natáčení pístku ve válci. (obr. 17) [9]



Obrázek 17: Natáčení pístku pomocí regulační tyče [9]

6.2 Přídavná zařízení

6.2.1 Regulátor

K dosažení hladkého a stabilního chodu vznětových motorů je však zapotřebí zvýšená regulace dodávek paliva v závislosti na velikosti zátěže motoru. Nerovnoměrnost chodu je způsobena různou změnou pasivních odporů v poměru ke změně otáček. Regulátory můžeme rozdělit do dvou hlavních skupin na omezovací a výkonnostní.

- Regulátory omezovací

Tyto regulátory se používají u běžných motorů osobních automobilů. Jejich funkcí je regulace nejnižších otáček nezátíženého motoru (regulace volnoběhu) a zároveň zamezují překročení maximálních otáček. V provozním režimu (mezi volnoběhem a maximálními otáčkami) je regulační tyč řízena pouze polohou plynového pedálu řízeného obsluhou. Navíc zpravidla umí zvýšit dávku paliva pro start motoru.

- Regulátory výkonnostní

Výkonnostní regulátory umožňují řízení motorů dle zatěžovací charakteristiky. Obsluha zde nastavuje požadované otáčky motoru, ale regulační tyč je řízena vždy regulátorem s ohledem na plynulou změnu dodávky paliva. Používají se zejména u strojů s požadavkem na přesné dodržení nastavení otáček motoru (trakční vozidla, elektrocentrály, stavební stroje...). [9]

6.2.2 Žhavicí svíčka

Žhavicí svíčka je jednou z pomocných prostředků pro zajištění startu studeného motoru. Při startu se spalovací prostor vyznačuje nízkými teplotami a tím ochlazuje nasátou směs paliva a znesnadňuje jeho hoření. Svíčka je zpravidla umístěna v přívodu vzduchu a je napájena externím zdrojem (autobaterií). Její konstrukce je založena na odporovém tělísku, které ohřívá okolní vzduch a ten následně vstupuje do válce. [9]

7 Vzorový motor

Jako vzorový motor, dle kterého budu volit základní vstupní parametry, jsem zvolil z automobilu KIA Sportage 2.0 CRDi 16V.



Obrázek 18: Vzorový motor společnosti KIA 2.0 CRDi 16 V [11]

Technické údaje:

- Typ motoru: Řadový čtyřválec
- Zdvihový objem: 1995 cm³
- Rozvod: DOHC
- Počet ventilů na válec: 4
- Maximální výkon: 100/2750-4000 KW/ot/min.
- Kompresní poměr: 16,0 : 1
- Vrtání x zdvih: 84,0 x 90,0 mm

8 Výpočtová část

Většina koeficientů je volena na základě doporučených hodnot ze zdroje [13], některé jsem dostal zadané od vedoucího práce, stejně jako styl výpočtů. Pro určení maximálního tlaku ve válci jsem čerpal ze zdroje [12]. Některé koeficienty jsou dopočítány z pevnostního dimenzování součástek.

8.1 Maximální tlak ve válci

Pro navrhování součástí motoru je nezbytné znát hodnoty maximálního zatížení. K určení těchto hodnot musíme znát maximální tlak ve válci. Při výpočtu se vychází z ideálního p-v diagramu, který je uveden na obr. 2. Pro parametrické navrhování v této bakalářské práci výpočet maximálního tlaku zjednoduším na základě volby empirického koeficientu, který jsem spolu s použitými rovnicemi pro tuto kapitolu našel v [12] str. 46-60. Koeficient je zde uveden v rozmezí 1,2-2,4. Pro tuto práci volím koeficient 1,6.

Vstupní hodnoty:

p_1	0,1 MPa
ϵ	16:1
V_z	489,76 cm ³
K	1,4
Θ	1,6

Výpočet tlaku po kompresi se určí ze vztahu:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k$$

Kde:

$$V_2 = V_k \quad V_1 = V_k + V_z$$

Po dosazení:

$$p_2 = \frac{p_1 (V_k + V_z)^k}{V_k^k}$$

Musíme dopočítat ještě V_k ze vztahu:

$$V_k = \frac{V_z}{\epsilon - 1} = 33,25 \text{ cm}^3$$

Tlak na konci hoření:

$$p_3 = p_2 \Theta$$

Pro zadané hodnoty vyšlo:

$$p_3 = p_{max} = 7,7 \text{ MPa}$$

8.2 Píst

Pro správnou funkci pístu je nutné zvolit optimální vůli mezi stěnou válce a stěnou pístu. Tato vůle se s vzrůstající teplotou po startu motoru snižuje a je volena tak, aby nedošlo k přímému kontaktu pístu a stěny válce a zároveň s ohledem na co nejmenší tlakové ztráty. Pro materiály Al-slitin je doporučený vztah pro vůli v horním okraji pístu:

$$\Delta = (0,006 \div 0,01)D$$

Zde volím poměr 0,007, díky kterému získávám průměr pístu, od kterého volím další rozměrové koeficienty.



Obrázek 19: Písty značky Mercedes-Benz, hliníkový píst (vlevo), ocelový (vpravo) [15]

8.2.1 Kontrola pístu

Píst je při chodu motoru namáhán silou od maximálního tlaku spalin, setrvačnými silami, tepelným namáháním, vnitřním pnutím a dalšími silami. Prakticky se uvažují pouze síly od tlaku spalin a setrvačné síly. Zbylé faktory jsou zohledněny dovoleným napětím.

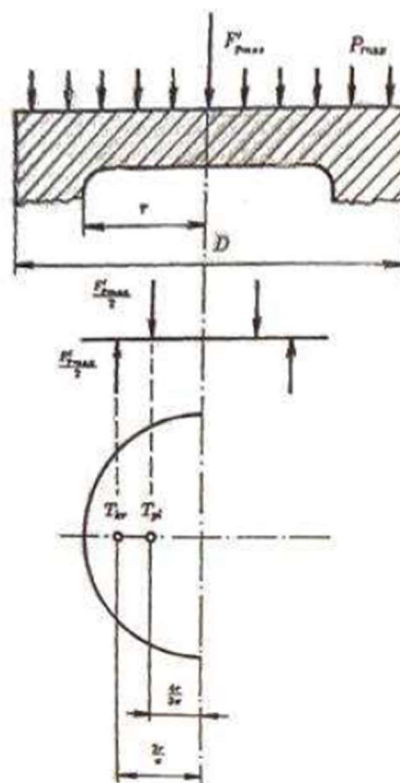
Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o parametrický návrh zde bude proveden pouze výpočet na ohybové namáhání na dno pístu dle obr.20.

Vstupní hodnoty:

r	28,4 mm
p_{max}	7,7 MPa
δ	8,3 mm

Postup výpočtu:

Pro výpočet se uvažuje dno pístu jako tenká kruhová deska, která je podepřena pro malé tloušťky dna pístu a vetknutá pro velké tloušťky. Vzhledem k tomu, že jsem pro tloušťku dna volil velký doporučený koeficient, budu ve výpočtu uvažovat desku vetknutou. Zároveň díky profilu pro vstřík paliva je dno pístu uvažováno jako dno s žebry.



