

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PARNERA
KATEDRA DOPRAVNÍCH PROSTŘEDKŮ

NÁVRH DVOUDOBÉHO MOTORU 125 ccm
PRO ZÁVODNÍ MOTOCYKL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

AUTOR PRÁCE : Luboš Binar

VEDOUCÉ PRÁCE : Ing. Jan Pokorný, Ph.D.

2011

**UNIVERSITY OF PARDUBICE
JAN PERNER TRANSPORT FACULTY
DEPARTMENT OF TRANSPORT MEANS**

**DESIGN TWO-STROKE 125 ccm
ENGINE FOR MOTORCYCLE RACING**

BACHELOR WORK

AUTHOR: Luboš Binar

SUPERVISOR: Ing. Jan Pokorný, Ph.D.

2011

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Luboš BINAR**
Osobní číslo: **D08221**
Studijní program: **B3709 Dopravní technologie a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh dvoudobého motoru 125 ccm pro závodní motocykl**
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 :

1. Úvod
2. Rozbor požadavků na motor
3. Návrh parametrů motoru a jeho koncepční řešení
4. Výpočet vybraných komponentů motoru
5. Konstrukční návrh a výkresová dokumentace
6. Závěr

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

- [1] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I. Nakladatelství technické literatury, Praha 1978. [2] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. Nakladatelství technické literatury, Praha 1983. [3] Tesař, M., Šefčík, I.: Konstrukce vozidlových spalovacích motorů. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-550-1. [4] Husák, P.: Sportovní motocykly. Vydavatelství Naše vojsko, Praha 1967

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Pokorný

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání bakalářské práce:

25. února 2011

Termín odevzdání bakalářské práce:

31. května 2011

prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.

Ing. Ivo Šefčík, Ph.D.
vedoucí katedry

dne

Prohlášení

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 mojí 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 Úpici dne 18.05.2011

Luboš Binar

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Pokornému, Ph.D za jeho odborné vedení a rady a dále bych chtěl poděkovat panu doc. Ing Stanislavu Gregorovi, Ph.D za odborné konzultace.

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem dvoudobého motoru pro závodní motocykl o objemu 125 ccm. Je zde popsán rozbor požadavku na závodní motor, návrh základních rozměrů a parametrů. Dále se tato práce zabývá návrhem a výpočtem pístu, ojnice, pístního čepu, pouzdra pístního čepu, ojnicního čepu, klikového hřídele a návrhem vyvážení motoru. V práci jsou také popsány jednotlivé přídatné systémy dvoudobých motoru a popis jejich konstrukčního řešení u závodních motoru.

Klíčová slova

Dvoudobý motor, píst, ojnice, ojnicní čep, pouzdro pístního čepu, pístní čep.

Title

Design two-stroke 125 ccm engine for motorcycle racing

Abstract

This paper describes the design of two-stroke motorcycle engine for racing with a capacity of 125 cc. There is described an analysis of the requirement for a racing engine, the basic dimensions and design parameters. Furthermore, this work deals with design and calculation of the piston, connecting rod, piston pin, piston pin bushings, crank shaft, crankshaft, and a proposal for balancing the engine. The paper also describes all two-stroke engine auxiliary systems and a description of their design solutions for motor racing.

Keywords

Two-stroke engine, piston, connecting rod, big end pin, piston pin bush, piston pin.

