

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ – FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh na konstrukci 4-válcového zážehového motoru

Autor bakalářské práce: Jakub Mančal

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Antonín Mikulec

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:

.....

Podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Antonínu Mikulcovi za podklady, rady a trpělivost, kterou mi věnoval při jejím zpracování.

Dále bych rád poděkoval ostatním zaměstnancům Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel za rady a připomínky.

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem na konstrukci 4-válcového zážehového motoru s ventilovým rozvodem typu DOHC.

Práce obsahuje řešení týkající se typů konstrukce pístového spalovacího motoru a výpočty pro pevnostní analýzu vybraných součástí. K tomu je vytvořen v programu Autodesk Inventor 2014 schematický model motoru, který je propojen s parametrickým rozměrovým výpočtem od 1200 cm³ až do 1600 cm³ v programu Microsoft Excel.

Klíčová slova

Spalovací motor, pevnostní výpočty, CAD, parametr

Abstract

This bachelor thesis is focused on a proposal for design of 4-cylinder spark ignition engine with DOHC valve mechanism.

The work includes research of design of internal combustion engines and calculations for strength analysis of selected parts of the engine.. Then there is a schematic CAD model of the engine created in Autodesk Inventor programme which is connected to a parametric dimensional calculation from 1200cm³ to 1600cm³ created in Microsoft Excel.

Key words

Internal combustion engine, strength calculations, CAD, parametr

Obsah

Úvod.....	- 7 -
1) Základní konstrukční parametry	- 8 -
2) Způsoby plnění pístových motorů	- 9 -
3) Prostředky pro tvoření směsi	- 10 -
4) Zapalovací zařízení.....	- 11 -
5) Chlazení motoru	- 11 -
6) Princip činnosti čtyřdobého zážehového motoru	- 12 -
7) Druhy ventilových rozvodů.....	- 12 -
8) Oběh motoru	- 12 -
9) Způsoby namáhání částí motoru.....	- 14 -
9.1) Namáhání pístu	- 14 -
9.2) Namáhání pístního čepu	- 15 -
9.3) Pístní kroužek	- 17 -
9.4) Ojnice	- 18 -
10) CAD model motoru	- 22 -
10.1) Tvorba modelu.....	- 22 -
10.2) Ventilový rozvod	- 27 -
11) Seznam použitých symbolů.....	- 28 -
11.1) Základní symboly	- 28 -
11.2) Význam indexů.....	- 29 -
12) Použité zdroje	- 30 -
13) Přílohy	- 31 -

Úvod

Sestrojit v dnešní době spalovací motor, který by byl konkurenceschopný a splňoval by nároky spotřebitele na výkon, spotřebu či životnost je velmi složité. Vyžaduje to spolupráci odborníků znalých pružnost a pevnost, technickou mechaniku, termomechaniku, technologii atd. Postupy a zkoumání z více než stoletého vývoje motoru dnes slouží jako základ pro složité matematické výpočty a grafické simulace, kterým se dnes už nelze vyhnout. Počítačová technika je dnes používána pro konstrukci po celém světě, jelikož už jsou vyčerpány případy zlepšení konstrukce, při kterém stačil pouze konstruktérský cit. Náročné je i následující zkoušení konstrukčních řešení, které mnohdy odhalí nedostatky v návrzích.

Účelem této bakalářské práce je seznámit se s principem funkce pístových spalovacích motorů a jejich konstrukčním řešením. Dále je zde proveden pevnostní výpočet vybraných částí motoru, popsán způsob plnění a způsoby tvorby směsi paliva proudící do pracovního prostoru. Nakonec jsem k této práci ještě vytvořil schematický parametrický model motoru v programu Autodesk Inventor 2014.

1) Základní konstrukční parametry

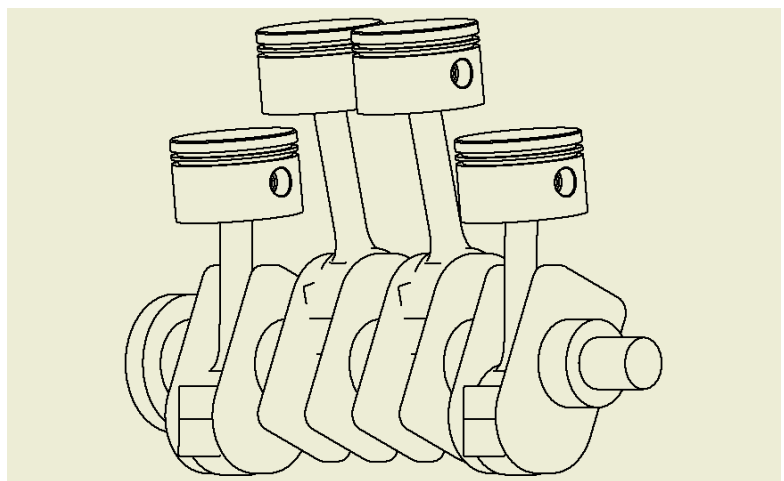
Před samotným začátkem konstruování a 3D modelování je třeba uvážit, jaké jako konstruktéři zvolíme základní konstrukční parametry. Mezi tyto parametry řadíme počet válců, jejich uspořádání, zdvihový poměr a ojnicní poměr.

Při volbě počtu válců musíme brát v potaz požadovaný výkon. Motor o velkém výkonu musí mít větší počet válců, jelikož maximální výkon, dosažitelný z jednoho válce, je omezen provozními a konstrukčními faktory. Zvyšování počtu válců vede k lepší rovnoměrnosti chodu,

zvyšuje počet pohybujících se částí motoru, takže je možno zvyšovat jeho otáčky.

Nevýhody jsou konstrukční náročnost a velikost motoru.

Uspořádání válců se volí podle jejich počtu, rozměrových požadavků a přístupu k jednotlivým

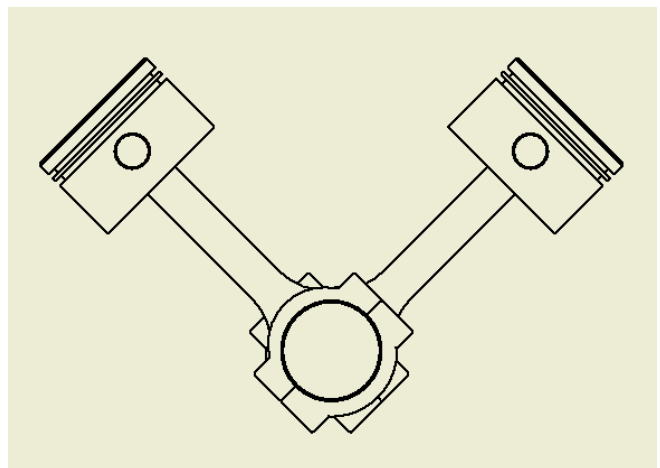


Obrázek 1: Řadové uspořádání pístů

ústrojím. Čtyřválcové motory se obvykle volí řadové, kvůli své jednoduché konstrukci (obr. 1). Šestiválcové motory se v dnešní době většinou konstruují jako vidlicové (obr.

2). Výhoda takto stavěných motorů spočívá v menší hmotnosti, šířce a výšce.

Nevýhodou je šířka motoru a složitost odlitku bloku. S ohledem na vyváženost motoru, sled operací a počtu válců se volí úhly řad válců 45°, 60°, 75°, 90°, 120° a 180°. Motor s válci sklopenými o 180° ale protichůdnými písty se nazývá boxer.



Obrázek 2: Vidlicové uspořádání pístů

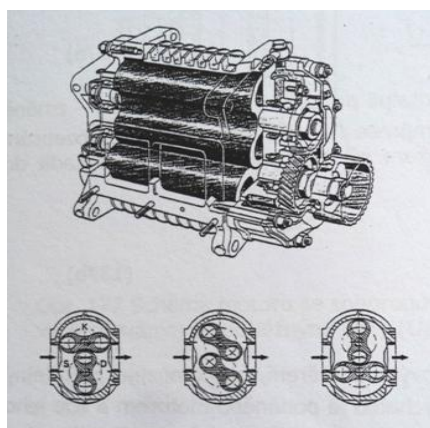
Poměr zdvihu pístu a vrtání válce se nazývá zdvihový poměr. Jeho hodnota se většinou pohybuje od 0,75 do 1,25. Motorům se zdvihovým poměrem větším než jedna se říká nadčtvercové, rovným jedné čtvercové a menším než jedna podčtvercové. Volba zdvihového poměru není daná. Například se při zvětšování sice zvýší výška motoru, ale sníží se setrvačné síly posuvných částí.

