

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2013

Bc. Petr Tomiška

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh dvoutaktního motoru s přímým vstřikováním paliva
Bc. Petr Tomiška

Diplomová práce
2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Tomiška**
Osobní číslo: **D11846**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh dvoutaktního motoru s přímým vstřikováním paliva**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Rozbor problematiky dvoutaktního motoru a jeho řešení.
Návrh základních komponent dvoutaktního motoru.
Návrh vstřikování.
Řešení mazání motoru.

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího diplomové práce
Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy
Forma zpracování diplomové práce: tištěná
Seznam odborné literatury:

- [1] GREGORA, Stanislav a Zdeněk MAŠEK. Elektronické a mechanické systémy v konstrukci silničních vozidel. Pardubice, 2008. ISBN 978-80-7395-082-8.
[2] MACEK, Jan. Spalovací motory. Praha: ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Stanislav Gregora, Ph.D.
Katedra elektrotechniky, elektroniky a zabezpečovací techniky v dopravě

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2013
Termín odevzdání diplomové práce: 23. května 2013



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2013

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 22. 5. 2013

Bc. Petr Tomiška

Poděkování

Děkuji tímto vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Stanislavu Gregorovi Ph.D. za poskytnuté rady a připomínky k této práci. Dále bych velmi rád poděkoval firmě A Spirit a.s. za poskytnuté podklady k vytvoření této práce.

ANOTACE

Práce se zabývá návrhem základných komponent klikového mechanismu a přímého vstřikování dvoutaktních motorů. Zahrnuje pevnostní výpočet posuvných a rotačních částí motoru. A popisuje fungování nízkotlakého přímého vstřikování pro dvoutaktí motory. Zároveň i řeší způsob jejich mazání.

KLÍČOVÁ SLOVA

motor, dvoutakt, vstřikování, mazání

TITLE

Design two-stroke engine with direct fuel injection

ANOTATION

The work deals with the basic components of the crank mechanism and direct-injection two-stroke engines. Includes strength calculation of sliding and rotating parts of the engine. And describes the operation of the low-pressure direct injection two-stroke engines. At the same time also solved a method of lubrication.

KEYWORDS

engine, two-stroke, fuel injection, lubrication

Obsah

0	Úvod	11
1	Rozbor problematiky dvoutaktního motoru	12
1.1	<i>Princip činnosti</i>	<i>12</i>
1.2	<i>Srovnání dvoutaktních a čtyřtaktních motorů</i>	<i>13</i>
1.3	<i>Rozvod dvoudobých motorů</i>	<i>14</i>
1.3.1	<i>Rozvod pístem</i>	<i>15</i>
1.3.2	<i>Rozvod šoupátkem</i>	<i>16</i>
1.3.2.1	<i>Rozvod rotačním šoupátkem</i>	<i>16</i>
1.3.2.2	<i>Rozvod jazýčkovým ventilem (membránou)</i>	<i>17</i>
1.3.2.3	<i>Rozvod válcovým šoupátkem</i>	<i>18</i>
1.4	<i>Výfuková přívěra</i>	<i>19</i>
2	Návrh základních komponent dvoutaktního motoru	20
2.1	<i>Parametry motoru</i>	<i>20</i>
2.2	<i>Návrh rozvodového diagramu motoru</i>	<i>21</i>
2.3	<i>Vypočtené parametry</i>	<i>21</i>
2.4	<i>Kinematika klikového mechanismu</i>	<i>26</i>
2.4.1	<i>Dráha pístu</i>	<i>26</i>
2.4.2	<i>Rychlost pístu</i>	<i>27</i>
2.4.3	<i>Zrychlení pístu</i>	<i>28</i>
2.4.4	<i>Výsledná kinematika pístu</i>	<i>29</i>
2.5	<i>Návrh a výpočet rozměrů pístu</i>	<i>30</i>
2.5.1	<i>Pevnostní výpočet pístu</i>	<i>31</i>
2.6	<i>Pístní čep</i>	<i>32</i>
2.6.1	<i>Kontrola namáhání pístního čepu na ohyb</i>	<i>33</i>
2.7	<i>Návrh ojnice</i>	<i>34</i>
2.7.1	<i>Síly působící na oko ojnice</i>	<i>36</i>
2.7.2	<i>Pevnostní kontrola dřívku ojnice</i>	<i>37</i>
2.7.3	<i>Pevnostní kontrola hlavy ojnice</i>	<i>39</i>
2.8	<i>Návrh klikového hřídele</i>	<i>39</i>
2.8.1	<i>Kontrola hlavního čepu</i>	<i>40</i>

2.8.2	Kontrola ojnicního čepu.....	41
2.8.3	Vyvážení klikového mechanismu.....	41
2.8.3.1	Vyvážení rotačních hmot	42
2.8.3.2	Vyvážení posuvných hmot	43
2.8.3.3	Výpočet velikosti vývažku	45
3	Výkresová dokumentace	47
4	Návrh vstřikování	48
4.1	<i>Přímé vstřikování</i>	<i>48</i>
4.2	<i>Princip činnosti dvoudobého motoru s přímým vstřikováním</i>	<i>49</i>
4.3	<i>Přímé nízkotlaké vstřikování paliva</i>	<i>50</i>
4.4	<i>Vstřikovací jednotka.....</i>	<i>52</i>
4.4.1	<i>Vstřikovací ventil.....</i>	<i>53</i>
4.4.1.1	<i>Výpočet hmoty vstřikovaného paliva.....</i>	<i>53</i>
4.4.2	<i>Vzduchová tryska</i>	<i>55</i>
4.5	<i>Kompresor.....</i>	<i>55</i>
4.6	<i>Řídící jednotka.....</i>	<i>56</i>
4.6.1	<i>Strategie řízení vstřikování</i>	<i>57</i>
5	Mazání	59
5.1	<i>Mazání dvoudobých motorů.....</i>	<i>59</i>
5.1.1	<i>Mazání mastnou směsí</i>	<i>59</i>
5.1.2	<i>Oddělené mazání</i>	<i>59</i>
5.2	<i>Systém mazání pro dvoudobé motory s přímým vstřikováním.....</i>	<i>60</i>
6	Emise	61
7	Závěr.....	64
8	Seznam použité literatury.....	65
9	Seznam příloh.....	67

Seznam obrázků

<i>Obrázek 1 Princip dvoutaktního motoru</i>	<i>13</i>
<i>Obrázek 2 Symetrický rozvod</i>	<i>15</i>
<i>Obrázek 3 Nesymetrický rozvod.....</i>	<i>15</i>
<i>Obrázek 4 Rozvod pístem</i>	<i>15</i>
<i>Obrázek 5 Rozvod kotoučovým šoupátkem</i>	<i>17</i>
<i>Obrázek 6 Membránový rozvod</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 7 Rozvod válcovým šoupátkem</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 8 Výfuková přívěra značky Rotax</i>	<i>19</i>
<i>Obrázek 9 Rozvodový diagram motoru.....</i>	<i>21</i>
<i>Obrázek 10 Ideální p-v diagram</i>	<i>22</i>
<i>Obrázek 11 Schéma klikového mechanismu</i>	<i>26</i>
<i>Obrázek 12 Závislost dráhy pístu na natočení klikového hřídele</i>	<i>27</i>
<i>Obrázek 13 Závislost rychlosti pístu na natočení klikového hřídele</i>	<i>28</i>
<i>Obrázek 14 Závislost zrychlení pístu na natočení klikového hřídele.....</i>	<i>29</i>
<i>Obrázek 15 Výsledná kinematika pístu</i>	<i>29</i>
<i>Obrázek 16 Rozměry pístu</i>	<i>30</i>
<i>Obrázek 17 Pístní čep</i>	<i>33</i>
<i>Obrázek 18 Rozměry ojnice</i>	<i>35</i>
<i>Obrázek 19 Ojnice</i>	<i>37</i>
<i>Obrázek 20 Rozměry klikového hřídele</i>	<i>39</i>
<i>Obrázek 21 Setrvačné síly rotujících hmot</i>	<i>42</i>
<i>Obrázek 22 Průběh setrvačných sil rotujících hmot.....</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 23 Setrvačné síly posuvných hmot</i>	<i>43</i>
<i>Obrázek 24 Průběh setrvačných sil posuvných hmot.....</i>	<i>44</i>

<i>Obrázek 25 Vývažky</i>	46
<i>Obrázek 26 Vrstvené plnění</i>	48
<i>Obrázek 27 Homogenní spalování</i>	49
<i>Obrázek 28 Rozprášení paliva</i>	50
<i>Obrázek 29 Vstřikovače</i>	50
<i>Obrázek 30 Nízkotlaké přímé vstřikování paliva</i>	51
<i>Obrázek 31 Okamžik vstřiku</i>	52
<i>Obrázek 32 Vstřikovací jednotka</i>	52
<i>Obrázek 33 Vstřikovací ventil</i>	53
<i>Obrázek 34 Délka vstřiku</i>	54
<i>Obrázek 35 Vzduchová tryska</i>	55
<i>Obrázek 36 Řez kompresorem</i>	56
<i>Obrázek 37 Pohon kompresoru</i>	56
<i>Obrázek 38 Palivová mapa</i>	57
<i>Obrázek 39 Napětí na akčních členech</i>	58
<i>Obrázek 40 Elektrické oddělené mazání</i>	60

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1 Zadané parametry motoru</i>	20
<i>Tabulka 2 Zvolené parametry motoru</i>	20
<i>Tabulka 3 Rozměry pístního čepu</i>	33
<i>Tabulka 4 Rozměry ojnice</i>	35
<i>Tabulka 5 Výpočet doby vstřiku</i>	53
<i>Tabulka 6 Limity EHK č. 47</i>	61
<i>Tabulka 7 Emise jednotlivých motorů</i>	62

0 Úvod

Tato práce popisuje konstrukci a fungování dvoutaktního motoru s přímým vstřikováním paliva. Jedná se o novou koncepci plnění dvoudobých motorů, která však přináší nová technická úskalí. V dnešní době se však stále více k návrhu nového motoru používají počítačové simulace a volba některých částí či rozměrů mnohdy do jisté míry ovlivňuje zkušenosti konstruktérů. Ti jsou pro konstrukci takového motoru stále více nuceni k využívání nejnovějších poznatků ze všech technických vědních oborů.

První část této práce je věnována popisu principu činnosti dvoutaktního motoru s možnou konstrukcí některých jeho částí. V druhé části nalezneme základní postup návrhu a výpočtu posuvných a rotačních částí dvoutaktního motoru. Další část se zabývá vstřikováním. A současně se změnou plnění pracovního prostoru je nutné se zabývat u těchto motorů i jejich mazáním. Zároveň je nezbytné se zmínit při návrhu vstřikování o složení výfukových plynů. A právě emisím je věnován závěr práce.

1 Rozbor problematiky dvoutaktního motoru

Jak už je z názvu zřejmé, dvoutaktní motor pracuje na dvě doby (takty) a jsou to: sání + komprese a expanze + výfuk. U tohoto motoru probíhají pracovní procesy nejen nad, ale i pod pístem a v klikové skříni. Dvoutaktní motor je, co se týče konstrukce, poměrně jednoduché zařízení, které dokáže měnit energii translačního pohybu pístu na pohyb rotační.

1.1 Princip činnosti

Při pohybu pístu směrem nahoru tedy z dolní úvrati (DÚ) do horní úvrati (HÚ) vzniká v klikové skříni pod pístem podtlak. V okamžiku, kdy se otevře sací kanál, začne proudit směs benzínu a vzduchu přes sací potrubí do klikového prostoru. U nejstaršího a nejjednoduššího provedení rozvodu otvírá spodní hrana pístu sací kanál. Jedná se tedy o rozvod pístem. Klikový prostor se plní nejen celou dobu pohybu pístu od otevření sacího kanálu až do HÚ, ale také vlivem setrvačnosti proudící směsi se vzduchem i na začátku expanzního zdvihu směrem dolů. Dalším pohybem pístu se ovšem v klikovém prostoru nasátá směs stlačuje a v tom okamžiku se pomocí spodní hrany pístu uzavře sací kanál.

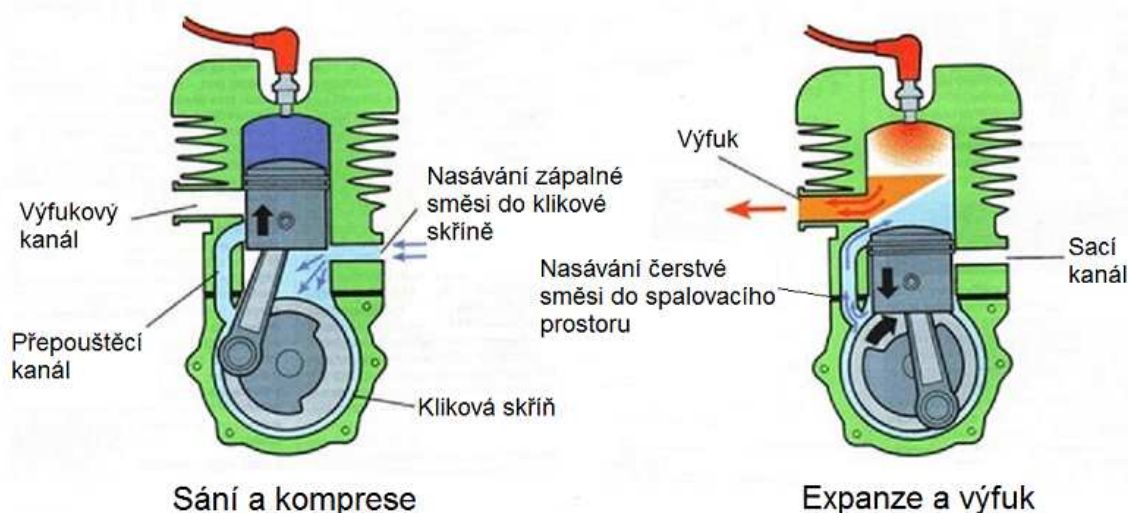
Při dalším pohybu pístu jeho horní hrana odkryje přepouštěcí kanál a mírně stlačená směs začne proudit do pracovního prostoru motoru. V tu chvíli začne vytlačovat zbytek spálených plynů do výfukového kanálu, který se otevřel ještě před přepouštěcím kanálem. Tato fáze, kdy dochází k výměně látek v motoru, se nazývá vyplachování.

Právě v okamžiku, kdy jsou společně odkryty přepouštěcí a výfukový kanál, nastává největší problém klasických dvoudobých motorů, protože je prakticky nemožné vytlačit spálené plyny pomocí čerstvé směsi, aniž by nedošlo k vzájemnému smísení obou látek a tedy úniku nespálené směsi do výfukového potrubí a zároveň aniž by nezůstala část spálených plynů v pracovním prostoru motoru.

Tento problém se však ještě komplikuje tím, že výměna směsi musí vyhovovat nejen velkému rozsahu otáček motoru, ale také různým zatížením, při nichž se nasává různorodé množství paliva. V obou případech nastává změna rychlosti proudění. U modernějších dvoutaktních motorů se tento problém částečně řeší systémem tzv. vratného vyplachování. Jedná se v podstatě o vhodnější postavení přepouštěcích a případně i výfukových kanálů. Dále je možné proudění ve válci upravit i vhodně tvarovaným dnem pístu tzv. deflektorem.

Pohybem pístu z DŮ do HŮ uzavře horní hrana pístu nejprve přepouštěcí kanál a posléze i výfukový kanál. V tomto okamžiku v pracovním prostoru nad pístem dochází ke stlačování nasáté směsi se vzduchem a těsně před HŮ přeskočí na elektrodách zapalovací svíčky elektrický výboj. Jiskra zapálí stlačenou zápalnou směs a ta začne postupně prohořívát rychlostí až 25 m/s. Hořením směsi se chemická energie ukrytá v palivu přemění na energii tepelnou. Vzniklé plyny zvyšují tlak v pracovním prostoru a prudce stačují píst směrem dolů. V této chvíli se tepelná energie mění na práci. [2]

Při expanzním pohybu pístu směrem dolů jeho horní hrana nejdříve otevře výfukový kanál, nastane prudký pokles tlaků a únik výfukových plynů do výfukového potrubí. Teprve potom se otevře přepouštěcí kanál a nová čerstvá směs může proudit do spalovacího prostoru. Celý cyklus se následně opakuje.



Obrázek 1 Princip dvoutaktního motoru [1]

1.2 Srovnání dvoutaktních a čtyřtaktních motorů

Výhody dvoutaktních motorů:

1. Nižší konstrukční složitost – menší počet dílů, jednodušší výroba.
2. Stavební výška motoru – absence sacích a výfukových ventilů i vačkového hřídele.
3. Vyšší měrný výkon – teoreticky by měl být dvojnásobný, ale ve skutečnosti je výkon vyšší maximálně asi o 60 %.
4. Menší nároky na obsluhu, servis a opravy.

5. Rovnoměrnější průběh krouticího momentu – vlivem dvojnásobného počtu pracovních zdvihů se dvoutaktní jednoválcový motor vyrovná pravidelností chodu s dvouválcovým čtyřtaktním motorem.
6. Snadné mazání – nevyžaduje olejovou náplň. [3]

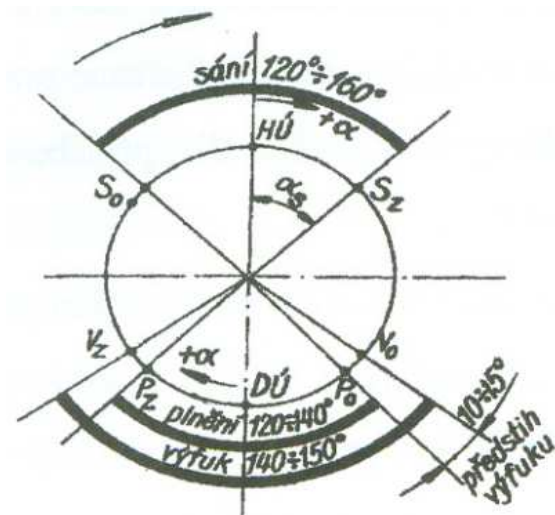
Nevýhody dvoutaktních motorů:

1. Vyšší měrná spotřeba paliva – část paliva při výplachu motoru uniká do výfukového potrubí.
2. Škodliviny ve výfukových plynech – vyplývá z předchozího bodu a také díky obsahu oleje v palivu, který se hůře spaluje, a tím snižuje přeměnu chemické energie uložené v palivu na tepelnou energii.
3. Nízká účinnost (cca 10 – 15 %) – vyplývá z předchozích dvou bodů, dále i degradací nasáté směsi výfukovými plyny, ale i nižší velikostí středního efektivního tlaku – zkrácení doby komprese a expanze.
4. Větší tepelné namáhání motorů – je dáno dvojnásobným počtem zážehů.
5. Často nepravidelný chod motoru v nízkých otáčkách – nedokonalé vypláchnutí spalovacího prostoru od spalin. [3]

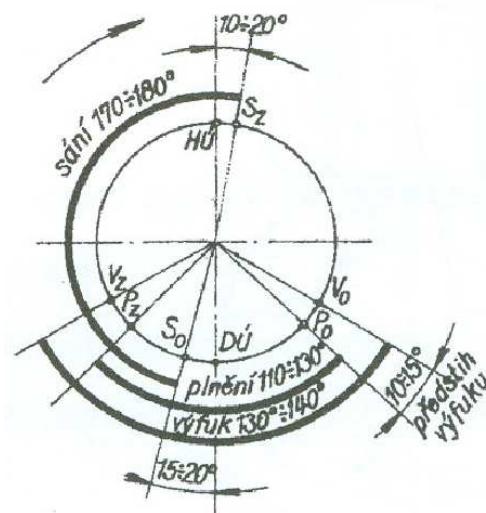
1.3 Rozvod dvoudobých motorů

Rozvod je ústrojí motoru, které řídí výměnu náplně ve válci. Hovoříme zde o systému a o uspořádání kanálů ve válci, případně ve skříni motoru, otevírané a zavírané pístem nebo i šoupátkem či membránovým ventilem.

