



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ÚPRAVA PÍSTU PRO ZÁŽEHOVÝ MOTOR SUZUKI SWIFT 1,3 GTI

PISTON MODIFICATION FOR SUZUKI SWIFT 1,3 GTI 4-STROKE SI-ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ONDŘEJ BASTL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. DAVID SVÍDA

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Bastl Ondřej

který/která studuje v bakalářském studijním programu

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Úprava pístu pro zážehový motor Suzuki Swift 1,3 GTi

v anglickém jazyce:

Piston Modification for Suzuki Swift 1,3 GTi 4-stroke SI-engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zpracujte konstrukční a výpočtový návrh úpravy sériového pístu pro zážehový motor Suzuki Swift 1,3 GTi.

Cíle bakalářské práce:

1. Na základě empirických údajů vypracujte návrh základních rozměrů pístu.
2. Pro zadaný průběh indikátorového diagramu a navrženou kinematiku klikového mechanismu proveďte pevnostní kontrolu kritických průřezů pístu.

Seznam odborné literatury:

- [1] Rauscher, J.: Ročníkový projekt. Brno, FS VUT 1996
- [2] Rauscher, J.: Vozidlové motory. Brno, FS VUT, Studijní opory
- [3] Kožoušek J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Praha, SNTL 19



Vedoucí bakalářské práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 22.10.2009

L.S.





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předloženou bakalářskou práci jsem zpracoval samostatně, pod vedení Ing. Davida Svídy. Prohlašuji, že citace použitých zdrojů je úplná, abych neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně dne 24.5.2010

.....
podpis



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Davidu Svídovi, který obětoval svůj čas a trpělivost, aby tato práce mohla být zpracována. Také děkuji svým rodičům za jejich podporu při studiu.



Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá úpravou pístu na konkrétním typu motoru G13B vozidla Suzuki Swift 1,3 GTi. Cílem práce je zachovat některé hlavní rozměry pístu a změnit ty zbylé tak, aby píst odolal veškerému namáhání a zároveň pomohl k zvýšení výkonu motoru. Nezbytnou součástí práce je i pevnostní výpočet, aby píst vydržel po celou dobu životnosti motoru.

Klíčová slova: píst, těsnící kroužek, stírací kroužek, motor, klikový mechanismus, namáhání.

Abstrakt

This bachelor's thesis is engaged in a piston modification of engine type G13B of vehicle Suzuki Swift 1.3 GTi. The aim of my work is to perform changes of some dimensions of the piston, while complying with some of the main dimension, to increase its stress resistance and the engine's power. Strength calculation for the piston to last during the whole service life of the engine is an indispensable part of this work.

Key words: piston, compression ring, scraper ring, engine, crank mechanism, stress



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Bibliografická citace

BASTL, O. *Úprava pístu pro zážehový motor Suzuki Swift 1,3 GTi*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. David Svída.

Obsah

Zadání.....	2
Čestné prohlášení	3
Poděkování.....	4
Abstrakt.....	5
Bibliografická citace.....	6
Obsah.....	7
1 Úvod	9
2 Historie	10
2.1 Historie zážehového spalovacího motoru.....	10
2.2 Historie firmy Suzuki	12
2.3 Historie motoru Suzuki Swift GTi	15
3 Motor G13B 16V Twincam.....	18
4 Základní rozměry motoru	19
4.1 Zadání úlohy	19
4.2 Nezměněné parametry motoru.....	19
4.3 Stanovení hlavních rozměrů motoru	19
4.3.1 Zdvihový objem válce	19
4.3.2 Výkon motoru	19
4.3.3 Objemový výkon (litrový)	20
4.3.4 Zdvihový poměr	20
4.3.5 Střední pístová rychlost	20
4.4 Stanovení hlavních rozměrů pístu	20
4.4.1 Výška pístu	22
4.4.2 Kompresní výška pístu	22
4.4.3 Výška pláště.....	23
4.4.4 Výška prvního můstku.....	23
4.4.5 Výška druhého můstku.....	24
4.4.6 Výška ostatních můstků (třetího můstku).....	24
4.4.7 Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep	24
4.4.8 Vnější D_A a vnitřní D_I průměr pístního čepu.....	25
4.4.9 Šířka dna pístu δ	25
4.5 Drážka pro pístní kroužky	25
4.5.1 Radiální vůle pístních kroužků	26
4.5.2 Axiální vůle pístních kroužků.....	27
4.5.3 Drážka pro stírací pístní kroužek	29

Bakalářská práce

Úprava pístu čtyřdobého zážehového motoru Suzuki Swift GTi

Ondřej Bastl

4.6	Pevnostní výpočet pístu	29
4.6.1	Pevnostní výpočet dna pístu	29
4.6.2	Nejslabší místo pláště pístu	31
4.6.3	Měrný tlak na plášti pístu	34
4.6.4	Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem.....	37
4.7	Porovnání původního pístu s navrhovaným	39
5	Závěr	41
6	Seznam použité literatury	42
7	Seznam použitých symbolů	43

1 Úvod

Ve vývoji zážehových, tedy plynových, motorů se především zasloužil N.A. Otto společně s E. Langenem. Po výzkumu a stavbě dvoudobého motoru roku 1867 N.A. Otto sestrojil motor čtyřdobý s předběžným stlačením směsi roku 1877. Vedl ho k tomu požadavek zákazníků na zvýšení výkonu.

Sestrojený kus byl prvním typem moderního zážehového motoru, a proto nastal jejich rozvoj. Místo plynu, získaného kokováním dříví, či svítiplynu jsme našli jiný zdroj skryté energie jménem ropa. Pomocí frakční destilace z ní získáváme naftu, benzín a další uhlovodíky, které upravujeme aditivami. Též je možné použít vodíkové palivové články nebo zdroje elektrické energie (akumulátory). Experimentujeme i se solárními panely, které jsou zatím stále ve vývoji.

Pístový spalovací motor produkuje mechanickou energii z periodicky opakujících se otevřených pracovních oběhů. V objemu měnícím se pohybem pístu se vytváří tepelná energie vznícením či zážehem paliva. Dnešní materiály a vědomosti jsou na takové úrovni, že účinnost motorů je stále vyšší díky velkým tlakům a důmyslné dopravě paliva. Dnes řešíme převážně problém s vysokou produkcí výfukových plynů. I když splňujeme emisní normu EURO 5, stále je produkce příliš velká. Snaha je co nejvíce zmenšit spotřebu paliva.

Spotřeba jde minimalizovat použitím hybridních technologií. Jedná se o kombinaci pístového spalovacího motoru s elektromotorem, anebo ji úplně odstranit použitím elektromotorů napájených akumulátory. Hybridy jsou dnes nejschůdnější řešení, avšak nemělo by nám to bránit v rozvoji například vodíkových palivových článků či zpracování solární energie.

Materiály částí motorů se stále vyvíjí, což má za následek především redukování hmotnosti při zachování stejných, možná i vyšších mechanických vlastností. Týká se to především pohyblivých částí, jako například klikový mechanismus. Má bakalářská práce se zaměřila na úpravu pístu čtyřdobého zážehového motoru, kde pomocí nových technologií chci dosáhnout zvýšení výkonu při zachování převážné většiny rozměrů klikového mechanismu. Změny budu provádět na základě zjednodušeného výpočtu pístu a kontrolního výpočtu, jelikož skutečný výpočet nelze provádět bez předchozích praktických zkušeností získaných tvorbou modelů, simulacemi a provozními zkouškami.

2 Historie

2.1 Historie zážehového spalovacího motoru

Jako první pomyslel na sestavení zážehového motoru francouzský vynálezce Philippe Lebon, když experimentoval s plynem získaným kokováním dříví roku 1786. Zažádal o patent na motor poháněný svítiplynem, není však známo, že takový motor sestrojil.

Roku 1807 Issac de Rival postavil vozidlo poháněné zážehovým spalovacím motorem. Užíval svítiplyn jako palivo. Issac de Rival byl vysloužilý dělostřelecký důstojník, a proto použil jako válec předělanou hlaveň děla. Pro zapálení použil elektrickou jiskru.



Obr. 1 Philippe Lebon 1786 [3]

První funkčně použitelný motor sestrojil belgičan J.J. Etienne Lenoir, který žil v Paříži. Též použil palivo svítiplyn a roku 1860 postavil dvojčinný dvoudobý motor s šoupátkovým rozvodem, zapalován elektrickou jiskrou. Později, roku 1863, nahradil jako první palivo svítiplyn parami benzínu, tedy prvního kapalného paliva.

Plynové palivo používali k vývoji spalovacích motorů i N.A. Otto společně s E. Langerem. Roku 1867 postavili atmosférický dvoudobý plynový motor. Roku 1872 se začal sériově vyrábět. Motor se vyznačoval velkou hlučností, avšak malou spotřebou plynu. Kvůli nízkému výkonu N.A. Otto předělal motor na čtyřdobý s předběžným stlačením směsi ve válci. Dostal na něj patent roku 1877. Tento rok se stal symbolem vzniku novodobého spalovacího motoru.



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 2 N.A.Otto a E.Langer 1867 [3]

Svůj plynový spalovací motor nechal patentovat i K. Benz roku 1879. Proslavil se až stavbou automobilů se svým spalovacím motorem. Dosahoval 450 otáček za minutu. V patentu je psáno o plynu, jako palivu, avšak K. Benz použil látku zvanou ligroin, dřívější název pro lehký benzín.

Další významný krok udělal Gottlieb Daimler v Deutzu, kde byla továrna na plynové motory. Jako technický ředitel chtěl zvýšit otáčky motoru změnou zapalování. Vyřešil to pomocí žhavicí trubičky, do které palivo vniklo při kompresi. Otáčky zvýšil na 900 za minutu, tím zvýšil jejich výkon, a mohl zmenšit rozměry motorů. Motor použil do prvního motocyklu roku 1885.