Ojniční poměr je poměr poloměru kliky a délky ojnice. Většinou se volí od 0,2 do 0,3. V dnešní době se u motorů volí ojniční poměr blížíci se horní hranici. Sice hrozí nebezpečí růstu setrvačných sil, což vede k většímu opotřebení motoru, ale tyto nevýhody se redukuje konstrukčním řešením. Výhodou takto zvoleného ojničního poměru je menší výška a také menší hmotnost celého motoru.

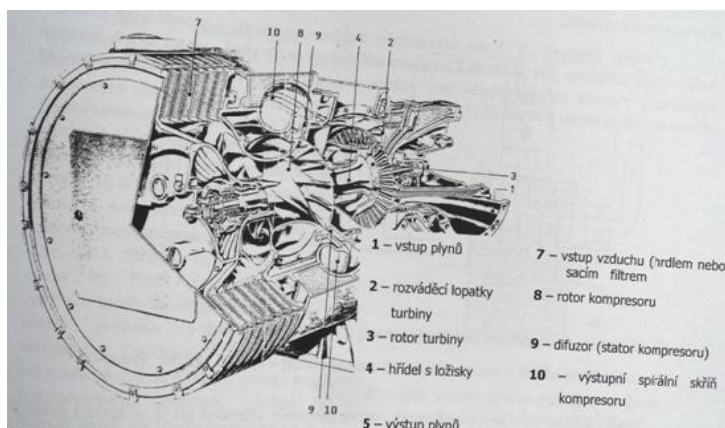
2) Způsoby plnění pístových motorů

Prvním způsobem plnění válců motoru je vzduchem o atmosférickém tlaku. Někdy se jim také říká atmosférické motory. Výhodou těchto motorů je dobrá odezva na plyn, plynulejší nástup výkonu a delší životnost motoru.

Druhým způsobem plnění motoru je přeplňování. K tomu se používají buď mechanicky hnaná dmychadla (obr. 3), nebo výfuková turbodmychadla (obr. 4). Výhodou přeplňování je vyšší výkon při konstantním zdvihovém objemu. Nevýhodou jsou vyšší tlaky ve spalovacím prostoru a tudíž kratší životnost a méně plynulý nástup výkonu.



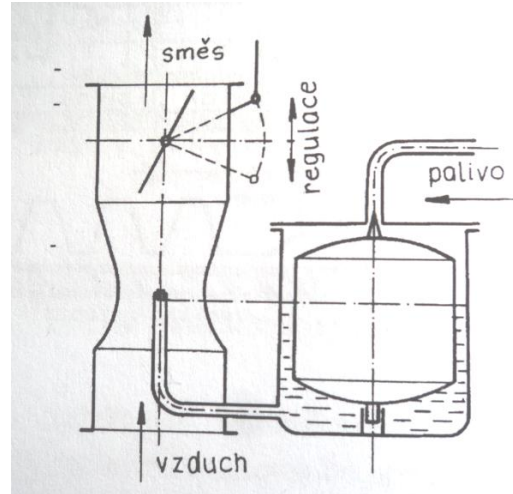
Obrázek 3: Rootsovo dmychadlo [2]



Obrázek 4: Plnicí turbodmychadlo s axiální turbínou [2]

3) Prostředky pro tvoření směsi

Velmi častým řešením pro zážehové motory jsou karburátory (obr. 5). Tvoření směsi zde probíhá na výstupu kapalného paliva do proudícího vzduchu a směs se promíchává až do válce, kde je následně stlačena a zapálena. Palivo je přiváděno do vzduchové trubice buď samospádem, nebo čerpadlem. Karburátor je důležitá součást motoru, na jehož naladění závisí spotřeba paliva, emise či maximální rychlost vozidla. Nevýhodou karburátorů je, že větší kapky mohou zůstat na



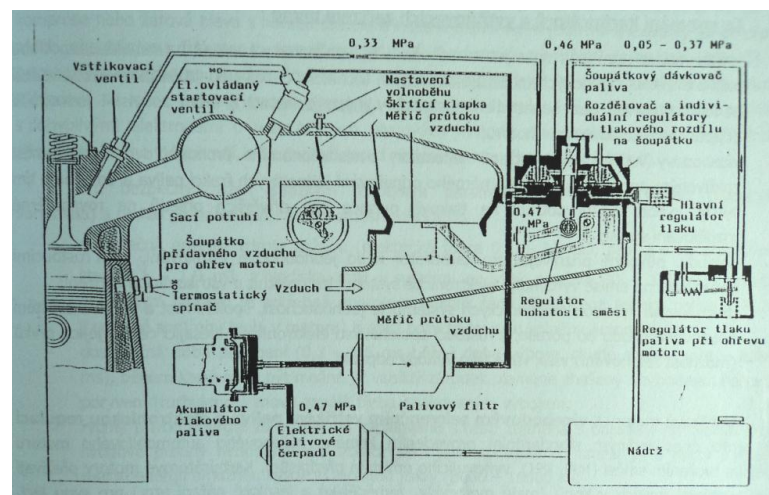
Obrázek 5: Karburátor [2]

stěnách sacího potrubí a vytvářet palivový film, který je příčinou nerovnoměrného rozdělování směsi do spalovacích prostor, což působí potíže při změně zatížení motoru. Tloušťka palivového filmu se dá regulovat ohříváním stěn sacího potrubí.

Další možností přípravy směsi je vstřikování. Díky němuž je možné optimálně časovat vstřik – sekvenční vstřikování.

Odstraňuje nevýhody sacího potrubí vstřikem v blízkosti hlavy zvláště pro každý válec – vícebodový vstřik. Přímým

vstřikováním je možné tvořit homogenní (pro vysoká zatížení) či nehomogenní (pro



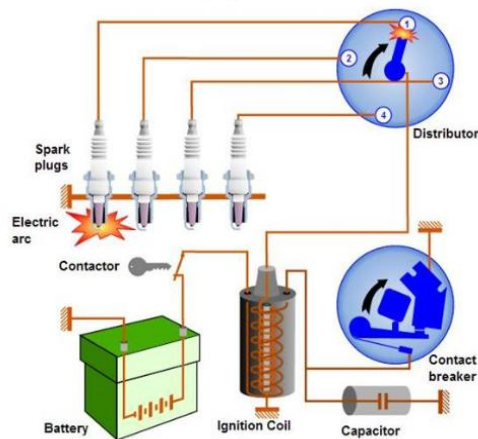
Obrázek 6: Vstřikování Bosch K – Jetronic [2]

nízká zatížení) směs. Pro znázornění principu funkce vstřikování se uvádí mechanické vstřikování Bosch K – Jetronic (obr. 6).

Pokud bychom chtěli srovnat karburátory a vstřikování, tak můžeme říct, vstřikování vyhovuje dnešním nárokům na výkon, spotřebu paliva a exhalace. Nezlomnou výhodou karburátorů je jejich jednoduchost, opravitelnost a spolehlivost.

4) Zapalovací zařízení

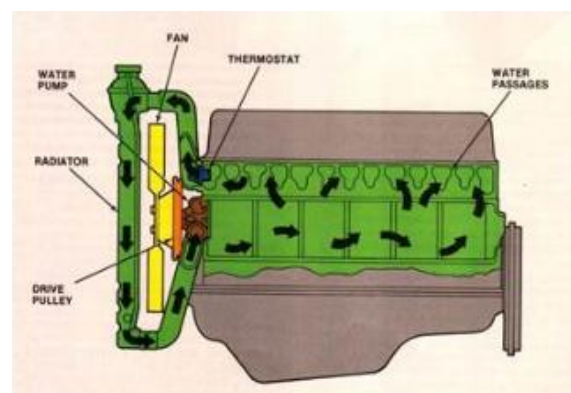
Schéma zapalovacího zařízení zážehového motoru je na obrázku 7. Při konstrukci zážehového motoru se pro zapálení směsi používá zapalovací svíčka. Požadavky na svíčky jsou: těsnost proti vysokým tlakům, izolace, odolnost proti teplotnímu namáhání a dobrý odvod tepla.