OBSAH

1. Úvod.....	10
2. Rozbor požadavků na motor	10
2.1. Požadavky na motor.....	10
2.1.1. Volba základních parametrů.....	11
2.1.2. Porovnání parametrů dnešních sportovních motocyklů.....	11
2.2. Historie závodních motorů.....	12
2.3. Charakteristika dvoudobého zážehového motoru.....	12
2.4. Rozvod dvoudobého motoru a jeho rozvodový diagram.....	13
2.4.1. Rozvod pístem.....	13
2.4.2. Rozvod šoupátkem.....	14
2.5. Konstrukce sacího systému dvoudobého motoru.....	17
2.5.1. Výpočet délky sacího potrubí.....	18
2.6. Konstrukce výfukového systému dvoudobého motoru.....	19
2.6.1. Princip rezonančního výfukového systému.....	20
3. Návrh motoru a jeho koncepční řešení	21
3.1. Návrh základních parametrů.....	21
3.2. Návrh rozvodového diagramu motoru.....	22
3.2.1. Výpočet objemu spalovacího prostoru.....	23
3.2.2. Výpočet maximálního tlaku na píst.....	23
3.3. Výpočet střední pístové rychlosti.....	24
3.4. Maximální efektivní výkon a kroutící moment.....	25
3.4.1. Výpočet maximálního výkonu.....	25
3.4.2. Výpočet maximálního kroutícího momentu.....	25
3.5. Kinematika klikového mechanismu.....	26
4. Konstrukční návrh a výpočet vybraných komponentů motoru.....	30
4.1. Návrh a výpočet rozměru pístu.....	30
4.1.1. Výpočet maximální síly do tlaku plynů na dno pístu.....	32
4.1.2. Kontrola pevnosti dna pístu.....	32
4.1.3. Kontrola měrného tlaku mezi pístem a stěnou válce.....	33
4.1.4. Kontrola měrného tlaku v okách pro pístní čep.....	33
4.1.5. Kontrola tlakového napětí pláště v místě pístního kroužku.....	34
4.2. Návrh a výpočet pístního čepu.....	35
4.2.1. Pevnostní výpočet pístního čepu.....	35
4.2.2. Kontrola na maximální smykové napětí.....	37

4.3. Návrh a výpočet ojnice.....	37
4.3.1. Nahrazení ojnice dvěma hmotnými body.....	39
4.3.2. Pevnostní kontrola dříku ojnice.....	41
4.3.3. Pevnostní kontrola oka ojnice.....	42
4.4. Návrh a kontrola čepů klikového hřídele.....	43
4.4.1. Kontrola ojničního čepu hřídele.....	44
4.4.2. Kontrola hlavních čepů hřídele.....	45
4.5. Návrh vyvážení klikového mechanismu.....	47
4.5.1. Vyvážení rotačních hmot.....	47
4.5.2. Vyvážení posuvných hmot.....	48
4.5.3. Výpočet rotačních a posuvných hmot.....	49
4.5.4. Výpočet velikosti vývažku a způsob vyvážení.....	50
5. Výkresová dokumentace.....	52
6. Závěr.....	53
7. Seznam použité literatury.....	54
8. Seznam příloh.....	55

1. Úvod

K napsání této práce mě vedl fakt, že dvoudobé motory mají v dnešní době stále velké uplatnění v závodní sféře, především v kategorii 125 ccm. Jejich výkon, se s nástupem elektroniky a kvalitnějších materiálů neustále vylepšuje. Navrhnout nový motor, který bude spolehlivý a patřičně výkonný, je velmi náročné a v dnešní době je to otázka simulací a výpočtu s pomocí počítačové techniky.

V této práci jsem se omezil na nástin návrhu a výpočtu vybraných komponentů dvoudobého motoru i s kompletním vyvážením a jeho konstrukčním návrhem a konstrukčním řešením jednotlivých dílů. Dále se zde budu zabývat popisem a rozbohem sacího a výfukového systému a rozvodu dvoudobého motoru, kde budu poukazovat na části, které mají vliv na výkon motoru.

1.1. Cíl práce

Cílem této práce je:

- návrh základních parametrů dvoudobého motoru o objemu 125ccm,
- návrh a výpočet vybraných částí motoru – zaměřím se především na klikový mechanismus,
- výpočet a konstrukční návrh vyvážení pro tento motor,
- výkresová dokumentace navrhnutých částí.