Obr. 3 Deimler 1885 [3]

Zvýšení otáček bylo velkou myšlenkou. Proto roku 1894 vynalezl francouzský hrabě de Dion bateriové odtrhovací zapalování. Svým vynálezem rapidně zvýšil otáčky na 3000 za minutu.

Roku 1893 přispěl k rozvoji Wilhelm Maybach výrobou prvního karburátoru.

U nás byl vyroben první automobil roku 1897 v Kopřivnické vozovce a.s., předchůdce Tatra a.s., nesl název Prezident. Motor byl typu boxer o objemu 2.75 litru, měl 5 koňských sil při otáčkách 600 za minutu. Chlazen byl odpařováním vody s kondenzačním chladičem. Spotřeba vody byla desetkrát větší než benzínu.



Obr. 4 Tatra Prezident 1897 [9]

První motocykl u nás byl vytvořen v Mladé Boleslavi firmou Laurin & Klement. Svůj první automobil firma představila roku 1892.

2.2 Historie firmy Suzuki

Roku 1909 založil Michio Suzuki v Japonsku společnost Suzuki Loom Company. Vydělávala především výrobou tkalcovských strojů pro rozvinutou výrobu hedvábí. Rozvoj společnosti pokračoval nejvíce po roku 1929. Michio Suzuki byl vynálezcem nového tkalcovského stroje, který byl následně vyráběn a exportován do ostatních zemí.

Společnost se stala prosperující a zakladatel společnosti chtěl rozšířit svoji škálu výrobků. Dle poptávky se rozhodl pro výrobu automobilů. Roku 1937 bylo sestrojeno několik prototypů malých automobilů s motory o objemu 800 cm³, které měly výkon 13 koňských sil.

Druhá světová válka odsunula výrobu automobilů. Firma prosperovala jen díky výrobě tkalcovských strojů. Změna nastala až roku 1951, kdy trh s tkalcovskými stroji ochabl díky bankrotu trhu bavlny a hedvábí. Po malých dopravních prostředcích však vznikla poptávka. Firma Suzuki začala vyrábět malé lehké a výkonné motory. Tím dala základ výrobě motocyklů o malých objemech. Například dvoudobý jednoválec o objem 36 cm^3 jménem Power Free.



Obr. 5 Suzuki Power Free 1951 [8]

Po úspěchu v prodeji byla založena nová specializovaná část společnosti jménem Suzuki Motor Corporation. Roku 1953 vyjel první skútr jménem Diamid Free s jednoválcovým motorem o objemu 60 cm^3 , který toho roku vyhrál závody do vrchu Fuji Hill Climb.



Obr. 6 Suzuki Diamond Free 1953 [8]

Roku 1955 Suzuki úspěšně vyrobilo miniauto Suzulight. Dvoudveřové malé autíčko poháněné dvoudobým motorem o objemu 360 cm³.



Obr. 7 Suzulight 1955 [7]

Společnost se rozvíjela i na zahraniční trhy. Roku 1963 otevřela pobočku v americkém městě Los Angeles.

Suzuki Motor Corporation se rozvinula do mnoha zemí. Podepsala i spolupráci s General Motors roku 1981 a v domácím zázemí spolupracovala s firmami jako je Subaru, Mazda či Nissan.

Osobní automobily však nebyli jedinou náplní plánu. Společnost začíná vyrábět i velkou škálu motocyklů, terénní čtyřkolky, vodní skútry, čluny a lehké užitkové vozy, jako byl například Suzulight Carry vyrobený roku 1961.



Obr. 8 Suzulight carry 1961 [7]

Společnost se účastní i mnoha soutěží. Nejznámější je pro ni MotoGP, dále pak i nižší závody jako jsou Supersporty.

V České Republice se též dobře prodává automobil Suzuki Swift. Tradici má i SUV Grand Vitara. Dnešní modely jsou také Ignis, Jimny, Crossover SX4 a mnoho dalších.

2.3 Historie motoru Suzuki Swift GTi

Roku 1983 byl Suzuki Swift uveden na japonský trh, jako model SA310. Později dostal prodejní název Cultus. Byl to třídvéřový hatchback s řadovým tříválcovým motorem o objemu 993 cm^3 s označením G10, výkonu 44kW při 5500 1/min a kroutící moment 83 Nm při 3500 1/min.

Představen byl roku 1985 na různých světových trzích. Rozšířil se v USA pod názvem Chevrolet Sprint. Stejný název měl i v Columbii. V Kanadě jako Suzuki Forsa, Geo Metro nebo Pontiac Firefly a Holden Barina jej nazývali v Austrálii. Ve stejném roce nabídli také pětiválcový hatchback a motor 1.3 označení G13A o objemu 1298 cm^3 .



Obr. 9 Suzuki Cultus 1983 [5]

O rok později vyvinuly sportovní model vozu Swift pod názvem GTi. Byly do něj montovány dva druhy motorů. Jeden byl upravený tříválec vycházející z motoru G10 pod označením G10 12V Turbo.



Obr. 10 Motor G10 12V Turbo [4]

Druhý upravený čtyřválec, předělaný G13A, pod označením G13B. Místo karburátorů instalovali vícebodové vstřikování benzínu. Dva ventily na válec nahradili čtyřmi. U G13B místo OHC rozvodu použili DOHC. Výkony se rapidně zvýšily. Změnil se zdvih, kompresní poměr a mnoho dalších parametrů.

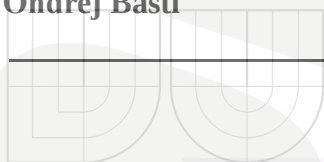


Obr. 11 Motor G13B [4]

Následoval vývoj dalších verzí modelu GTi, kde se měnily jak parametry motoru, tak i karoserii. Motor G10 12V Turbo vyřadily z nabídky novějších verzí vozu a zůstal pouze motor G13B 16V Twincam. Karoserie několikrát prošla menšími i většími úpravami, avšak „srdce vozu“ zůstalo stále stejné. Několik hlavních změn motoru jsem zpracoval v tabulce č.1.



Obr. 12 Suzuki Swift 1,3 GTi 1987 [5]



Obr. 13 Suzuki Swift 1,3 GTi 1990 [5]

Tab 1. Vývoj motoru pro model GTi

Rok	Série	Motor	Počet válců	Objem	Výkon		Krouťící moment	
				[cm ³]	[kW]	[1/min]	[Nm]	[1/min]
1986 - 1988	MK I	G10 12V Turbo	3	993	61	5500	120	3500
					71	6500	112	5500
1989 - 1991	MK II	G13B 16V Twincam	4	1298	74	6450	112	5600
1992 - 1998	MK III				85	7500	112	6500

3 Motor G13B 16V Twincam

Motor je čtyřdobý řadový čtyřválec. Kapalinou chlazený s nuceným oběhem kapaliny. Mazání motoru tlakové s klikové skříňě. Palivový systém je s vícebodovým vstřikováním paliva. Na jeden válec motoru má dva sací a dva výfukové ventily, jedná se tedy o šestnácti ventilový motor s rozvodem DOHC. Zapalování je bezkontaktní.

Základní parametry motoru:

Vrtání válců motoru:	$D = 74 \text{ mm}$
Zdvih pístu motoru:	$Z = 75,5 \text{ mm}$
Zdvihový objem motoru:	$V = 1298 \text{ cm}^3$
Maximální výkon:	$P = 74 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky:	$n = 6500 \text{ 1/min}^{-1}$
Kompresní poměr motoru:	$i_p = 10$
Taktnost motoru:	$\tau = 0.5$ (pro čtyřdobý motor 0,5)
Počet válců motoru:	$i = 4$

Původní píst motoru:



Obr. 14 Původní píst motoru G13B

4 Základní rozměry motoru

4.1 Zadání úlohy

Zpracujte výpočtový návrh a konstrukční řešení pro zadaný čtyřdobý zážehový motor, kde dojde k nárůstu výkonu na přibližně 105kW při otáčkách 7500 l/min⁻¹.

Motor bude použit ve stejném vozidle upraveném pro rallye skupiny A1.

4.2 Nezměněné parametry motoru

Některé parametry motoru zůstaly nezměněny. Píst musí být navržen tak, aby ve vlastním motoru došlo k co nejmenším změnám. Proto zachovávám tyto parametry.

Vrtání válců motoru:	$D = 74 \text{ mm}$
Zdvih pístu motoru:	$Z = 75,5 \text{ mm}$
Zdvihový objem motoru:	$V = 1298 \text{ cm}^3$
Taktnost motoru:	$\tau = 0.5$ (pro čtyřdobý motor 0,5)
Počet válců motoru:	$i = 4$

Ostatní parametry budou měněny nebo voleny dle výpočtu, tak abychom dosáhli výše daného výkonu.