Obrázek 7: Schéma zapalovacího zařízení

5) Chlazení motoru

Chlazení motoru je buď vzduchem, nebo kapalinou. V prvním případě je nutné, aby se vzduch k motoru snadno dostal. Při odlévání bloku se také často využívá žebrování k ještě lepšímu chlazení. V druhém případě se před motor montuje chladič s chladicí kapalinou. Chlazení kapalinou je účinnější, ale také dražší a ne vždy se vyplatí.



Obrázek 8: Schéma kapalinou chlazeného motoru

6) Princip činnosti čtyřdobého zážehového motoru

Čtyřdobý zážehový motor pracuje ve čtyřech stále se opakujících dobách (schematicky znázorněno na obr. 9):

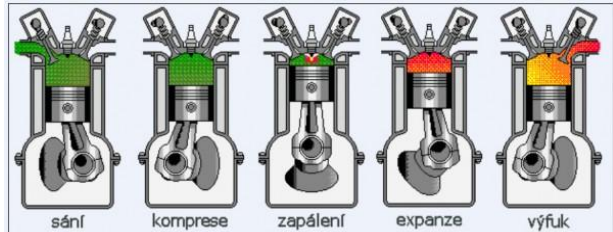
1) Sání – proces naplnění pracovního prostoru palivem

2) Komprese – stlačení paliva (zvýšení tlaku a teploty)

3) Zapálení – zážeh směsi jiskrou ze svíčky

4) Expanze – píst za poklesu tlaku a teploty koná práci

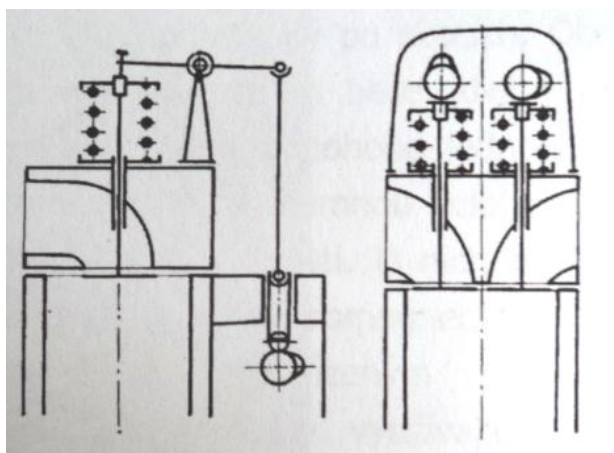
5) Výfuk – píst vytlačí spaliny z pracovního prostoru



Obrázek 9: Schéma cyklu čtyřdobého motoru [4]

7) Druhy ventilových rozvodů

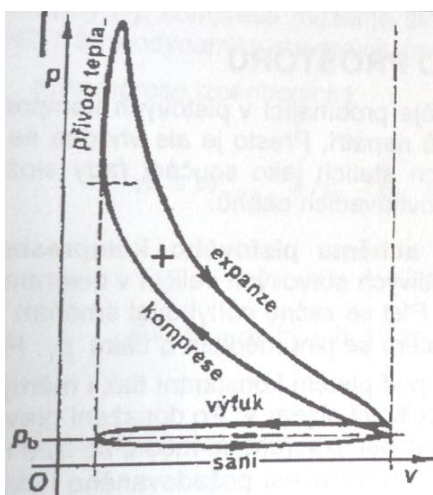
Ventilové rozvody se ukázaly u automobilů jako nejvýhodnější. Nejčastěji se používají rozvody OHV (overhead valve), OHC (overhead camshaft) popř. DOHC (double overhead camshaft).



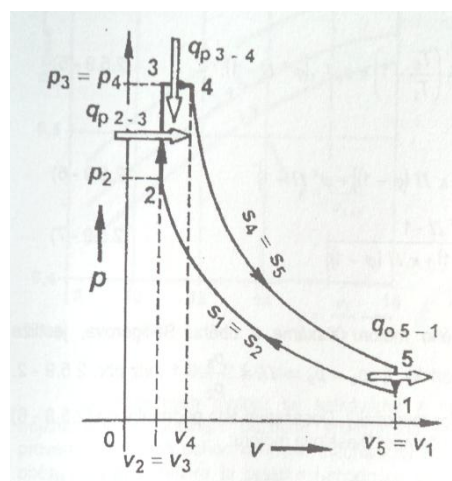
Obrázek 10: Rozvod OHV a DOHC [2]

8) Oběh motoru

Pro vyšetření práce pístového motoru měříme průběhy tlaku a objemu. Tuto získanou závislost vyneseme do $p;v$ diagramu a získáme indikátorový diagram (obr. 11). Pro lepší matematický popis oběhu musíme indikátorový diagram do určité míry idealizovat, a tak můžeme jednotlivé děje nahradit stavovými změnami (obr. 12).



Obrázek 11: Indikátorový diagram [3]



Obrázek 12: Srovnávací idealizovaný oběh [3]

Abychom snáze vyjádřili charakteristiku oběhu, zavádíme následující bezrozměrné veličiny:

$$\text{kompresní poměr} \quad \varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \quad (1)$$

$$\text{tlakový poměr} \quad \Pi = \frac{p_3}{p_2} \quad (2)$$

$$\text{plnění} \quad \varphi = \frac{v_4}{v_3} \quad (3)$$

kde v_1 je počáteční objem, v_2 je objem po kompresi, p_2 je tlak po kompresi, p_3 je tlak po izochorickém přívodu tepla, v_3 je objem shodný s v_2 a v_4 je objem po izobarickém přívodu tepla. Zavedeme-li do výše uvedených veličin teploty, získáme:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \Pi; \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \varphi \quad (4)$$

kde T_1 je počáteční teplota, T_2 je teplota po adiabatické kompresi, T_3 je teplota po izochorickém přívodu tepla, T_4 je teplota po izobarickém přívodu tepla a κ je izoentropický mocnitel. Odvedenou práci získáme ze vztahu:

$$w_o = q_p - q_o = c_v T_1 \{ \varepsilon^{\kappa-1} [(\Pi - 1) + \kappa \Pi (\varphi - 1)] - \varphi^{\kappa} \Pi + 1 \} \quad (5)$$

kde w_o je odvedená práce, q_p je přivedené teplo a q_o je teplo odvedené. Účinnost motoru je dána vztahem:

$$\eta = 1 - \frac{q_o}{q_p} = 1 - \frac{\varphi^{\kappa} \Pi - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [(\Pi - 1) + \kappa \Pi (\varphi - 1)]} \quad (6)$$

kde η značí účinnost.

9) Způsoby namáhání částí motoru

9.1) Namáhání pístu

Píst je namáhán proměnlivým mechanickým zatížením i tepelným namáháním. Teploty u dna pístu se pohybují kolem 300°C. Co se týče materiálu pístu, tak nejrozšířenější jsou litiny a slitiny hliníku, které mají dobrou tepelnou vodivost a odolnost proti opotřebení. Píst se skládá z hlavy, kde se nachází dno a drážky pro těsnící kroužky, a z pláště pístu, který zajišťuje vedení ve válci. Pevnostní výpočet pístu se provádí na jeho dně a to na ohyb (obr. 13). Maximální síla od tlaku plynu je dána vztahem:

$$F_{pmax} = \pi r^2 p_{max} \quad (7)$$

kde r je poloměr dna pístu a p_{max} je maximální tlak plynu ve válci. Ohybový moment je po odvození dán vztahem:

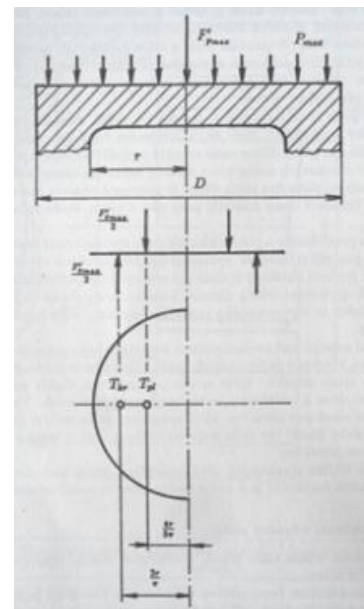
$$M_o = \frac{r^3 p_{max}}{3} \quad (8)$$

Průřezový modul je (δ – tloušťka dna pístu):

$$W_o = \frac{1}{3} r \delta^2 \quad (9)$$

Ohybové napětí je následně:

$$\sigma_o = p_{max} \left(\frac{r}{\delta} \right)^2 \quad (10)$$



Obrázek 13: Schéma pro pevnostní výpočet dna pístu [1]

V tabulce 1 jsou uvedeny dovolené hodnoty napětí.