Vysoké výkonové nároky dnešních dvoutaktních motorů zapříčiňují, že rozvod směsi ve válci se provádí plně nesymetricky. Symetričnost rozvodu zjednodušeně vyjadřuje, jak brzy se před DÚ otevřou, tak brzy se i zavřou prepouštěcí a výfukové kanály. Nežádoucí je zejména tento jev při sání, kdy symetrický rozvod otevře i zavře sání ve stejný úhel před, ale i za HÚ. Kdybychom chtěli maximálně využít podtlak v klikové skříni k nasátí co největšího množství směsi, můžeme otevřít sací kanál až několik stupňů za DÚ. To je možné pouze u dvoutaktních motorů s nesymetrickým rozvodem. [5]



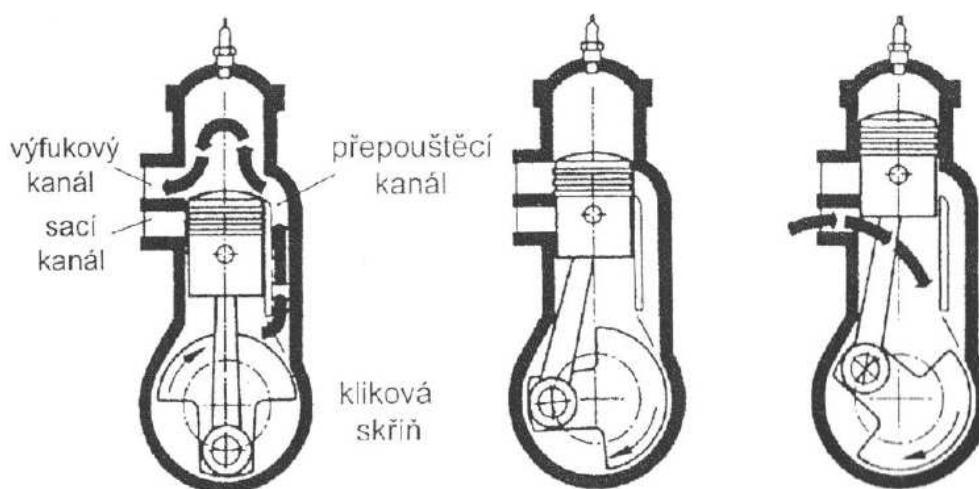
Obrázek 2 Symetrický rozvod [5]



Obrázek 3 Nesymetrický rozvod[5]

1.3.1 Rozvod pístem

Jedná se o nejstarší typ ovládní sání a při klasickém rozvodu pístem dostáváme u všech dvoutaktních motorů s osovým klikovým mechanismem symetrický rozvodový diagram. Pohybem pístu z DÚ do HÚ se prostor pod pístem zvětšuje. Jelikož je tento prostor od okolního prostoru uzavřen, vzniká zde podtlak. Při odkrytí sacího kanálu spodní hranou pístu se do klikové skříně nasává čerstvá směs. Z hlediska konstrukce se jedná o poměrně jednoduché řešení, avšak podstatnou nevýhodou je nízká objemová účinnost mimo optimální otáčky. Dále pak pulzace v sacím potrubí vznikající při vysokém zatížení a v nízkých otáčkách způsobují buď únik směsi zpět do sacího potrubí, nebo naopak přílišné obohacení směsi palivem. To vede k výraznému zvýšení spotřeby a zhoršení emisí. [2]



Obrázek 4 Rozvod pístem [3]

1.3.2 Rozvod šoupátkem

Jedno z bezpečných řešení způsobu zvyšování výkonu motoru, avšak za cenu vyšší složitosti motoru, je rozvod šoupátkem. Význam šoupátka je nejlépe patrný v porovnání časování rozvodových diagramů motorů s rozvodem sání pístem a šoupátkem. Přínos šoupátka spočívá v tom, že se zvětší celkový úhel otevření sání. Při zvolení tohoto řešení je možné otevření sání hned v počátku zdvihu pístu, a tím je možno využít intenzivnější plnění klikové skříně čerstvou směsí, která se nasává pomocí podtlaku od pohybu pístu nahoru. Také schopnost delšího otevření plného průřezu sacího kanálu, je další podstatnou výhodou šoupátkového rozvodu. To je u motorů s rozvodem pístem možné jen krátkou dobu při poloze pístu v HÚ. [3]

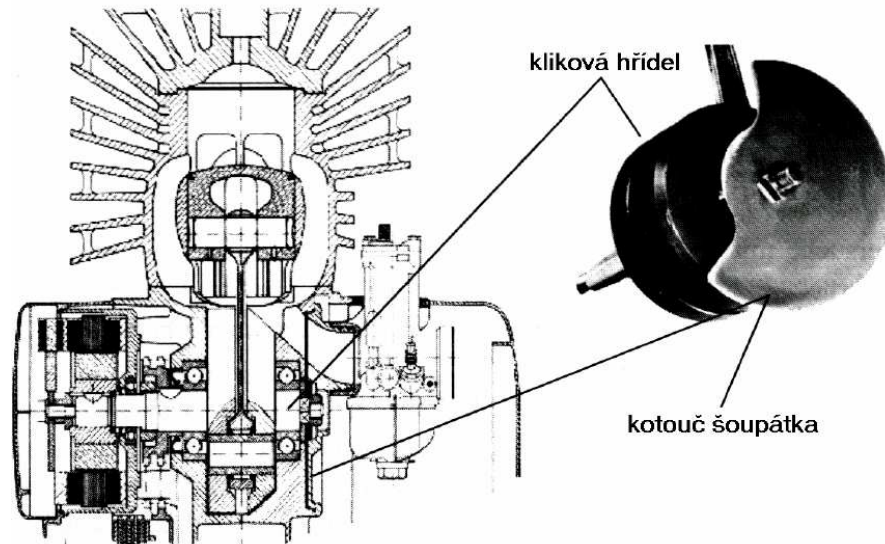
1.3.2.1 Rozvod rotačním šoupátkem

Jedná se o clonu tenkého kotouče z oteruvzdorného materiálu, který je poháněn stejnými otáčkami jako klikový hřídel. Palivo se nasává přímo do klikové skříně. Kotouč je nasazen na drážkovaném vedení přímo na klikové hřídeli a s malou axiální vůlí cca 0,5 mm. Clona se otáčí mezi dvěma rovnoběžnými stěnami a je utěsněna pomocí přetlaku v klikové skříně při pohybu pístu z HÚ do DÚ a uzavřeném sání tím, že se kotouč tlačí na vnější stěnu komory.

Materiály pro rotační šoupátka jsou většinou oteruvzdorné plechy či speciální plasty, ale i materiály na bázi pryskyřice. Jelikož clona má nesymetrický a excentrický tvar, je žádoucí, aby použitý materiál byl co nejlehčí. V případě vyšší hmotnosti šoupátka by docházelo ve vysokých otáčkách ke vzniku odstředivých sil, které by zapříčinily vysoké vibrace.

U motorů vybavených tímto rozvodovým systémem lze poměrně snadno výměnou šoupátka pozměňovat výkonovou charakteristiku motoru. Neboť změnou průřezu šoupátka je možno měnit pásmo výkonu ve vysokých otáčkách nebo průběh krouticího momentu v nižších otáčkách.[2]

Výhoda spočívá také v tom, že sací kanál může mít větší průřez, a tím se zamezí ztrátám v proudění při plnění směsi do klikové skříně. Kromě toho také v otevřeném sání nestojí v kanále žádná překážka, která by způsobovala nežádoucí odpor a vznik turbulencí. [3]



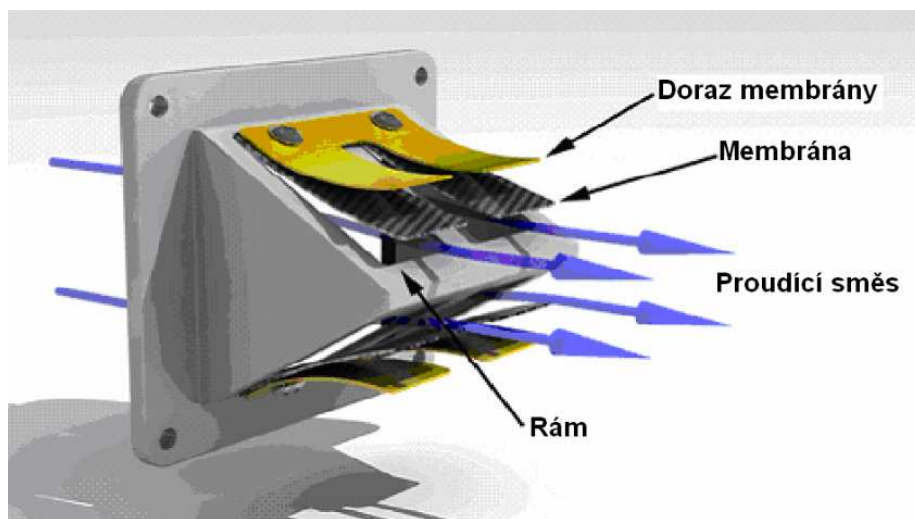
Obrázek 5 Rozvod kotoučovým šoupátkem [3]

1.3.2.2 Rozvod jazýčkovým ventilem (membránou)

Sání pomocí jazýčkového ventilu je u dnešních nejmodernějších motorů nejpoužívanějším rozvodem. Samotná kostra konstrukce ventilu je zhotovena z polyuretanu či ze slitiny hliníku. Membrána ventilu se vyrábí z kevlaru nebo textilního materiálu s přidávkou umělých hmot a jeho tloušťka se pohybuje v rozmezí od 0,3 do 0,6 mm. Ke snížení namáhání membrány se využívá doraz, který přesně tvaruje průběh ohybu. Je řešen z ocelového plechu o tloušťce 1 až 1,5 mm.

Klady tohoto uspořádání spočívají v její prostorové nenáročnosti, také úplně zamezuje vzniku pulzací v sacím potrubí motoru a zároveň citelně zlepšuje průběh krouticího momentu motoru v nízkých a středních otáčkách.

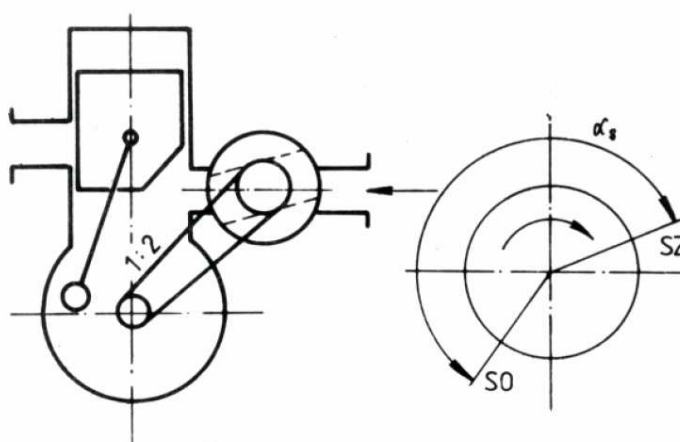
Naopak nevýhodné je použití jazýčkového ventilu na motorech o velmi vysokých otáčkách, kdy se již nestíhá membrána dostatečně rychle otevírat. [4]



Obrázek 6 Membránový rozvod [4]

1.3.2.3 Rozvod válcovým šoupátkem

Válcové šoupátko se umísťuje do nálitku klikové skříně motoru. Pohon je většinou zajištěn jednoduchým převodem od klikového hřídele nejčastěji v podobě ozubeného řemene v poměru otáček 1:2. Jedná se o válec s otvorem ve tvaru části sacího kanálu, který se otáčí ve válcové komoře rovnoběžně s klikovou hřídelí. Avšak u tohoto řešení kvůli pomalému otevření kanálu a malému funkčnímu průměru válce trvá plné otevření sacího kanálu jen krátce, ale i tak je delší než u klasického rozvodu pístem. [3]

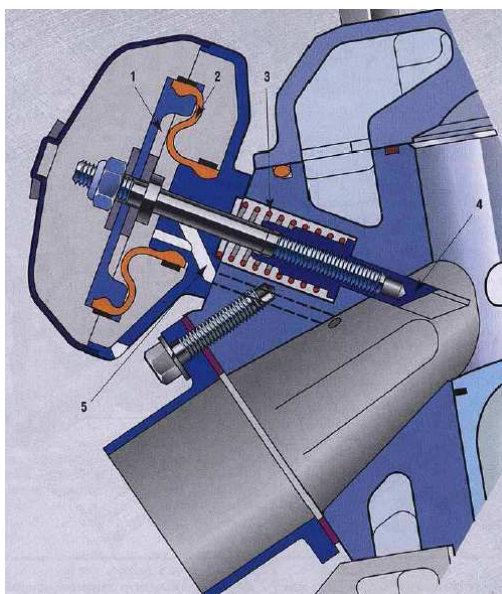


Obrázek 7 Rozvod válcovým šoupátkem [3]

1.4 Výfuková přívěra

Jedná se o systém změny časování otvírání a zavírání výfukového kanálu. V moderních motorech se často používá kvůli své vysoké účinnosti a spočívá v polohovatelné horní hraně výfukového kanálu, což má velmi významný a pozitivní vliv na kvalitu vyplachování válce a zároveň zabraňuje úniku čerstvé směsi do výfukového potrubí. Tento systém se nejčastěji používá u závodních vysokootáčkových strojů či u motorů s vyšším objemem.

Výfuková přívěra mění tok výfukových plynů tím, že upravuje výšku výfukového kanálu. Velikost regulace je závislá na otáčkách motoru, např. ve vysokých otáčkách se zkracuje potřebná doba pro výplach válce a spálené plyny mají snahu se vracet zpět do klikové skříně. To poté působí jako omezovač otáček, jelikož motor není možné dále vytáčet. Samotná přívěra se umísťuje nad výfuk a pro nejpřesnější a nejrychlejší ovládání se používá elektromagnet řízený elektronickou řídicí jednotkou motoru. [4]



Obrázek 8 Výfuková přívěra značky Rotax [4]

2 Návrh základních komponent dvoutaktního motoru

Základní koncept motoru je řešen jako dvoutaktní, jednoválcový a vodou chlazený. Motor by měl být převážně určen k pohonu motocyklového skútru. Z tohoto vychází předpoklad, že motor bude do obsahu 50 cm^3 .

2.1 Parametry motoru

Jedná se o obecně známé údaje, které umožňují obecný náhled na vlastnosti motoru. V první řadě se vychází ze zadaných parametrů, ze kterých se pomocí dalších zvolených parametrů zjistí další potřebné parametry motoru.

Zadané parametry	
Zdvihový objem válce	$V_z = 49 \text{ cm}^3$
Taktnost	$\tau = 1$ (dvoudobý motor)
Počet válců	$i = 1$

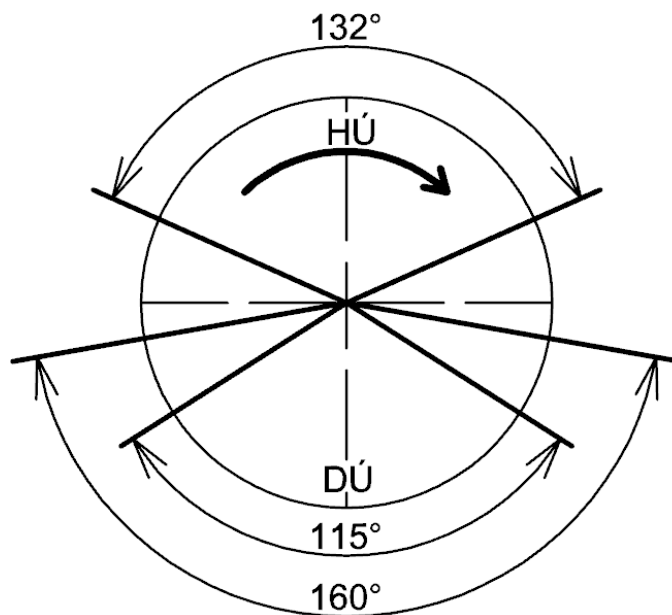
Tabulka 1 Zadané parametry motoru

Zvolené parametry	
Vrtání	$D = 40 \text{ mm}$
Zdvih	$Z = 39 \text{ mm}$
Kompresní poměr	$\varepsilon = 11,5$
Maximální otáčky	$n = 8000 \text{ ot./min}$
Střední efektivní tlak	$p_e = 0,8 \text{ MPa}$

Tabulka 2 Zvolené parametry motoru

2.2 Návrh rozvodového diagramu motoru

Pro účel této práce byl zvolen symetrický rozvod na obě strany, u něhož bude otevřen sací kanál v rozsahu 132° . Výfukové a přepouštěcí kanály jsou otevírány a zavírány horní hranou pístu a úhly jejich otevření zásadně ovlivňují nejen jejich polohu ve válci, ale i jejich výšku. V tomto případě byla pro plnicí fázi zvolena hodnota na 115° natočení klikové hřídele a pro výfukovou fázi na hodnotu 160° .



Obrázek 9 Rozvodový diagram motoru

2.3 Vypočtené parametry

Ojniční poměr

Vyjadřuje poměr mezi ramenem klikového hřídele a ojnice. Velikost ojničního poměru má vliv na výšku motoru a obrysové rozměry klikové skříně. U současných motorů má hodnotu většinou v rozmezí 0,2 až 0,3.

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{19,5}{80} = 0,244 [-] \quad (1)$$

Vstupní hodnoty: $r = 19,5$ mm.....rameno kliky
 $l = 80$ mm..... Délka ojnice (volím)

Střední pístová rychlost

Maximální hodnota střední pístové rychlosti závisí na otáčkách motoru a zdvihu pístu. Její hodnota je podstatným měřítkem rychloběžnosti motoru, protože namáhání pohybujících se částí je přímo úměrné této rychlosti. A to má velmi podstatný vliv na životnost a spolehlivost motoru. U běžně vyráběných sériových motorů se doporučuje, aby střední pístová rychlost nepřesáhla hodnotu 18 m/s. Při překročení maximální dovolené střední pístové rychlosti by mohla hrozit totální destrukce motoru v důsledku roztržení pístu. Ovšem s vývojem dalších nových materiálů se velikost střední pístové rychlosti bude zřejmě nadále zvyšovat. [6]

Výpočet střední pístové rychlosti

$$c_s = \frac{Z \cdot n}{30} = \frac{39 \cdot 8000}{30} = 10,4 \text{ ms}^{-1} \quad (2)$$

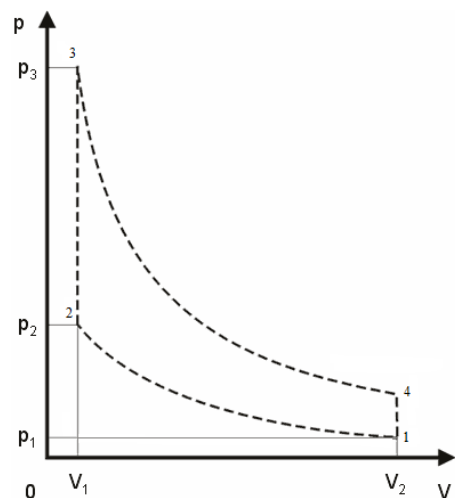
Zhodnocení střední pístové rychlosti: VYHOVUJE

Objem kompresního prostoru

$$V_k = \frac{V_Z}{\varepsilon - 1} = \frac{49}{11,5 - 1} = 4,66 \text{ cm}^3 \quad (3)$$

Výpočet maximálního tlaku na píst

Vychází se z ideálního *p-v diagramu*, který popisu je práci tepelného stroje. U dvoutaktních motorů rozlišujeme mezi hodnotou kompresního poměru a hodnotou skutečného kompresního poměru. Je to dáno skutečností, že stlačování plynu začíná až po uzavření výfukového kanálu. [8]



Obrázek 10 Ideální p-v diagram [21]

Výpočet výšky výfukového kanálu

Vychází se z kinematického rozboru dráhy pístu klikového mechanismu. A dále také ze zvoleného rozvodového diagramu motoru.

$$H_V = r \cdot \left[(1 - \cos(\alpha_V)) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_V)) \right] \quad (4)$$

Vstupní hodnoty: $\alpha_V = 100^\circ$ úhel odpovídající natočení klikové hřídele od HÚ
po odkrytí horní hrany výfukového kanálu

$$H_V = 19,5 \cdot \left[(1 - \cos(100^\circ)) + \frac{0,244}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot 100^\circ)) \right] = 25,2 \text{ mm} \quad (5)$$

Skutečný kompresní poměr [7]

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_Z + V_K - S_p \cdot (Z - H_V)}{V_K} = \frac{49 + 4,66 - 12,56 \cdot (3,9 - 2,52)}{4,66} = 7,8 \quad (6)$$

Vstupní hodnoty: $S_p = \pi \cdot r^2 = 12,56 \text{ cm}^2$ plocha pístu

Z ideálního p-V diagramu vyplývá, že mezi body 1 a 2 dochází k adiabatické kompresi nasátého vzduchu. Poté platí:

Kompresní tlak:

$$\frac{p_1}{p_2} = \varepsilon_{sk}^\kappa \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \varepsilon_{sk}^\kappa = 1 \cdot 10^5 \cdot 7,8^{1,4} = 1,77 \text{ MPa} \quad (7)$$

Vstupní hodnoty: $\kappa = 1,4$ Poissonova konstanta
 $p_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ atmosférický tlak

Mezi body 2 a 3 dochází k izochorickému přívodu tepla hoření směsi. Pro charakteristiku tohoto děje je nutné znát hmotnost nasávaného vzduchu a paliva.