Obrázek 20: Schéma pro výpočet dna pístu [16]

Maximální síla na desku se vypočte ze vztahu:

$$F'_{pmax} = \pi r^2 p_{max}$$

Od této síly je maximální ohybový moment:

$$M_{omax} = \frac{r F'_{pmax}}{3\pi}$$

A po dosazení za F_{pmax} :

$$M_{omax} = \frac{r^3 p_{max}}{3}$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{3} r \delta^2$$

Ohybové napětí obecně:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} = p_{max} \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

Ohybové napětí pro vetknutou desku:

$$\sigma_o = 0,25 p_{max} \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

Výsledná hodnota napětí:

$$\sigma_o \cong 284 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

Materiál	$\sigma_o [\text{N} \cdot \text{m}^{-2}]$	
	Dno bez žebor	Dno s nízkými žebry
Al-slitiny	200 až $250 \cdot 10^5$	400 až $500 \cdot 10^5$
Litina	400 až $500 \cdot 10^5$	800 až $1000 \cdot 10^5$

Tabulka 1: Příпустné ohybové napětí na dno pístu

Závěr:

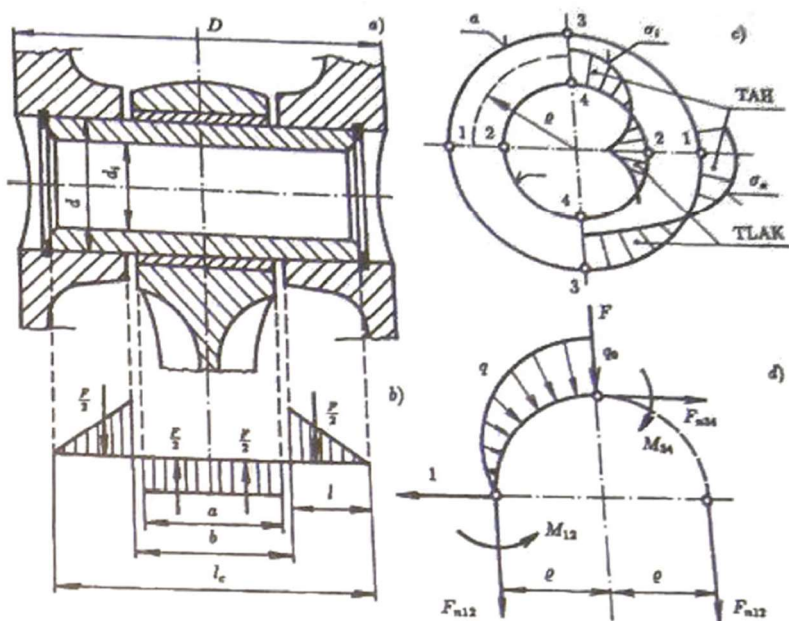
Z tabulky je patrné, že při splnění předpokladů uvedených v postupu výpočtu, můžeme jako materiál pístu volit Al-slitinu, kterou jsem předpokládal při výpočtu minimální vůle pístu ve válci.

8.3 Pístní čep

U pístního čepu stanovím koeficient jeho vnitřního průměru z pevnostních výpočtů vzhledem k maximálním dovoleným tlakům. Velký průměr pístního čepu je stanoven voleným koeficientem dle zdroje [13] a délka čepu je stanovena geometrií pístu s ohledem na umístění pojistných kroužků. Rozložení zatížení na pístním čepu je dle obr. 21.

Vstupní hodnoty:

n	4000 ot/min
p_{max}	7,7 MPa
p_0	35,5 MPa
k	1,3
D	84 mm
m_p	0,641 Kg
m_{pk}	0,076 Kg
m_s	0,005Kg
r_1	45 mm
l	147 mm
a	24,3 mm
d	28,2 mm



Obrázek 21: Schéma rozložení zatížení pístního čepu [16]

Postup výpočtu:

Zajímá nás tlak mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice, který lze vypočítat ze vztahu:

$$p_0 = \frac{F_{p\ max} - F'_{sp}}{ad}$$

Sílu od tlaku plynů určím ze vztahu:

$$F_{p\ max} = \frac{\pi D^2}{4} p_{max}$$

Pro tento vztah jsou známy všechny hodnoty. Setrvačná síla je vyjádřena vztahem:

$$F'_{sp} = m_{F'sp} r_1 \omega^2 (1 + \lambda_0)$$

Kde:

$$\lambda_0 = \frac{r_1}{l}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$m_{F'sp} = m_p + m_{p\check{c}} + m_{pK} + m_s$$

Vše dosadíme do původní rovnice:

$$p_{0k} = \frac{(m_P + m_{P\check{c}} + m_{PK} + m_S)r \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2 \left(1 + \frac{r_1}{l}\right) - \frac{\pi D^2}{4} p_{max}}{ad}$$

Po úpravě a dosazení vyjde požadovaná hmotnost pístního čepu:

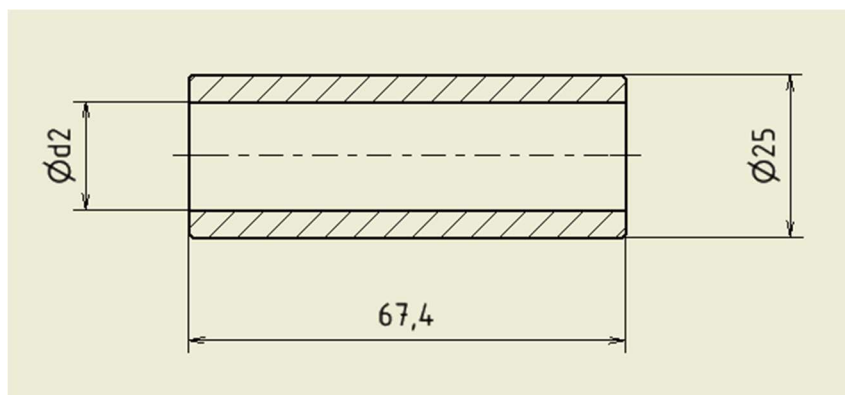
$$m_{P\check{c}} = 0,14 \text{ Kg}$$

Vstupní hodnoty pro vyjádření koeficientu pístního čepu:

$$\rho = 7730 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_{P\check{c}} = 0,14 \text{ Kg}$$

Rozměry $d = 25 \text{ mm}$, d_2 a $l_{\check{c}} = 67,4 \text{ mm}$ dle obr. 22



Obrázek 22: Schéma rozměrů pístního čepu pro vrtání 84 mm

Postup výpočtu:

$$m_{P\check{c}} = V_{P\check{c}} \rho$$

Kde:

$$V_{P\check{c}} = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) l_{\check{c}}$$

A po dosazení:

$$m_{P\check{c}} = \left(\frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}\right) l_{\check{c}} \rho$$