Materiál	$\sigma_o [N.mm^{-2}]$
Slitina hliníku	20 – 25
Litina	40 – 50

Tabulka 1: Dovolená napětí na dně pístu

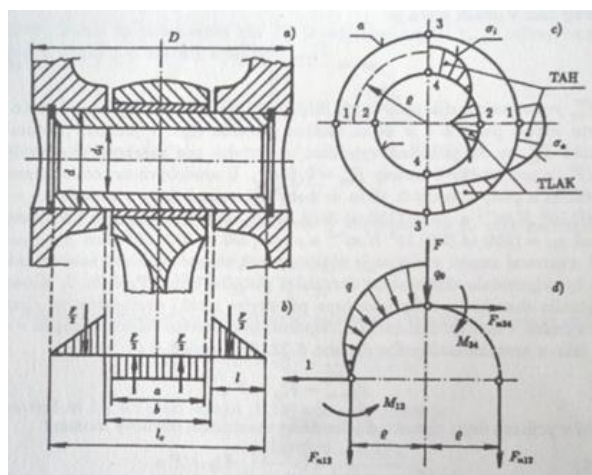
K pevnostnímu výpočtu pístu jsem vytvořil v programu Microsoft Excel jednoduchý výpočet pro namáhání.

Pevnostní výpočet dna pístu		
$M_o = \frac{r^3 p_{max}}{3}$	$W_o = \frac{1}{3} r \delta^2$	$\sigma_o = p_{max} \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$
p_{max}	2,3	
δ	8,5	
r	37,75	
σ_o	45,36531	

Obrázek 14: Tabulka pro výpočet namáhání dna pístu

9.2) Namáhání pístního čepu

Pístní čep je uložen v okách pístu a v oku ojnice. Povrch pro uložení čepu musí být obroběn s vysokou přesností. Z provozního hlediska má mít velkou tuhost (redukce provozních deformací), nízkou hmotnost, odolnost proti rázovému namáhání, odolnost proti opotřebení, pevnost při střídavém zatížení a také musí být snadno vyměnitelný. Namáhání pístního čepu (obr. 15) je proměnné co do velikosti a směru. Je zatížen z velké části



Obrázek 15: Schéma zatížení pístního čepu [1]

silami od tlaku plynů, ale také setrvačnými silami hmotnosti pístu. Nejčastějšími poruchami pístního čepu jsou příčné a podélné trhliny.

Měrný tlak mezi čepem a okem ojnice dostaneme ze vztahu:

$$p_o = \frac{F_{pmax} - F'_{sp}}{ad} \quad (11)$$

F_{pmax} je maximální síla od tlaků plynů, F'_{sp} je setrvačná síla pístové skupiny včetně pístního čepu v horní úvrati pístu, a je délka pouzdra oka ojnice a d je vnější průměr pístního čepu.

Měrný tlak v okách pístu je dán:

$$p_p = \frac{F_{pmax} - F''_{sp}}{2dl} \quad (12)$$

kde l je délka uložení pístního čepu v jednom pístním oku, F''_{sp} je setrvačná síla pístové skupiny bez pístního čepu v horní úvrati. Dá se vypočítat jako $0,7 F'_{sp}$. Měrné tlaky se pohybují u atmosférických motorů $p_o = 20 - 39 \text{ Mpa}$ a $p_p = 15 - 34 \text{ Mpa}$. U motorů s turbem jsou hodnoty $p_o = 59 - 88 \text{ Mpa}$ a $p_p = 39 - 59 \text{ Mpa}$. Pro maximální ohybový moment se označí $F = F_{pmax} - F'_{sp}$ a využije se vztahu:

$$M_{omax} = \frac{F}{12} (l_{\check{c}} + 2b - 1,5a) \quad (13)$$

$l_{\check{c}}$ je délka čepu a b je délka mezery pro oko ojnice. Průřezový modul pístního čepu v ohybu je:

$$W_o = \frac{\pi}{32} d^3 (1 - \alpha^4) \quad (14)$$

kde $\alpha = d_i/d$ (d_i je vnitřní průměr čepu).

Ohybové napětí potom určíme ze známého vztahu:

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_o} \quad (15)$$

Přípustná napětí pro výpočet čepů ze slitinových ocelí leží v intervalu 250 – 500 Mpa. V neutrální ose čel nálitků pístů a pouzdra oka ojnice vzniká smykové napětí, které je dáno vztahem odvozeným ze Žuravského vzorce:

$$\tau_{max} = \frac{8F(1 + \alpha + \alpha^2)}{3\pi d^2(1 - \alpha^4)} \quad (16)$$

Ke způsobu namáhání pístního čepu jsem také vytvořil výpočetní tabulku v programu Microsoft Excel.

Pevnostní výpočet pístního čepu

	$M_{o\max} = \frac{F}{12}(l_c + 2b - 1,5a)$	$W_o = \frac{\pi}{32}d^3(1 - \alpha^4)$	$\tau_{\max} = \frac{8F(1 + \alpha + \alpha^2)}{3\pi d^2(1 - \alpha^4)}$
$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o}$	$F = F_{p\max} - F'_{sp}$	$p_o = \frac{F_{p\max} - F'_{sp}}{ad}$	$p_o = 20 - 39 \text{ Mpa}$
po	30		
Fpmax	5372,4		
F'sp	-4315,1		
a	19,5		
d	16,6		
di	8,8		
lc	52,7		
b	19,5		
F	9687,5		
α	0,529		
Momax	50420,278		
Wo	411,37441		
σ_o	122,56542 Mpa	τ_{\max}	58,80436 Mpa

Obrázek 16: Výpočetní tabulka pro namáhání pístního čepu

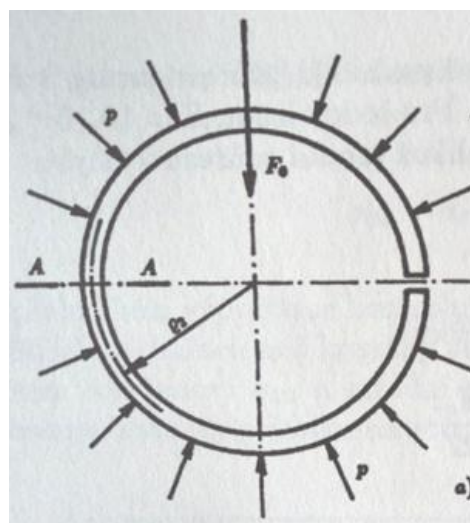
9.3) Pístní kroužek

Aby palivo neunikalo při provozu po obvodu pístu, je píst vybaven těsníci kroužky. Jsou uloženy v drážkách v horní části pístu. Kroužky pracují ve velmi těžkých podmínkách. Jsou namáhány teplotně (stykem s plyny, horkým pístem a třením o válec) a také na ohyb působením spojitého tlaku od stěny pístu (obr. 17). Materiálem pro kroužky je šedá litina s legujícími prvky Ni, Cr, Mo, W. Napětí v řezu A-A je dáno vztahem:

$$\sigma_{02} = 3p \left(\frac{D}{\delta} - 1 \right)^2 \quad (23)$$

kde D je vnější průměr, δ je radiální šířka a p je tlak na kroužek. Při praktickém pevnostním výpočtu se vychází z rovnice (24), kde se volí poměr δ/D a σ_{01} . Následně se výpočtem stanoví σ_{02} a nakonec z rovnice (23) vypočteme střední přítlak kroužku p .

$$\sigma_{01} + \sigma_{02} = 2E \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 \quad (24)$$



Obrázek 17: Schéma zatížení pístu [1]

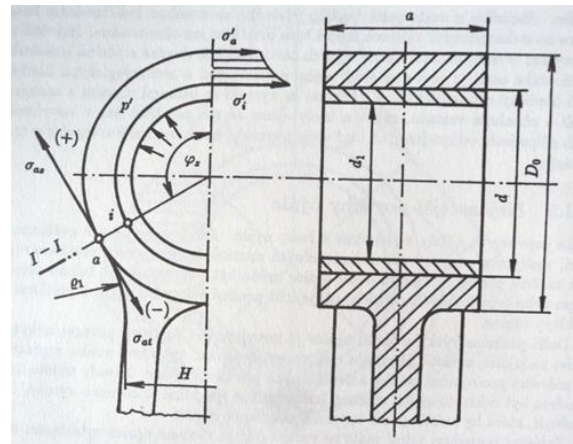
Dovolená napětí a nutné přitlaky na stěnu válce jsou uvedeny v tabulce 2.