Hmotnost nasávaného vzduchu:

$$p_1 \cdot V_Z = m_V \cdot r \cdot T_1 \quad (8)$$

$$m_V = \frac{p_1 \cdot V_Z}{r \cdot T_1} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 5,366 \cdot 10^{-5}}{289,7 \cdot 293,15} = 6,32 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \quad (9)$$

Vstupní hodnoty: $r = 289,7 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ individuální plynová konstanta směsi
 $T_1 = 293,15 \text{ K}$ teplota nasávané směsi

Hmotnost paliva:

$$m_{pa} = \frac{m_V}{1 + \lambda_V \cdot S_p} = \frac{6,32 \cdot 10^{-5}}{1 + 1 \cdot 14,7} = 4 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \quad (10)$$

Vstupní hodnoty: $\lambda_V = 1$ součinitel přebytku vzduchu
 $S_p = 14,7$ stechiometrický poměr

Dále je třeba znát velikost přivedeného tepla pro jeden cyklus motoru.

Přivedené teplo:

$$Q_b = m_{pa} \cdot H_U = 4 \cdot 10^{-6} \cdot 42 \cdot 10^6 = 168 \text{ J} \quad (11)$$

Vstupní hodnoty: $H_U = 42 \cdot 10^6 \text{ Jkg}^{-1}$ výhřevnost benzínu

U zážehových pístových motorů je využito pouze 30 % z celkového přivedeného tepla.

$$Q_{př} = Q_b \cdot 0,30 = 50,4 \text{ J} \quad (12)$$

Pro výpočet maximálního tlaku ve válci je potřeba znát dosaženou teplotu v bodě 2 a 3.

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon_{sk}^{\kappa-1} = 293,15 \cdot 7,8^{(1,4-1)} = 666,7 \text{ K} \quad (13)$$

$$T_3 = \frac{Q_{př}}{m_V \cdot c_v} + T_2 = \frac{50,4}{6,32 \cdot 10^{-5} \cdot 715,3} + T_2 = 1781,6 \text{ K} \quad (14)$$

Vstupní hodnoty: $c_v = 715,3 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$měrná tepelná kapacita při stálém objemu

Pro konečný výpočet maximálního tlaku ve válci p_{max} bude:

Maximální tlak ve válci:

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \Rightarrow p_3 = p_{max} = p_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} = 1,77 \cdot \frac{1781,6}{666,7} = 4,73 \text{ MPa} \quad (15)$$

Maximální užitečný výkon

Velikost maximálního výkonu spolu s maximálním krouticím momentem jsou jedny vůbec z nejdůležitějších parametrů motoru. Závisí na objemu, otáčkách a také na středním efektivním tlaku. Skutečný výkon motoru se většinou určuje na výkonových brzdách; do hodnoty maximálního skutečného výkonu však vstupuje velmi mnoho faktorů. Od již zmíněných sem může patřit kvalita plnění a vyplachování spalovacího motoru, výhřevnost paliva, tvar spalovacího prostoru a další. Zjednodušeně lze říci, že zejména záleží na množství uvolňovaného tepla z paliva a na účinnosti motoru. [7]

$$P_e = p_e \cdot V_Z \cdot n \cdot \tau \cdot i = 0,8 \cdot 10^6 \cdot 49 \cdot 10^{-6} \cdot 133,33 \cdot 1 \cdot 1 = 5,2 \text{ kW} \quad (16)$$

Vstupní hodnoty: $p_e = 0,8 \cdot 10^6 \text{ Pa}$střední efektivní tlak

$V_Z = 49 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$zdvihový objem

$n = 133,33 \text{ s}^{-1}$maximální otáčky motoru

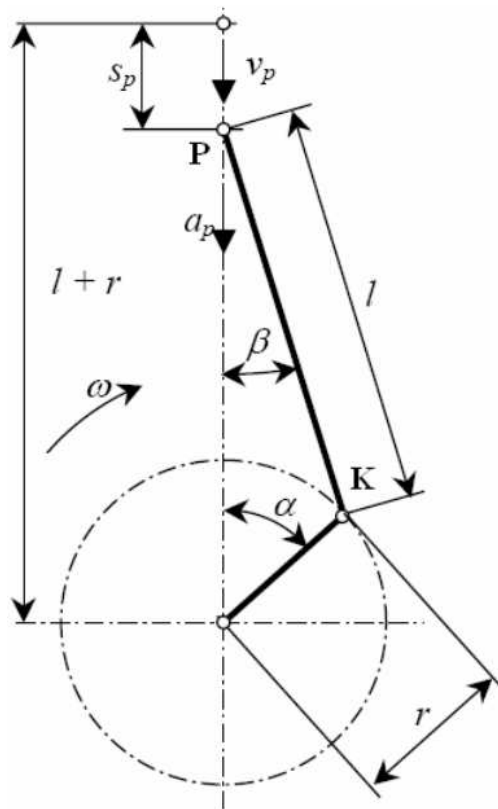
Maximální krouticí moment

$$M_k = \frac{P_e}{\omega} = \frac{5226,7}{837,74} = 6,24 \text{ Nm} \quad (17)$$

Vstupní hodnoty: $\omega = 133,33 \cdot \pi \cdot 2 = 837,74 \text{ [rad/s]}$ - úhlová rychlost

2.4 Kinematika klikového mechanismu

Kinematika klikového mechanismu je důležitá pro následné návrhové a pevnostní výpočty jednotlivých dílů celého motoru. Dále je také důležitá k určení silových výslednic, které mechanismus zatěžují. Výpočty byly provedeny v programu MATHCAD. [6]



Obrázek 11 Schéma klikového mechanismu [6]

2.4.1 Dráha pístu

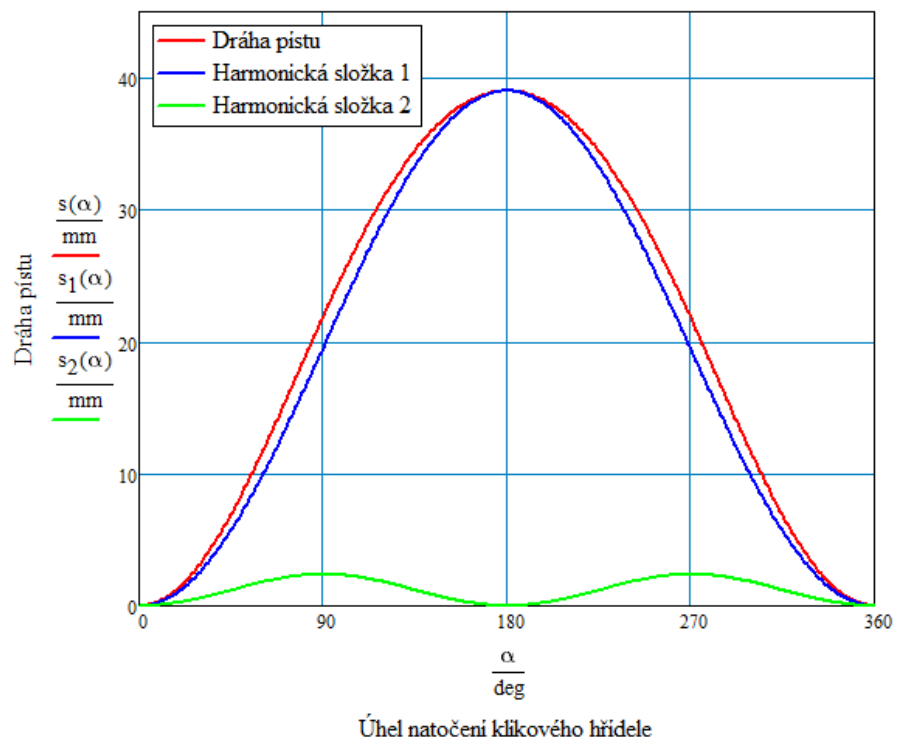
Dráha pístu je popsána nekonečnou řadou, avšak pro popis dráhy pístu nám poslouží pouze členy prvního a druhého řádu. Vliv členů třetího a vyššího řádu jsou již zanedbatelné. Poté dostaneme rovnici funkce dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele. Rovnice dráhy pístu obsahuje harmonické složky 1. a 2. řádu. [6]

$$s(\alpha) = r \cdot \left[(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (18)$$

Harmonické složky dráhy pístu 1. a 2. řádu.

$$s_1(\alpha) = r \cdot (1 - \cos\alpha) \quad (19)$$

$$s_2(\alpha) = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \quad (20)$$



Obrázek 12 Závislost dráhy pístu na natočení klikového hřídele

2.4.2 Rychlost pístu

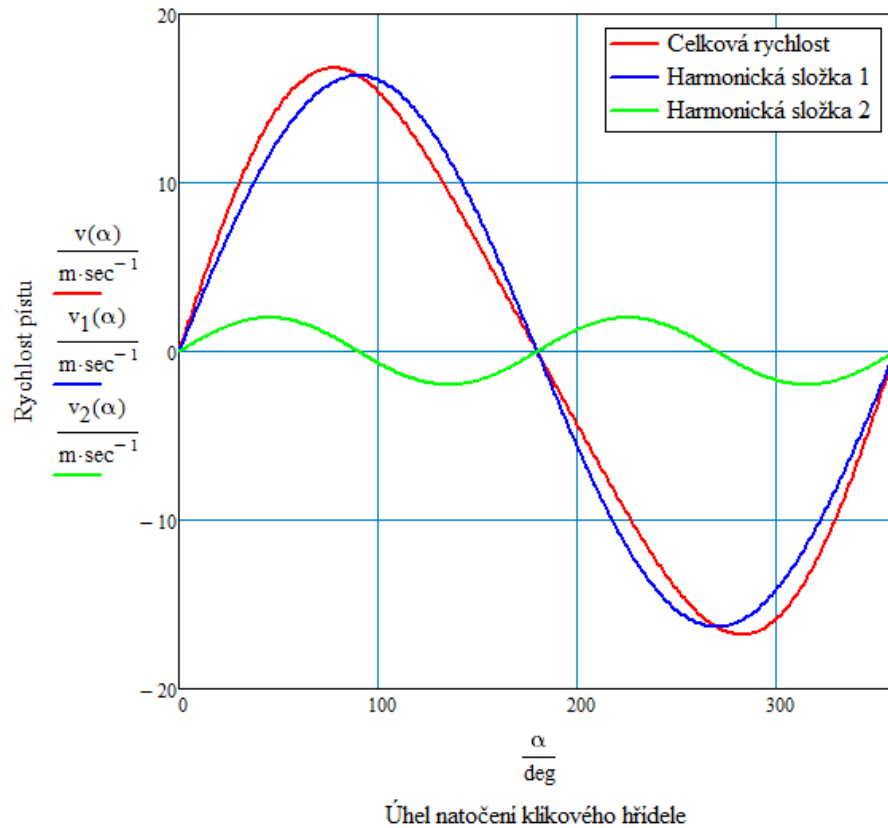
Rychlost pístu je derivace podle času jeho dráhy.

$$v(\alpha) = r \cdot \omega \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (21)$$

Harmonické složky rychlosti pístu 1. a 2. řádu.

$$v_1(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \sin\alpha \quad (22)$$

$$v_2(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left(\frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (23)$$



Obrázek 13 Závislost rychlosti pístu na natočení klikového hřídele

2.4.3 Zrychlení pístu

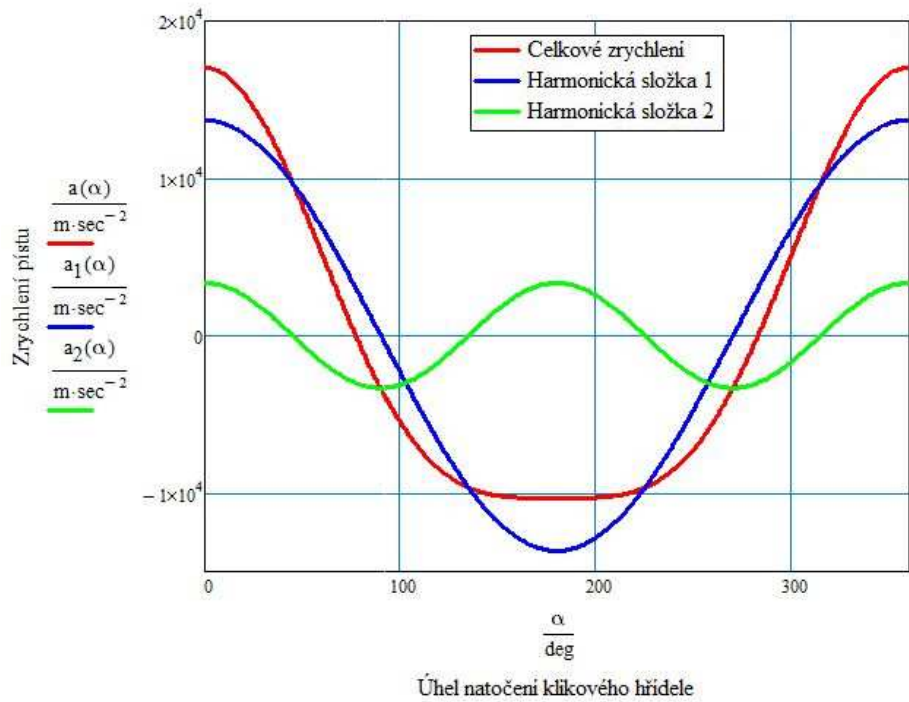
Zrychlení pístu je derivace podle času jeho rychlosti, případně druhá derivace podle času jeho dráhy.

$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad (24)$$

Harmonické složky zrychlení pístu 1. a 2. řádu.

$$a_1(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (25)$$

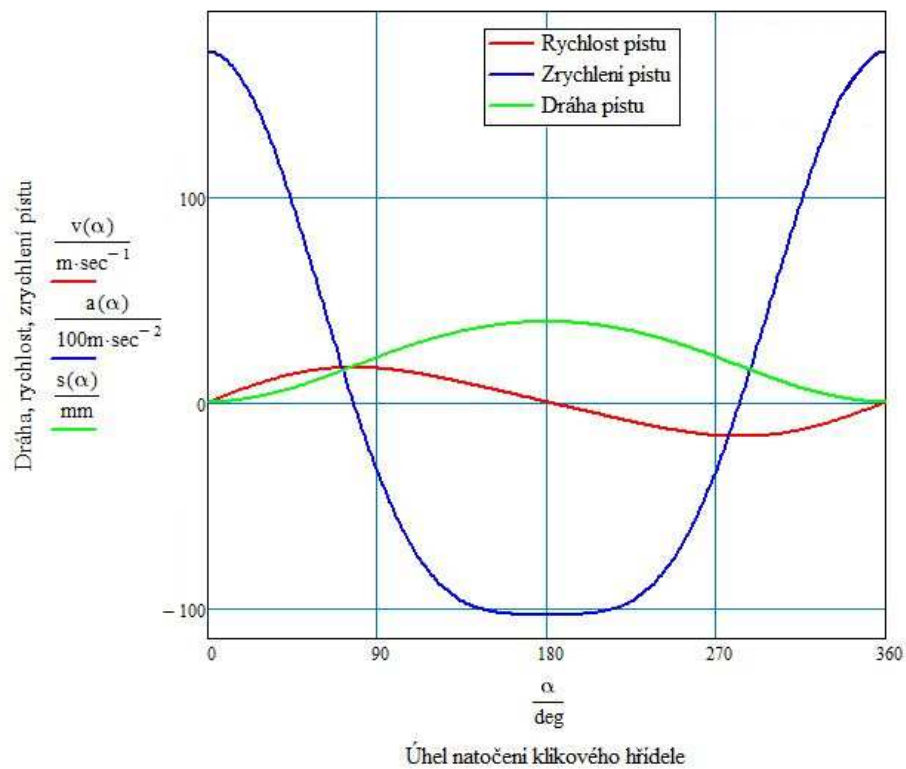
$$a_2(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha \quad (26)$$



Obrázek 14 Závislost zrychlení pístu na natočení klikového hřídele

2.4.4 Výsledná kinematika pístu

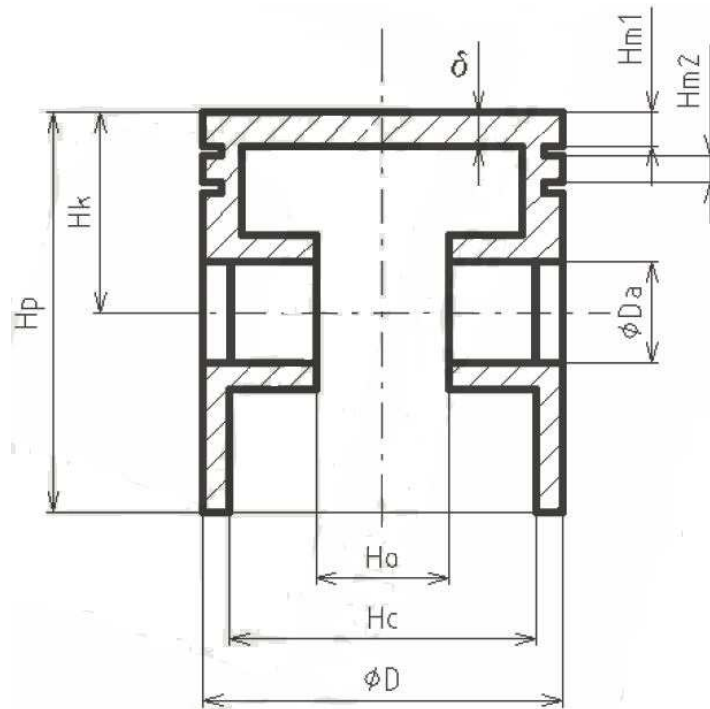
Píst koná přímočarý vratný ohyb s následujícími hodnotami dráhy, rychlostí a zrychlení uvedenými v grafu.



Obrázek 15 Výsledná kinematika pístu

2.5 Návrh a výpočet rozměrů pístu

Hlavní rozměry pístu většinou vycházejí z již dříve provedených a osvědčených konstrukcí. Základní parametr pro návrh rozměrů pístu je vrtání válce. Používají se vztahy, které zohledňují doporučené meze pro daný rozměr vzhledem k základnímu parametru. [3]



Obrázek 16 Rozměry pístu

Výška pístu:

$$H_p = 1,2 \cdot z = 1,2 \cdot 39,0 = 46,8 \text{ mm} \quad (27)$$

Kompresní výška pístu:

$$H_k = 0,52 \cdot H_p = 0,52 \cdot 46,8 = 24,3 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } H_c = 24,5 \text{ mm} \quad (28)$$

Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep:

$$H_o = 0,4 \cdot D = 0,4 \cdot 40 = 16 \text{ mm} \quad (29)$$

Délka pístního čepu:

$$H_c = 0,8 \cdot D = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ mm} \quad (30)$$

Výška prvního můstku:

$$H_{m1} = 0,09 \cdot D = 0,09 \cdot 40 = 3,6 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } H_{m1} = 4 \text{ mm} \quad (31)$$

Výška druhého můstku:

$$H_{m2} = 0,05 \cdot D = 0,05 \cdot 40 = 2 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } H_{m2} = 3 \text{ mm} \quad (32)$$

Průměr pístitního čepu:

$$D_{\xi} = 0,25 \cdot D = 0,025 \cdot 40 = 10 \text{ mm} \quad (33)$$

Šířka dna pístu:

$$\delta = 0,07 \cdot D = 0,07 \cdot 40 = 2,8 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím } \delta = 4 \text{ mm} \quad (34)$$

2.5.1 Pevnostní výpočet pístu

Kvůli poměrně velké složitosti tvaru pístu i jeho namáhání, je možné provést pouze informativní výpočet zahrnující základní namáhání jeho částí vyvolané tlakem plynů při spalování a setrvačnými silami. Dále vrubové účinky či tepelný tok patří mezi zatěžující vlivy na píst, které lze jen velice těžko zahrnout do výpočtu. [6]

Dno pístu

Pevnostní výpočet dna pístu je prováděn na ohyb. Dno pístu se při výpočtu nahrazuje kruhovou deskou, která je vetknutá a na obvodě zatížená rovnoměrným spojitým zatížením od tlaku plynů.

$$F'_{p_{max}} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{max} = \pi \cdot 15^2 \cdot 4,73 = 3,343 \text{ kN} \quad (35)$$

Vstupní hodnoty: $r = 15 \text{ mm}$ poloměr dna pístu

Napětí pro kruhovou desku

$$\sigma_o = 0,25 \cdot p_{max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 = 0,25 \cdot 4,73 \cdot \left(\frac{15}{4}\right)^2 = 16,6 \text{ MPa} \quad (36)$$

Dovolená hodnota pro dno pístu z hliníkové slitiny je $\sigma_o = 20 \div 25 \text{ MPa}$. Dno pístu tedy VYHOVUJE.

Kontrola měrného tlaku otvorů pro pístní čep

$$p_{\zeta} = \frac{F'_{p_{max}}}{D_{\zeta} \cdot (H_c - H_o)} = \frac{3343}{10 \cdot (32 - 16)} = 20,9 \text{ MPa} \quad (37)$$

Dovolený měrný tlak v okách pístu pro pístní čep je $p_{\zeta} = 35 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$.