Po vyjádření a dosazení vychází malý průměr pístního čepu:

$$d_2 = 16,8 \text{ mm}$$

Určení koeficientu:

$$K_{P\check{c}} = \frac{d}{d_2}$$

Výsledný koeficient pro navržený vnitřní průměr pístního čepu:

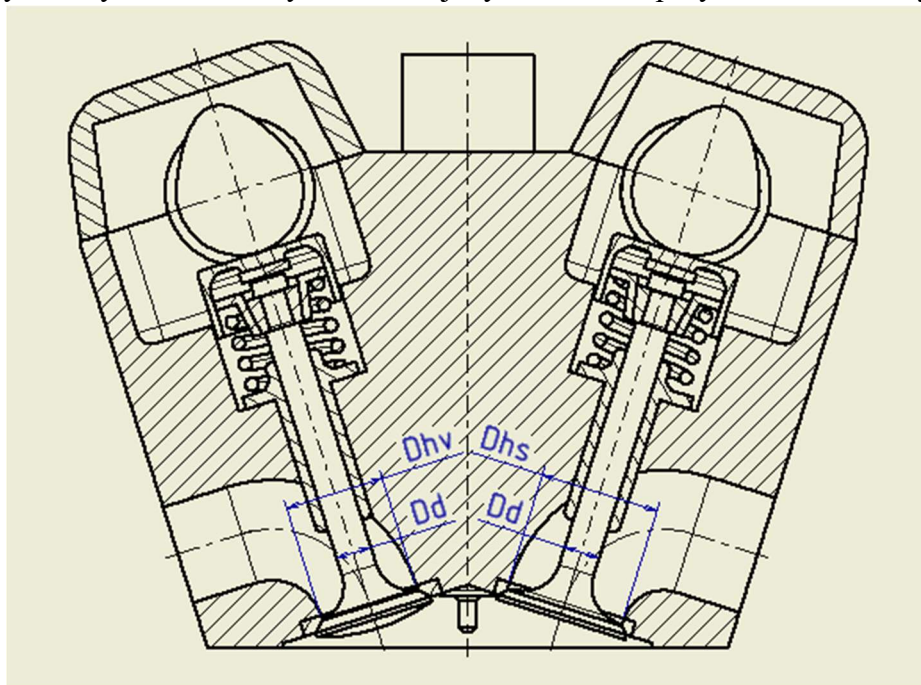
$$K_{P\check{C}} = 1,49$$

8.4 Kontrola proudění v sacím a výfukovém kanálu

Rychlost proudění vzduchu sacím kanálem se u vznětových motorů pohybuje maximálně mezi 60-80 m/s. Při vyšších rychlostech se rychle zvětšují hydraulické odpory a tím se zmenšuje stupeň plnění.

Vstupní hodnoty:

Dd	7,6 mm
Dhs	25,2 mm
Dhv	21 mm
D	84 mm
n	4000 ot/min
Z	90 mm
i	2



Obrázek 23: Znáznornění rozměrů rozvodové soustavy (z parametrického modelu)

Postup výpočtu:

Velikost rychlosti v hrdle sacího ventilu:

$$v_1 = \frac{V}{S_h}$$

Kde objem plynů, který projde hrdlem ventilu:

$$V = \frac{S_p v}{i}$$

Dále plochu pístu dopočítám ze základních rozměrů:

$$S_p = \frac{\pi D^2}{4}$$

Střední rychlost pístu bude nejvyšší při maximálních otáčkách motoru:

$$v = \frac{2Zn}{60}$$

A průtočná plocha v hrdle kanálu je rovna:

$$S_h = \frac{\pi}{4} (D_{hs}^2 - D_d^2)$$

Po dosazení všech veličin do původní rovnice vyjde vzorec pro rychlost v sacím kanálu ve tvaru:

$$v_1 = \frac{D^2 2Zn}{60i(D_{hs}^2 - D_d^2)}$$

Rychlost proudění v hrdle sacího kanálu po dosazení vstupních hodnot:

$$v_1 = 73,3 \text{ m/s}$$

Stejný typ rovnice použijeme pro výpočet rychlosti v hrdle výfukového ventilu. Do rovnice pouze dosadím příslušný průměr hrdla výfukového ventilu:

$$v_2 = \frac{D^2 2Zn}{60i(D_{hv}^2 - D_d^2)}$$

Kde po dosazení vychází:

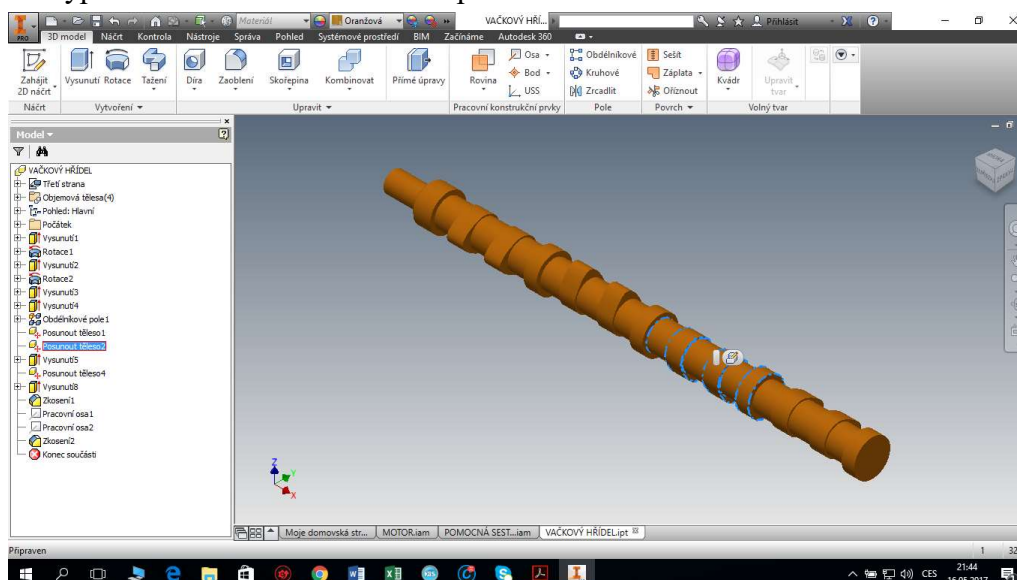
$$v_2 = 110,5 \text{ m/s}$$

Rychlost plynů v hrdle výfukového ventilu může nabývat vyšších hodnot, jelikož narůstající protitlak má jen malý vliv na střední užitečný tlak ve válci.

9 Použitý software

9.1 Autodesk Inventor Professional 2015

Program Autodesk Inventor Professional je nejrozšířenějším výukovým 3-D CAD programem. Jeho základními funkcemi je tvorba 3-D modelů, tváření výkresové dokumentace, pevnostní simulace a analýzy, vytváření simulací. V této práci jsem využil tento program k vytvoření parametrického modelu, ze kterého jsem následně vytvořil animaci. Zároveň jsem v tomto programu udělal některé základní obrázky typu výkresu pro znázornění počítaných veličin ve výpočtové části této bakalářské práce.