Dovolená napětí a požadované tlaky [N/mm ²]	
σ_{01}	do 300
σ_{02}	150 – 250
p	1 - 4

Tabulka 2: Dovolená napětí a požadované tlaky.

9.4) Ojnice

Ojnice slouží k přenosu sil od pístu na klikový hřídel. Skládá se z oka pro uložení pístního čepu, z hlavy pro uložení na čep klikového hřídele a z dříku pro spojení oka a hlavy. Hlava ojnice může být dělená či nedělená, podle konstrukce klikového hřídele. Pokud je hlava dělená používají se pro spojení lícované ojniční šrouby.



Obrázek 18: Schéma namáhání oka ojnice [1]

Vyrábí se převážně kováním v zápustce, proto má spojitý tvar, aby nedocházelo k trhlinám. Materiál pro výrobu ojnice bývá ocel 11701 nebo 12050 zušlechťená na pevnost v tahu 678 až 785 N/mm² v některých případech se využívá kalení či cementování.

Při pevnostním výpočtu oka ojnice se kontroluje nejvíce namáhaný průřez I – I, kde také nejčastěji dochází k lomům. Schéma zatížení oka s nalisovaným pouzdra se nachází na obrázku 18. Pro odvození rovnic pro napětí vnitřního vlákna σ_i a vnějšího vlákna σ_a označíme e jako přesah pouzdra za studena, součinitel lineární teplotní roztažnosti bronzu $\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} K^{-1}$, modul pružnosti v tahu $E_b = 1,15 \cdot 10^5 Mpa$ a pro ocele jsou tyto hodnoty $\alpha_o = 1 \cdot 10^{-5} K^{-1}$ a $E_o = 2,1 \cdot 10^5 Mpa$. Dále pak je Δt °C zahřátí pouzdra a oka během činnosti motoru a Poissonova konstanta $\nu = 0,3$. V důsledku ohřátí se následně ještě zvýší přesah.

Je dán vztahem:

$$e_t = d\Delta t(\alpha_b - \alpha_o) \quad (25)$$

Tlak mezi okem ojnice a pouzdrum bude:

$$p' = \frac{e - e_t}{d \left(\frac{C_o + \nu}{E_o} + \frac{C_p - \nu}{E_p} \right)} \quad (26)$$

kde $C_o = \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2}$ a $C_p = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2}$. D_0 je vnější průměr oka, d je vnitřní a d_1 je vnitřní průměr pouzdra. Nakonec mají rovnice pro napjatost tvar:

$$\sigma'_a = p' \frac{2d^2}{D_0 - d} \quad (27)$$

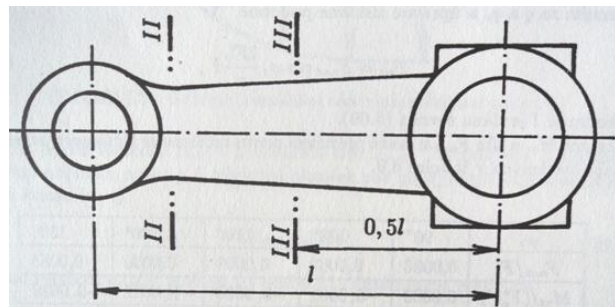
$$\sigma'_i = p' \frac{D_0^2 + d^2}{D_0^2 - d^2} \quad (28)$$

kde index a je pro vnější vlákno a i pro vnitřní. Tato napětí by měla být menší než 100 – 150 Mpa.

Oko ojnice je také namáháno setrvačnou silou F'_{sp} hmotnosti pístové skupiny. Pro její výpočet nahradíme oko křivým prutem dle obr. 15 o poloměru r' vetknutým do dříku v bodě O . Setrvačná síla způsobuje kombinované namáhání na ohyb a tah.

Nyní se budu zabývat pevnostním výpočtem dříku ojnice. Provádí se na minimálním a středním průřezu dříku, jak je

vedeno na obrázku 19. Dřík je namáhán tahem od setrvačných sil posuvných částí klikového ústrojí a tlakem od zápalné směsi. V průřezu $II - II$ se provádí kontrola na tah a tlak a v místě $III - III$ se ještě



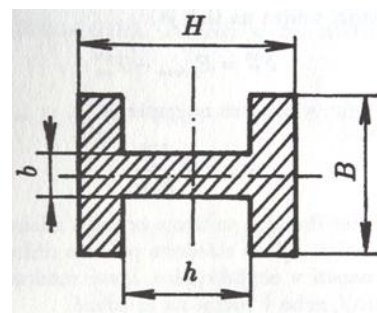
Obrázek 19: Kontrolní průřezy dříku ojnice [1]

připočítává vzpěrné namáhání. Průřez se pro výpočet volí idealizovaný I profil, který je uvedený na obrázku 20. Sílu namáhající průřez na tah dostaneme ze vztahu:

$$F''_{sp} = (m_{ps} + m'_o) \omega^2 r (1 + \lambda_o) \quad (36)$$

kde m_{ps} je setrvačná síla posuvné hmotnosti pístové skupiny, m'_o je síla hmotnosti nad průřezem, r je poloměr kliky, ω je úhlová rychlost a λ_o je klikový poměr, který je dán vztahem $\lambda_o = r/l_o$ (l_o je délka ojnice). Maximální síla namáhající průřez je potom:

$$F''_p = F_{pmax} - F''_{sp} \quad (37)$$



Obrázek 20: Idealizovaný průřez ojnice [1]

Napětí v tlaku následně získáme z rovnice:

$$\sigma_{tl} = \frac{F''_p}{S_{II}} \quad (38)$$

a v tahu:

$$\sigma = \frac{F''_{sp}}{S_{II}} \quad (39)$$

Protože $\sigma_{tl} > \sigma$ uvažujeme kladné, tak platí $\sigma_{max} = \sigma_{tl}$ a $\sigma_{min} = \sigma$. Bezpečnost se musí pohybovat od 2 do 2,5.

Kontrolní průřez III – III se nachází v polovině ojnice. Je namáhán nejvíce v tahu silou F'''_{sp} , kde je navíc třeba zohlednit vzpěr. Tuto sílu dostaneme ze vztahu:

$$F'''_{sp} = (m_{ps} + m'''_o)\omega^2 r(1 + \lambda_o) \quad (40)$$

kde m'''_o hmotnost části ojnice nad kontrolovaným průřezem. Výslednou maximální sílu na průřez vypočteme z rovnice:

$$F'''_p = F_{pmax} - F'''_{sp} \quad (41)$$

Tato síla zapříčiňuje tlak zvýšený o ohybové napětí, které vzniká vybočením dřívku v rovině klikového ústrojí či v rovině na ní kolmé. V prvním případě se jedná o prut, který je na obou koncích uložený v rotačních vazbách.

$$\sigma_{tl} = \frac{F'''_p}{S_{III}} + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_0} \frac{l^2}{I_x} F'''_p \quad (42)$$

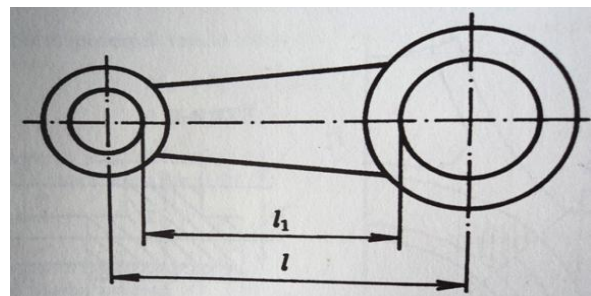
V situaci, kdy je ohyb kolmý na rovinu klikového ústrojí se jedná o prut, který je na obou koncích vetknutý. Napětí se získá ze vztahu:

$$\sigma_{tl} = \frac{F'''_p}{S_{III}} + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_0} \frac{l_1^2}{I_y} F'''_p \quad (43)$$

Schéma je na obrázku 21. σ_e je mez kluzu daného materiálu, l je délka ojnice mezi osami, l_1 je délka ojnice mezi hranou oka a hlavy, E_0 je modul pružnosti v tahu a veličiny $I_{x,y}$ jsou momenty setrvačnosti středního průřezu dřívku k jednotlivým osám.