4.3 Stanovení hlavních rozměrů motoru

4.3.1 Zdvihový objem válce

$$V_z = \frac{V}{i} \quad (1)$$

$$V_z = \frac{0,001298}{4}$$

$$V_z = 0,0003245 \text{ m}^3 = 0,3245 \text{ dm}^3 = 0,3245 \text{ l}$$

4.3.2 Výkon motoru

$$P_e = \frac{p_e \cdot V_z \cdot n \cdot \tau \cdot i}{60} \quad (2)$$

$$P_e = \frac{1300000 \cdot 0,001298 \cdot 7500 \cdot 0,5 \cdot 4}{60}$$

$$P_e = 105463 \text{ W} = 105,46 \text{ kW}$$

p_e – střední efektivní tlak (pro čtyřdobé motory je $p_e = 1,1$ až 2 MPa,
volím $p_e = 1,3 \text{ MPa}$)

4.3.3 Objemový výkon (litrový)

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i}$$

$$P_l = \frac{105,5}{0,001298 \cdot 4}$$

$$P_l = 81,25 \text{ kW}$$

(3)

4.3.4 Zdvihový poměr

$$k = \frac{Z}{D}$$

$$k = \frac{0,0755}{0,074}$$

$$k = 1,02$$

(4)

4.3.5 Střední pístová rychlost

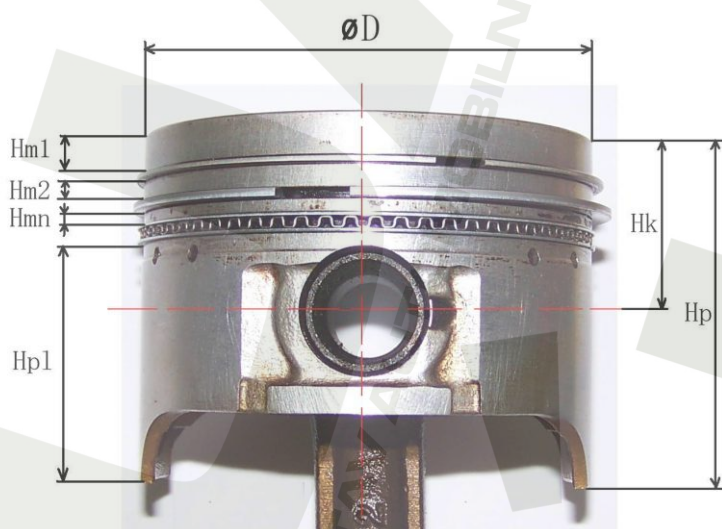
$$c_s = \frac{2 \cdot Z \cdot n}{60}$$

$$c_s = \frac{2 \cdot 0,0755 \cdot 7500}{60}$$

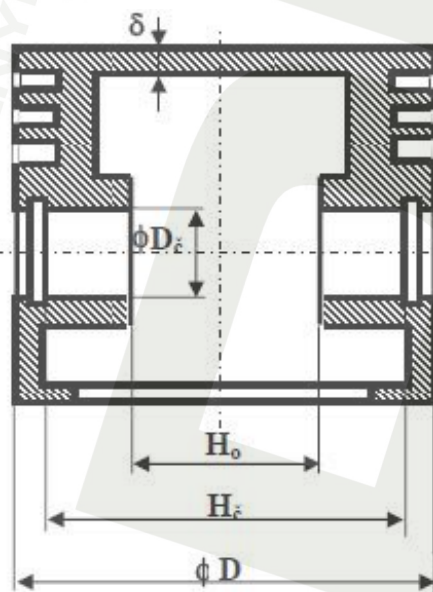
$$c_s = 18,88 \text{ ms}^{-1}$$

(5)

4.4 Stanovení hlavních rozměrů pístu



Obr. 15 Hlavní rozměry pístu



Obr. 16 Hlavní rozměry pístu v řezu [1]

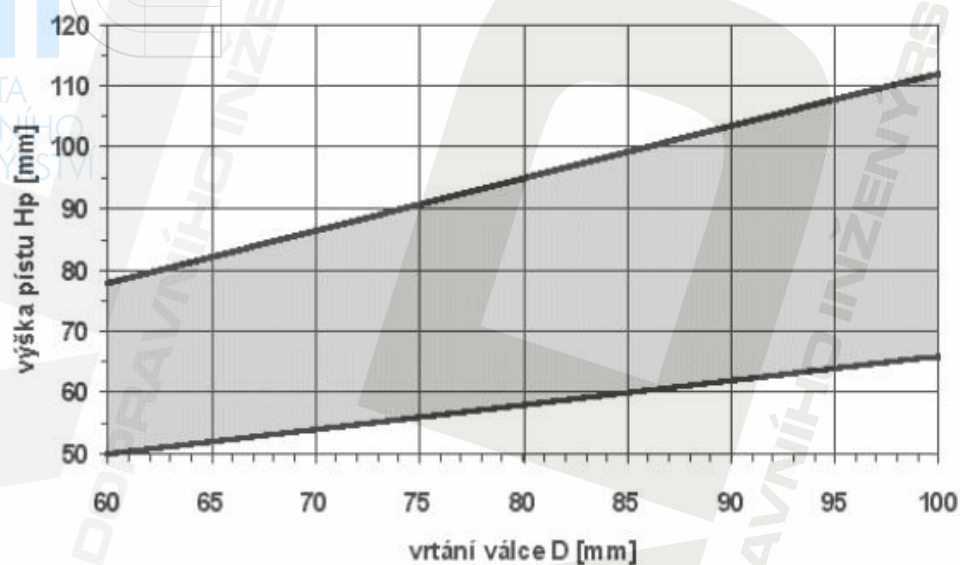
ϕD	– průměr vrtání válce
H_p	– výška pístu
H_{p1}	– výška pláště pístu
H_K	– kompresní výška pístu
H_o	– vzdálenost mezi nálitky
$H_{\check{c}}$	– délka pístního čepu
H_{m1}	– výška prvního můstku
H_{m2}	– výška druhého můstku
$\phi D_{\check{c}}$	– průměr pístního čepu
δ	– šířka dna pístu

Hodnoty hlavních rozměrů volím dle grafů tak, aby se zmenšila hmotnost a zároveň píst vyhovoval při kontrolních výpočtech.

4.4.1 Výška pístu

volím dle obr.17:

$H_P = 55\text{mm}$

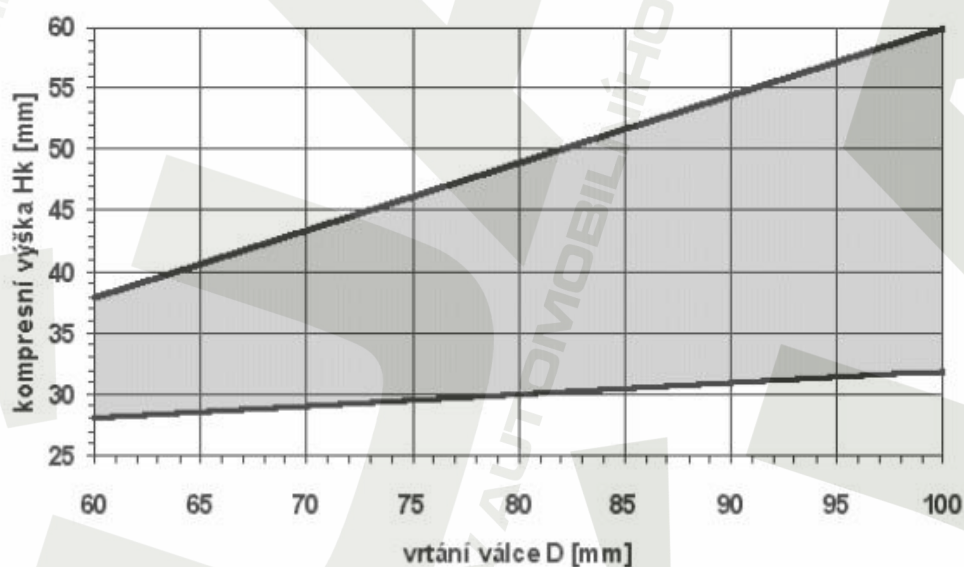


Obr. 17 Výška pístu H_P v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.2 Kompresní výška pístu

volím dle obr.18:

$H_K = 32\text{mm}$

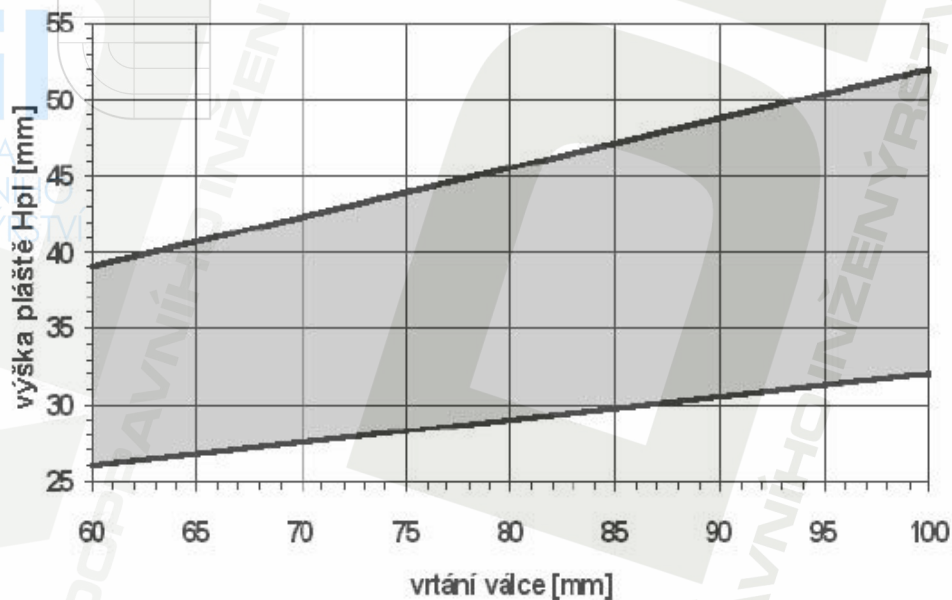


Obr. 18 Kompresní výška H_K v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.3 Výška pláště

volím dle obr.19:

$$H_{Pl} = 36,78\text{mm}$$

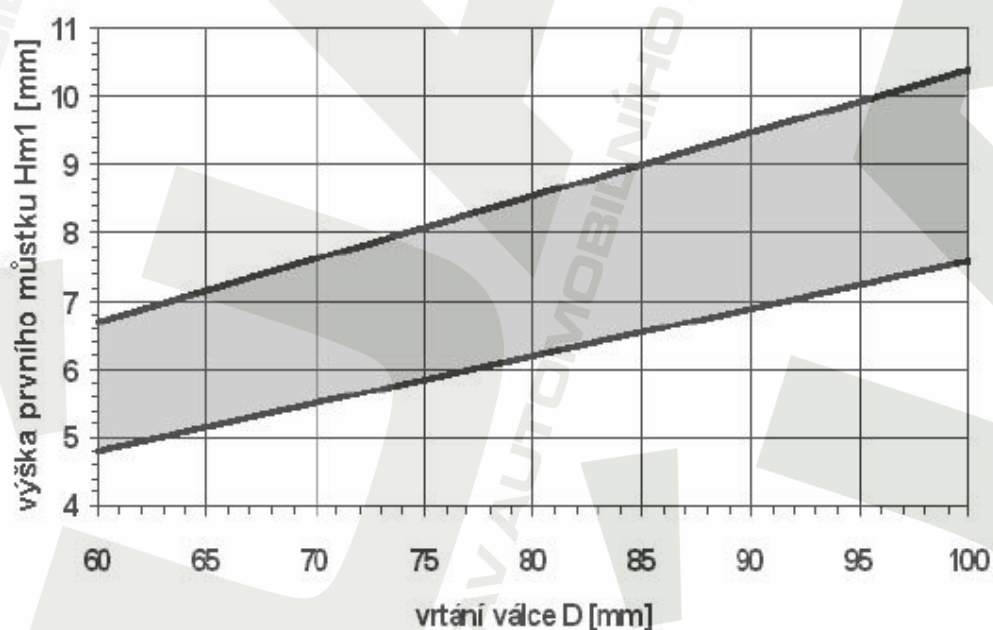


Obr. 19 Výška pláště H_{Pl} v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.4 Výška prvního můstku

volím dle obr.20:

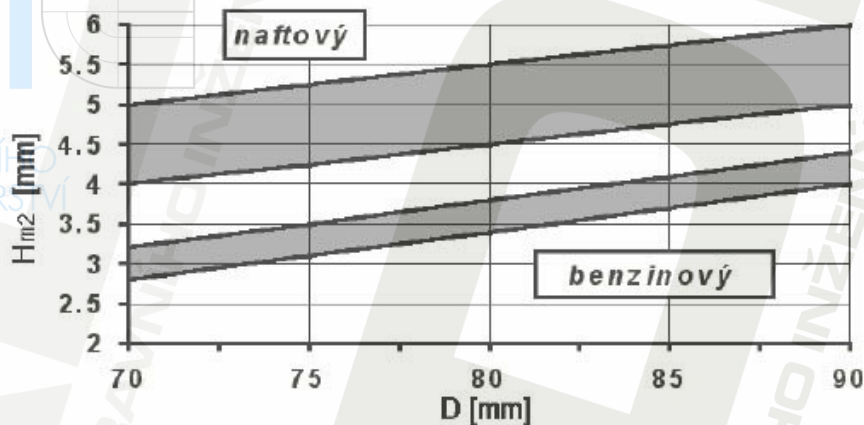
$$H_{m1} = 6,8\text{mm}$$



Obr. 20 Výška prvního můstku H_{m1} v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.5 Výška druhého můstku

volím dle obr.21: $H_{m2} = 3,2\text{mm}$



Obr. 21 Výška druhého můstku H_{m2} v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.6 Výška ostatních můstků (třetího můstku)

volím dle vztahu pro zážehové motory

$$H_{mn} = 0,03 \cdot D$$

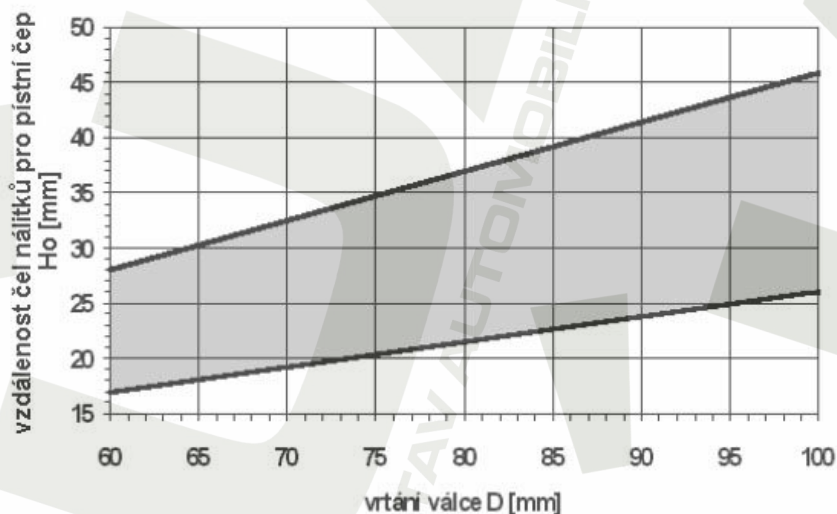
(6)

$$H_{mn} = 0,03 \cdot 0,074$$

$$H_{mn} = 0,00222m = 2,22\text{mm}$$

4.4.7 Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep

volím dle obr.22: $H_o = 24\text{mm}$



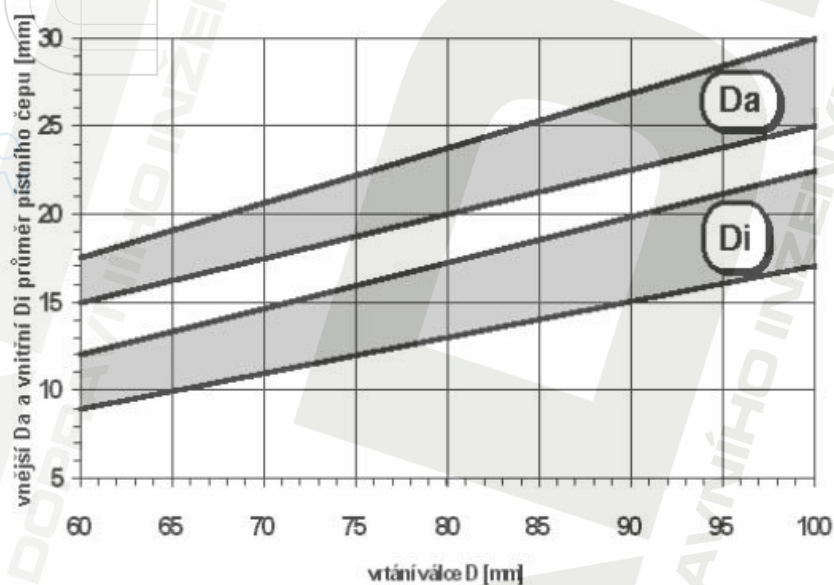
Obr. 22 Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep H_o v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.8 Vnější D_A a vnitřní D_I průměr pístního čepu

volím dle obr.23

$$D_A = 20\text{mm}$$

$$D_I = 14\text{mm}$$



Obr. 23 Vnější D_A a vnitřní D_I průměr pístního čepu v závislosti na vrtání válce D [1]

4.4.9 Šířka dna pístu δ

Dle doporučených hodnot se pohybuje v rozmezí $(0,05 \text{ až } 0,07) \cdot D$.

Zvoleno $\delta = 0,06 \cdot D$

$$\delta = 0,06 \cdot 0,074$$

$$\delta = 0,00444\text{m} = 4,44\text{mm}$$

(7)

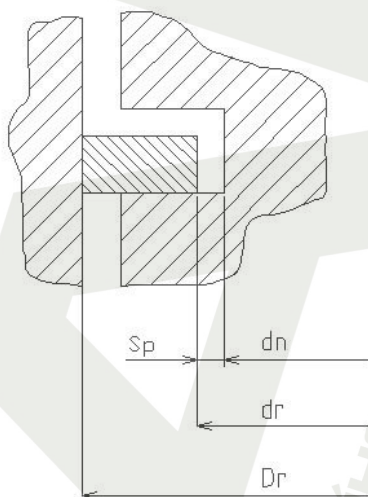
4.5 Drážka pro pístní kroužky

Dle standardu jsem volil uspořádání dvou těsnících a jednoho stíracího kroužku. Nejdůležitější parametr pro správnou funkci kroužků je jejich axiální a radiální vůle v drážce pro pístní kroužek. Těsnící kroužky jsou namáhané vysokým tlakem a teplotou. Také musí odvést alespoň část tepla z pístu na stěnu válce, a dále do chladicího systému motoru. Jejich těsnící schopnost spočívá v utěsnění plynů nad pístem vůči oleji pod pístem. Stírací kroužek slouží ke stírání oleje, a také k udržení mazacího filmu na stěně válce.

První pístní těsnící kroužek volím pravoúhlý (obdélníkový) s válcovou plochou, druhý minutový s kuželovou plochou a stírací kroužek volím ocelový s výřezy a expandérem. Expandér je šroubovitě pero, které při zamontovaném stavu zvyšuje přítlak kroužku na stěny válce.

4.5.1 Radiální vůle pístních kroužků

Při vymezení vůle mezi pístem a stěnou válce nikdy nesmí pístní kroužek dosednout na dno drážky pro pístní kroužek. Proto je zde dostatečně velká radiální vůle, která vyloučí tuto možnost. Avšak při příliš velké vůli dochází k vytvoření ztrátového objemu, do kterého se hromadí nespálené zbytky paliva nebo spalin. To je nežádoucí vzhledem ke zvýšení škodlivin ve výfukových plynech. Také je nutné brát ohled na průběžné usazování karbonu, který by také neměl ohrozit volný pohyb kroužku.



Obr. 24 Radiální vůle S_p pístního kroužku

- D_R - vnější průměr kroužku v zamontovaném stavu
- d_R - vnitřní průměr kroužku v zamontovaném stavu
- d_N - průměr drážky pro pístní kroužek
- S_p - radiální vůle pístního kroužku

Radiální vůli dle doporučených hodnot je $S_p = (0,6 \text{ až } 0,8) \text{ mm}$. Zvolena radiální vůle je pro všechny pístní kroužky totožná.