Měrný tlak na plášti pístu

Jedná se o tlak mezi pláštěm pístu a pracovní stěnou válce motoru. Maximální hodnoty dosahuje v okamžiku nejvyššího tlaku ve válci, tedy jen několik stupňů natočení klikového hřídele za HÚ. [7]

$$p_{pl} = \frac{F_{pl}}{D \cdot H_p} = \frac{334,3}{40 \cdot 46,8} = 0,18 \text{ MPa} \quad (38)$$

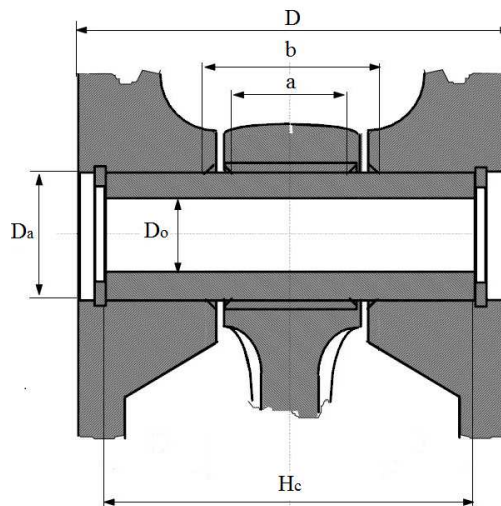
kde F_{pl} je normálová síla působící na stěnu válce a vypočítá se z empirického vztahu:

$$F_{pl} = \frac{F'_{p_{max}}}{10} = \frac{3343}{10} = 334,3 \text{ N} \quad (39)$$

Dovolená hodnota pro měrný tlak na plášti pístu je 1,4 MPa. $\rightarrow \text{VYHOVUJE}$

2.6 Pístní čep

Pístní čep je namáhán nejen od působení setrvačných sil, ale také silami od tlaků plynů. Pro zjednodušení výpočtu a zároveň faktu, že není znám indikátorový diagram o průběhu tlaku ve válci, se bude předpokládat, že maximum tlaku ve válci je dosaženo přesně v horní úvrati pístu. [7]



Obrázek 17 Pístní čep [3]

Rozměry pístního čepu	
Délka čepu	$H_c = 32 \text{ mm}$
Vnější průměr čepu	$D_a = 10 \text{ mm}$
Vnitřní průměr čepu	$D_o = 6 \text{ mm}$

Tabulka 3 Rozměry pístního čepu

2.6.1 Kontrola namáhání pístního čepu na ohyb

Maximální ohybový moment pístního čepu[7]:

$$M_{o\check{c}_{max}} = \frac{F'_{p_{max}}}{12} \cdot \left(H_c + 2b - \frac{3}{2}a \right) \quad (40)$$

$$M_{o\check{c}_{max}} = \frac{3343}{12} \cdot \left(32 + 2 \cdot 16 - \frac{3}{2} \cdot 14 \right) = 13,4 \text{ MPa}$$

Vstupní hodnoty: $b = 16 \text{ mm}$ vzdálenost mezi nálitky pístu
 $a = 12 \text{ mm}$ šířka pístního oka ojnice

Průřezový modul v ohybu pístního čepu:

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot D_a^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_o}{D_a} \right)^4 \right] = \frac{\pi \cdot 0,01^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{0,006}{0,01} \right)^4 \right] = 85,45 \text{ mm}^3 \quad (41)$$

Maximální ohybové napětí v pístním čepu:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}max}}{W_{o\check{c}}} = \frac{13,4 \cdot 10^6}{85,45 \cdot 10^{-9}} = 149,8 \text{ MPa} \quad (42)$$

Materiál pístního čepu je z oceli ČSN 16420 kde $R_e = 590 \text{ MPa}$. → VYHOVUJE

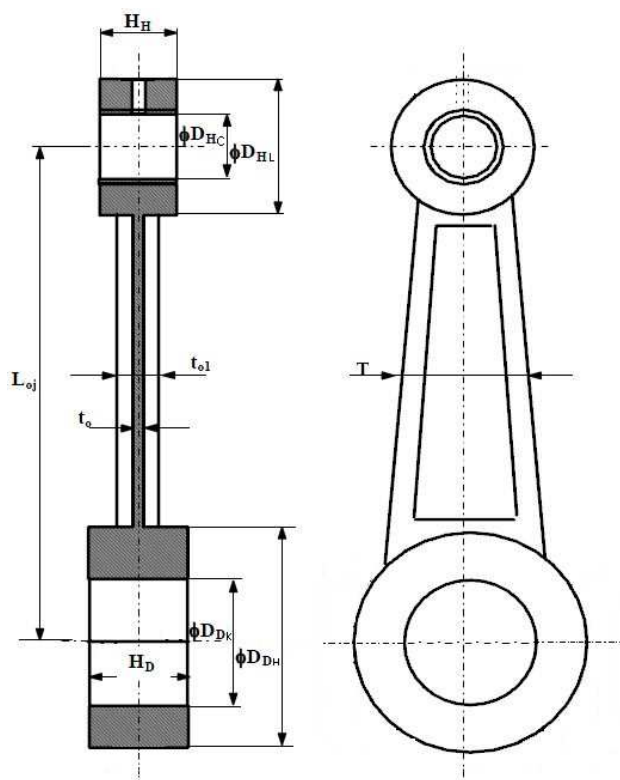
Namáhání pístního čepu smykem[7]:

$$\tau_{\check{c}max} = \frac{0,85 \cdot F'_{pmax} \cdot \left[1 + \frac{D_o}{D_a} + \left(\frac{D_o}{D_a} \right)^2 \right]}{D_a^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_o}{D_a} \right)^4 \right]} \quad (43)$$
$$\tau_{\check{c}max} = \frac{0,85 \cdot 3343 \cdot \left[1 + \frac{0,006}{0,01} + \left(\frac{0,006}{0,01} \right)^2 \right]}{0,01^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,006}{0,01} \right)^4 \right]} = 63,98 \text{ MPa}$$

$$R_e > \tau_{\check{c}max} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

2.7 Návrh ojnice

Ojnice přenáší posuvný pohyb pístu na otáčivý pohyb klikové hřídele. Skládá se z oka ojnice pro spojení pístním čepem, z hlavy ojnice pro spojení s ojnicním čepem a z dřívku spojující obě části. U dvoutaktních motorů se volí nedělené ojnice. Je kombinovaně zatěžována zejména na vzpěr, dále na ohyb a tah, protože její rychlost, směr pohybu i poloha se periodicky mění. Hlava ojnice je namáhána setrvačnou silou, tlačnou silou od tlaku spalin, zároveň je ojnice jako celek kontrolována na cyklické namáhání.



Obrázek 18 Rozměry ojnice [3]

Doporučené rozměry ojnice		Vypočtené hodnoty [mm]	
T/D	0,26÷0,3	T	10,5
$\phi D_{HC}/D$	0,28÷0,5	ϕD_{HC}	12
$\phi D_{HL}/\phi D_{HC}$	1,5	ϕD_{HL}	18
$\phi D_{DK}/D$	0,5 ÷ 0,75	ϕD_{DK}	22
$\phi D_{DH}/\phi D_{DK}$	1,15	ϕD_{DH}	28
H_H/D	0,35 ÷ 0,38	H_H	14
H_D/D	0,40 ÷ 0,45	H_D	16
t_{o1} [mm]	10 ÷ 25	t_{o1}	10
t_o [mm]	3 ÷ 8	t_o	3

Tabulka 4 Rozměry ojnice [3]

2.7.1 Síly působící na oko ojnice

Oko ojnice je zatěžováno silami od tlaků plynů na píst, dále setrvačnými silami od hmotnosti pístové skupiny a v případě použití kluzného ložiska předpětím od zalisování pouzdra. [6]

Výpočet síly vychází ze vztahu:

Maximální síla tlaku plynů na píst:

$$F_{p_{max}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} \cdot 4,73 \cdot 10^6 = 5943,9 \text{ N} \quad (44)$$

Vstupní hodnoty: $D = 40 \text{ mm}$vrtání válce

$p_{max} = 4,73$maximální tlak ve válci

Setrvačná síla od hmotnosti pístové skupiny:

$$F'_{sp} = m_{ps} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (45)$$

$$F'_{sp} = 0,09307 \cdot 0,0195 \cdot 837,7^2 \cdot (1 + 0,244) = 1584,3 \text{ N}$$

Vstupní hodnoty: $m_{ps} = 0,09307$hmotnost pístové skupiny (vypočtená pomocí programu SolidWorks)

$r = 0,0195 \text{ m}$poloměr klikové hřídele

$\omega^2 = 2 \cdot \pi \cdot n = 837,7$..maximální otáčky klikového hřídele

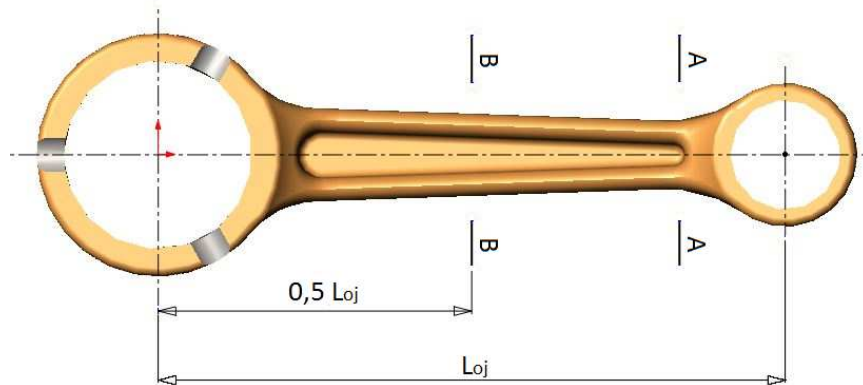
($n = 8000 \text{ ot/min}$)

Maximální síla v oku ojnice:

$$F'_p = F_{p_{max}} - F'_{sp} = 5943,9 - 1584,3 = 4359,6 \text{ N} \quad (46)$$

2.7.2 Pevnostní kontrola dřívku ojnice

Pevnostní kontrola se provádí v minimálním a středním řezu. Dřívko ojnice je namáhán maximální silou tlaku plynu působící na píst a setrvačnou silou posuvných součástí klikového hřídele a pístu. U středního řezu se pro delší ojnice zohledňuje i vzpěr. [6]



Obrázek 19 Ojnice

a) V nejslabším místě (řez A – A)

Setrvačná síla od posuvné hmotnosti pístové skupiny a části ojnice nad řezem A – A

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

(47)

$$F''_{sp} = (0,093 + 0,0165) \cdot 0,0195 \cdot 837,7^2 \cdot (1 + 0,244) = 1864 \text{ N}$$

Vstupní hodnoty: $m'_o = 0,0165 \text{ kg}$hmotnost části ojnice nad řezem A – A

Maximální síla v dřívku ojnice v řezu A – A:

$$F''_p = F_{p_{max}} - F''_{sp} = 5943,9 - 1864 = 4079,6 \text{ N}$$

(48)

Napětí v tlaku v dřívku ojnice v řezu A – A:

$$\sigma_{ok} = \frac{F_p''}{S_{min}} = \frac{4079,6}{0,000051} = 80 \text{ MPa} \quad (49)$$

Vstupní hodnoty: $S_{min} = 51 \text{ mm}^2$ plocha průřezu v řezu A – A (vypočtena pomocí programu SolidWorks)

Materiál ojnice je z oceli ČSN 12050 kde $R_e = 305 \text{ MPa}$. → VYHOVUJE

b) Ve středu ojnice v řezu B – B

Setrvačná síla od posuvné hmotnosti pístové skupiny a části ojnice nad řezem B – B

$$F_{sp}''' = (m_{ps} + m_o'') \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) \quad (50)$$

$$F_{sp}''' = (0,093 + 0,02675) \cdot 0,0195 \cdot 837,7^2 \cdot (1 + 0,244) = 2038,5 \text{ N}$$

Vstupní hodnoty: $m_o'' = 0,02675 \text{ kg}$ hmotnost části ojnice nad řezem B - B

Maximální síla v dřívku ojnice v řezu B - B:

$$F_p''' = F_{p_{max}} - F_{sp}''' = 5943,9 - 2038,5 = 3905,4 \text{ N} \quad (51)$$

Napětí v tlaku v dřívku ojnice s ohledem na vzpěr v řezu B - B:

$$\sigma_{dr} = K \cdot \frac{F_p'''}{S_{stř}} = 1,15 \cdot \frac{3905,4}{0,0000555} = 80,9 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$R_e > \sigma_{dr} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Vstupní hodnoty: $S_{stř} = 55,5 \text{ mm}^2$ plocha průřezu v řezu B – B (vypočtena pomocí programu SolidWorks)

$K = 1,15$ součinitel zohledňující napětí v ohybu vzniklé vybočením ojnice

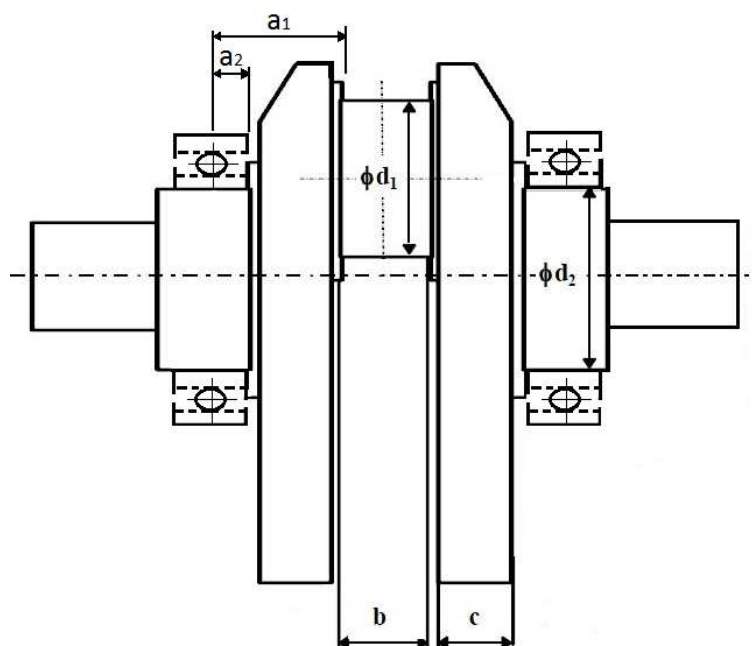
2.7.3 Pevnostní kontrola hlavy ojnice

Hlava ojnice je kombinovaně namáhána na tah a ohyb. Maximální hodnoty zatížení průřezu hlavy ojnice u čtyřtaktních motorů nastává v HÚ pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem, kdy na ojnici působí setrvačná síla od posuvných hmot pístové skupiny a příslušné části ojnice.

Jelikož u dvoudobých motorů nastává pracovní zdvih při každém cyklu, je také píst při každém cyklu zatěžován silou od tlaků plynů. Tato síla působí proti setrvačným silám od posuvných hmot. Protože obě síly působí proti sobě, navzájem se ovlivňují. Síla od tlaků plynů bývá větší, potom je tedy vliv setrvačných sil od posuvných hmot zanedbatelný. V takovém případě se pevnostní kontrola ojnice omezí jen na kontrolu na tlak. [6]

2.8 Návrh klikového hřídele

Klikové hřídele dvoutaktních motorů jsou uloženy ve valivých ložiscích klikové skříně. Během chodu motoru je klikový hřídel namáhán setrvačnými silami od ostatních rotujících a posuvných hmot motoru, silami přenášející ojnice, silami a momenty od ohybového torzního a podélného kmitání a také silami způsobenými výrobními nepřesnostmi a deformacemi podpěr ložisek či klikové skříně.[7]



Obrázek 20 Rozměry klikového hřídele [3]

Zvolené rozměry:

$$\varnothing d_1 = 17 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_2 = 18 \text{ mm}$$

$$a_1 = 22 \text{ mm}$$

$$a_2 = 6,5 \text{ mm}$$

$$b = 16 \text{ mm}$$

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

2.8.1 Kontrola hlavního čepu

Klikové hřídele mají zpravidla relativně krátké hlavní čepy. Z tohoto důvodu se kontrolují pouze na krut. Ohybová napětí se neuvažují, protože mají jen malý vliv na míru bezpečnosti. Při kontrole hlavních čepů, při stejném průměru obou čepů, lze kontrolovat pouze jeden čep, ten co přenáší krouticí moment.

Smykové napětí na hlavním čepu:

Působící krouticí moment v hlavním čepu vyvolává smykové síly. Jeho velikost se musí volit s určitou mírou bezpečnosti. Ta se volí u běžných pístových motorů $4 \div 5$. [6]

Výpočet smykového napětí:

$$\tau_{\xi} = n_{\tau} \cdot \frac{M_k}{W_k} = 5 \cdot \frac{6,24}{1145,1 \cdot 10^{-3}} = 27,2 \text{ MPa} \quad (53)$$

Vstupní hodnoty: $n_{\tau} = 5$součinitel bezpečnosti

W_kprůřezový modul v krutu hlavního čepu

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 18^3}{16} = 1145,1 \text{ mm}^3$$

2.8.2 Kontrola ojničního čepu

Klikový čep je současně namáhán ohybem a krutem. Při kontrole čepu se uvažuje zatěžující síla od tlaků plynů v horní úvrati. Kontrola se provádí při nízkém počtu otáček, kdy jsou čepy maximálně namáhány, protože se zvyšujícími otáčkami klesá hodnota síly od tlaků plynů. [7]

Maximální ohybový moment na ojničním čepu:

$$M_{o\check{c}} = \frac{F_{pmax}}{2} \cdot a_1 = \frac{5943,9}{2} \cdot 0,02 = 59,4 \text{ Nm} \quad (54)$$

Napětí v ojničním čepu:

$$\sigma_{o\check{c}} = n_{\sigma} \cdot \frac{M_{o\check{c}}}{W_{o\check{c}}} = 2,2 \cdot \frac{59,4}{482,3 \cdot 10^{-3}} = 270,9 \text{ MPa} \quad (55)$$

Materiál ojničního čepu je z oceli ČSN 14202 kde $R_e = 590 \text{ MPa}$. → VYHOVUJE

Vstupní hodnoty: $n_{\sigma} = 2,2$ součinitel bezpečnosti

$W_{o\check{c}}$ průřezový modul v ohybu klikového čepu

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} = 482,3 \text{ mm}^3$$

2.8.3 Vyvážení klikového mechanismu

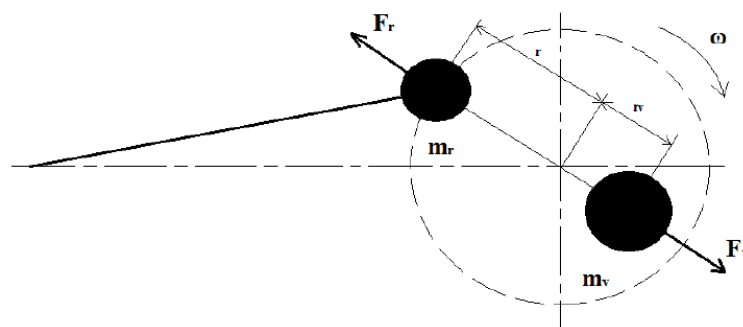
Pro správnou funkci celého motoru po celou dobu jeho životnosti je velmi důležité, aby klikové ústrojí bylo správně vyvážené. Nároky na správné vyvážení stoupají zejména s rychloběžností motoru. V podstatě se jedná o odstranění či zmenšení výsledných setrvačných sil pomocí vhodnějšího konstrukčního řešení klikové hřídele. Účelem vyvážení je snaha dosáhnout klidného chodu motoru bez velkých vibrací.