Obrázek 24: Prostředí programu Autodesk Inventor Professional 2015

9.2 Microsoft Excel

Tento program je základním programem pro tvorbu tabulek a grafů a asi není zapotřebí ho dále představovat. V programu Microsoft Excel je vytvořen soubor pro výpočet dílčích rozměrů jednotlivých komponent motoru.

Označení parametru	Hodnota	Celý název parametru
PÍST		
DP	83,4	průměr pístu
LP	65,5	celková délka pístu
DPC	25,0	průměr pístního čepu
LPCP	41,7	vzdálenost osy čepu od horní roviny pístu
TLS	13,3	tloušťka stěny horní části pístu
MCO	30,2	mísera pro oko ojnice
TLSD	8,3	minimální tloušťka dna pístu
PÍSTNÍ KROUŽKY		
VDPK	76,0	vnitřní průměr pístního kroužku
ndv	84,7	vnější průměr pístního kroužku

Obrázek 25: Prostředí programu Microsoft Excel

10 Postup práce při tvorbě modelu

10.1 Vytváření modelu

Nejprve jsem zjistil podrobnější podobu daného dílu, kterou jsem následně s ohledem na zjednodušení pro použití na parametrický model upravil. Po návrhu tvaru dílu, jsem z literatury, či z již navržených součástí stanovil parametry pro příslušný díl.



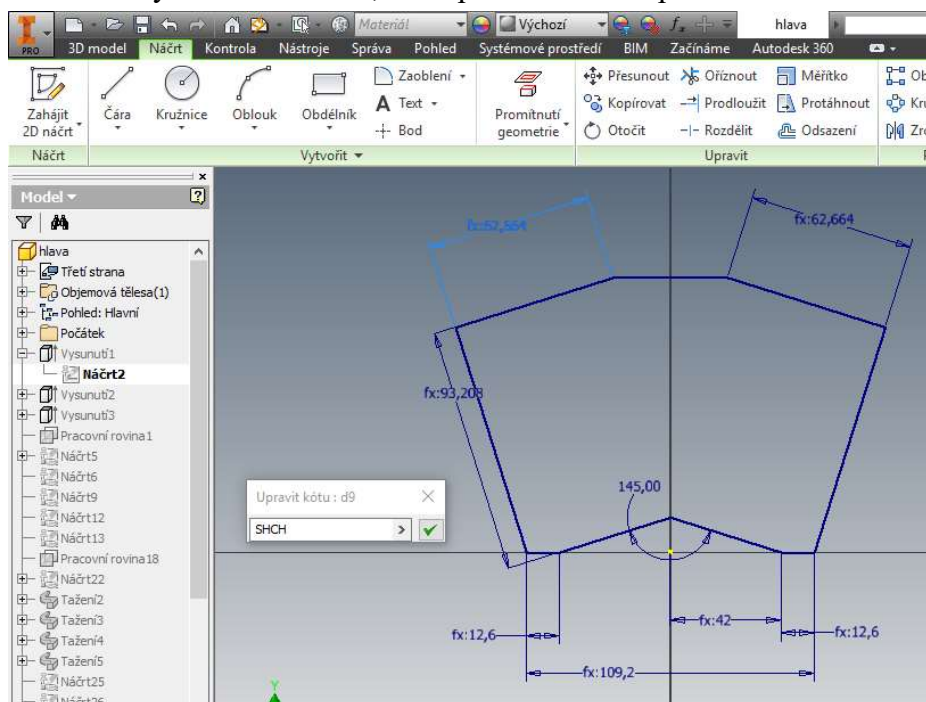
Obrázek 26: Celý postup tvorby modelu

Pomocí navržených parametrů jsem v Excelu spočítal jednotlivé rozměry dané součásti a přiřadil jim zkratku a název.

	A	B	D	E
70	DVOK	92,4	vzdálenost dna válce od osy klikového hřídele	
71	DHC	52,1	průměr hlavního klikového čepu	
72	SPHC	26,0	šířka podpěry hlavního klikového čepu	
73	VPHC	6,5	výška podpěry hlavního klikového čepu	
74	SACÍ VENTIL			
75	DDS	7,6	průměr dříku ventilu	
76	DHS	25,2	průměr ventilu v hrdle	
77	D1S	28,2	průměr hlavy ventilu	
78	LVS	75,6	délka ventilu	
79	THS	1,0	tloušťka hlavy	
80	VDS	7,6	výška dříku	
81	DVS	5,3	průměr dříku	
82	LDS	3,8	vzdálenost dříku od konce ventilu	
83	RS	7,6	poloměr přechodu mezi kuzelem a dříkem	
84	VÝFUKOVÝ VENTIL			

Obrázek 27: Výpočet rozměrů součástí

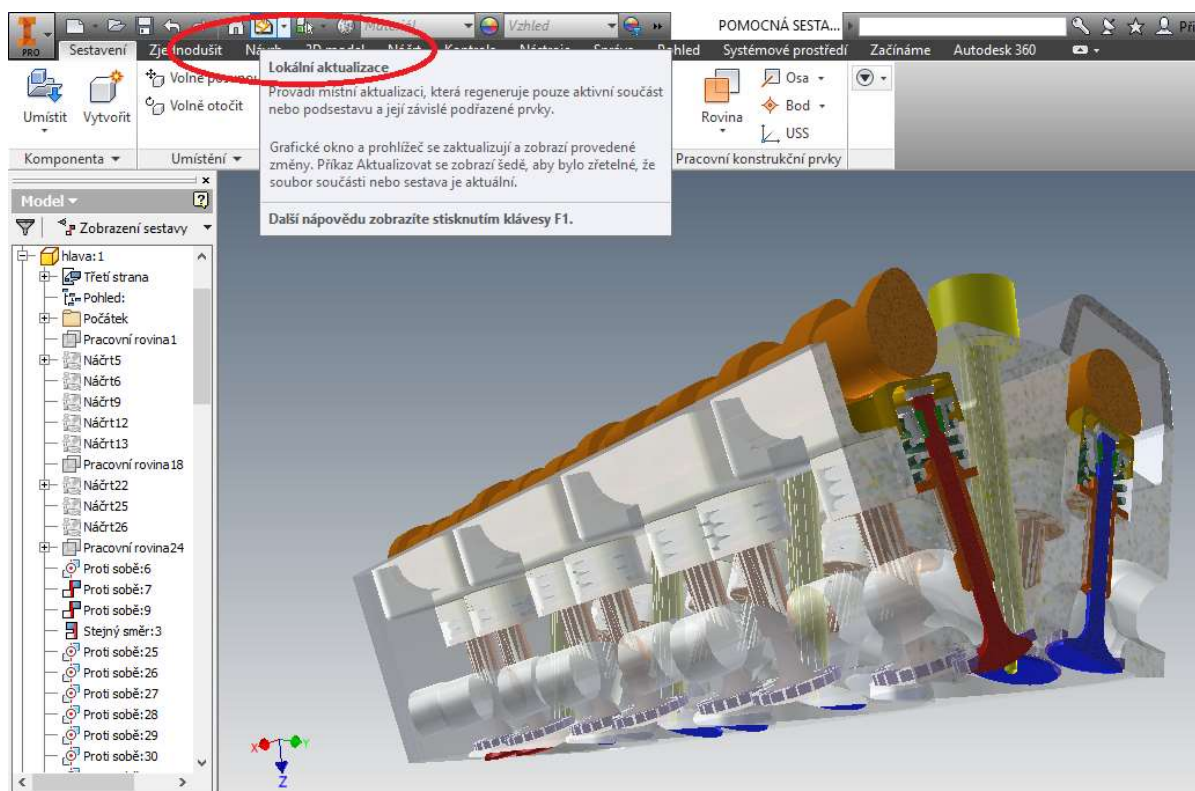
Následně jsem hodnoty z Excelu pro danou součást připojit ke vznikajícímu modelu. Zde jsem je pomocí zkratky zadal do náčrtu, nebo použil k určení prostorového rozměru.