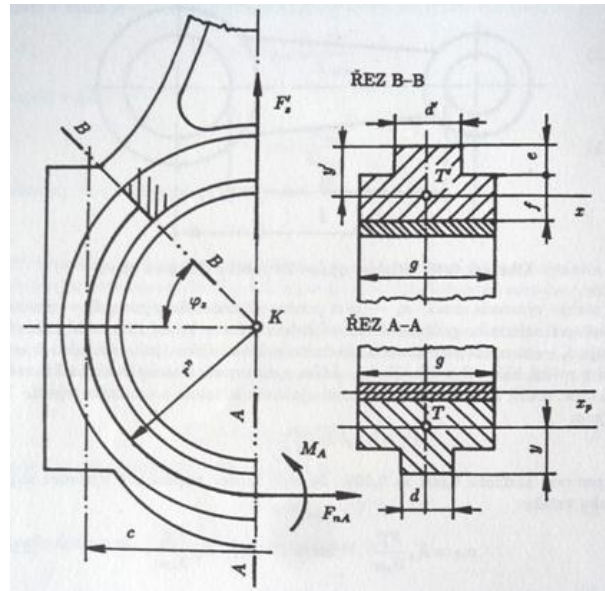
Bezpečnost k v řezu III – III má ležet v rozmezí 2 až 2,5.

Poslední zbývající část ojnice je její hlava. Schéma pro výpočet je na obrázku 22. Víko hlavy kontrolujeme v průřezu A – A, kde je namáháno kombinovaně na ohyb momentem M_A a tahem silou F_{nA} . Oba tyto způsoby namáhání dostaneme výpočtem ze



Obrázek 21: Schéma výpočtu dřívku na vzpěr [1]

znalosti setrvačných sil, podobně jako u oka ojnice. Víko je k hlavě přitaženo předepjatými šrouby, čili můžeme hlavu ojnice počítat jako křivý prut s poloměrem $r'' = c/2$ (c je vzdálenost os ojničních šroubů) vetknutý v místě $B - B$.

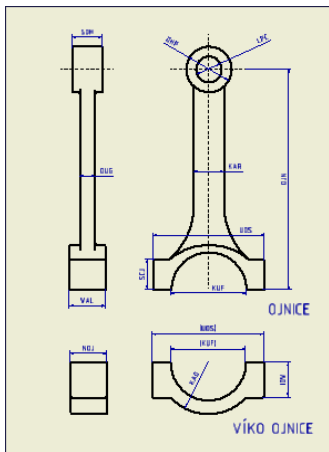


Obrázek 22: Schéma pro pevnostní výpočet hlavy ojnice [1]

10) CAD model motoru

10.1) Tvorba modelu

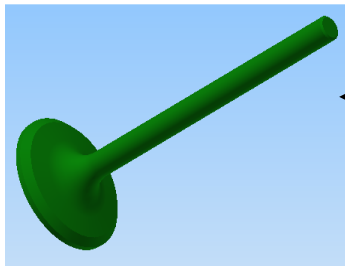
Schéma postupu práce:



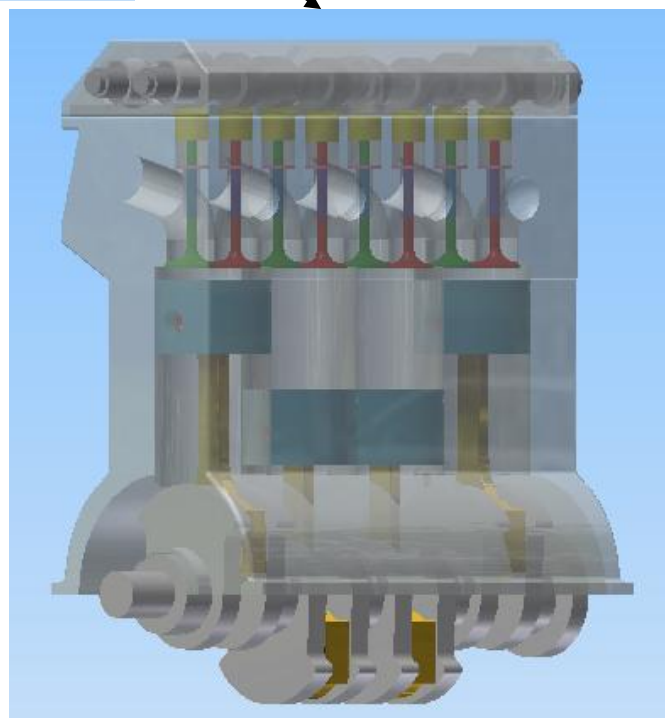
Obr. 23: 2-D výkresy součástí

109	OJNICE		
110	SOH	19,5	* šířka ojníčnické hlavy pístové
111	LPC	16,6	* průměr ložiska pístového čepu
112	OHP	29,2	* průměr ojníčnické hlavy pístové
113	OJN	140,8	* vzdálenost os ojníčnických čepů
114	UOS	71,6	* šířka části u ojníčnických šroubů
115	SCJ	19,4	* délka šroubové části ojnice
116	KUF	48,4	* průměr ložiska klíčového čepu
117	VAL	23,4	* šířka ojníčnické hlavy klíčové
118	OUG	9,7	* tloušťka ramena ojnice
119	KAR	19,5	* šířka ramena ojnice
120			
121	VÍKO OJNICE		
122	IOV	22,3	* délka šroubové části víka ojnice
123	KAO	32,9	* vnější poloměr víka ojnice
124	NOJ	23,4	* šířka víka ojnice

Obr. 24: Vytvoření rozměrové tabulky



Obr. 25: Modelování součástek



Obr. 26: Sestavení motoru

Parametrický model motoru byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2014. Je propojen s parametrickým rozměrovým výpočtem v programu Microsoft Excel, který byl spojen s modelem pomocí funkce „fx“ parametrů. Ukázka tabulky je na obrázcích 27 a 28. Program Inventor tabulku přečte jenom v případě, že jsou výpočty na druhém listu a na prvním jsou pouze kóty s přidánými rozměry a názvem. Kóty nesmí obsahovat čísla. Vstupní parametry jsou vrtání a zdvih motoru, od kterých se ostatní kóty odvíjí.

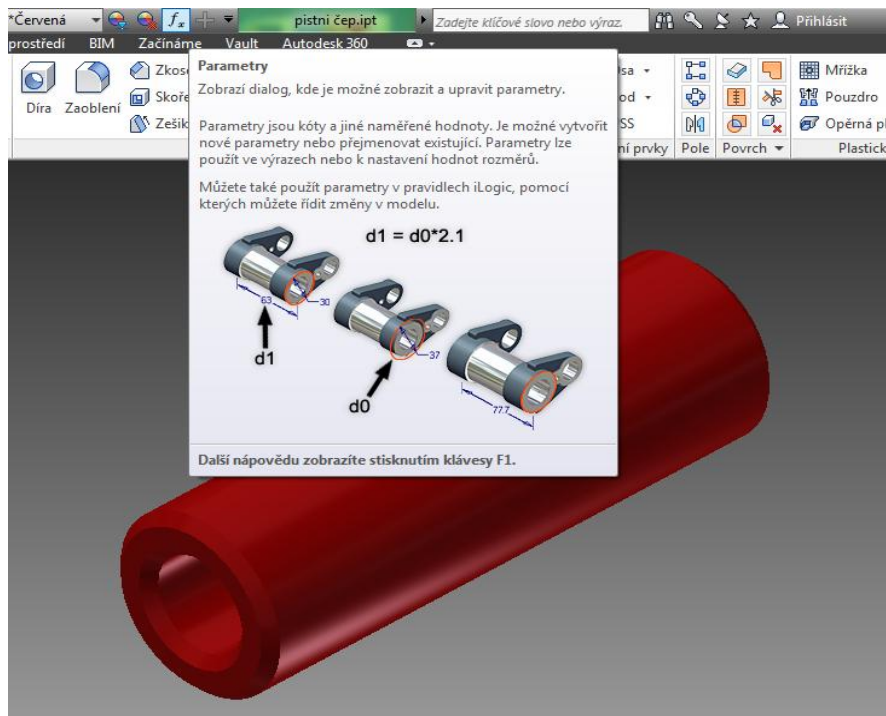
Konstrukce čtyřválcového zažehového motoru - Jakub Mančal		
D	75,5	vrtání motoru
Z	72	zdvih motoru
BLOK MOTORU		
SHCB	93	šířka horní "válcové" části bloku
TSPB	8,7	* tloušťka stěny příčného řezu bloku
PLKH	54,2	* průměr ložisek klikového hřídele
SKCB	158	* šířka klikové části bloku
VBM	205	* výška bloku
LBM	126	* délka vrtání bloku
TNPR	13,6	* tloušťka stěny podélného řezu bloku
DBCV	75,5	* průměr vrtání
SLK	23,4	* šířka ložisek klikového hřídele
VOP	39,7	* vzdálenost osy vrtání od středu ložiska
VOV	79,4	* vzdálenost os vrtání
LCB	341	* celková délka bloku