U vyvažování pístových spalovacích motorů se posuvné a rotační hmoty vyvažují vývažkem na opačné straně kliky. Při pohybu všech rotačních částí vzniká moment, který je třeba pokud možno kompletně vyvážit, tady na 100 %. Setrvačné síly posuvných hmot mění

v průběhu otáčení klikového hřídele svůj smysl i hodnotu. Proto se vždy volí určitý kompromis ve velikosti vyvážení posuvných sil, který závisí na velikosti poměru λ a také tuhosti uložení motoru či rámu v jednotlivých směrech. Nejčastější procento vyvážení posuvných hmot se pohybuje v rozmezí od 52 do 58 %. [6,7]

2.8.3.1 Vyvážení rotačních hmot

Jedná se o snahu celkově vyrušit odstředivé síly způsobené rotačními částmi klikového mechanismu. [6]



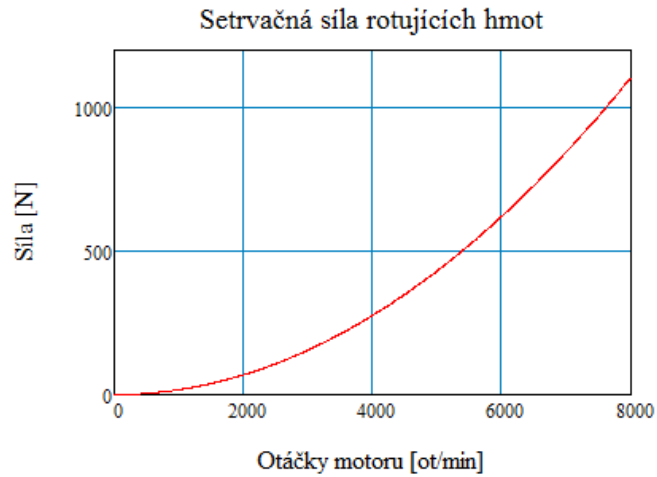
Obrázek 21 Setrvačné síly rotujících hmot [6]

Vývažek vyvolává stejně velkou odstředivou sílu jako setrvačné síly rotačních hmot, potom tedy platí:

$$F_V = F_r \quad (56)$$

$$m_V \cdot r_V \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (57)$$

$$m_V = m_r \cdot \frac{r}{r_V} \quad (58)$$



Obrázek 22 Průběh setrvačných sil rotujících hmot

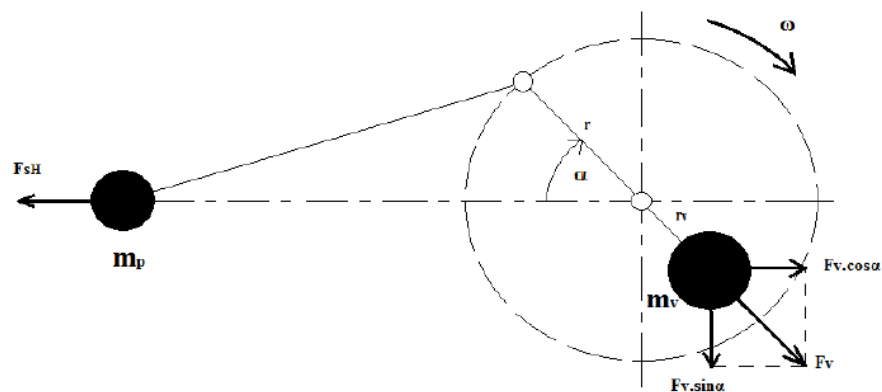
Výpočet hmotnosti rotujících částí

Pro výpočet je nutné znát hmotnost rotační části ojnice (m_{or}), hmotnost ojničního valivého jehlového ložiska (m_{ol}) a hmotnost části ojničního čepu ($m_{o\check{c}}$).

$$m_r = m_{or} + m_{ol} + m_{o\check{c}} = 0,0430 + 0,0042 + 0,02851 = 0,07571 \text{ kg} \quad (59)$$

2.8.3.2 Vyvážení posuvných hmot

I posuvné hmoty se vyvažují na protější straně kliky. Avšak na rozdíl od rotačních hmot, u posuvných vzniká sinusová složka odstředivé síly vývažku, která musí být zachycena v uložení motoru. Velikost této složky závisí na otáčkách i na poloze natočení klikového hřídele. Vyvážení se bude provádět na 55 %. [7]



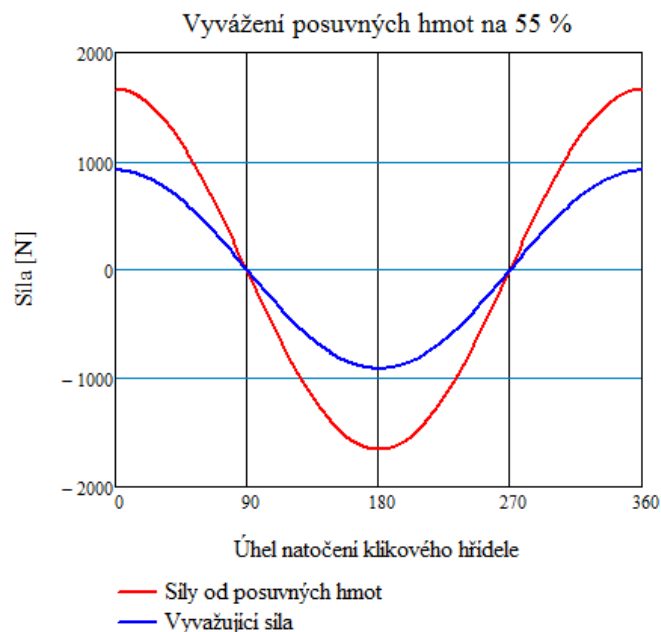
Obrázek 23 Setrvačné síly posuvných hmot [6]

Velikost hmotnosti vývažku m_V lze vypočítat z velikosti odstředivé síly působící ve směru osy válce, poté platí:

$$F_V \cdot \cos\alpha = F_{sH} \cdot \cos\alpha \quad (60)$$

$$m_V \cdot r_V \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha \quad (61)$$

$$m_V = \frac{m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha}{r_V \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha} = m_p \cdot \frac{r}{r_V} \quad (62)$$



Obrázek 24 Průběh setrvačných sil posuvných hmot

Výpočet hmotnosti posuvných částí

Hmotnost posuvné hmoty se skládá z hmotnosti pístové skupiny (m_{ps}), hmotnosti valivého ložiska pístního čepu (m_{pl}) a z hmotnosti posuvné části ojnice (m_o'').

$$m_p = m_{ps} + m_o'' + m_{pl} = 0,09307 + 0,02675 + 0,0025 = 0,12232 \text{ kg} \quad (63)$$

2.8.3.3 Výpočet velikosti vývažku

Pro výpočet potřebné hmoty k vyvážení všech rotačních hmot a 55 % posuvných hmot je nutné znát hmotnost posuvných a rotačních částí. Dále je nezbytné určit i polohu těžiště vývažku na klikovém hřídeli, aby bylo možné určit velikost hmoty, která bude odebrána z určené části klikové hřídele.

Hmotnost vývažku rotačních hmot

$$m_{vr} = m_r \cdot \frac{r}{r_v} = 0,07571 \cdot \frac{0,0195}{0,025} = 0,05905 \text{ kg} \quad (64)$$

Hmotnost vývažku posuvných hmot

$$m_{vp} = m_p \cdot \frac{r}{r_v} = 0,12232 \cdot \frac{0,0195}{0,025} = 0,09541 \text{ kg} \quad (65)$$

Celková hmotnost vývažku

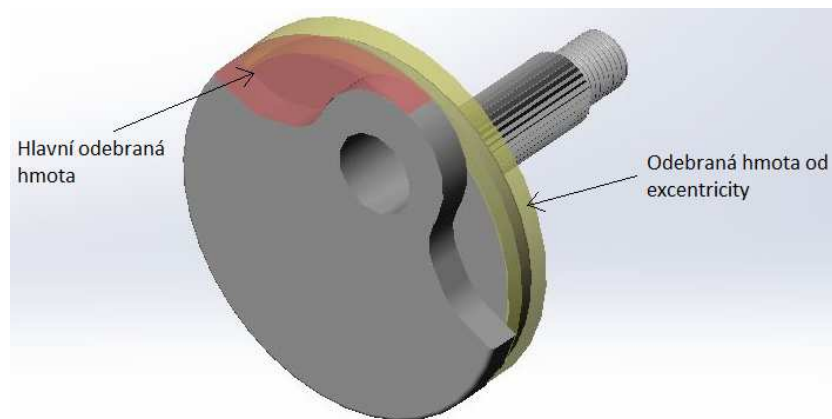
$$m_{vc} = m_{vr} + 0,55 \cdot m_{vp} = 0,05905 + 0,55 \cdot 0,09541 = 0,1115 \text{ kg} \quad (66)$$

Objem vývažku

$$V_{vc} = \frac{m_{vc}}{\rho} = \frac{0,1115}{7850} = 14207 \text{ mm}^3 \quad (67)$$

Návrh odebrání hmoty vývažku

U dvoutaktních motorů s přímým vstřikováním se kliková hřídel využívá pro pohon kompresoru, toho je docíleno pomocí excentru, po kterém se odvaluje kladka. Této excentrici lze využít zároveň i pro vyvážení. Ostatní odebraná hmota je na obrázku 24.



Obrázek 25 Vývažky

Hmotnost jednoho hlavního vývažku je 21,5 g a hmotnost daná excentricitou je 26 g. Celkový součet všech odebraných hmot je tedy 112 g a rozdíl mezi žádaným a skutečně odebraným množstvím je 0,5 g, což je zanedbatelná hodnota. Přesné umístění odebraných hmot vychází z výkresové dokumentace.

3 Výkresová dokumentace

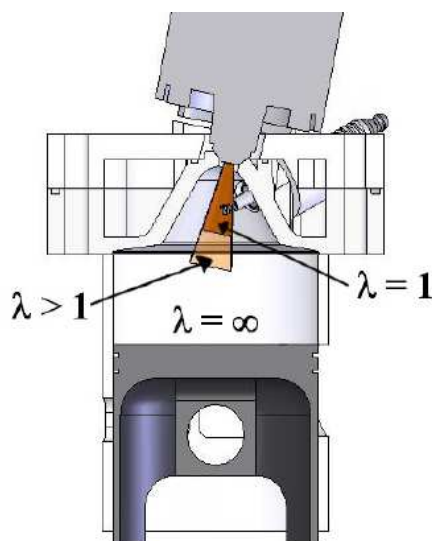
Výkresová dokumentace pístu, pístního čepu, ojnice a pravé i levé části klikového hřídele jsou součástí přílohy. Pro názornější představu jednotlivých dílů, jsou také součástí přílohy 3D modely veškerých zmíněných komponent. Ty jsou vytvořeny pomocí programu SolidWorks.

4 Návrh vstřikování

Moderní spalovací pístový motor je provozován ve velkém rozsahu otáček a zatížení, to klade velmi vysoké nároky na regulaci palivové soustavy. Regulace by měla zaručit optimální spotřebu paliva i při dosažení maximálního výkonostního potenciálu motoru. Dále by měla zajistit správné plnění legislativních hodnot souvisejících s obsahem škodlivých prvků ve výfukových plynech. Takto vysoké nároky je možné plnit pouze s využitím moderních elektronických řídicích systémů.

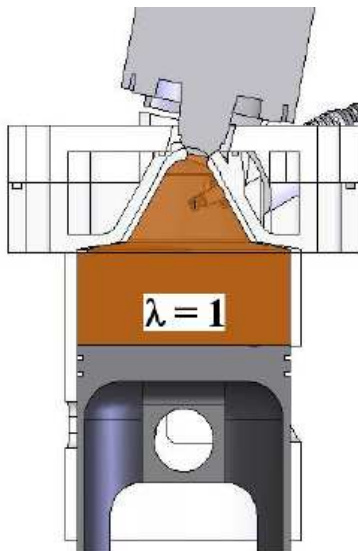
4.1 Přímé vstřikování

Idea přímého vstřikování benzínu je známa od 30. let 20. století a poprvé se objevila u leteckých motorů. Výhodou přímého vstřikování je, že lze regulovat výkon nejen kvantitou směsi, ale také její kvalitou. Při malé zátěži pracuje motor jen s velmi chudou směsí, která se normálně jen obtížně zapaluje. Avšak díky vhodně tvarované hlavě motoru a správně vstříknutému palivu do oblasti kolem svíčky se v okolí zapalovací svíčky nahromadí bohatší směs, kterou není složité již bez problémů zažehnout. Hořící palivo poté snadno zapálí i chudou směs v ostatních prostorách válce. Jedná se o takzvané vrstvené plnění. [10]



Obrázek 26 Vrstvené plnění [9]

V případě potřeby vysokého výkonu motoru se automaticky přechází do standardního režimu, kdy motor pracuje s homogenní směsí se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 1$.



Obrázek 27 Homogenní spalování [9]

4.2 Princip činnosti dvoudobého motoru s přímým vstřikováním

Při pohybu pístu z DÚ do HÚ vzniká v klikové skříně podtlak. Píst pohybující se od klikové hřídele odkryje sací kanál, kterým se nasaje vzduch. Při dalším pohybu pístu od klikového hřídele se nejprve uzavře přepouštěcí a poté i výfukový kanál. Po překrytí výfukového kanálu se do spalovacího prostoru pomocí vstříkovač trysky vstříkne potřebné množství paliva. Pohybem pístu se vzniklá směs stlačuje a nastává komprese.

Těsně před horní úvratí přeskočí jiskra, nastává zážeh a expanze plynů ve válci. Expanzí je píst tlačěn z HÚ do DÚ. Spodní hrana pístu uzavírá sací kanál. Vzduch v klikové skříně se pohybem pístu stlačuje. Při dalším pohybu pístu otevírá horní hrana pístu výfukový kanál a vzápětí pak otevírá horní hrana pístu i přepouštěcí kanál a stlačený vzduch s olejem začne vytlačovat zbytky zplodin a dostává se do prostoru nad píst. Poté se píst opět začne pohybovat směrem nahoru, čímž uzavře přepouštěcí a výfukový kanál. Posléze opět dochází ke vstříknutí paliva a stlačování směsi a celý cyklus se opakuje.

4.3 Přímé nízkotlaké vstřikování paliva

U nejmodernějších dvoutaktních motorů se používá nízkotlaké přímé vstřikování. Palivo se nejprve vstřikuje do směšovací komory se stlačeným vzduchem a až poté je směs paliva se vzduchem vstříknuta do válce. Jedná se o takzvané vzduchem asistované přímé vstřikování paliva, kde stlačený vzduch neslouží k přeplňování, ale k co nejdokonalejšímu rozprášení paliva. Takovýmto způsobem lze rozpráshit palivo na velikost kapiček až v řádu jednotek mikrometru i bez použití vysokotlakého čerpadla. [12]



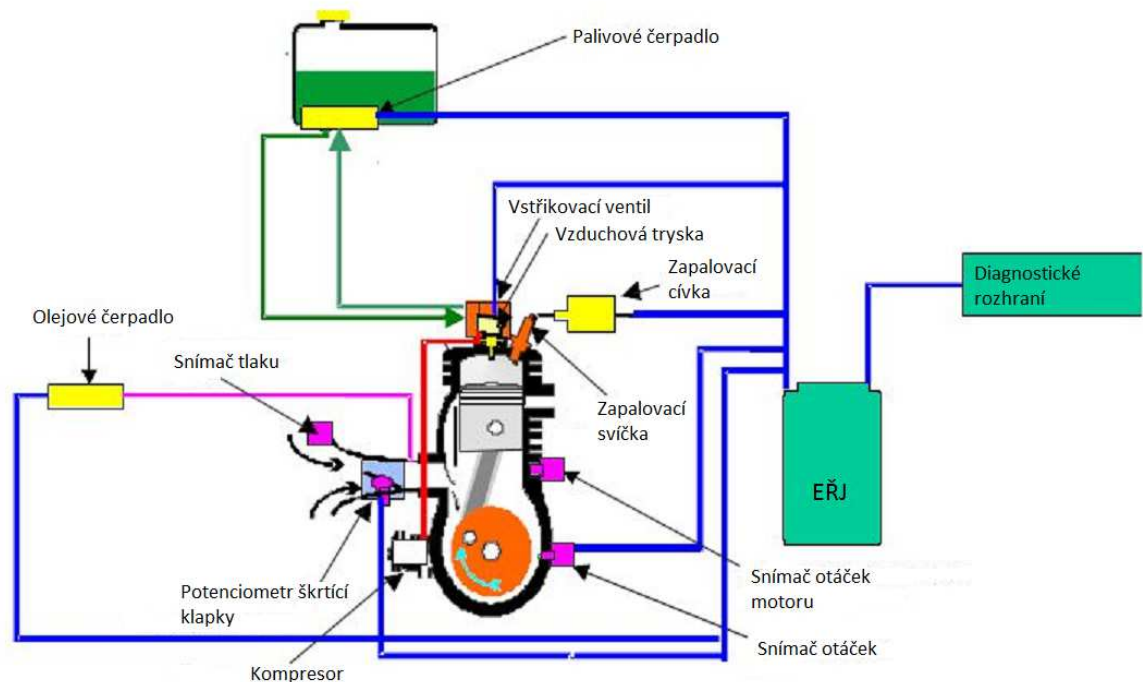
Obrázek 28 Rozprášení paliva [11]

Základ systému tvoří dva za sebou uložené a řídicí jednotkou ovládané vstřikovače. Výhodou tohoto systému je, že postrádá veškeré vysokotlaké součásti a je tedy spolehlivější a méně náročný na případné opravy.



Obrázek 29 Vstřikovače [13]

Pro maloobjemové dvoutaktní motory s malým výkonem je tento systém výhodnější. Neboť u vysokotlakého systému je nutné pohánět vysokotlaké čerpadlo, které však odebírá notnou část výkonu. V případě nízkotlakého systému je poháněn jen malý vzduchový kompresor, který odebírá výkon zásadně menší.



Obrázek 30 Nízkotlaké přímé vstřikování paliva [16]

U vysokotlakého přímého vstřikování se palivo vstřikuje do válce těsně před jeho zapálením. To u nízkotlakého vstřikování není možné, protože v tom okamžiku je ve válci vysoký tlak v řádu MPa. Z tohoto důvodu se vstřik zahajuje v okamžiku, kdy píst překryje horní hranu výfukového kanálu a trvá do doby, kdy se tlak paliva se vzduchem a tlakem ve válci bezmála vyrovnají. Tuto situaci dobře popisuje obrázek 31, kde je patrný rozdíl mezi tlakem v ukončení doby vstřiku a tlakem ve válci cca 1 bar.

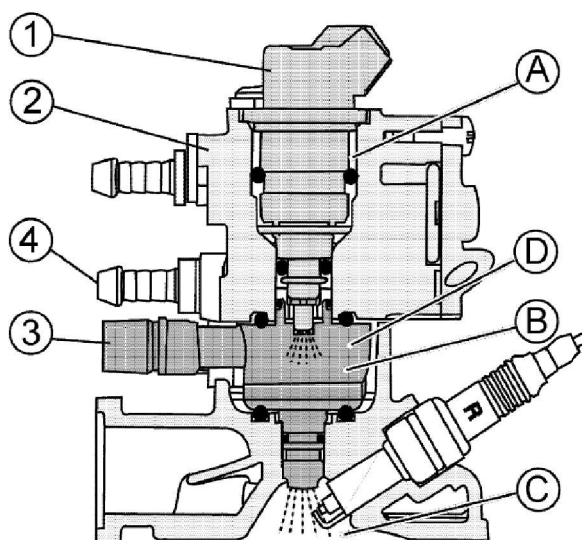
Zahájením vstřiku až po zakrytí výfukového kanálu pístem se eliminuje největší nevýhoda dvoutaktních motorů, protože část nespálené směsi neutíká nevyužita do výfukového kanálu. To má velmi zásadní vliv na obsah nežádoucích složek ve výfukových plynech a také na spotřebu paliva.