Obrázek 28: Zadávání parametrů do Inventoru

10.2 Změny modelu

Hotový parametrický model, kde každá součást má svůj odkaz na příslušné buňky v Excelu, je následně snadno měnitelný jak komplexně, tak po jednotlivých součástech. Změna celého modelu, je možná změnou dvěma základními parametry v úvodu tabulky, kterými jsou vrtání a zdvih. Samozřejmě je po seznámení s návazností parametrů možné měnit i jednotlivé parametry součástí. Po uložení pozměněné tabulky, už stačí pouze aktualizovat hotový model v Inventoru.



Obrázek 29: Aktualizace 3D modelu parametrického motoru

11 Závěr

V části rešerše byly zmíněny základní principy fungování a některé možné konstrukční řešení vznětového motoru. Zároveň zde byly uvedeny části ústrojí pro rozvod paliva a jejich princip. Tato část neměla za cíl vystihnout podrobnosti celkové skladby motoru, ale spíše poskytnout čtenáři principiální úvod do problematiky.

Pro návrh modelu byl vybrán vzorový motor, podle kterého byly zvoleny základní vstupní parametry. Parametry jednotlivých dílů byly voleny dle seznamu uvedené literatury, nebo byly zadány vedoucím práce. Ze získaných parametrů byl vytvořen výpočtový soubor, ve kterém se dle zvolených vstupních parametrů mění rozměry všech jednotlivých součástí sestavy motoru. Ke každé součásti byly tedy připojeny odpovídající parametry a následně byla vymodelována 3-D. Všechny díly byla nakonec poskládány do sestavy konečného a plně parametrizovaného modelu.

Ve výpočtové části jsou uvedeny některé základní výpočty dimenzování a kontroly součástek. Dále je zde pomocí koeficientu spočítán i maximální tlak ve válci a také jsou zde pro kontrolu spočítány maximální rychlosti v sacím a výfukovém kanálu rozvodového ústrojí.

12 Seznam použitých zkratk a symbolů

ZKRATKA	JEDNOTKA	NÁZEV
a	[mm]	délka pouzdra oka ojnice
d	[mm]	vnější průměr pístního čepu
D	[mm]	vrtání
Dd	[mm]	průměr dřívku ventilu
Dhs	[mm]	průměr hrdla sacího ventilu
Dhv	[mm]	průměr hrdla výfukového ventilu
d ₂	[mm]	vnitřní průměr pístního čepu
F _{pmax}	[N]	síla od maximálního tlaku plynů
F' _{pmax}	[N]	síla od tlaku plynů působící na desku pístu
F' _{sp}	[N]	setrvačná síla posuvných hmot pístové skupiny
i	[-]	počet ventilů na válec jednoho druhu
k	[-]	bezpečnost
K _{pč}	[-]	koeficient pístního čepu
l	[mm]	osová délka ojnice
l _č	[mm]	délka pístního čepu
m _p	[kg]	hmotnost pístu
m _{pč}	[kg]	hmotnost pístního čepu
m _{pk}	[kg]	hmotnost pístních kroužků
m _s	[kg]	hmotnost pojistných kroužků
m _{F' _{sp}}	[kg]	hmotnost pístové skupiny
M _{omax}	[Nm]	maximální ohybový moment
n	[ot/min]	maximální otáčky motoru
p ₀	[MPa]	měrný tlak mezi pístním čepem a okem ojnice
p ₁	[MPa]	barometrický tlak
p ₂	[MPa]	tlak po kompresi
p ₃	[MPa]	tlak na konci hoření
p _{max}	[MPa]	maximální tlak ve válci
r	[mm]	vnitřní poloměr pístu
r ₁	[mm]	poloměr kliky
Sh	[mm ²]	průtočná plocha plynů v hrdle kanálu
Sp	[mm ²]	plocha pístu
V _k	[cm ³]	objem kompresního prostoru
V _{pč}	[cm ³]	objem pístního čepu
V _z	[cm ³]	zdvihový objem válce
v	[m/s]	střední rychlost válce
V	[cm ³]	objem plynů, který projde hrdlem ventilů
v ₁	[m/s]	rychlost plynů v hrdle sacího ventilu

v_2	[m/s]	rychlost plynů v hrdle výfukového ventilu
V_1	[cm ³]	celkový objem válce
V_2	[cm ³]	objem po kompresi
W_0	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
Z	[mm]	zdvih
δ	[mm]	tloušťka dna pístu
ε	[-]	kompresní poměr
θ	[-]	koeficient zvýšení tlaku při hoření
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ_0	[-]	ojniční poměr
ρ	[kg/m ³]	hustota oceli pístního čepu
σ_0	[Nm ⁻²]	ohybové napětí
ω	[rad/s]	úhlová rychlost klikového hřídele