2. Rozbor požadavků na motor

Požadavků na motor nebo obecně na motory je velmi mnoho. Proto se v této části práce zaměřím na motory silničních závodních motocyklů a to konkrétně na motory dvoutaktní. Jejich výhody, nevýhody a charakteristiky. Dále budu popisovat jejich různá konstrukční řešení a technické úpravy oproti motorům sériovým.

2.1. Požadavky na motor

Při porovnávání závodního motoru a standardního sériového motoru je zřejmé, že se požadavky obou z nich odlišují.

Základní koncepce obou motorů zůstává shodná např. (dvoudobý, vodou chlazený motor o objemu 125ccm). Tyto požadavky jsou pro oba motory stejné. Ovšem při řešení

jednotlivých komponent motorů jsou požadavky na ně značně rozdílné. Mezi některé z nich patří životnost jednotlivých dílů a tím celého motoru. U sériového motoru se životnost pohybuje řádově v letech, pro závodní motocykl je to otázka několika závodů (měsíců). Je to způsobeno především tím, že se sériový motor nenachází po celou dobu provozu v maximálním zatížení na rozdíl od sportovního motoru, u kterého se to vyžaduje. To způsobuje rychlejší opotřebení dílů a tím nižší životnost.

Rozdílné zatížením obou motorů sebou přináší i rozdílná konstrukční řešení a volby materiálů jednotlivých dílů motoru. Sportovní motory budou vyžadovat díly, které budou schopny odolávat většímu zatížení, ovšem s ohledem na jejich hmotnost, velikost tření a podobně.

Závěrem mohu tedy říci, že u sportovního motoru se nehledí do jisté míry, na spotřebu, dlouhodobou životnost a cenu motoru. Naopak je požadován maximální možný výkon a krátkodobá spolehlivost (většinou několik závodů).

2.1.1. Volba základních parametrů

Vůbec prvním krokem před navrhnutím nového motoru je řešení jeho koncepce a návrh vstupních parametrů. Pokud má být tento motor konkurence schopný mezi závodními motocykly, je důležitý prvotní průzkum trhu se závodními motocykly potažmo motory. Vzhledem k tomu, že vývoj motorů jde neustále kupředu, je zapotřebí čerpat informace z aktuálních zdrojů.

2.1.2. Porovnání parametrů dnešních sportovních motocyklů

	<i>Cagiva Mito 125</i>	<i>Aprilia 125 RS</i>	<i>KTM EXC 125</i>	<i>Kawasaki KX 125</i>	<i>Yamaha YZ 125</i>
Objem motoru (ccm)	125	124,8	124,8	124,8	124,8
Zdvih (mm)	51	54,5	54,5	54,5	54,5
Vrtání (mm)	56	54	54	54	54
Kompresní poměr	7,4	12,5	-	10,9	-
Výkon/otáčky (kW/ot.)	11/8500	22/11250	28/10500	31/11000	24/11500

Tabulka 1. – Srovnání motocyklů [1]

Motocykly uvedené v tabulce mají dvoudobé vodou chlazené motory a patří ve své kategorii k nejlepším (motocykly, které byly vybrány do tabulky jsou motocykly sportovní). Aby motor, který navrhuji, měl možnost závodního uplatnění, budu pro svůj návrh motoru požadovat obdobné parametry. Podrobným řešením základních parametru se budu zabývat v kapitole **3. Návrh parametrů motoru a jeho koncepční řešení**

2.2. Historie závodních motorů

Historie závodních motocyklů je velmi pestrá a její vývoj jde postupně s člověkem a dobou. První závodní motocykly měly jednoválcové někdy dvouválcové motory. Jelikož nároky na výkon a tím i otáčky stroje stále rostly, byli konstruktéři postupem času nuceni zvýšit počet válců při stejném celkovém objemu. Touto úpravou se docílilo snížení tepelného namáhání a střední pístové rychlosti. Tím se začaly vyrábět řadové motory čtyřválcové a šestiválcové.