Obrázek 31 Okamžik vstřiku

4.4 Vstřikovací jednotka

Jedná se o tzv. duplicitní vstřikovací jednotku. Hlavní části jsou elektromagnetický vstřikovací ventil a vzduchová tryska. Palivo je vstřikováno do směšovací komory, kde se společně mísí se stlačeným vzduchem. A teprve poté se pomocí elektromagnetické vzduchové trysky vstřikuje směs do válce. Součástí jednotky je i palivový regulační ventil, který udržuje konstantní rozdíl mezi tlakem paliva a stlačeným vzduchem na hodnotě cca 2,5 bar. [12]



Obrázek 32 Vstřikovací jednotka [12]

- | | |
|------------------------------|----------------------|
| 1. Vstřikovací ventil | A. Palivo |
| 2. Tělo vstřikovače | B. Směšovací komora |
| 3. Vzduchová tryska | C. Spalovací prostor |
| 4. Přívod stlačeného vzduchu | D. Stlačený vzduch |

4.4.1 Vstřikovací ventil

Ventil vstřikuje přesně odměřené množství paliva v přesně určený okamžik elektronickou řídicí jednotku (EŘJ) do směšovací komory. V zásadě se jedná o velice podobný vstřikovací ventil jako pro klasické nepřímé vstřikování. Palivo se do vstřikovacího ventilu dopravuje elektrickým čerpadlem a vstřikuje se do směšovací komory tlakem až 8 bar. Oproti vstřikovačům pro přímé vysokotlaké vstřikování není tento ventil vystavován vysokým tlakům. Má tedy menší složitost a vyšší spolehlivost. [12]



Obrázek 33 Vstřikovací ventil

4.4.1.1 Výpočet hmoty vstřikovaného paliva

Příklad výpočtu je pro tzv. Speed-denzity systém, který pro způsob stanovení hmoty nasátého vzduchu používá informace ze snímače otáček a čidla tlaku a teploty v sacím potrubí. Objem hmoty vstřikovaného paliva závisí i na jiných faktorech jako je požadovaný součinitel přebytku vzduchu (λ), zatížení motoru a další. [14]

Parametry pro výpočet doby vstřiku	
Otáčky motoru	$N = 5000 \text{ l/min}$
Absolutní tlak v sání	$P = 80 \text{ kPa}$
Teplota nasávaného vzduchu	$T = 293,15 \text{ K}$
Účinnost plnění	$\eta = 80 \%$
Průtok vstřikovacího ventilu	$m_i = 0,67 \text{ g/s} \rightarrow 2,412 \text{ kg/h při } 2,5 \text{ bar}$
Objem motoru	$V_z = 49 \text{ cm}^3$
Součinitel přebytku vzduchu	$\lambda = 1$
Molární hmotnost vzduchu	$M_m = 28,96 \text{ g/mol}$
Konstanta ideálního plynu	$R = 8,314 \text{ J/mol}\cdot\text{K}$

Tabulka 5 Výpočet doby vstřiku

Hustota nasávaného vzduchu

$$\rho = \frac{P \cdot M_m}{R \cdot T} = \frac{80 \cdot 28,96}{8,314 \cdot 293,15} = 0,951 \text{ kg/m}^3 \quad (68)$$

Hmotnostní průtok vzduchu

$$m_a = V_z \cdot \rho \cdot \eta \cdot \frac{N}{2} \cdot 60 = 49 \cdot 10^{-6} \cdot 0,951 \cdot 0,8 \cdot \frac{5000}{2} \cdot 60 = 5,59 \text{ kg/h} \quad (69)$$

Hmotnostní průtok paliva vstřikovacího ventilu

$$m_f = \frac{m_a}{\lambda \cdot 14,7} = \frac{5,59}{1 \cdot 14,7} = 0,38 \text{ kg/h} \quad (70)$$

Poměrná doba otevření vstřikovacího ventilu

$$z = \frac{m_f}{m_i} = \frac{0,38}{2,412} = 0,158 \quad (71)$$

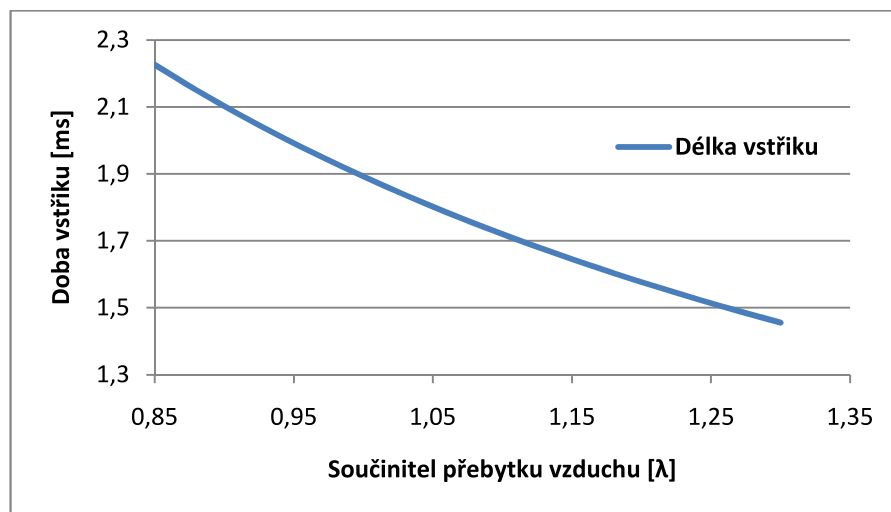
Interval mezi dvěma fázemi sání

$$t = \frac{60 \cdot \tau}{N} = \frac{60 \cdot 1}{5000} = 0,012 \text{ s} \quad (72)$$

Základní délka vstřiku

$$t_i = z \cdot t = 0,158 \cdot 0,012 = 1,9 \text{ ms} \quad (73)$$

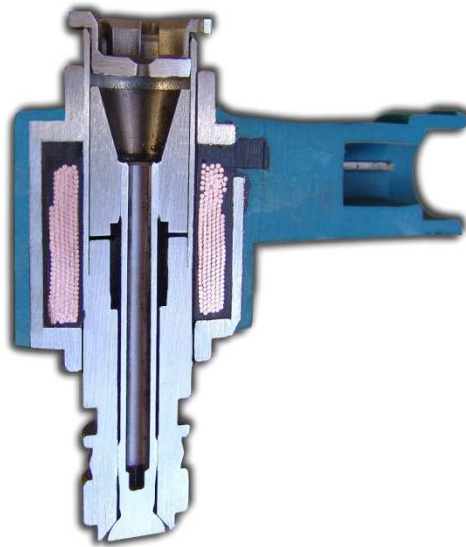
Základní délka vstřiku závisí zejména na požadovaném poměru λ .



Obrázek 34 Délka vstřiku

4.4.2 Vzduchová tryska

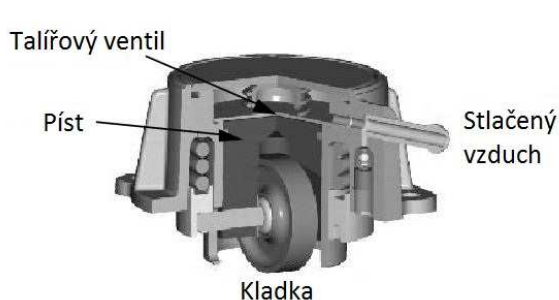
Vzduchová tryska je ovládána solenoidem a je speciálně navržena za účelem vstřikování přesného množství paliva a vzduchu přímo do válce v podobě velice jemné mlhy. Řídící jednotka pomocí této trysky určuje přesné vstřikování paliva, tedy okamžik a dobu vstřiku. Pomocí tlaku paliva a stlačeného vzduchu lze prostřednictvím vzduchové trysky snadno rozpráshit palivo na velikost kapiček 6 až 10 mikrometru. Velikost dodaného objemu vzduchu při jednom vstřiku je asi 1 až 2 % z celkového obsahu vzduchu ve válci. [12]



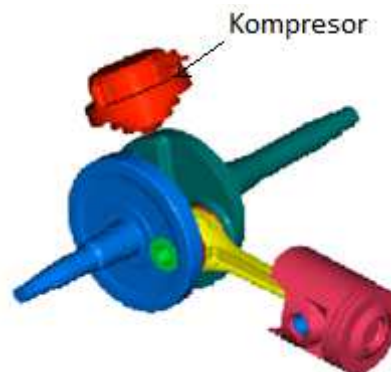
Obrázek 35 Vzduchová tryska [15]

4.5 Kompresor

Stlačený vzduch je dodáván malým kompresorem, který je poháněn pomocí excentrického ramene klikové hřídele. Kompresor dokáže vytlačit 3 cm³ vzduchu na jeden zdvih a maximálně vyvine až 5,5 bar. Vzduch je nasáván přímo z klikové skříně a je vybaven jednosměrným ventilem, který řídí čerpání a udržuje tlak. Je mazán nasátou směsí vzduchu a oleje. Na rozdíl od tradičního pístového kompresoru tato konstrukce nevyžaduje žádné pohonné ústrojí (řemen, řetěz, atd.) ani další vzduchový filtr. [16]



Obrázek 36 Řez kompresorem [16]

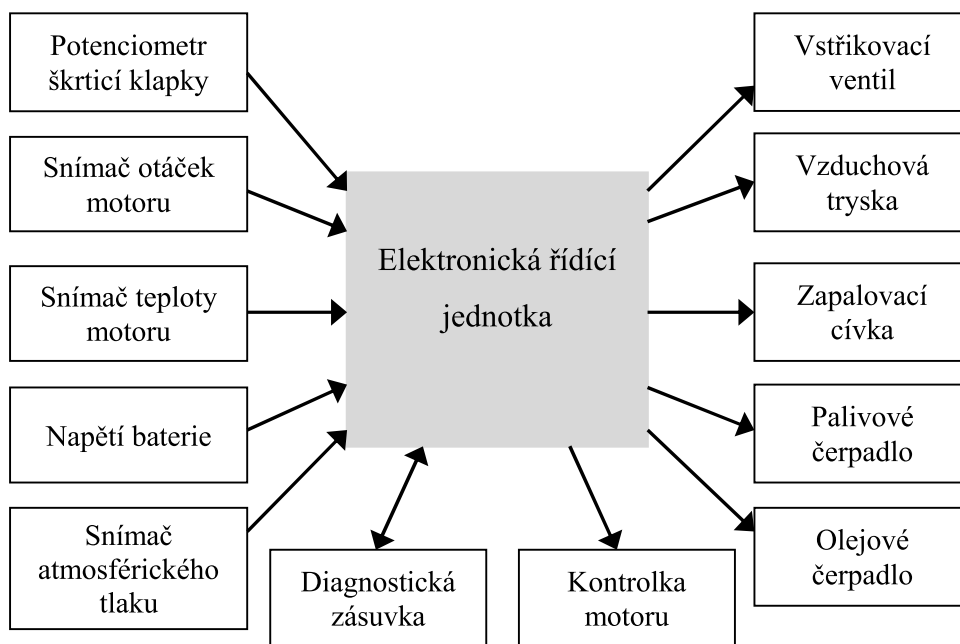


Obrázek 37 Pohon kompresoru [11]

4.6 Řídící jednotka

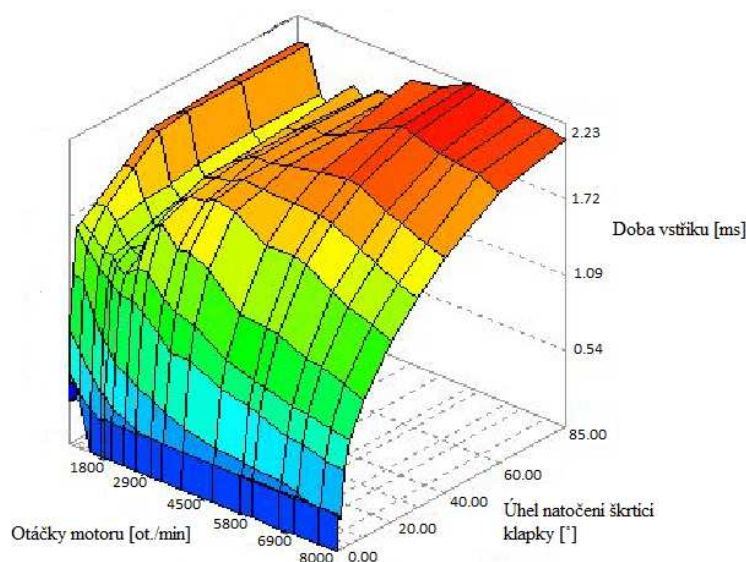
Elektronická řídicí jednotka dostává signály ze snímačů. Tyto informace jsou zpracovávány a díky nim jsou ovládány veškeré akční členy. Tak lze regulovat volnoběh, velikost a okamžik vstříknutého paliva či úplného zastavení dodávky paliva při brzdění motorem nebo i předstih zážehu. Chyby v systému se ukládají do paměti řídicí jednotky a přes diagnostickou zásuvku je lze vyčíst. [12]

Přehled vstupů a výstupů řídicí jednotky



Hlavní veličinou pro určení doby vstřikovaného paliva je velikost hmoty nasátého vzduchu do válce. U dvoutaktních motorů s přímým vstřikováním se využívá pro zjištění hmoty nasátého vzduchu potenciometr škrťací klapky. Jedná se o $\alpha - n$ systém, kde „ α “ je úhel natočení škrťací klapky a „ n “ otáčky motoru. Dávka paliva závisí proporcionálně na hmotě nasátého vzduchu a proto je množství vstřikovaného paliva přímo vázána s hodnotami α a n . Tak lze vytvořit palivovou mapu, která je velice specifická. Základní doba vstřiku se zjišťuje z palivové mapy, ale přesná velikost dávky paliva je korigována dalšími faktory jako je tlak či teplota vzduchu, teplota motoru, akcelerace. [14]

Nutno podotknout, že vývoj podobné palivové mapy je velice složitá záležitost, která přesahuje rámec této práce. V praxi se touto činností zabývají týmy odborníků daných automobilek, či samy výrobci využívají služeb specializovaných firem zabývajících se touto problematikou.

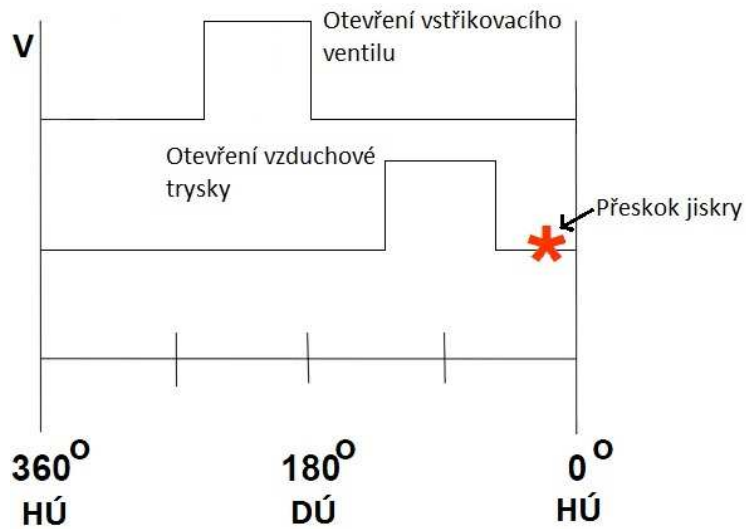


Obrázek 38 Palivová mapa [20]

4.6.1 Strategie řízení vstřikování

Aby se palivo do spalovacího prostoru dostalo ve správný okamžik, je nutné, aby se dříve otevíral vstřikovací ventil. To je nezbytné pro jednak správné promísení paliva se vzduchem a také pro překonání určité vzdálenosti k vyústění vzduchové trysky. Z toho vyplývá, že nikdy nenastává moment, kdy jsou vstřikovací ventil a vzduchová tryska otevřeny ve stejný okamžik. Zároveň pro spolehlivé odměření a vstříknutí paliva je potřeba otevírat

vstřikovací ventil již v době, kdy píst směřuje z HÚ do DÚ. Tento děj dobře popisuje obrázek 39 – přivedení napětí na akčních členech v závislosti na natočení klikového hřídele. [12]



Obrázek 39 Napětí na akčních členech

V případě brzdění motorem, kdy je zastavena dodávka paliva, se zastavuje činnost jak vstřikovacího ventilu, tak i zapalovací cívky. Avšak činnost vzduchové trysky se nezastavuje, je to z důvodu, aby se zabránilo přetlaku v okruhu se stlačeným vzduchem.

5 Mazání

Mezi styčnými plochami dvou pohyblivých součástí vzniká třecí síla, která způsobuje mechanické ztráty a vytváří teplo. Je to způsobeno nerovností povrchu dvou třecích ploch. Snahou je oddělit - mazat povrchy olejem, který má menší viskozitu tedy vnitřní tření. Kromě mazání má olej v motoru další velice důležité úkoly jako dotěšňování styčných ploch zejména v oblasti styku pístních kroužků a válce, ochranu proti korozi a snížení hluku.

5.1 Mazání dvoudobých motorů

U dvoudobých motorů se výhradně používá mazání ztrátové. To znamená, že motor není mazán olejovou náplní, ale je součástí plnicího média motoru. Spaluje se tedy v pracovním prostoru. Je to dáno samotnou konstrukcí motoru, protože se výměny směsi ve válci zúčastňuje i kliková skříň. To je hlavní důvod proč nelze použít stejný mazací systém jako u čtyřtaktních motorů.

5.1.1 Mazání mastnou směsí

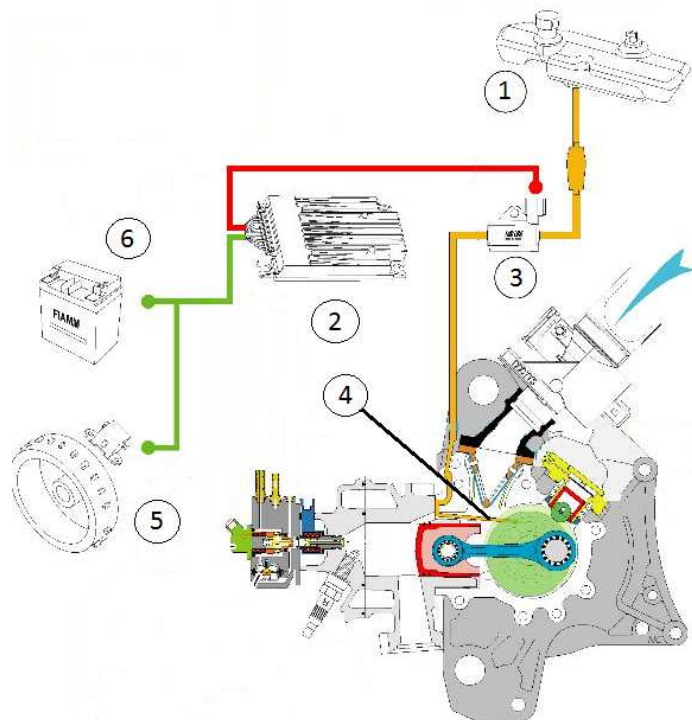
Konstrukčně nejsnadnější a nejrozšířenější zejména u starších motorů je mazání mastnou směsí, kde se olej přidává přímo do paliva v určitém poměru 1:20 až 1:50. Mísení v tomto poměru je však výhodné jen v určitém rozmezí otáček, neboť s rostoucími otáčkami roste i požadavek na vyšší mazání motoru. Toto je dáno zvýšením odstředivých a setrvačných sil v klikovém mechanismu motoru. Další podstatnou nevýhodou je, že při ubrání plynu směs nemůže proudit do motoru. Tím pádem se velice zhorší mazací podmínky a může dojít i k zadření motoru. [2]

5.1.2 Oddělené mazání

Pro zajištění ideálního mazání za všech provozních podmínek se používá mazání čerstvým olejem dávkovaným čerpadlem z oddělené nádrže. Olejové čerpadlo bývá mechanické nebo elektrické a olej přímo do sacího potrubí či případně do karburátoru. Poměr mísení není konstantní a je závislý na otáčkách motoru. Tento systém je pro uživatele komfortnější, neboť nemusí při tankování odměřovat olej do paliva. [2]

5.2 Systém mazání pro dvoudobé motory s přímým vstřikováním

Pro dvoutaktní motory s přímým vstřikováním není možné použít mazání mastnou směsí, protože pro dodávku paliva není použita kliková skříň. Z tohoto důvodu se používá pouze mazání oddělené. U motorů tohoto typu je velice výhodné použít elektronicky řízené oddělené mazání, kde se velikost vstřikovaného oleje určuje elektronickou řídicí jednotku motoru. Řídicí jednotka má v paměti uloženou olejovou mapu, ze které v závislosti na otáčkách motoru ovládá elektrické olejové čerpadlo. To tlačí olej do mazacího potrubí ústící k ložiskům klikového hřídele, dále je volně rozstřikován a také se přivádí k válci malým otvorem ústící v blízkosti přepouštěcího kanálu. Tímto způsobem lze snadno regulovat mazací poměr dle potřeb motoru od 1:30 při maximálních otáčkách až po poměr 1:120 pro volnoběžné otáčky. Pro použití tak malého mazacího poměru napomáhá i fakt, že motory s přímým vstřikováním používají na hlavním i ojnicím čepu valivá ložiska, která mají daleko nižší nároky na mazání než ložiska kluzná. [12]



Obrázek 40 Elektrické oddělené mazání [17]

- | | |
|---------------------------------|-------------------|
| 1. Olejová nádrž | 4. Mazací potrubí |
| 2. Elektronická řídicí jednotka | 5. Snímač otáček |
| 3. Olejové čerpadlo | 6. Baterie |

6 Emise

Aby se každý dopravní prostředek mohl pohybovat po všech komunikacích v rámci Evropské unie, je nutné, aby byl homologován. Musí plnit řadu legislativních norem, mezi nimi je i velice důležitá emisní norma o složení výfukových plynů. Tato emisní norma určuje maximální množství spalin, které dopravní prostředek může vyprodukovat.

Pro schválení technické způsobilosti musejí dopravní prostředky kategorie L1 (malé motocykly, skútry a mopedy s objemem válců do 50 cm³ a s maximální konstrukční rychlostí do 50 km/h) plnit předpis EHK č. 47 – Emise plyných škodlivin mopedů. Tento předpis se vztahuje na způsob zkoušení emisí a omezování plyných škodlivin zážehových motorů. [18]

Tabulka 6 udává maximální hodnoty CO a HC + NO_x obsažené ve výfukových plynech. Předpis EHK č. 47 je rozdělen do několika fází vždy s platností od určitého období. Podle roku provádění homologace musí dopravní prostředek kategorie L1 splňovat dané emisní limity. Aktuální je Euro 2, avšak již od roku 2014 bude muset každý nově vyrobený motocykl kategorie L1 splňovat přísnější emisní limity.

EHK 47	Platnost od	CO [g/km]	HC + NO _x [g/km]
Euro 1	1999	6	3
Euro 2	2002	1	1,2
Euro 3*	2014	1	1,2

Tabulka 6 Limity EHK č. 47 [18]

Pozn.:) Měření se provádí při chodu studeného motoru.*

Stále zpřísňující se emisní předpisy kladou neustále vyšší technické nároky na stavbu spalovacích motorů. Nejenom u dvoutaktních motorů v takovém případě nastává čas pro nová technická řešení, která povedou ke snížení emisí a s tím spojenou spotřebou paliva. A právě dvoutaktní motor s karburátorem je již na samé hranici v oblasti snižování škodlivin.

Tabulka 7 uvádí porovnání složení emisí podobných motorů o objemu 50 cm³ s rozlišným systémem plnění a výfukovým systémem.