Obrázek 27: Tabulka výpočtů

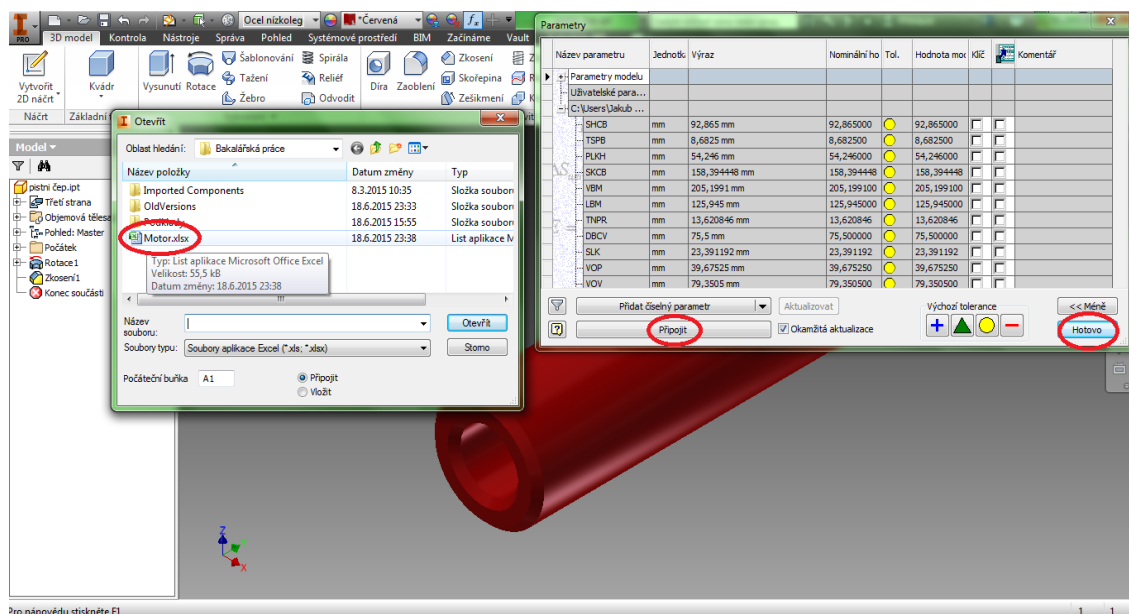
A1		fx	SHCB
	A	B	C
1	SHCB	92,9	mm
2	TSPB	8,7	mm
3	PLKH	54,2	mm
4	SKCB	158,4	mm
5	VBM	205,2	mm
6	LBM	125,9	mm
7	TNPR	13,6	mm
8	DBCV	75,5	mm
9	SLK	23,4	mm
10	VOP	39,7	mm
11	VOV	79,4	mm
12	LCB	340,8	mm
13	BORE	79,4	mm
14	VOF	21,1	mm

Obrázek 28: Seznam kót

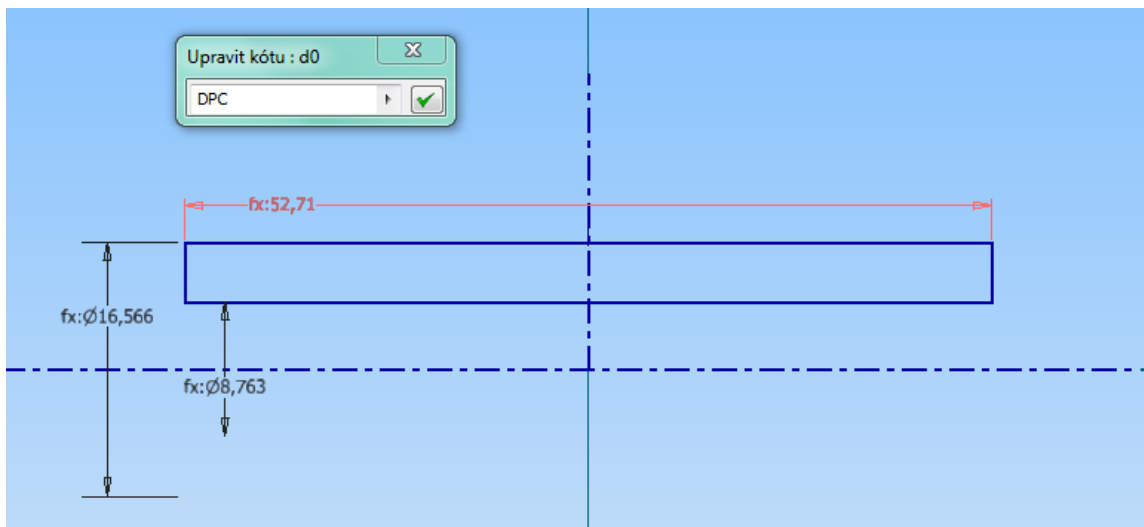
Způsob vkládání parametrů do Inventoru je následující. V horní liště programu klikneme na ikonu „fx“ parametrů, potom klikneme na tlačítko „připojit“ a vyhledáme příslušný soubor. Následně klikneme na „hotovo“ a můžeme začít modelovat. Postup názorněji vysvětlen na následujících obrázcích.