Jedním z českých konstruktérů, který se zasloužil o pokrok ve vývoji víceválcových motorů motocyklů byl František Pudil. Vyvinul u motocyklu konstrukci čtyřválcového motoru do V se dvěma řadami válců pootočených o 90°, podobně jak v dnešní době používá Ducati. Tím docílil víceválcového motoru avšak s daleko menším odporem vzduchu než měl motor řadový, který vycházel celkově širší.

I v historii byly dvoudobé motory velmi hojně používány pro závodní motocykly. Byly a dodnes jsou hlavní doménou motorů malých kubatur (do 125 ccm), kde mají stále své uplatnění.

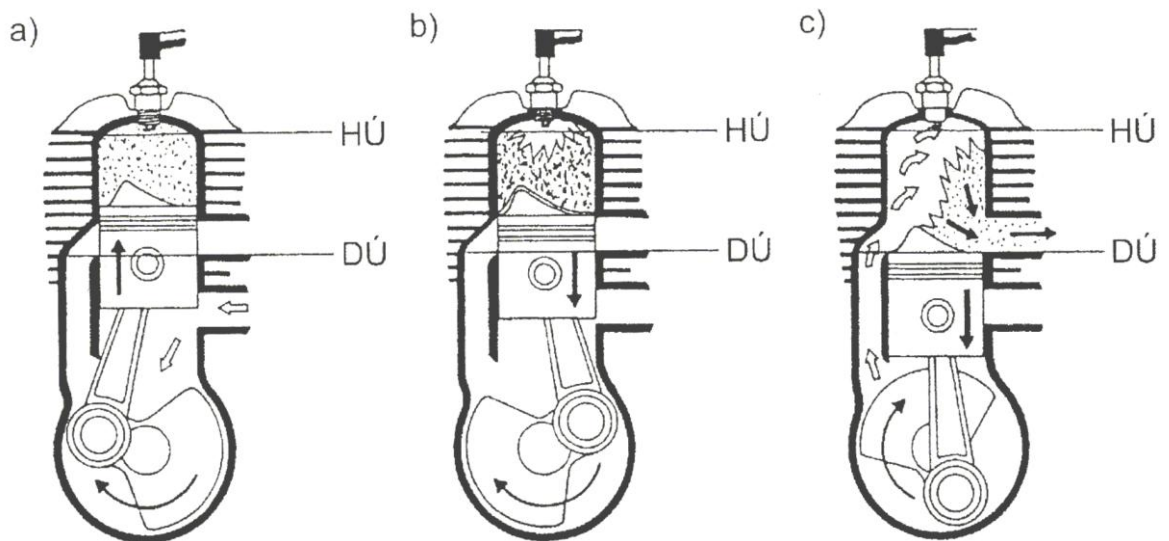
V dnešní době se dvoudobé motory začínají osazovat vstříkovacími systémy. Touto úpravou dojde ke snížení spotřeby, zvýšení výkonu a snížení emisí. Ovšem tím dvoudobý motor do jisté míry ztrácí na své jednoduchosti.

2.3. Charakteristika dvoudobého zážehového motoru

Na rozdíl od čtyřdobého motoru, který má jeden pracovní oběh po dobu dvou otáček klikového hřídele, se u dvoudobých motorů jeden pracovní oběh (sání, komprese, expanze, výfuk) uskuteční během jedné otáčky klikového hřídele. Teoreticky by to znamenalo, že dvoudobý motor by měl mít dvojnásobný výkon oproti čtyřdobému. Ovšem v praxi je výkon vyšší přibližně o 60% a to z důvodu velkých ztrát při vyplachování válce, kde:

- část směsi uniká do výfuku,
- při výplachu zůstává ve válci část spalin, která se smíchá s čerstvou směsí a degraduje ji,
- dochází ke zkrácení doby komprese a expanze.