Volím $S_p = 0,7 \text{ mm}$

Šířka pístních kroužků

Šířka pístních kroužků je zpracována v normách DIN 70 910, DIN 70 915, DIN 70 947. Tyto normy jsou z roku 1973. Vyšli i jejich inovace, avšak pro mé hodnoty jsou normy pouze informativní. Velikosti pístních kroužků, a obecně klikových mechanismů, řeší každá výrobní společnost zabývající se tímto oborem samostatně.

Pro zjednodušení jsem zvolil jednotnou šířku pístních kroužků, podobně jak je zavedeno ve výše uvedených normách DIN. Parametry d_R a d_N tedy budou u všech kroužků stejné.

Volím šířku pístního kroužku $a = 3,1\text{mm}$

Průměr drážky pro pístní kroužek d_N

$$d_N = D - 2 \cdot \left(a + S_p \right) \quad (8)$$

$$d_N = 0,074 - 2 \cdot \left(0,0031 + 0,0007 \right)$$

$$d_N = 0,0644\text{m} = 64,4\text{mm}$$

Průměr kroužku v zamontovaném stavu d_R

$$d_R = D - 2 \cdot a \quad (9)$$

$$d_R = 0,074 - 2 \cdot 0,0031$$

$$d_R = 0,0678\text{m} = 67,8\text{mm}$$

4.5.2 Axiální vůle pístních kroužků

Při axiální vůli hraje velkou roli usazování karbonu mezi pístním těsnícím kroužkem a drážkou pro pístní těsnící kroužek. U prvního těsnícího kroužku vzhledem k namáhání vysokými teplotami a tlaky je největší možnost usazení karbonu, proto se vůle volí větší než u druhého těsnícího či stíracího kroužku. Vůle je určena tolerančními poli.

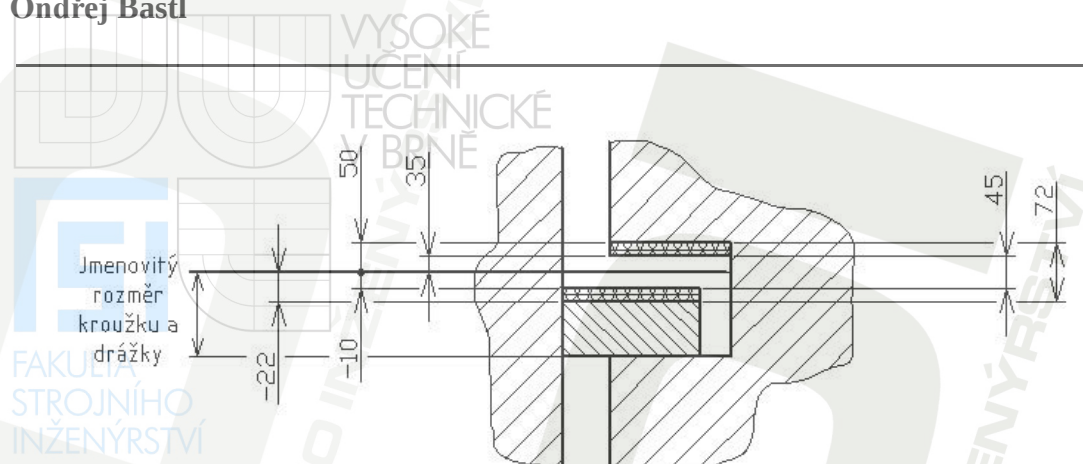
Axiální vůle prvního pístního kroužku

Drážka pro pístní kroužek: $2^{+0,050}_{+0,035}\text{mm}$

Pístní kroužek: $2^{-0,010}_{-0,022}\text{mm}$

Maximální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,072\text{ }\mu\text{m}$

Minimální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,045\text{ }\mu\text{m}$



Obr. 25 Axiální vůle prvního pístního kroužku [μm]

Axiální vůle druhého pístního kroužku

Drážka pro pístní kroužek: $2^{+0,040}_{+0,025} \text{ mm}$

Pístní kroužek: $2^{-0,010}_{-0,022} \text{ mm}$

Maximální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,062 \mu\text{m}$

Minimální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,035 \mu\text{m}$

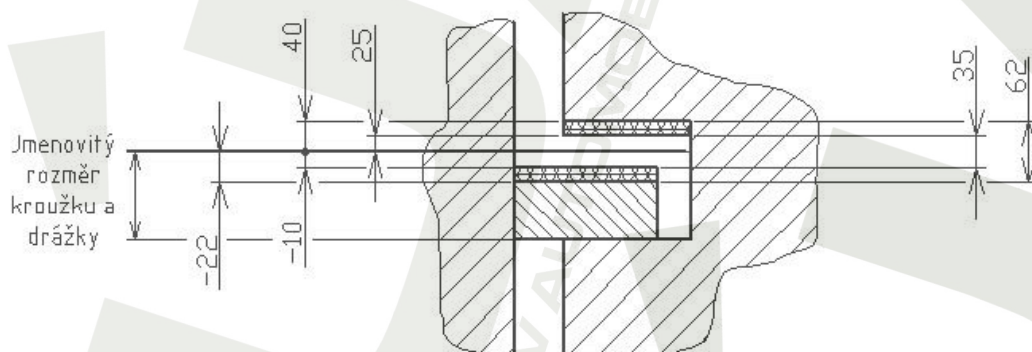
Axiální vůle třetího pístního kroužku

Drážka pro pístní kroužek: $2^{+0,040}_{+0,025} \text{ mm}$

Pístní kroužek: $2^{-0,010}_{-0,022} \text{ mm}$

Maximální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,062 \mu\text{m}$

Minimální vůle pístního kroužku v drážce: $-0,035 \mu\text{m}$



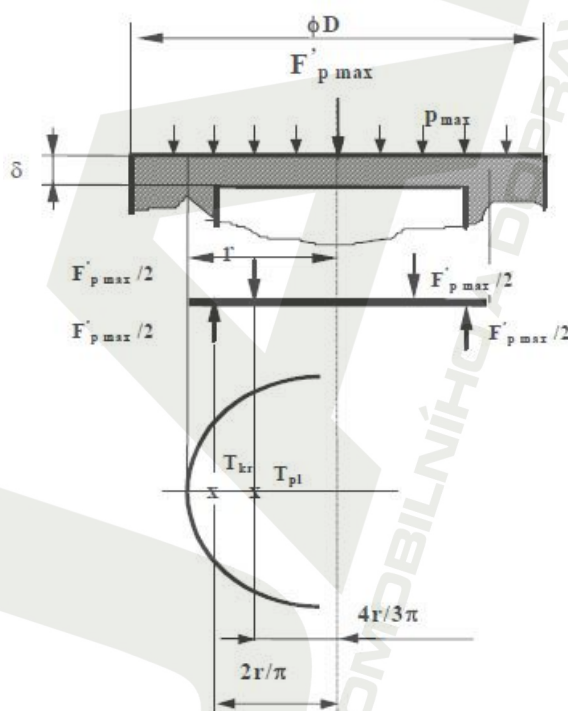
Obr. 26 Axiální vůle druhého a třetího pístního kroužku [μm]

4.5.3 Drážka pro stírací pístní kroužek

Drážka pro stírací kroužek má jiný účel než drážka pro těsnící kroužky. Musí odvádět olej s prostoru pod stíracím kroužkem. Proto jsou zde vyvrtány otvory, které toto zabezpečují. Musí být dostatečně velké, aby odvedli přebytečný olej. Avšak i dostatečně malé, aby píst odolal veškerému namáhání a neporušil se. Vrtané otvory zvyšují vrubový účinek a tím se zvyšuje napětí. Při kontrolním výpočtu pístu nesmíme otvory zanedbat. Rozměr vrtaných otvorů je přibližně o 1mm menší než šířka drážky. Zvolil jsem možnost otvory umístit mírně mimo drážku pro snížení spotřeby oleje a průměr otvorů 1,8mm. V kritickém průřezu je otvor řezán mimo střed vrtání, a tím je průřez otvorem menší než průměr 1,8mm.

4.6 Pevnostní výpočet pístu

4.6.1 Pevnostní výpočet dna pístu



Obr. 27 Zatížení dna pístu a výpočtový model [1]

Maximální síla tlaků plynů:

$$F_{p, \max} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{\max} \quad (10)$$

$$F_{p, \max} = \pi \cdot 0,021^2 \cdot 8 \cdot 10^6$$

$$F_{p, \max} = 11084N$$

Bakalářská práce

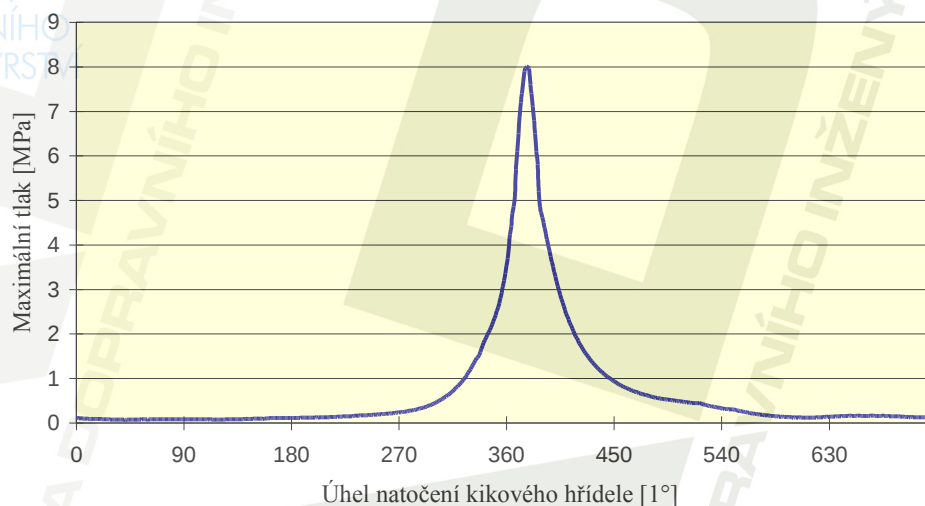
Úprava pístu čtyřdobého zážehového motoru Suzuki Swift GTi