13 Seznam obrázků a tabulek

Obrázek 1: Diesellový motor s dvaceti válci společnosti Caterpillar pohánějící největší důlní nákladní automobil [5]	8
Obrázek 2: Největší důlní nákladní automobil 797B společnosti Caterpillar [14]	8
Obrázek 3: Reálný a teoretický p-v diagram čtyřdobého motoru [4]	10
Obrázek 4: Schéma naplnění válce a indikátorový diagram dvoudobého motoru [2]	10
Obrázek 5: Nejefektivnější čtyřdobý vznětový motor současnosti Wärtsilä 31 pro malé tankery [6]	11
Obrázek 6: Největší dvoudobý motor na světě společnosti Wärtsilä navržený pro kontejnerové zaoceánské lodě [7]	12
Obrázek 7: Časový průřez ventilů čtyřdobého motoru	13
Obrázek 8: Rozvod OHV (vlevo) a DOHC (vpravo) [3]	14
Obrázek 9: Diagram symetrického a nesymetrického rozvodu dvoudobého motoru [3]	15
Obrázek 10: Schéma souproutého vyplachování [3]	15
Obrázek 11: Uspořádání válců (zleva: řadový, boxer, vidlicový) [3]	16
Obrázek 12: Subaru boxer diesel [8]	16
Obrázek 13: Schéma palivové soustavy vznětového motoru [9]	17
Obrázek 14: Rotační čerpadlo s rozdělovačem Bosch VE [10]	18
Obrázek 15: Příčný řez blokovým vstřikovacím čerpadlem [9]	19
Obrázek 16: Natáčení pístku ve válci [9]	20
Obrázek 17: Natáčení pístku pomocí regulační tyče [9]	20
Obrázek 18: Vzorový motor společnosti KIA 2.0 CRDi 16 V [11]	21
Obrázek 19: Písty značky Mercedes-Benz, hliníkový píst (vlevo), ocelový (vpravo) [15]	23
Obrázek 20: Schéma pro výpočet dna pístu	23
Obrázek 21: Schéma rozložení zatížení pístního čepu	25
Obrázek 22: Schéma rozměrů pístního čepu pro vrtání 84 mm	26
Obrázek 23: Znázornění rozměrů rozvodové soustavy (z parametrického modelu)	27
Obrázek 24: Prostředí programu Autodesk Inventor Professional 2015	28
Obrázek 25: Prostředí programu Microsoft Excel	29
Obrázek 26: Celý postup tvorby modelu	29
Obrázek 27: Výpočet rozměrů součástí	30
Obrázek 28: Zadávání parametrů do Inventoru	30
Obrázek 29: Aktualizace 3D modelu parametrického motoru	31
Tabulka 1: Přípustné ohybové napětí na dno pístu	24

14 Seznam použité literatury

- [1] Ropa.cz. *Ropa.cz informace o těžbě a obchodu s ropou* [online]. 2013 [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.ropa.cz/vyrobky-z-ropy/>
- [2] SUK, Bohuslav. *Spalovací motory: Základy teorie, konstrukce a provozu spalovacích motorů*. Ediční středisko ČVUT, 1981.
- [3] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. nakladatelství ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [4] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. nakladatelství ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [5] BEDNÁŘ, Marek. In: *Autoforum.cz* [online]. 2015 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zajimavosti/7-giganticky-motoru-do-vasi-fabie-se-nevejde-jediny-obrazek/7>
- [6] Wärtsilä 31. *Wärtsilä.com* [online]. 2015 [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: <http://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/diesel-engines/wartsila-31>
- [7] BEDNÁŘ, Marek. 7 gigantických motorů: do vaší Fabie se nevejde jediný. In: *Autoforum.cz* [online]. 2015 [cit. 2017-02-19]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zajimavosti/7-giganticky-motoru-do-vasi-fabie-se-nevejde-jediny-obrazek/19>
- [8] Technologie-Boxer. *SUBARU CR* [online]. [cit. 2017-02-21]. Dostupné z: <http://www.subaru.cz/technologie-boxer.html>
- [9] BAUMRUK, Pavel. *Příslušenství spalovacích motorů*. Praha 6: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02062-2.
- [10] Vstrekovacia sústava diesloveho motora - priame vstrekovanie rotačným čerpadlom VP 30, 37 a VP 44. *Autorubik* [online]. 2010 [cit. 2017-02-22]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/vstrekovacia-sustava-diesloveho-motora-priame-vstrekovanie-rotacnym-cerpadlom-vp-30-37-a-44>

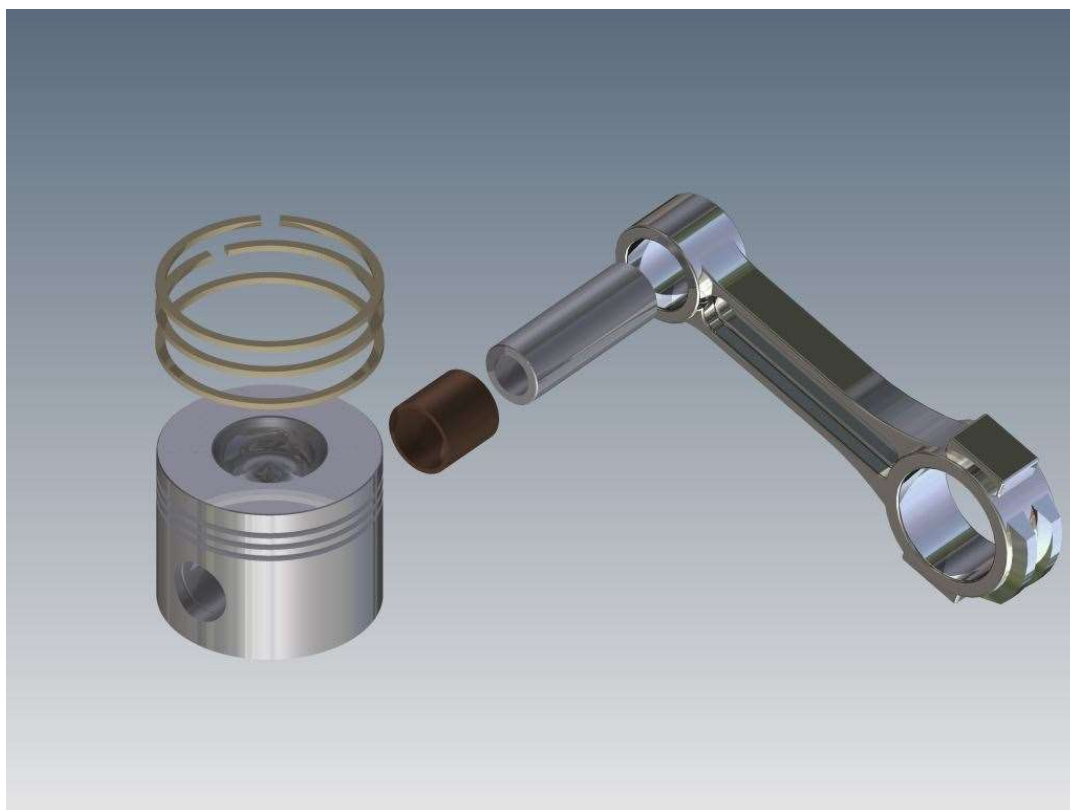
- [11] Kia Sportage CRDi engine now 184 hp. *Warta Otomotif* [online]. 2011 [cit. 2017-02-28]. Dostupné z: <http://warta-otomotif.blogspot.cz/2011/09/kia-sportage-cr-di-engine-now-184-hp.html>
- [12] HROMÁDKO, Jan, Jiří HROMÁDKO, Vladimír HÖNIG a Petr MILER. *Spalovací motory*. Garda Publishing, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [13] KOVAŘÍK, L.; FERENCEY, V.; SKALSKÝ, R.; ČÁSTEK, L.: *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše Vojsko, Praha, 1992
- [14] TOP 5 BIGGEST DUMP TRUCKS. In: *Truckgps* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://truckgps.org/top-5-biggest-dump-trucks/>
- [15] Ocelový píst pro lepší účinnost spalovacího motoru. In: *Hybrid.cz* [online]. [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/ocelovy-pist-pro-lepsi-ucinnost-spalovaciho-motoru>
- [16] KOVAŘÍK, L.; FERENCEY, V.; SKALSKÝ, R.; ČÁSTEK, L.: *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 28-073-92.05/169.