Pracovní prostor je tvořen jak prostorem nad pístem tak prostorem pod pístem (patří sem i prostor klikové skříně). Směs benzínu se vzduchem je nasávána do prostoru klikové skříně, kde je stlačována a následně přepouštěna do prostoru nad píst. Zde je směs silně stlačena, zapálena a po vykonání práce jsou spaliny vytačeny do výfuku novou čerstvou směsí. [1]



Obrázek 1. – Pracovní cykly dvoudobého motoru [1]

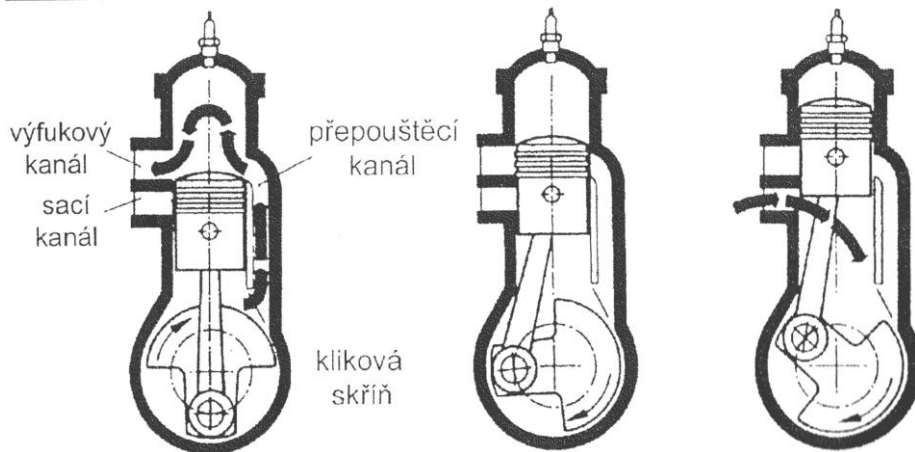
2.4. Rozvod dvoudobého motoru a jeho rozvodový diagram

U dvoudobého motoru je rozvodovým mechanismem píst nebo šoupátko a skupina kanálů ve válci a klikové skříně. [1]

2.4.1. Rozvod pístem

Píst zde svoji spodní a horní hranou odkrývá a zakrývá okénka jednotlivých kanálů ve válci.

U dvoudobého motoru, který má rozvod pouze pístem, dochází k výměně plynu překrýváním kanálů ústících do stěn válce horní a dolní hranou pístů.



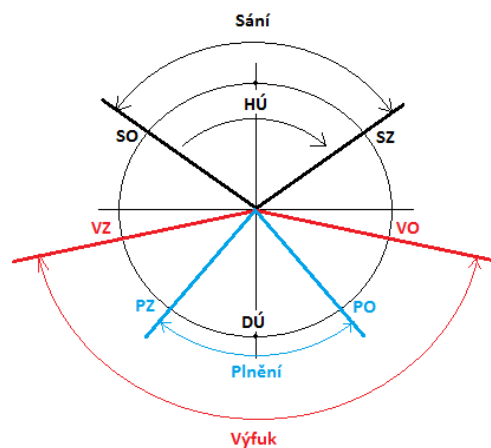
Obrázek 2. – Rozvod pístem [1]

Proto je časování rozvodů u dvoudobých motorů s rozvodem pomocí pístu pevně dáno konstrukčním uspořádáním válce a pístu. Pro změnu tohoto časování se musí u dvoutaktního motoru úplně přepracovat nebo vyměnit celý válec. Z těchto důvodů je u dvoudobých motorů s rozvodem pístem symetrické rozdělení otevíracích a zavíracích časů při všech otáčkách a zatíženích. [1]

Symetrický rozvod je charakteristický tím, že otevření a uzavření kanálu je od mrtvé polohy pístu (horní nebo dolní úvrati) vzdáleno o stejný úhel (ve smyslu úhlu natočení klikového hřídele. Tedy úhel otevření je symetrický k jedné z úvrat'ových poloh, je tomu na obrázku 4. Hlavní nevýhodou tohoto rozvodu je, že plné otevření sacího kanálu se děje jen velmi krátkou dobu kolem horní úvrati. V ostatních pozicích je průřez sacího kanálu z části cloněn spodní hranou pístu. Tím je bráněno nasátí většího množství směsi.