Ondřej Bastl

r [m] – poloměr vetknutí (podepření) desky (volím $r = 21\text{mm} = 0,021\text{m}$)

$p_{\max}$ [Pa] – maximální tlak plynů ve válci motoru (určuje se z indikátorového diagramu)

Indikátorový diagram pro $p_e = 1,3\text{MPa}$



Obr. 28 Indikátorový diagram

Maximální ohybový moment:

$$M_{o,\max} = \frac{F_{p,\max} \cdot r}{\pi \cdot 3} \quad (11)$$

$$M_{o,\max} = \frac{11083,54 \cdot 0,021}{\pi \cdot 3}$$

$$M_{o,\max} = 24,70\text{Nm}$$

Moment odporu v ohybu (modul v průřezu):

$$W_o = \frac{r \cdot \delta^2}{3} \quad (12)$$

$$W_o = \frac{0,021 \cdot 0,00444^2}{3}$$

$$W_o = 1,38 \cdot 10^{-7} \text{m}^3$$

Maximální ohybové napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{o,\max} &= \frac{M_{o,\max}}{W_o} \\ \sigma_{o,\max} &= \frac{24,70}{1,38 \cdot 10^{-7}} \\ \sigma_{o,\max} &= 178,96 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (13)$$

Vypočtená hodnota je pouze informativního charakteru, jelikož odpovídá lineárnímu modelu kruhové desky. Skutečná hodnota je ovlivněna vetknutím nebo podepřením desky. Volím vetknutou desku.

Maximální ohybové napětí pro vetknutou desku:

$$\begin{aligned}\sigma_{o,\max} &= 0,25 \cdot p_{\max} \cdot \left[\left(\frac{r}{\delta} \right)^2 \right] \\ \sigma_{o,\max} &= 0,25 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot \left[\left(\frac{0,021}{0,00444} \right)^2 \right] \\ \sigma_{o,\max} &= 44,74 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (14)$$

Dovolená hodnota napětí pro píst s hliníkových slitin a dnem s nízkými žebry:

$$\sigma_{dov} = 40 \div 50 \text{ MPa} > 44,74 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.6.2 Nejslabší místo pláště pístu

Nejslabší místo pláště pístu je v drážce pro stírací kroužek, jak jsem už výše uvedl. Plný materiál je narušen jak drážkou, tak vrtanými otvory pro odvod oleje.

Maximální síla od tlaku plynů:

$$\begin{aligned}F_{p,\max} &= \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \cdot p_{\max} \\ F_{p,\max} &= \left(\frac{\pi \cdot 0,074^2}{4} \right) \cdot 8 \cdot 10^6 \\ F_{p,\max} &= 34407 \text{ N}\end{aligned}\quad (15)$$

Průřez pístu v rovině drážky pro stírací kroužek:

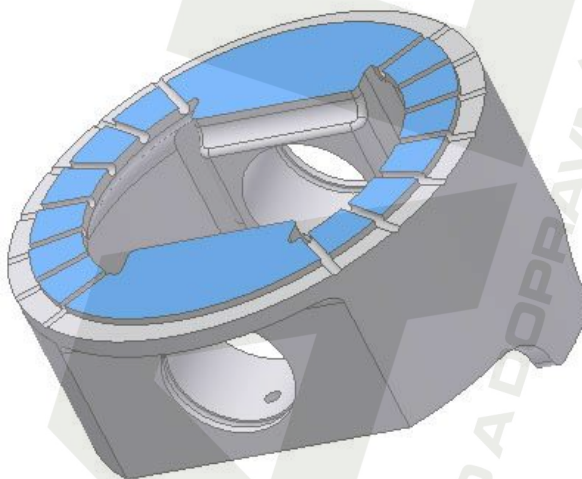
V případě průřezu S_x je jeho výpočet zjednodušen. Vrtané díry odebírající plochu v kritickém průřezu, nám nahradí výztuha náliček pro pístní čep. Proto tyto nesrovnalosti zanedbáváme.

$$S_x = \left(d_N^2 - d_x^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4} \quad (16)$$

$$S_x = \left(0,0664^2 - 0,0500^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$S_x = 1,49 \cdot 10^{-3} m^2$$

d_x [mm] - vnitřní průměr plochy v nejslabším místě pláště pístu



Obr. 29 Kritický průřez pístu S_x

Vnitřní průměr plochy d_x :

$$d_x = D - 2 \cdot b \quad (17)$$

$$d_x = 0,074 - 2 \cdot 0,012$$

$$d_x = 0,050 m$$

b [m] – šířka stěny v místě stíracího kroužku (volím $b = 12mm$)

Napětí vyvolané tlakem plynu nad pístem:

$$\sigma_{tl,max} = \frac{F_{p,max}}{S_x} \quad (18)$$

$$\sigma_{tl,max} = \frac{34407}{1,49 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{tl,max} = 22,95 MPa$$

Setrvačná síla:

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \left(1 + \lambda_o \right) \quad (19)$$

$$F_{sp,x} = 0,160 \cdot 0,038 \cdot 942^2 \cdot \left(1 + 0,312 \right)$$

$$F_{sp,x} = 7039 \text{ N}$$

m_x [kg] – hmotnost koruny pístu

r_k [m] – poloměr klikového hřídele

λ_o [-] – ojnicní poměr (dnešní motory $\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} = 0,2 \div 0,3$), vycházel jsem ze

stávajících (neměněných) hodnot motoru. Proto $\lambda_o = 0,312$

Maximální úhlová rychlost:

$$\omega_{\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max}}{60} \quad (20)$$

$$\omega_{\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 9000}{60}$$

$$\omega_{\max} = 942 \text{ s}^{-1}$$

$n_{\max}$ [min^{-1}] – maximální otáčky motoru (dle jmenovitých otáček $n = 7500 \text{ min}^{-1}$ volím maximální otáčky $n_{\max} = 9000 \text{ min}^{-1}$)

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x} \quad (21)$$

$$\sigma_t = \frac{7039}{1,49 \cdot 10^{-3}}$$

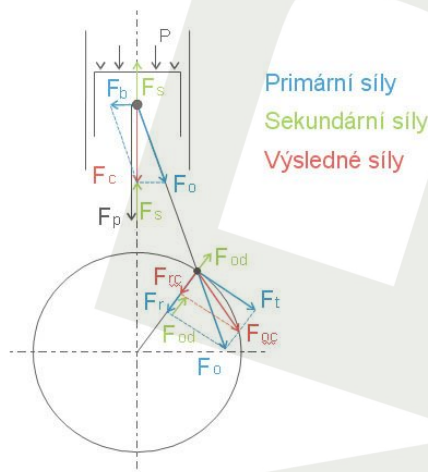
$$\sigma_t = 4,69 \text{ MPa}$$

Dovolená hodnota napětí pro píst s hliníkových slitin:

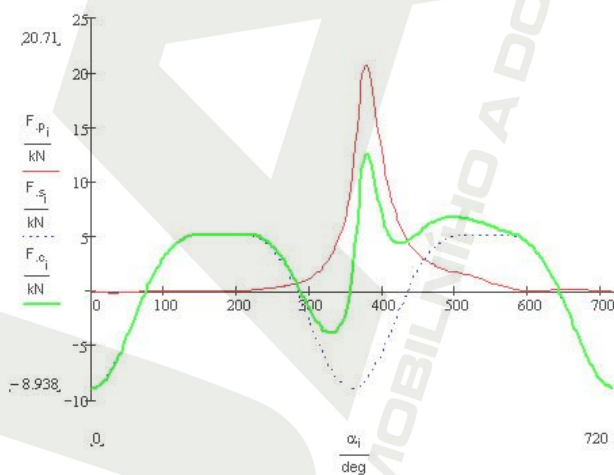
$$\sigma_{t,dov} = 4 \div 10 \text{ MPa} > 4,69 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.6.3 Měrný tlak na plášti pístu

Vyvolává jej síla normálová, kterou působí píst na stěnu válce. Maximální velikost získá těsně za horní úvratí při expanzním zdvihu. Je určena kinematikou klikového mechanismu. V mém případě je maximální velikost síly při natočení klikového hřídele o úhlu 379° . Tedy 19° za horní úvratí, proto $\alpha = 19^\circ$. Materiál volím hliníkové slitiny Al-Si.



Obr. 30 Zatížení setrvačnými silami



Obr. 31 Celkové silové působení na píst

Síla od tlaku plynů:

$$F_p = (p_{\max} - p_{\text{atm}}) \cdot S_p \quad (22)$$

$$F_p = (8 \cdot 10^6 - 101325) \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}$$

$$F_p = 33971 \text{ N}$$

p_{atm} [Pa] – atmosférický tlak (pro běžné podmínky $p_{\text{atm}} = 101325 \text{ Pa}$)

S_p [m^2] – plocha dna pístu

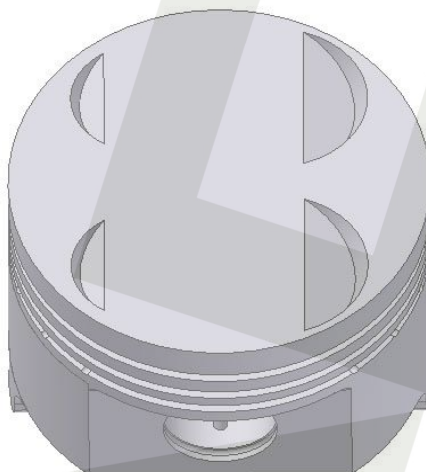
Plocha dna pístu:

Výpočet plochy dna pístu je vyčíslen pro kruhovou plochu. V ploše jsou vybrání pro ventily, aby nedošlo ke kolizi pístu s ventily. Toto vybrání výrazně neovlivní průběh chodu motoru.