Obrázek 29: Ikona pro vkládání parametrů

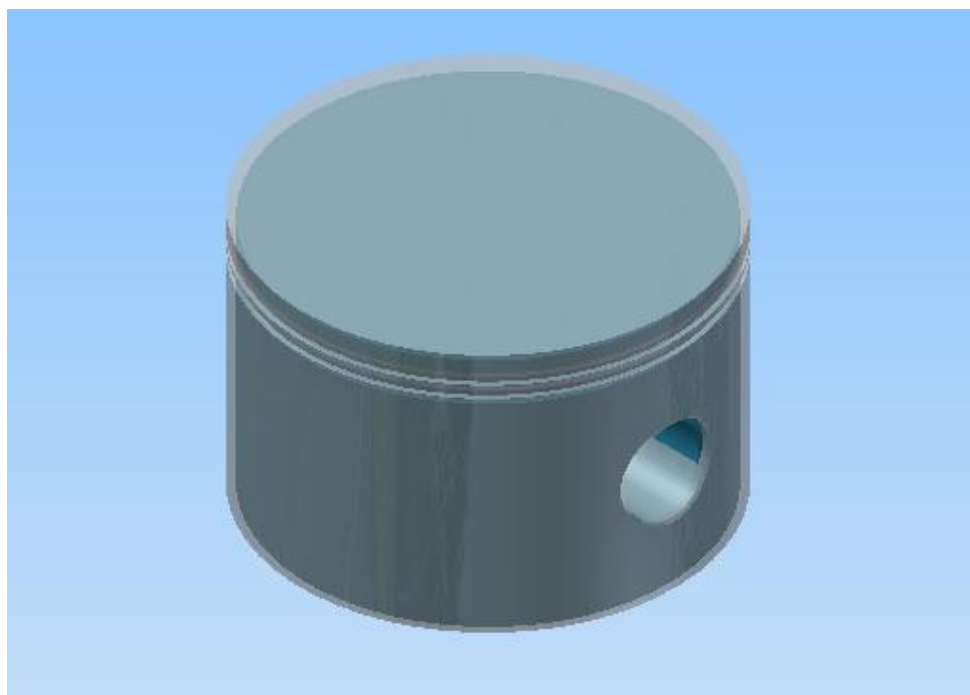


Obrázek 30: Způsob vkládání parametrů



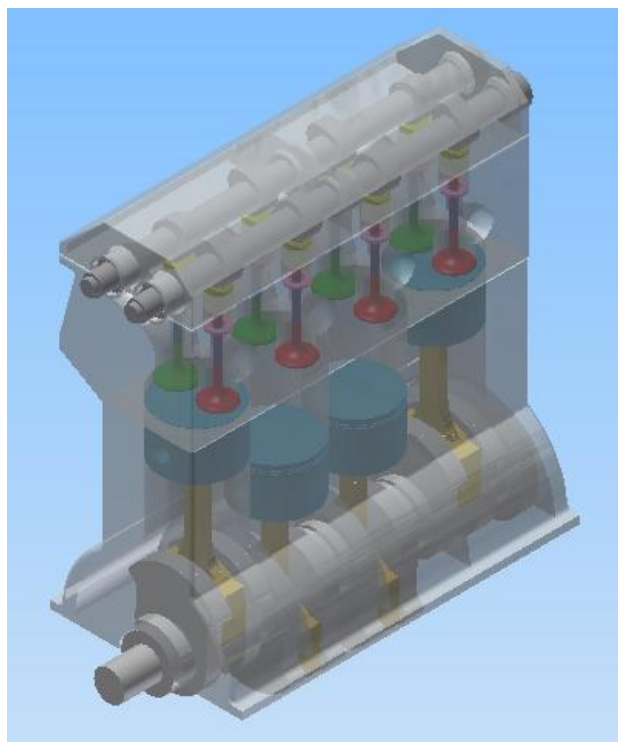
Obrázek 31: Způsob kótování

Při samotném modelování postupujeme tak, že do kolonky pro kótu napíšeme název příslušného rozměru a ten můžeme následně měnit dle výpočtové tabulky. Na obrázku je pro názornou ukázkou vkládán parametr „DPC“, který přísluší délce pístního čepu. Na dalším obrázku je ukáзка funkce parametrů, kde se velikost pístu mění v závislosti na vstupních hodnotách.

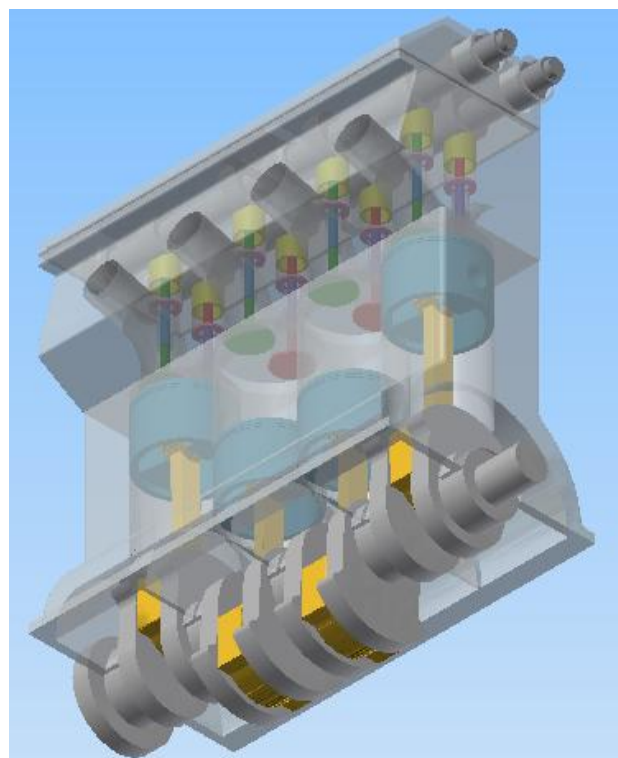


Obrázek 32: Ukáзка změn rozměrů v závislosti na vstupních parametrech

Sestava motoru:



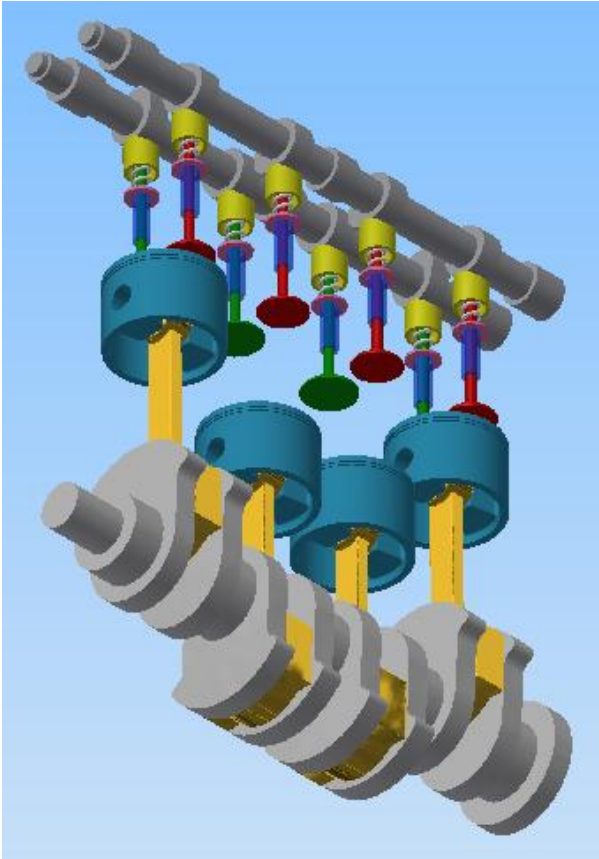
Obrázek 33: Sestava motoru – horní pohled



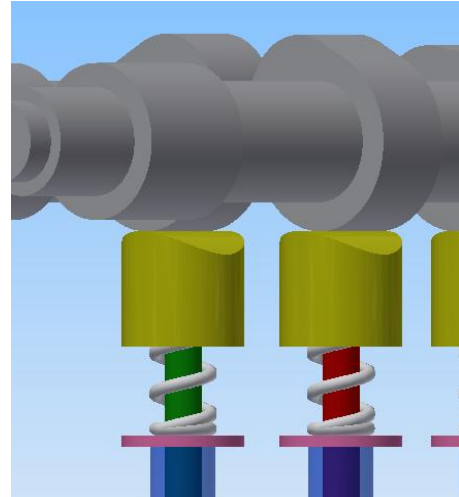
Obrázek 34: Sestava motoru - dolní pohled

10.2) Ventilový rozvod

Ventilový rozvod v modelu motoru je tzv. DOHC (Double overhead camshaft), který spočívá ve využití dvou vačkových hřídelů usazených nad písty. Ukázka je na obrázcích 35 a 36.



Obrázek 35: Ventilový rozvod



Obrázek 36: Detail na vačkový hřídel

11) Seznam použitých symbolů

11.1) Základní symboly

Symbol	Jednotka	Význam
a	[m]	délka pouzdra oka ojnice
b	[m]	délka mezery pro oko ojnice
c	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
C		konstanta
d	[m]	průměr
D	[m]	vnější průměr
E	[N.m ⁻²]	modul pružnosti v tahu
e	[m]	přesah uložení
F	[N]	síla
I	[m ⁴]	moment setrvačnosti průřezu
l	[m]	délkový rozměr
M	[N.m]	moment
m	[kg]	hmotnost
p	[N.m ⁻²]	tlak
q	[J.kg ⁻¹]	měrné teplo
r	[m]	poloměr
S	[m ²]	plocha
T	[K]	teplota
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem
W	[m ³]	průřezový modul
w	[J.kg ⁻¹]	měrná práce
α	[K ⁻¹]	součinitel tepelné roztažnosti
δ	[m]	tloušťka stěny
Δt	[K]	stupeň ohřátí
η	[1]	účinnost
κ	[1]	izoentropický exponent
λ	[1]	klikový poměr
ν	[1]	Poissonova konstanta
τ	[N.m ⁻²]	posouvající síla
σ	[N.m ⁻²]	napětí
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost

11.2) Význam indexů

Index	Význam
a	vnější
b	bronz
č	čepu
i	vnitřní
max	maximální
o	ohybový, odvedené, oceli
pmax	při maximálním tlaku
ps	pístové skupiny
p	přivedené, v pístu, v pouzdře
sp	setrvačnost od pístové skupiny
t	při teplotě
x	k ose x
y	k ose y
1	počáteční
2	následující
3	následující
4	následující

12) Použité zdroje

- [1] KOVAŘÍK, L.; FERENCEY, V.; SKALSKÝ, R.; ČÁSTEK, L.:
Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Naše Vojsko, Praha, 1992
- [2] MACEK, J.: *Spalovací motory*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2012, ISBN 978-80-01-05015-6
- [3] NOŽIČKA J.: *Základy termomechaniky*. Vydavatelství ČVUT, Praha, 2004, ISBN 978-80-01-04022-5
- [4] Internetová stránka h-diag.cz; přístup 15.4.2015, 12:00
<http://www.h-diag.cz/news/motory-zakladni-rozdeleni-car/>

13) Přílohy

Jako přílohu bakalářské práce přikládám kótované výkresy součástí motoru.