Velikost úhlu, kdy je sací kanál otevřen, se u symetrického rozvodu pohybuje přibližně od 120° do 160° . [7]

SYMETRICKÝ ROZVOD DOVUDOBÉHO MOTORU



Obrázek 3. – Symetrický rozvod

2.4.2. Rozvod šoupátkem

Jde o konstrukční změnu rozvodu oproti standardnímu dvoudobému motoru s rozvodem pístem. Tímto řešením je dosaženo lepšího a delšího nasávání směsi a tím zvýšení výkonu. Princip dvoudobého motoru je zachován. Pouze sací kanál se ovládá šoupátkem. U rozvodu šoupátkem je používán nesymetrický rozvodový diagram. Otvírání a zavírání sacího kanálu se může libovolně volit v závislosti na podtlaku v klikové skříni. U závodních motorů, se nejčastěji používá právě nesymetrický rozvod. Zvyšuje nám množství nasáté směsi a tím výkon motoru, který je u závodních strojů prioritní.

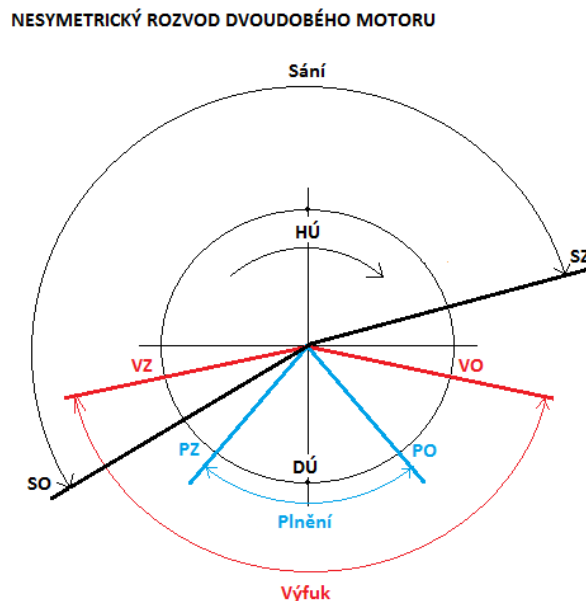
Jelikož je doba, kdy je kanál při otvírání a zavírání částečně zacloněn hranou šoupátka, krátká (přibližně 35°), je plné otevření kanálu velmi dlouhé. Pokud se z celkové doby otevření odečte úhel, kdy je kanál částečně zacloněn, vyjde velikost úhlu, při kterém je kanál plně otevřen.

Úhel otevření sacího kanálu $\alpha = 210^\circ$

Úhel kdy šoupátko částečně cloní kanál $\beta = 2 \times 35^\circ$

$$210^\circ - (2 \times 35^\circ) = \underline{140^\circ}$$

Vyjde tedy, že úhel, kdy je sací kanál plně otevřen, je roven 140° . Což byl u symetrického rozvodu úhel od počátku otevření do uzavření, kdy doba plného otevření sacího kanálu byla o mnoho kratší.

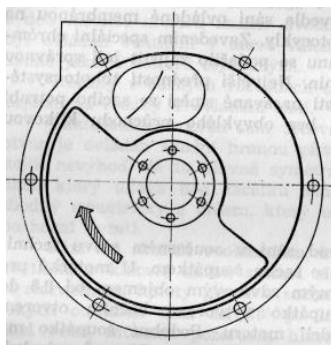


Další výhodou je velmi jednoduchá úprava tohoto diagramu a to buď přesazením šoupátka o daný úhel nebo výměnou šoupátka s jiným časováním.