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

$$S_p = \frac{\pi \cdot 0,074^2}{4}$$

$$S_p = 4,3 \cdot 10^{-3} m^2$$



Obr. 32 Dno pístu

Sekundární síla:

$$F_s = -(m_p - m_1) \cdot r \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \left(\cos(\alpha) + \lambda_o \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \right) \quad (23)$$

$$F_s = -(0,268 - 0,335) \cdot 0,021 \cdot 942^2 \cdot \left(\cos(19) + 0,312 \cdot \cos(2 \cdot 19) \right)$$

$$F_s = 1489N$$

m_p [kg] – hmotnost pístu pro hliníkové slitiny (dle Autodesk Inventoru $m_p = 0,268kg$)

m_1 [kg] – hmotnost posuvných hmot (volím $m_1 = 0,335kg$)

α [°] – úhel natočení klikového hřídele

Úhel natočení ojnice:

$$\beta = \arcsin \left(\lambda_o \cdot \sin(\alpha) \right) \quad (24)$$

$$\beta = \arcsin \left(0,312 \cdot \sin(19) \right)$$

$$\beta = 5,83^\circ$$

Maximální velikost výsledné síly:

$$F_c = F_s + F_p \quad (25)$$

$$F_c = 1489 + 33971$$

$$F_c = 35500\text{N}$$

Normálová síla:

$$F_b = F_c \cdot \tan\left(\beta\right) \quad (26)$$

$$F_b = 35500 \cdot \tan\left(5,83\right)$$

$$F_b = 3620\text{N}$$

Měrný tlak na plášti pístu:

$$p_{p1} = \frac{F_b}{D_{p1} \cdot L_{p1}} \quad (27)$$

$$p_{p1} = \frac{3620}{0,074 \cdot 0,062}$$

$$p_{p1} = 0,89\text{MPa}$$

D_{p1} [m] – průměr vrtání válce ($D_{p1} = D$)

L_{p1} [m] – nosná délka pláště pístu (dle Autodesk Inventoru $L_{p1} = 0,055$)

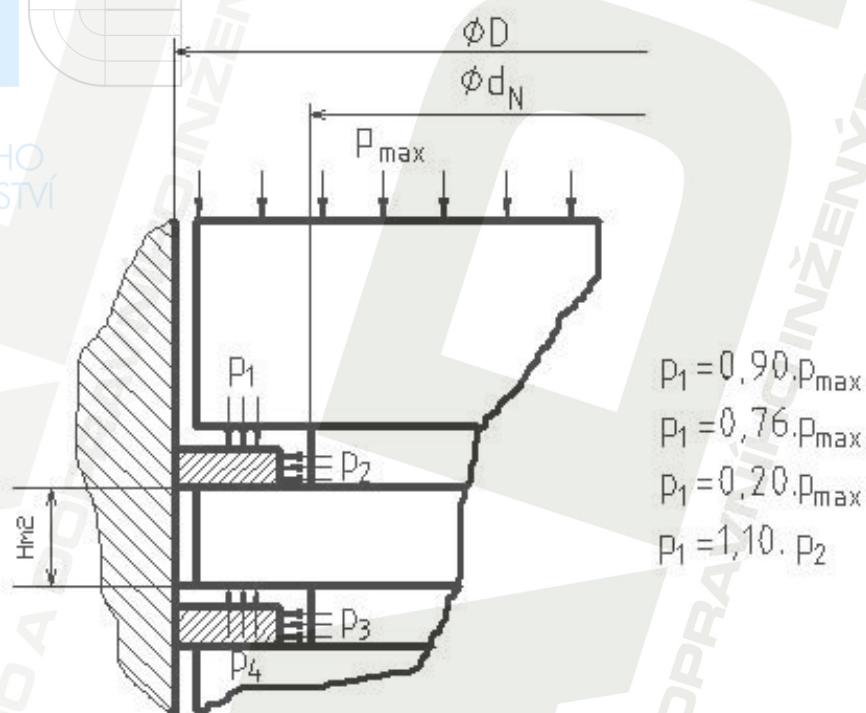
Doporučená hodnota měrného tlaku $p_{p1} = 0,6 \div 1,4\text{MPa}$. S vlastní hodnotou $p_{p1} = 0,89$ vyhovují intervalu.



Obr. 33 Plášť pístu

4.6.4 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

Je vystaven vysokým tlakům a teplotám. Tlakové rozložení je patrné z obr.34.



Obr. 34 Rozložení tlaku v mezikroužkových objemech

Výsledný silový účinek na můstek:

$$F_m = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot \left(D^2 - d_N^2 \right) \cdot \left(0,9 \cdot p_{max} - 0,22 \cdot p_{max} \right) \quad (28)$$

$$F_m = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot \left(0,074^2 - 0,0644^2 \right) \cdot \left(0,9 \cdot 8 \cdot 10^6 - 0,22 \cdot 8 \cdot 10^6 \right)$$

$$F_m = 4559N$$

Ohybové napětí:

$$M_o = F_m \cdot \left(\frac{D - d_m}{4} \right) \quad (29)$$

$$M_o = 4559 \cdot \left(\frac{0,074 - 0,0644}{4} \right)$$

$$M_o = 8,66Nm$$

$$d_m [m] = d_N [m]$$

Modul odporu v ohybu:

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot d_N \cdot H_{m2}^2$$

$$W_o = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0,0644 \cdot 0,0032^2$$

$$W_o = 3,56 \cdot 10^{-7} m^3$$

(30)

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

(31)

$$\sigma_o = \frac{8,66}{3,56 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_o = 62,77 MPa$$

Průřez v místě vetknutí:

$$S = \pi \cdot d_N \cdot H_{m2}$$

$$S = \pi \cdot 0,0644 \cdot 0,0032$$

$$S = 0,668 \cdot 10^{-3} m^2$$

(32)

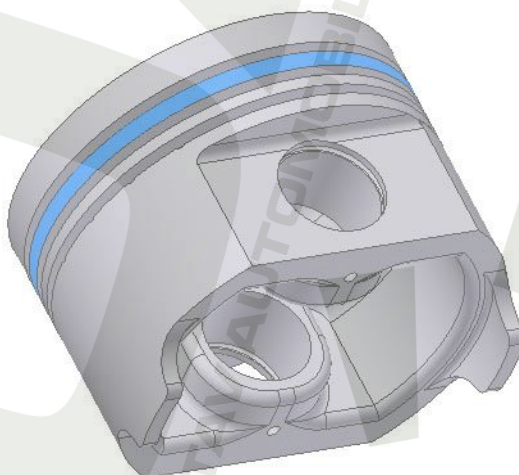
Smykové napětí:

$$\tau = \frac{F_m}{S}$$

(33)

$$\tau = \frac{4559}{0,668 \cdot 10^{-3}}$$

$$\tau = 6,83 MPa$$



Obr. 35 Místek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 - 3 \cdot \tau^2} \quad (34)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{62,77^2 - 3 \cdot 6,83^2}$$

$$\sigma_{red} = 61,65 \text{ MPa}$$

Při zohlednění nárůstu teploty a vrubových účinků drážek pro pístní kroužky na píst. Je dovolená hodnota redukovaného napětí pro píst s hliníkových slitin:

$$\sigma_{red,dov} = 60 \div 80 \text{ MPa} > 61,65 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.7 Porovnání původního pístu s navrhovaným

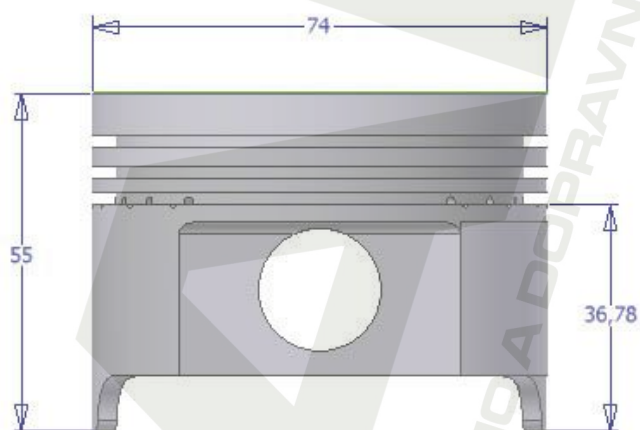
Původní píst oproti navrhovanému se liší téměř ve všech rozměrech, vyjímaje snad vybrání pro ventily. Změnu rozměrů jsem zpracoval v tabulce č.2.

Tab 2. Parametry pístů

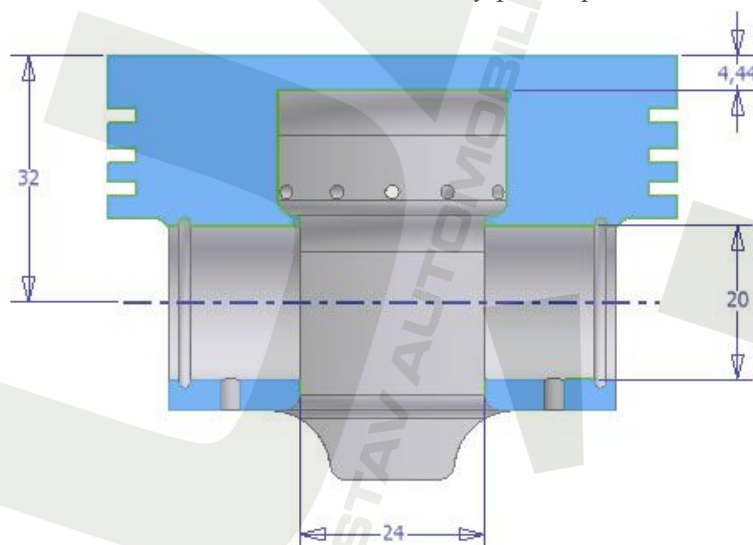
Rozměr	Značka	Jednotka	Původní píst	Navrhovaný píst
Výška pístu	H _p	[mm]	56	55
Kompresní výška pístu	H _k	[mm]	29,6	32
Výška pláště	H _{p1}	[mm]	38,3	36,78
Výška prvního můstku	H _{m1}	[mm]	7,1	6,8
Výška druhého můstku	H _{m2}	[mm]	3,6	3,2
Výška ostatních můstků	H _{mn}	[mm]	2	2,22
Vzdálenost čel nálitku pro pístní čep	H _o	[mm]	25,46	24
Vnější průměr pístního čepu	D _A	[mm]	18,7	20
Vnitřní průměr pístního čepu	D _I	[mm]	14,62	14
Šířka dna pístu	δ	[mm]	-	4,44
Hmotnost pístu	m _p	[kg]	0,308	0,268