15 Seznam příloh

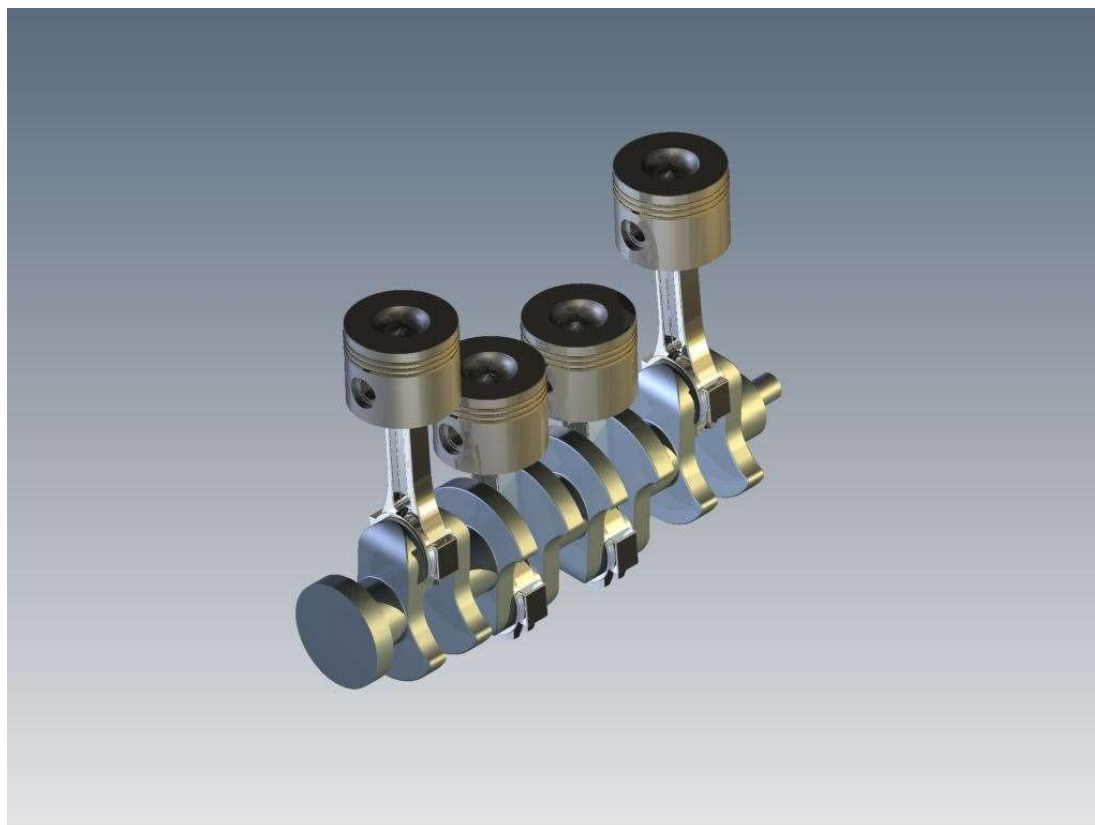
Příloha 1: CD obsahující díly i sestavy parametrického modelu motoru, animaci motoru a excel soubor pro správu parametrů

Příloha2: Obrázky modelu motoru

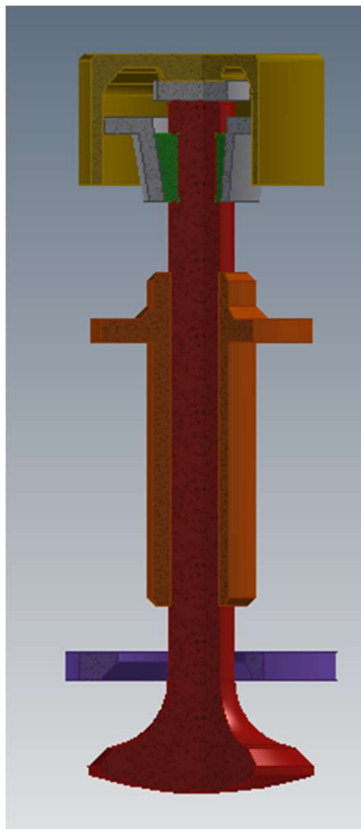
Příloha 2



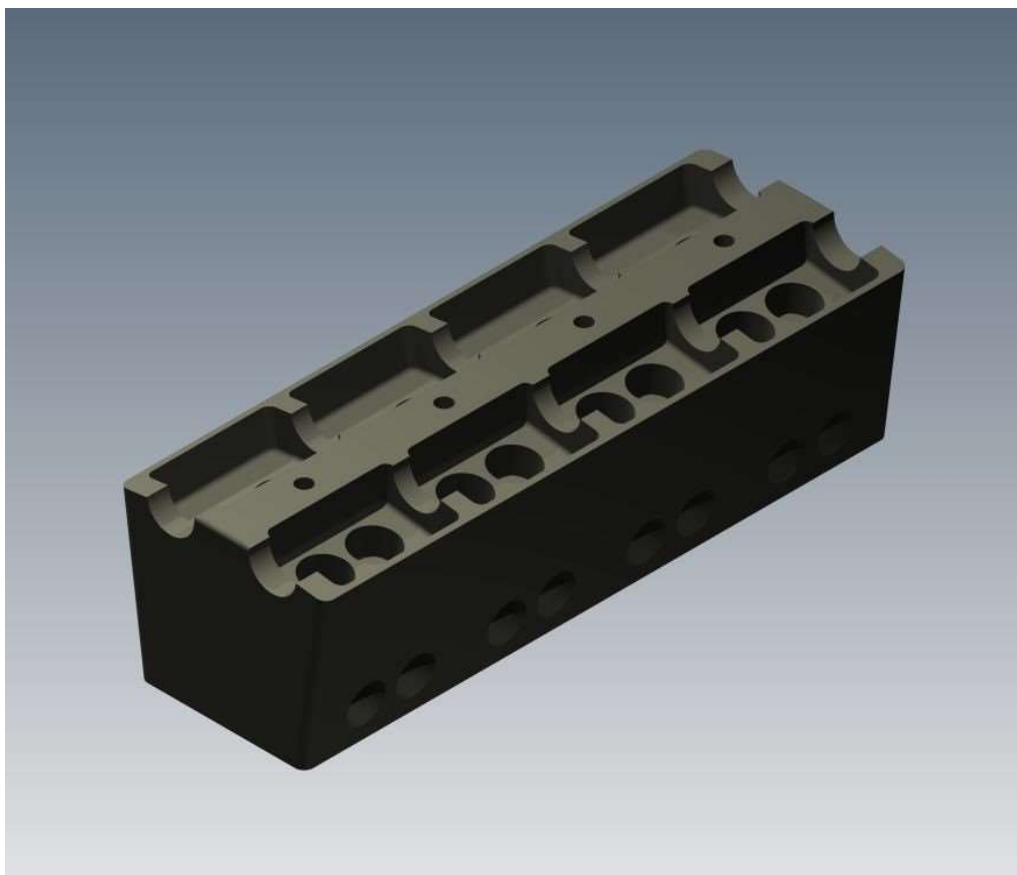
Píst, těsnící kroužky, pístní čep s kluzným pouzdem, ojnice