Motor	CO [g/km]	HC [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	CO ₂ [g/km]	Spotřeba [l/100 km]
Bez katalizátoru						
2-takt s karb.	16,5	11	0	11,1	28,6	3,7
2-takt s přímým vstřikováním	2,1	1,8	0,3	2,1	39,7	2
4-takt s karb.	7,4	1	0,3	1,3	49,4	2,7
S katalizátorem						
2-takt s karb.	3,4	1,6	0,1	1,7	60,2	2,9
2-takt s přímým vstřikováním	0,5	0,8	0,3	1,1	42,1	1,9

Tabulka 7 Emise jednotlivých motorů [19]

Podle tabulky 7 je dvoutaktní motor právem považován za tzv. špinavý motor. Má sice oproti ostatním motorům nejnižší hodnoty oxidu uhličitého (CO₂), avšak obsah oxidu uhelnatého (CO) a uhlovodíků (HC) je i řádově vyšší. Vysoký obsah CO je dán provozem motoru s příliš bohatou směsí a obsah HC zase nedokonalým spalováním paliva a oleje.

Z tabulky také vyplývá, že moderní dvoutaktní motor s elektronicky řízeným vstřikováním dokáže mít nižší emise škodlivin než čtyřtaktní motor s karburátorem. Obecně lze tedy říci, že elektronickým řízením dodávky paliva i mazacího oleje se velice podstatnou mírou sníží obsah škodlivých emisí ve výfukových plynech.

U dvoutaktních motorů s přímým vstřikem paliva, určuje množství paliva ve válci elektronická řídicí jednotka. Prostřednictvím svých senzorů řídicí jednotka získává aktuální informace o chování motoru a na základě těchto údajů upravuje velikost vstřikovaného paliva. Spalování směsi je tedy úplné, kvalitnější a motor poté i účinnější v důsledku lepšího poměru směsi ve válci.

Oproti tomu u karburátorů je průtok paliva a tedy i bohatost směsi úměrná průměru trysek. Tím pádem lze říci, že složení směsi je vhodné pouze v úzkém rozsahu otáček. V ostatních režimech chodu motoru je tedy směs příliš bohatá nebo příliš chudá. Při provozu takového motoru dochází logicky ke snížení účinnosti.

**Výhody dvoutaktního motoru s elektronicky řízeným přímým vstřikováním paliva
dávkování mazacího oleje:**

- Pokles škodlivých emisí (včetně sazí) až o 80 %
- Snížení spotřeby paliva až o 35 %
- Úspora oleje až o 40 %
- Vyšší jízdní komfort
- Snadnější startování
- Lepší průběh výkonu a krouticího momentu [12]

7 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout dvoutaktní motor s přímým vstřikováním paliva, který by měl sloužit pro pohon skútru. Při návrhu základních parametrů se vycházelo z dostupných motocyklů s podobným systémem plnění motoru na trhu.

V souladu s dnešními trendy snižování emisí škodlivých prvků ve výfukových plynech se zdá spojení dvoutaktního motoru a přímého vstřikování paliva zcela opodstatněné. Avšak v tom případě dvoutaktní motor ztrácí zřejmě svoji největší výhodu, kterou je jednoduchost. A právě tato nová koncepce si žádá zcela nová technická řešení, která jsou nezbytná pro snižování spotřeby a tvorby škodlivých emisí.

V této práci je nastíněn pevnostní výpočet posuvných a rotačních částí motoru, jako jsou píst, ojnice, klikový hřídel a dalších částí. Jejich rozměry a konstrukce se od klasického dvoutaktního motoru výrazně neliší vyjma klikového hřídele, který je přizpůsoben pro pohon kompresoru.

Samotné vstřikování je řešeno jako nízkotlaké, a na rozdíl od klasického plnění motoru karburátorem je jeho složitost značná. Na druhou stranu je toto jediná hlavní nevýhoda, neboť použitím přímého vstřikování lze úplně zabránit vniknutí čerstvé směsi do výfukového potrubí. A to je asi hlavní handicap dvoutaktních motorů, který brání jejich většímu rozšíření.

Zároveň je nutné zmínit, že návrh a konstrukci takového motoru, který by byl spolehlivý a konkurenceschopný, je nesmírně složitá záležitost. Na správnosti řešení všech konstrukčních náležitostí do jisté míry závisí i praktické zkušenosti konstruktéra. A na celkové funkčnosti takového motoru se většinou podílí celý tým pracovníků, který využívá ty nejmodernější technologie.

8 Seznam použité literatury

- [1] How a 2 Stroke Engine Works... [online]. [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.whitedoglubes.com/2strokeengines.htm>
- [2] Motocykly s dvoudobým motorem. Brno: Cpress, 2011. ISBN 978-80-251-2280-8.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. Spalovací motory-studijní opory-1. vydání. Brno : [s.n.], 2005.[cit 2013-05-15] 235 s.
- [4] DVOUDOBE MOTORY ZÁVODNÍCH MOTOCYKLŮ KATEGORIE GP, Vít Opluštil. BRNO, 2012 [cit. 2013-05-15]. Bakalářská práce. VUT.
- [5] ROZVODY DVOUDOBYCH MOTORŮ. Prokop Havlen. BRNO, 2012 [cit. 2013-05-15]. Bakalářská práce. VUT.
- [6] Tesař M., Šefčík I.,: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Pardubice: Upce, 2003. ISBN 80-7194-550-1.
- [7] Návrh dvoudobého motoru 125 ccm pro závodní motocykl, Luboš Binar, Pardubice, 2012 [cit. 2013-05-15]. Bakalářská práce.Upce.
- [8] Válcová jednotka dvoudobého motocyklového motoru. Miroslav Stejskal, BRNO, 2012 [cit. 2013-05-15]. Bakalářská práce. VUT.
- [9] DEVELOPMENT OF A DIRECT-INJECTED TWO-STROKE SNOWMOBILE USING E85 FUEL. In:<Http://www.webpages.uidaho.edu/> [online]. 2009 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://www.webpages.uidaho.edu/niatt/research/Final_Reports/KLK751_N09-02.pdf
- [10] Přímé vstřikování benzínu. In: <Http://www.sinz.cz/> [online]. 2004 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-01-67-71.pdf>
- [11] Synerject Injection Systems -An Emissions Solution for both 2- and 4 -stroke Small Vehicle Engines. In:<Www.orbitalcorp.com.au> [online]. 2001 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: www.orbitalcorp.com.au/download-document/321-2001-01-10-siat-presentation.html+&cd=1&hl=cs&ct=clnk&gl=cz
- [12] PEUGEOT MOTOCYCLES. *Workshop manual*. 2002. – Firemní literatura
- [13] Thread: Air-Injector: Two Quick Questions. <Http://www.apriliaforum.com/> [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.apriliaforum.com/forums/showthread.php?213267-Air-Injector-Two-Quick-Questions>

- [14] Doc. Ing. Stanislav Gregora, Ph.D. a Ing. Zdeněk Mašek, Elektronické a mechatronické systémy v konstrukci silničních vozidel. Pardubice: Upce, 2008. ISBN 978-80-7395-082-8
- [15] Thread: Air injector cross-cut. [Http://www.apriliaforum.com/](http://www.apriliaforum.com/) [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.apriliaforum.com/forums/showthread.php?260815-Air-injector-cross-cut>
- [16] Advanced Electronic Fuel Injection Systems – An Emissions Solution for both 2-and 4-stroke Small Vehicle Engines. <Http://crew.scooter-freaks.nl/> [online]. 2002 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://crew.scooter-freaks.nl/john/PDF.DI-TECH%20ORBITIAL.pdf>
- [17] PEUGEOT MOTOCYCLES. *Technical traning JetForce*. 2003. – Firemní literatura
- [18] Emise plynných škodlivin mopedů. In: *EHK č. 47*. 2007.
- [19] Motorcycles and mopeds Energy and the Environment. *Www.adame.com* [online]. 2005 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: www2.adame.fr%2Fservlet%2FgetBin%3Fname%3D01875D437C85E239A1CEECBFF7F008351246367948778.pdf
- [20] Comprehensive MSS54/MSS54HP DME Information. <http://www.m3forum.net> [online]. 2005 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: <http://www.m3forum.net/m3forum/showthread.php?t=423771>
- [21] Čtyřdobý zážehový motor. [http:// dragon.web2001.cz](http://dragon.web2001.cz) [online]. 2005 [cit. 2013-05-15]. Dostupné z: http://dragon.web2001.cz/fyzika/tepelnestroje/ctyrdoby_zazehovy_01.htm

9 Seznam příloh

Příloha 1. – 3D model pístu

Příloha 2. – 3D model ojnice

Příloha 3. – 3D model levé části klikového hřídele

Příloha 4. – 3D model pravé části klikového hřídele

Příloha 5. – 3D model sestavy

Příloha 6. – Výkres: Píst

Příloha 7. – Výkres: Ojnice

Příloha 8. – Výkres: Pravý díl klikového hřídele

Příloha 9. – Výkres: Levý díl klikového hřídele

Příloha 10. – Výkres: Pístní čep

Příloha 11. – Výkres: Ojniční čep

Příloha 12. – Výkres: Sestava

Příloha 1.



3D model pístu

Příloha 2.



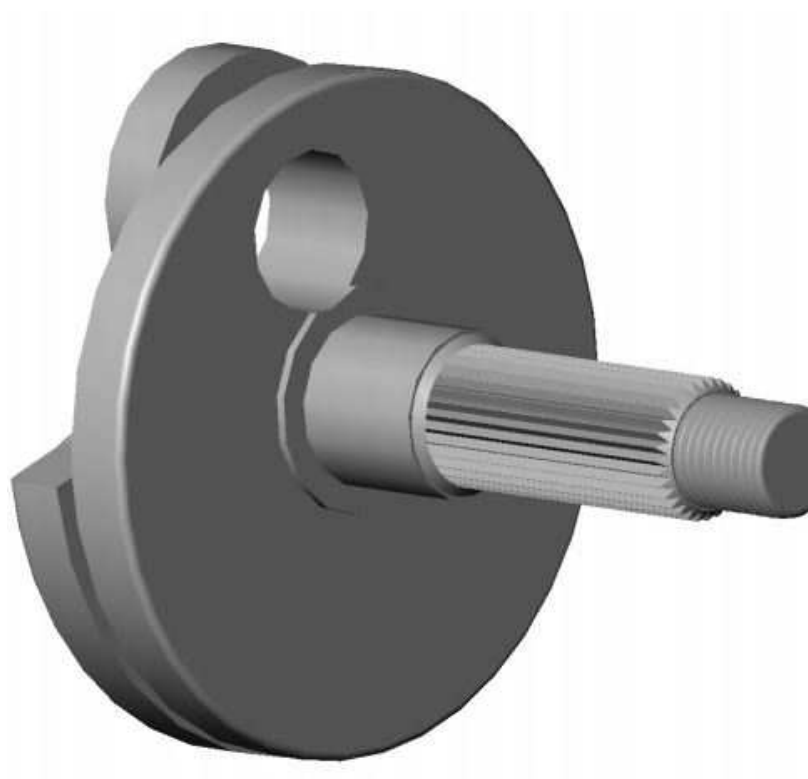
3D model ojnice

Příloha 3.



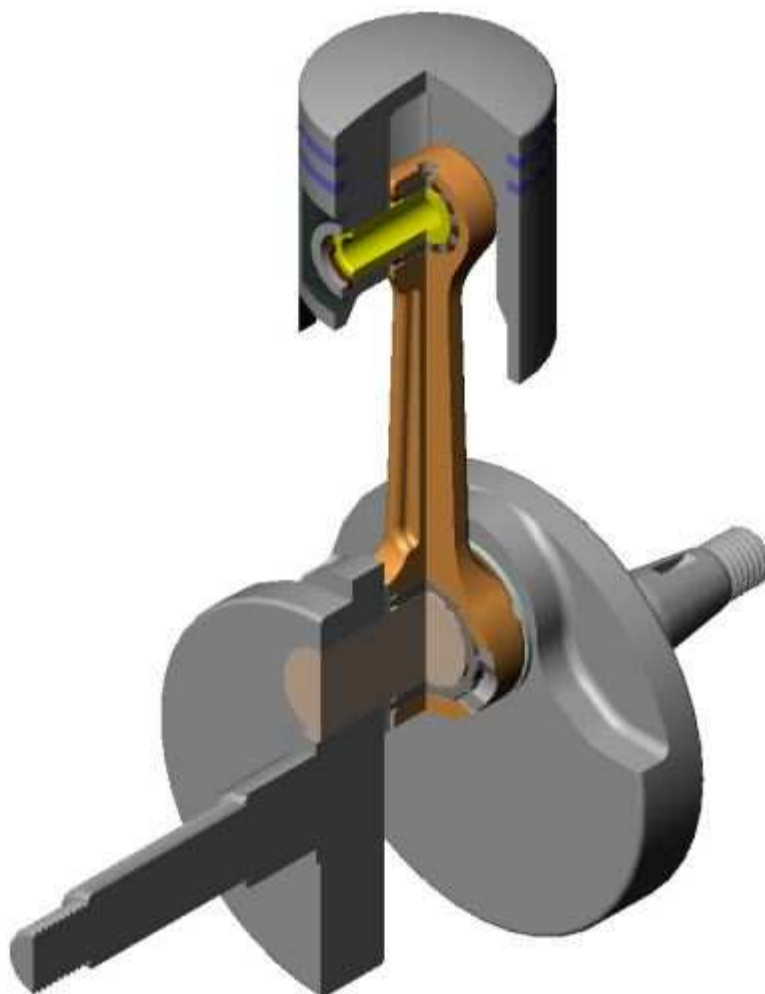
3D model levé části klikového hřídele

Příloha 4.



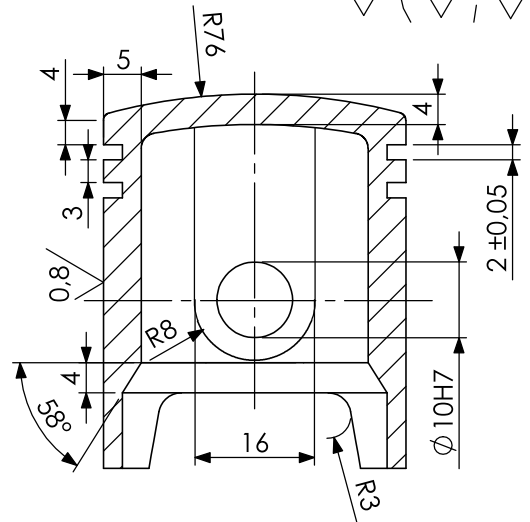
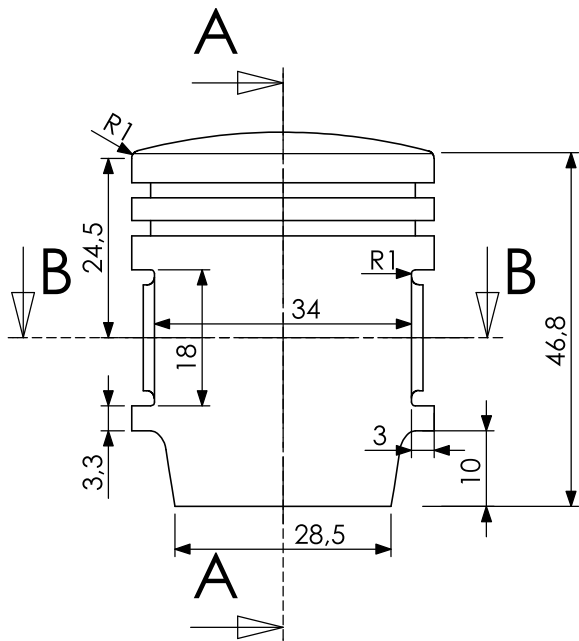
3D model pravé části klikového hřídele

Příloha 5.

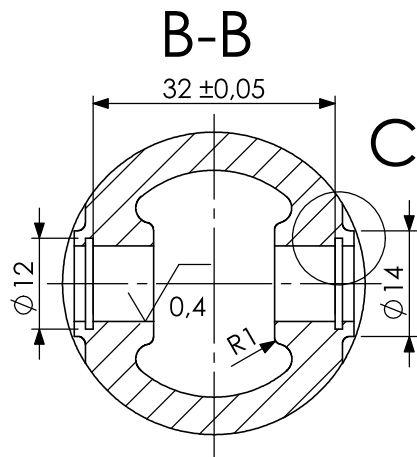


3D model sestavy

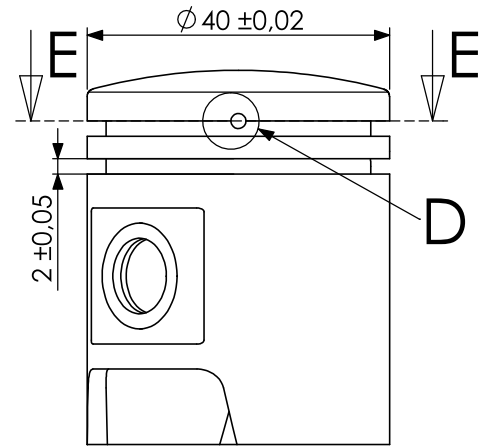
3,2 / (0,8 / 0,4)



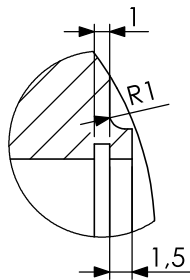
A-A



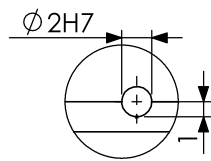
B-B



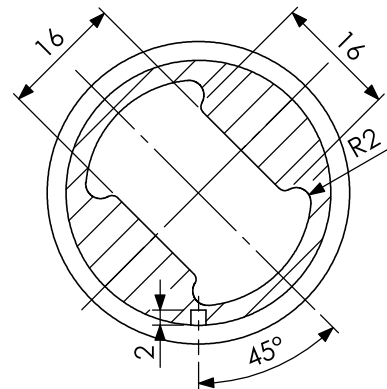
E-E



C
M 2 : 1

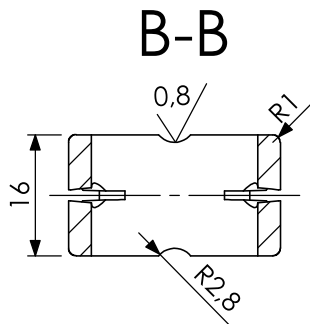
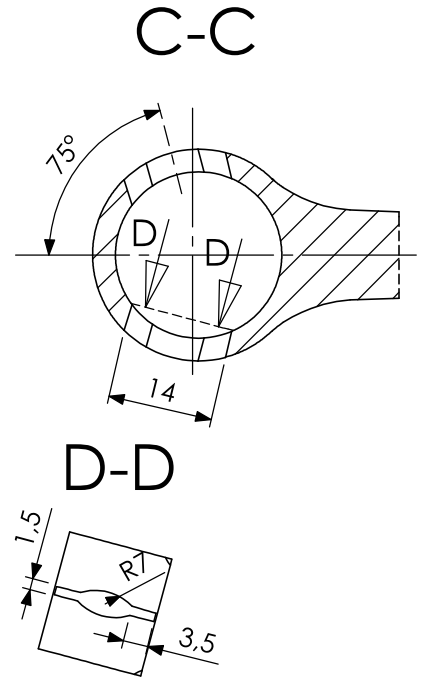
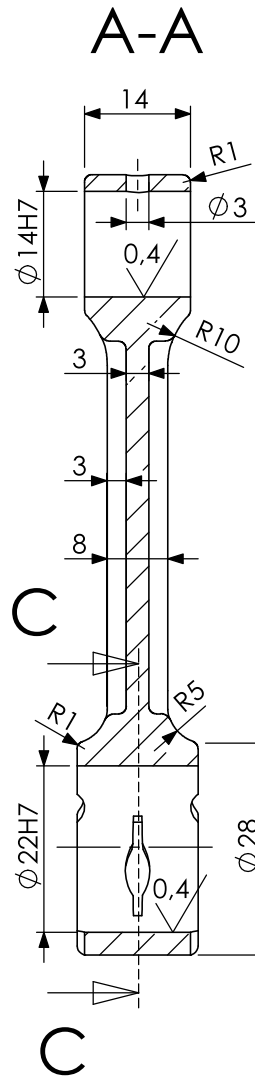
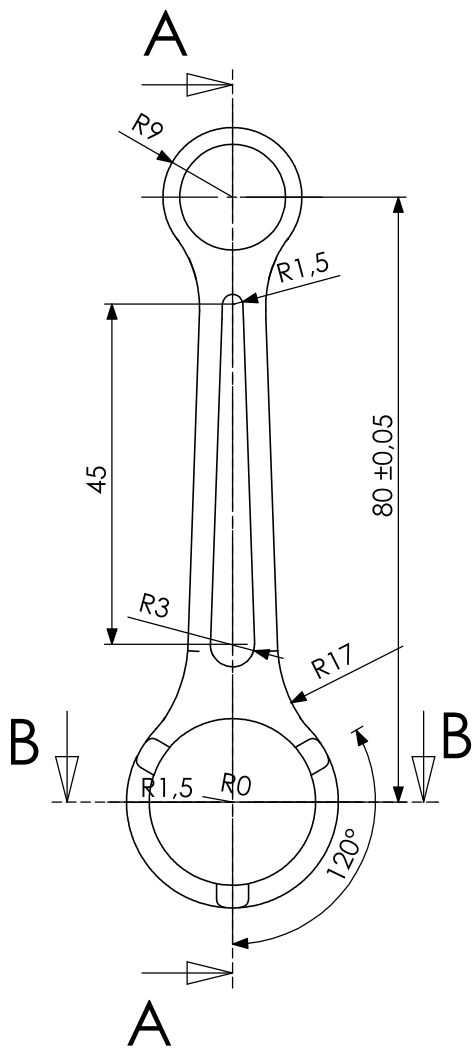