Obr. 36 Původní a navržený píst



Obr. 37 Základní rozměry pláště pístu



Obr. 38 Základní rozměry řezu pístem

5 Závěr

Prvním bodem zadání mé bakalářské práce bylo vypracovat návrh úpravy sériového pístu pro motor G13B nacházející se ve vozidle Suzuki Swift 1,3 GTi. Úprava směřovala ke zvýšení výkonu a otáček sériového motoru. Výkon vzrostl ze 74kW při 6500 1/min⁻¹ na přibližně 105kW při 7500 1/min⁻¹. Vycházel jsem z původních hodnot a snažil se zachovat ty, které by znamenali úplné předělání motoru. Zachoval jsem hodnoty týkající se rozměru bloku, klikového hřídele a hlavy válců. Provedl jsem zúžení pláště pod korunou pístu kolmo k ose pístního čepu pro zmenšení hmotnosti. Abych zachoval dostatečnou tuhost pístu, změnil jsem kompresní výšku pístu z původních 29,6mm na 32mm. Se změnou souvisí délka ojnice, kterou navrhuji zkrátit. Změní se průběh zdvihu pístu, ale na chod motoru by to nemělo mít žádný vliv. Zúžení pláště pístu znamenalo zmenšení vzdálenosti čel nálitku pro pístní čep z původních 25,46mm na 24mm, abych zachoval dostatečnou tuhost pístu v oblasti pístního čepu. Při zmenšení průřezu by mohlo dojít vlivem tlakového cyklického namáhání a setrvačnými silami k plastické deformaci, a následně k únavovému lomu. Bude nezbytné učinit změny šířky oka ojnice a nejspíše změnit i materiály či technologický postup při výrobě ojnice. Neodmyslitelnou součástí zúžení pístu je zmenšení objemu materiálu a tím i hmotnosti pístu. Hmotnost poklesla z původních 308g na 268g, čímž se zmenší setrvačné hmoty namáhající ojnici i klikový hřídel. Další částí mého konstrukčního řešení jsou otvory v drážce pístu pro stírací kroužek, sloužící k odvodu oleje. Jsou vrtány kolmo k pohybu pístu ve válci, jelikož je třeba dno ostříkovat olejem pro dodatečné chlazení. Kdyby byly vrtány šikmo, docházelo by k plnění drážky olejem vlivem ostříku, a zvýšení spotřeby oleje. Ostatní rozměry se též liší, avšak nejsou příliš důležité, anebo není třeba kvůli nim měnit jiné části motoru. Změny jsem zpracoval v kapitole 4.7 tabulka č.2.

Druhým bodem zadání bylo dle průběhu zadaného indikátorového diagramu a navržené kinematiky klikového mechanismu provést pevnostní kontrolu kritických průřezů pístu. Kontrola se ve všech průřezích nachází v daných mezích. Pro přesnější kontrolu lze řešit metodou konečných prvků v různých simulačních softwarech. To ovšem není zadáním mé bakalářské práce, a nepatří do rozsahu mého dosavadního studia. Tímto jsem splnil všechny body zadání.

6 Seznam použité literatury

- [1] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt : Studijní opory*. [s.l.], 1996. 154 s. Učební text vysokých škol. Vysoké učení technické v Brně.
- [2] RAUSCHER, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II : Studijní opory*. [s.l.], 1996. 235 s. Učební texty vysokých škol. Vysoké učení technické v Brně.
- [3] RAUSCHER, J. *Vozidlové motory : Studijní opory*. [s.l.], 1996. 156 s. Učební texty vysokých škol. Vysoké učení technické v Brně.
- [4] *Canocar* [online]. 2004 [cit. 2010-05-12]. Historie Suzuki. Dostupné z WWW: <<http://www.canocar.cz/historie-suzuki-34/>>.
- [5] *Suzuki* [online]. 2010 [cit. 2010-05-15]. Company history. Dostupné z WWW: <http://media.suzuki.com/auto/uploads/2010_Suzuki_Auto_Company_History.pdf>.
- [6] *Wikipedia* [online]. 2010 [cit. 2010-05-16]. Suzuki Cultus. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Suzuki_Cultus>.
- [7] *Baleno.blog.cz* [online]. 2010 [cit. 2010-05-20]. Suzuki - Stručná historie. Dostupné z WWW: <<http://baleno.blog.cz/0902/suzuki-strucna-historie>>
- [8] *Suzukicycles* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. Suzuki history. Dostupné z WWW: <<http://www.suzuki-swift.org/2006/12/28/suzuki-swift-history-1985-1988/>>.
- [9] *Moravskoslezský kraj* [online]. 2010 [cit. 2010-05-21]. Tipy na výlety. Dostupné z WWW: <<http://moravskoslezskykraj.cz/tipy-na-vylety.php>>.

7 Seznam použitých symbolů

a	[mm]	Šířka pístního kroužku
b	[m]	Šířka stěny v místě stíracího kroužku
c_s	[m.s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
d_N	[mm]	Vnitřní průměr pístního kroužku v zamontovaném stavu
d_R	[mm]	Vnitřní průměr pístního kroužku v zamontovaném stavu
d_x	[mm]	Vnitřní průměr plochy v nejslabším místě pláště pístu
D	[mm]	Vrtání válce motoru
D_A	[mm]	Vnější průměr pístního čepu
D_I	[mm]	Vnitřní průměr pístního čepu
D_R	[mm]	Vnější průměr pístního kroužku v zamontovaném stavu
F_b	[N]	Normálová síla
F_c	[N]	Výsledná síla působící na píst ve vertikálním směru
F_m	[N]	Výsledný silový účinek působící na můstek
F_p	[N]	Síla od tlaku plynu působících na píst ve vertikálním směru
$F_{p,max}$	[N]	Maximální síla od tlaku plynů
F_s	[N]	Sekundární síla působící na píst ve vertikálním směru
$F_{sp,x}$	[N]	Setrvačná síla pístu
$H_{\check{C}}$	[mm]	Vzdálenost pojistných kroužků
H_K	[mm]	Kompresní výška pístu
H_{m1}	[mm]	Výška prvního můstku pístu
H_{m2}	[mm]	Výška druhého můstku pístu
H_{mn}	[mm]	Výška třetího (ostatních) můstků pístu
H_O	[mm]	Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep
H_{p1}	[mm]	Výška pláště pístu
H_p	[mm]	Výška pístu
i	[-]	Počet válců motoru
i_p	[-]	Kompresní poměr motoru
k	[-]	Zdvihový poměr
L_{p1}	[m]	Nosná délka pláště pístu
m_p	[kg]	Hmotnost pístu
m_1	[kg]	Hmotnost posuvných hmot
m_x	[kg]	Hmotnost korunky nad řezem kontrolovaného průřezu
M_o	[Nm]	Ohybový moment
$M_{o,max}$	[kg]	Maximální ohybový moment
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky

Bakalářská práce

Úprava pístu čtyřdobého zážehového motoru Suzuki Swift GTi

Ondřej Bastl

$n_{\max}$	$[\text{min}^{-1}]$	Maximální otáčky
p_{atm}	$[\text{Pa}]$	Atmosférický tlak
p_e	$[\text{Pa}]$	Střední efektivní tlak
$p_{\max}$	$[\text{Pa}]$	Maximální tlak plynů ve válci motoru
p_{pl}	$[\text{Pa}]$	Měrný tlak na plášť pístu
P_e	$[\text{W}]$	Výkon motoru
P_l	$[\text{W}]$	Objemový (litrový) výkon
r	$[\text{m}]$	Poloměr podepření desky
r_k	$[\text{m}]$	Poloměr klikového hřídele
S	$[\text{m}^2]$	Průřez v místě vetknutí
S_p	$[\text{mm}]$	Radiální vůle pístního kroužku
S_x	$[\text{m}^2]$	Minimální příčný průřez pístu v drážce pro stírací kroužek
V_z	$[\text{m}^3]$	Zdvihový objem jednoho válce
V	$[\text{m}^3]$	Zdvihový objem motoru
W_o	$[\text{m}^3]$	Modul odporu v ohybu
Z	$[\text{m}]$	Zdvih pístu
α	$[\circ]$	Úhel natočení klikového hřídele
β	$[\circ]$	Úhel mezi osou pístu a ojnicí
δ	$[\text{mm}]$	Hloubka dna pístu
λ_o	$[-]$	Ojniční poměr
π	$[-]$	Ludolfovo číslo
σ_{dov}	$[\text{Pa}]$	Dovolená hodnota napětí
σ_o	$[\text{Pa}]$	Ohybové napětí
$\sigma_{o,\max}$	$[\text{Pa}]$	Maximální ohybové napětí pro vetknutou desku
$\sigma_{o,\max}$	$[\text{Pa}]$	Maximální ohybové napětí
σ_{red}	$[\text{Pa}]$	Výsledné redukované napětí
σ_t	$[\text{Pa}]$	Tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu
$\sigma_{t,\max}$	$[\text{Pa}]$	Napětí vyvolané tlakem plynu
τ	$[\text{Pa}]$	Smykové napětí
τ	$[-]$	Taktnost motoru
$\omega_{\max}$	$[\text{s}^{-1}]$	Maximální úhlová rychlost