Oba rozvodové diagramy se liší pouze při otevírání sacího kanálu. Výfukový a přepouštěcí kanál jsou stále symetrické. Je patrné, že otevření výfukového kanálu je delší. Říká se tomu předstih výfuku. U sériových motoru se pohybuje přibližně od 10° do 15° a u závodních od 20° do 25°. Během této doby by se měly spaliny dostat do výfuku a tlak ve válci by se měl snížit na tlak atmosférický, aby se mohl prostor válce plnit čerstvou směsí. Pokud by byl předstih výfuku příliš krátký, tlak ve válci by byl vyšší a spaliny by se mohly při otevření přepouštěcího kanálu dostat do klikové skříně a tím by znehodnotily vytvořenou směs. Naopak, pokud bude předstih výfuku příliš velký, bude plnění neúplné. [7]

Ploché šoupátko

Ploché šoupátko má kruhový tvar a je připevněno přímo na klikovém hřídeli. Karburátor je společně se sacím potrubím připevněn z boku klikové skříně. Úhel otevření sacího kanálu je určen velikostí výřezu v šoupátku, které těsní s víkem motorové skříně nebo přímo s motorovou skříní. Změnou výřezu v šoupátku nebo změnou jeho polohy je ovlivněna charakteristiku motoru.



Obrázek 5.- Ploché šoupátko

Válcové šoupátko

Druhým způsobem je uspořádání s **válcovým šoupátkem**. Konstrukčně jde o válcové šoupátko menšího průměru, které je uloženo rovnoběžně s osou klikového hřídele. Šoupátko se pohání ozubenými koly a je umístěno na horní části motorové skříně za válcem. Nevýhoda je v přidavném něco chybí a větší obtížnosti změny průřezu při otáčení šoupátka. [7]

2.5. Konstrukce sacího systému dvoudobého motoru

Musí zajistit :

- snížení hlučnosti při sání,
- čištění nasátého vzduchu,
- příznivé ovlivnění průběhu točivého momentu a výkonu motoru.

Hlučnost sacího systému se dá eliminovat použitím tzv. uklidňovací komory, někdy se hovoří o airboxu (převzato z angličtiny). Uklidňovací komora je skříň, do které se umísťuje vzduchový filtr. Má mít přibližně dvacetkrát větší objem, než je zdvihový objem motoru. Z této komory je vyvedeno potrubí do ústí karburátoru. Z důvodu vibrací je často veden pryžové. Karburátor je dále připevněn na tzv. sací potrubí. Plocha průřezu sacího potrubí bývá o 5 – 10 % větší než je průměr difuzoru karburátoru.

Sací kanál dvoudobého motoru se umísťuje na zadní stranu válce (u rozvodu pístem) a do klikové skříňe (rozvod šoupátkem). Sací kanál může být veden válcem nebo i motorovou skříňí. Délkou sacího kanálu rozumíme celou délku kanálu i se sacím hrdlem. Změnou délky sacího potrubí se může ovlivňovat průběh momentu motoru (viz. kapitola 2.5.1 **Výpočet délky sacího potrubí**)

Průměr sacího potrubí ovlivňuje výkon motoru. Při zvětšování průměru difuzoru se zvýší výkon, děje se tak ovšem na úkor spotřeby.

Sací kanál má vcelku plynule přecházet z kruhového průřezu difuzoru karburátoru do obdélníkové průřezu okénka ve válci.

Tlakové pulsní děje v sacím potrubí mají velký význam na průběh točivého momentu motoru. Pokud se tedy zvolí správná délka sacího potrubí, může se využít vzniku rezonance a tím docílit efektu přeplňování. Principem rezonančního přeplňování je správné naladění délky sacího potrubí. Při otevření sacího kanálu je v prostoru pod pístem podtlak – otevřeným sacím kanálem se nasává směs benzínu se vzduchem. Tato nasátá směs se pohybuje určitou rychlostí a tím má i jistou hodnotu kinetické energie. Po skončení doby sání se sací kanál uzavře, proud nasáté směsi, který má stále určitou hodnotu kinetické energie, se odráží od stěny válce (pístu) a vrací se zpět do sacího potrubí opačným směrem. Tato tlaková vlna dojde až k difuzoru karburátoru. Zde se vlivem změny průřezu opět odrazí a směřuje opět zpět do sacího kanálu. Požadavkem je, aby délka potrubí byla taková, že tlaková vlna dorazí k ústí sacího kanálu do válce právě při otevření sacího kanálu. Tento jev nastává pouze při určitých otáčkách, na které je potrubí naladěno. [1]