D
M 2 : 1



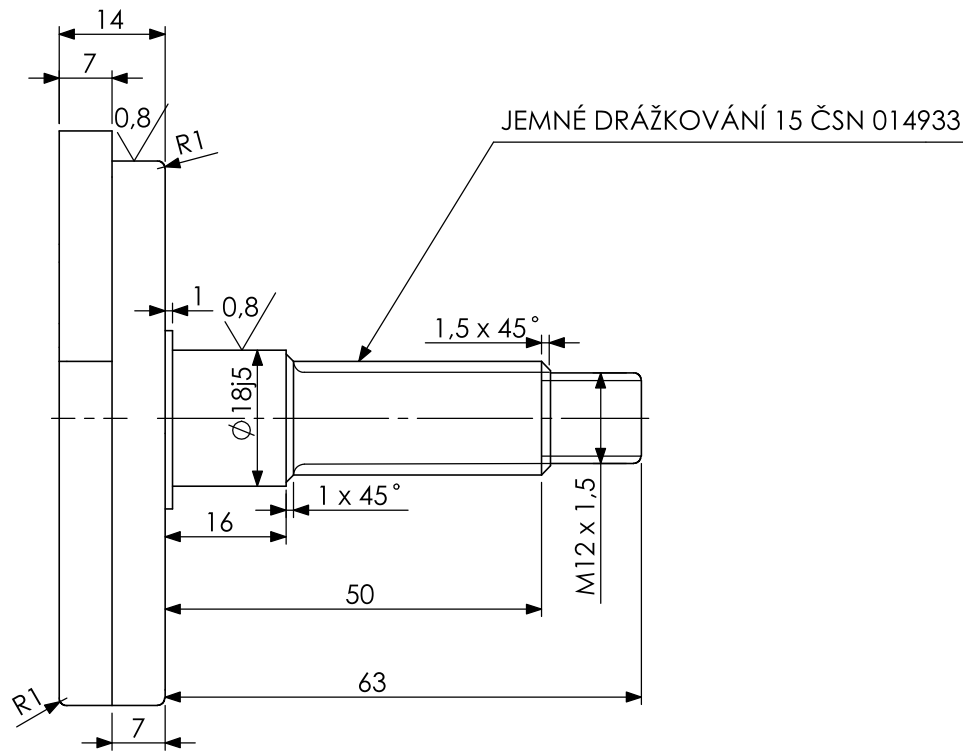
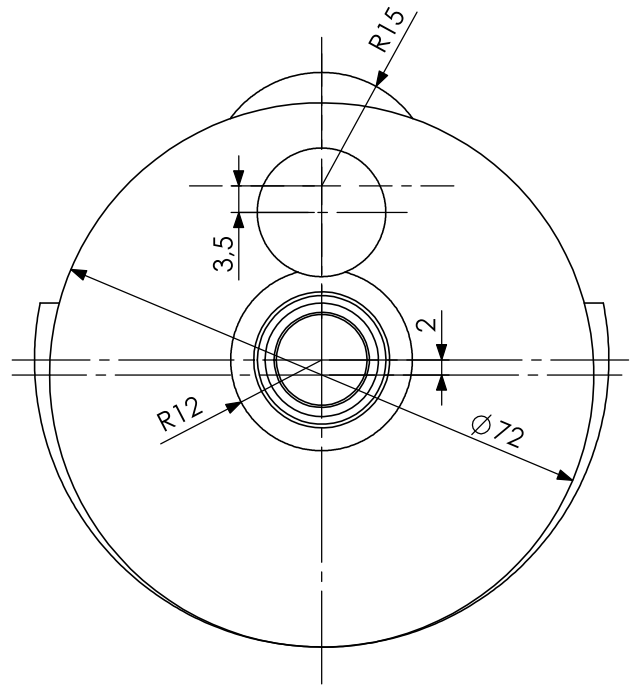
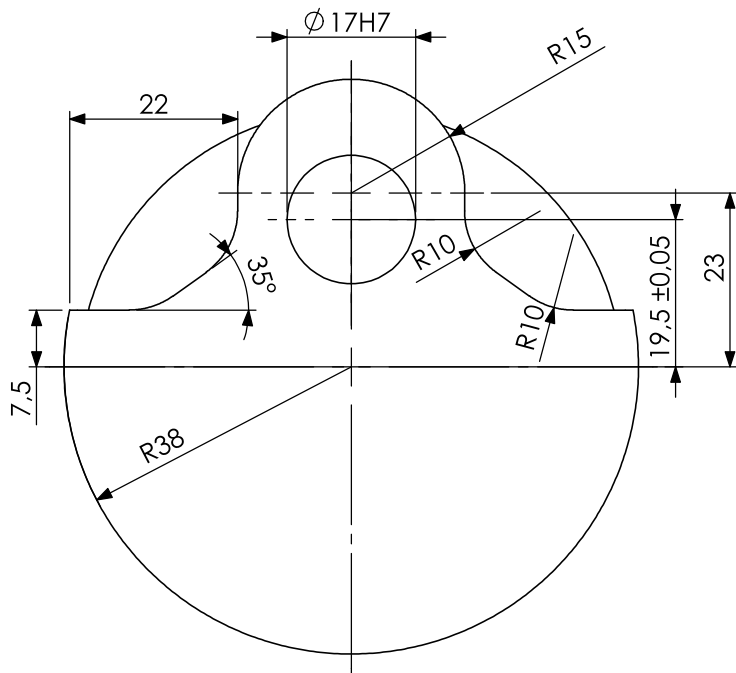
				OPRACOVÁNÍ:	ODSTRANIT OSTRÉ HRANY	ZMĚNA		
NÁZEV	PODPIS	DATUM		NÁZEV:				
NAVRHL	Tomáška Petr			Píst				
PŘEZKOUŠEL								
SCHVÁLIL				Č. VÝKRESU				
VÝROBA				1				
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	ALSí			A4
				HMOTNOST:	MĚŘÍTKO: 1:1			LIST 1 Z 1 LISTŮ

3,2 / (0,8 / 0,4)



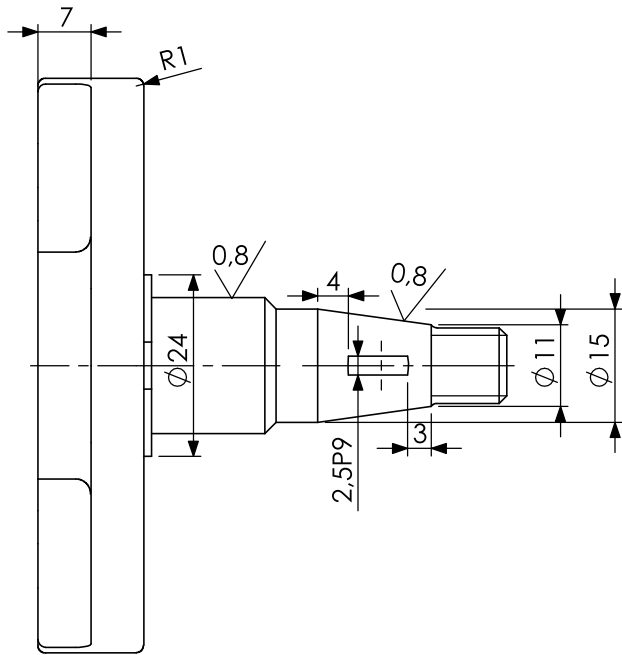
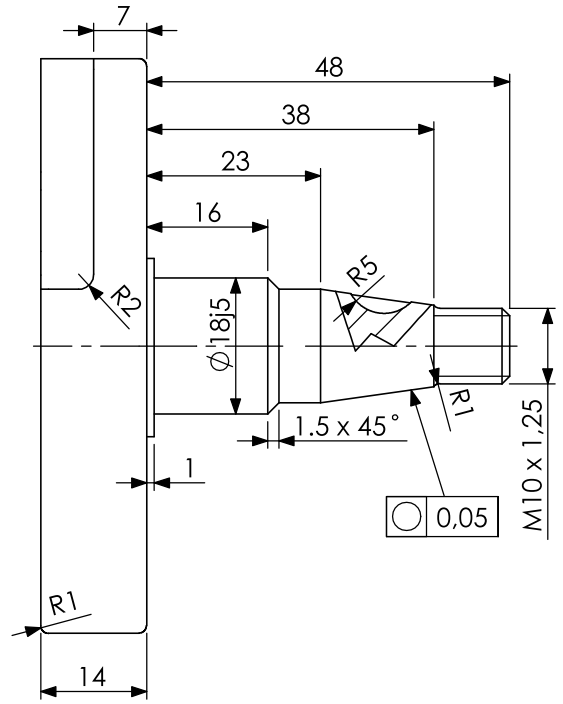
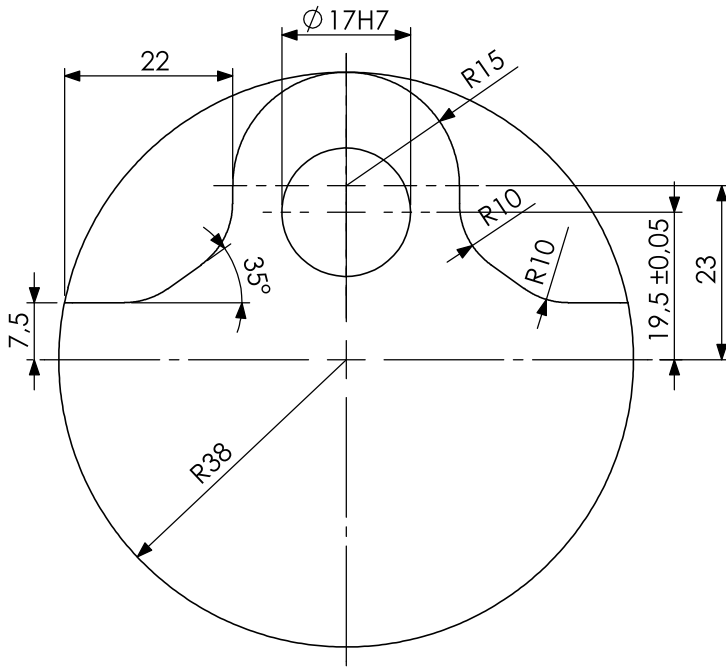
				OPRACOVÁNÍ:	ODSTRANIT OSTRÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU	ZMĚNA
						<p>NÁZEV:</p> <h1>Ojnice</h1> <p>Č. VÝKRESU: 2</p> <p>MĚŘITKO: 1:1</p> <p>LIST 1 Z 1 LISTŮ</p>	
NÁZEV	PODPIS	DATUM					
NAVRHL	Tomiška Petr						
PŘEZKOUŠEL							
SCHVÁLIL							
VÝROBA				MATERIÁL:			
Z. JAKOSTI							
				HMOTNOST:			

3,2 / (0,8 /)



		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTRÉ HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU		ZMĚNA	
NÁZEV		PODPIS		DATUM		NÁZEV:			
NAVRHL		Tomiška Petr				Pravý díl klikového hřídele			
PŘEZKOUŠEL									
SCHVÁLIL						Č. VÝKRESU			
VÝROBA						3			
Z. JAKOSTI									
				MATERIÁL:		A4			
				ČSN 14 202		MĚŘITKO: 1:1			
				HMOTNOST:		LIST 1 Z 1 LISTŮ			

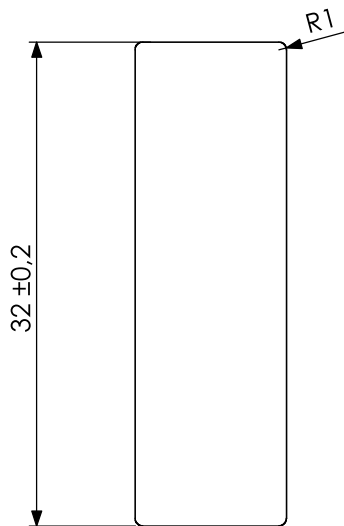
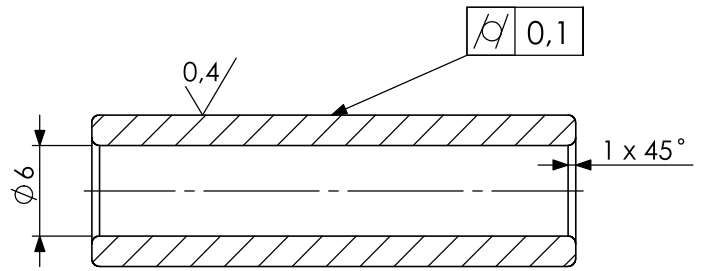
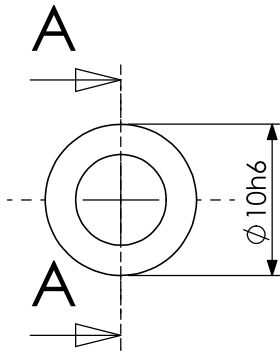
3,2 / (0,8)



				OPRACOVÁNÍ:	ODSTRANIT OSTRÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU	ZMĚNA
NÁZEV	PODPIS	DATUM				NÁZEV: Levý díl klikového hřídele	
NAVRHL	Tomiška Petr					Č. VÝKRESU 4	A4
PŘEZKOUŠEL							
SCHVÁLIL						MĚŘITKO: 1:1	
VÝROBA						LIST 1 Z 1 LISTŮ	
Z. JAKOSTI					MATERIÁL: ČSN 14 202		
					HMOTNOST:		

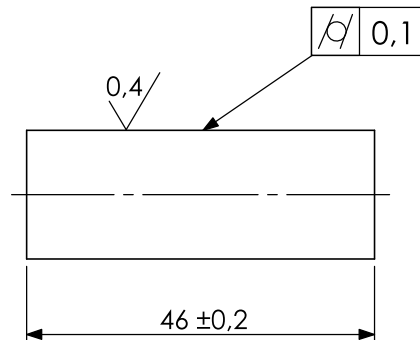
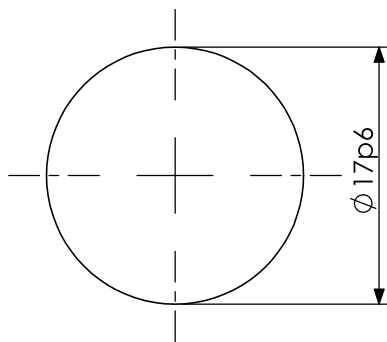
3,2/ (0,4/)

A-A

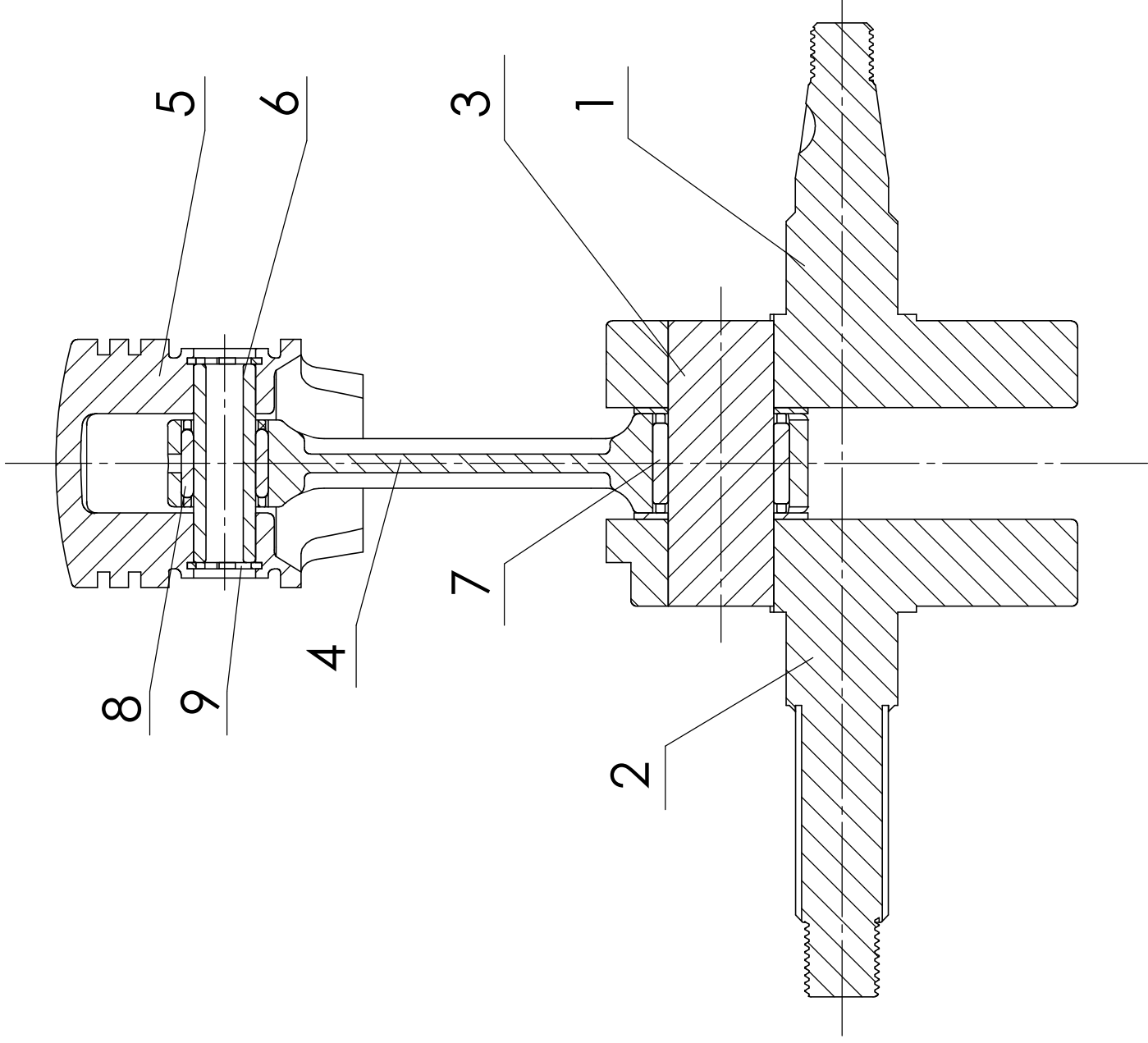


		OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘITKO VÝKRESU		ZMĚNA	
	NÁZEV	PODPIS	DATUM			NÁZEV:			
NAVRHL	Tomiška Petr					<h1>Pístní čep</h1>			
PŘEZKOUŠEL									
SCHVÁLIL									
VÝROBA									
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:		Č. VÝKRESU		A4	
				ČSN 16 420		5			
				HMOTNOST:		MĚŘITKO:2:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ	

3,2/(0,4/)



		OPRACOVÁNÍ:			ODSTRANIT OSTŘÉ HRANY	NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU	ZMĚNA
	NÁZEV	PODPIS	DATUM		NÁZEV:		
NAVRHL	Tomiška Petr				<h1>Ojniční čep</h1>		
PŘEZKOUŠEL							
SCHVÁLIL							
VÝROBA							
Z. JAKOSTI				MATERIÁL:	Č. VÝKRESU	6	A4
				ČSN 14 202			
				HMOTNOST:	MĚŘÍTKO: 2:1	LIST 1 Z 1 LISTŮ	



č.pol	Název	č.výkresu - č. normy	počet
1	Levý díl klikového hřídele	4	1
2	Pravý díl klikového hřídele	3	1
3	Ojnicní čep	6	1
4	Ojnice	2	1
5	Píst	1	1
6	Pístní čep	5	1
7	Ojnicní ločisko	RNAF 172216	1
8	Ložisko pístního čepu	HK 1014	1
9	Pojistný kroužek	10 ČSN 02 2931	2

OPRACOVÁNÍ:		ODSTRANIT OSTŘE HRANY		NEUPRAVOVAT MĚŘÍTKO VÝKRESU		ZMĚNA	
JMÉNO	PODPIS	DATUM	NÁZEV:				
NAVRHL			Sestava				
PŘEZKOUSEL							
SCHVÁLIL							
VÝROBA							
Z. JAKOSTI							
MATERIÁL:			Č. VÝKRESU		7		A3
HMOTNOST:			MĚŘÍTKO: 1:1		LIST 1 Z 1 LISTŮ		