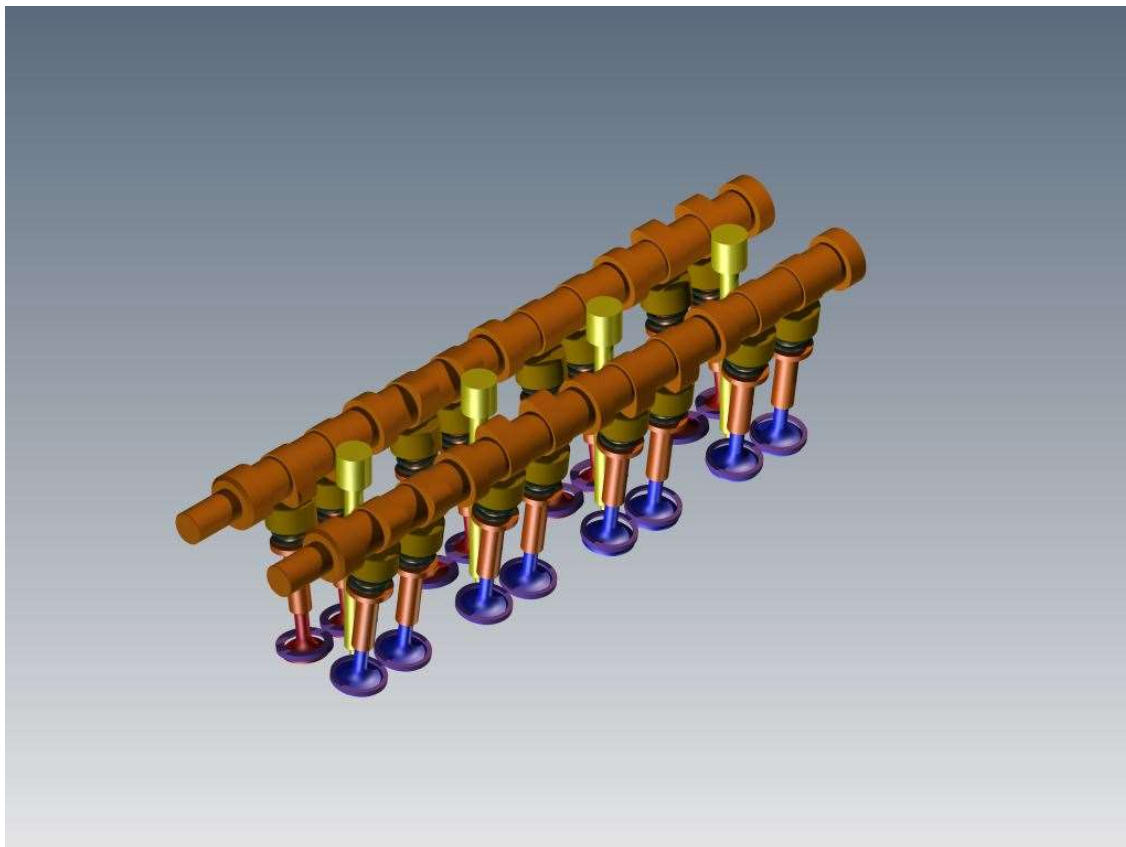
Kliková hřídel s písty



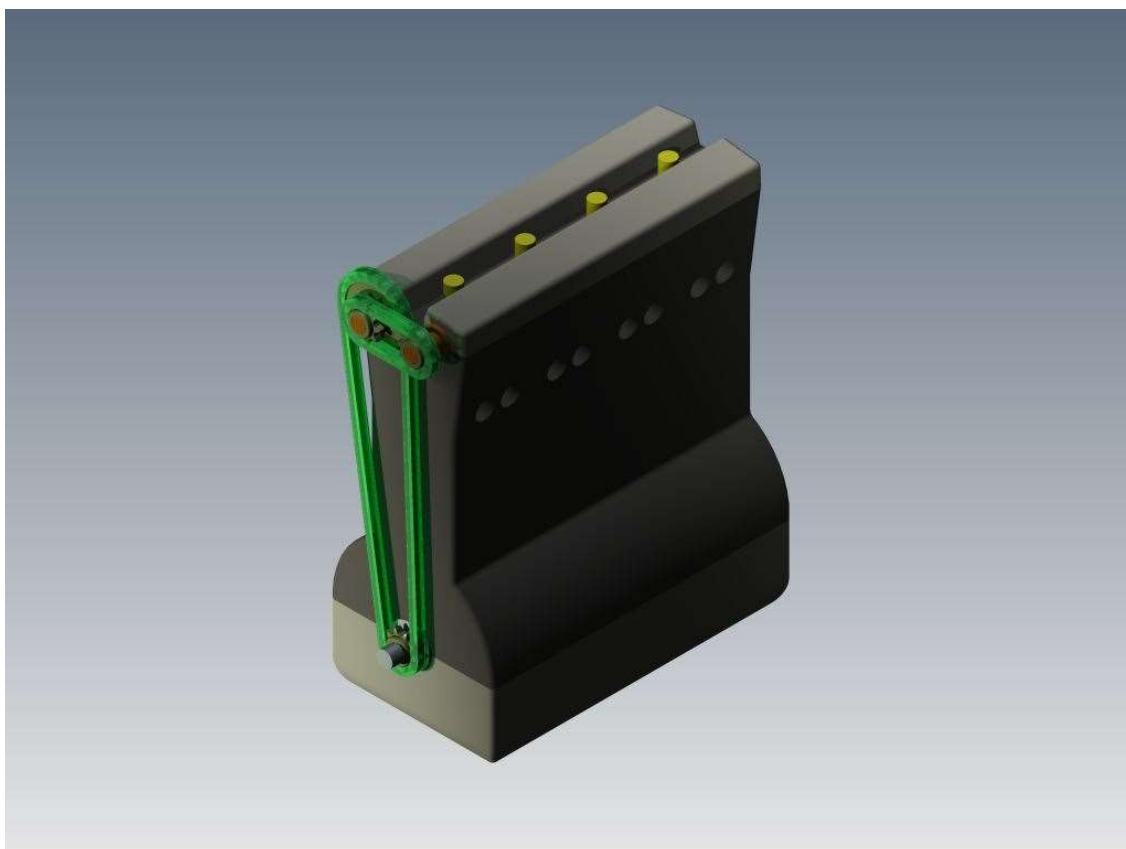
Sestava výfukového ventilu s vodítkem ventilu a sedlem ventilu



Hlava motoru



Sestava rozvodového ústrojí



Sestava motoru