2.5.1. Výpočet délky sacího potrubí

Při výpočtu rezonanční délky sacího potrubí se vychází ze střeni rychlosti zvuku v potrubí a_{sp} , dále z plynové konstanty vzduchu, Poissonovy konstanty vzduchu a z teploty nasávaného vzduchu.

Výpočet střední rychlosti zvuku v potrubí [13]

$$a_{sp} = \sqrt{R \cdot \kappa \cdot T_{sp}} \quad [m \cdot s^{-1}], \quad (1)$$

- kde : r [$J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$] - Plynová konstanta vzduchu,
 κ - Poissonova konstanta,
 T_{sp} [K] - Teplota nasávaného vzduchu.

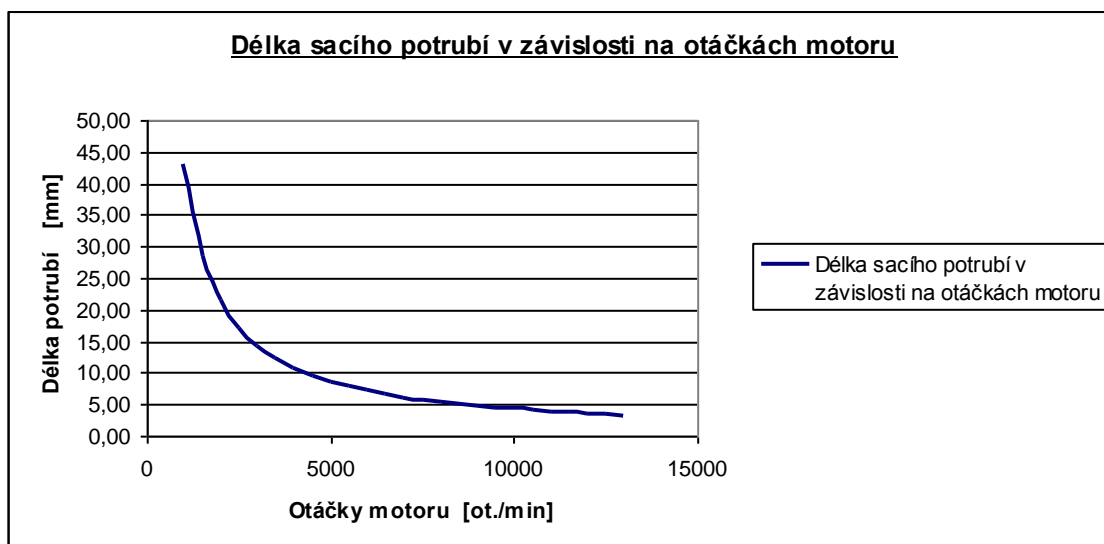
Pokud je spočítána střední rychlost zvuku v potrubí, vypočítá se potřebná délka potrubí pro konkrétní otáčky motoru.

Potřebná délka rezonančního sacího potrubí

$$l_{rp} = \frac{a_{sp}}{8 \cdot n} \quad [m], \quad (2)$$

- kde : l_{rp} [m] - rezonanční délka potrubí,
 n [ot./s] - otáčky motoru.

Pro názornost si nyní vynesu do grafu hodnoty délky potrubí v závislosti na otáčkách. Budu zde vycházet z střední rychlosti zvuku při 20°C, která je 343,2 m.s⁻¹. Otáčky volím v rozmezí od 1000 do 13000 ot./min.



Graf 1. - Délka sacího potrubí

Volbou správné délky sacího potrubí se může upravovat průběh točivého momentu motoru v závislosti na daných požadavcích.

2.6. Konstrukce výfukového systému dvoudobého motoru

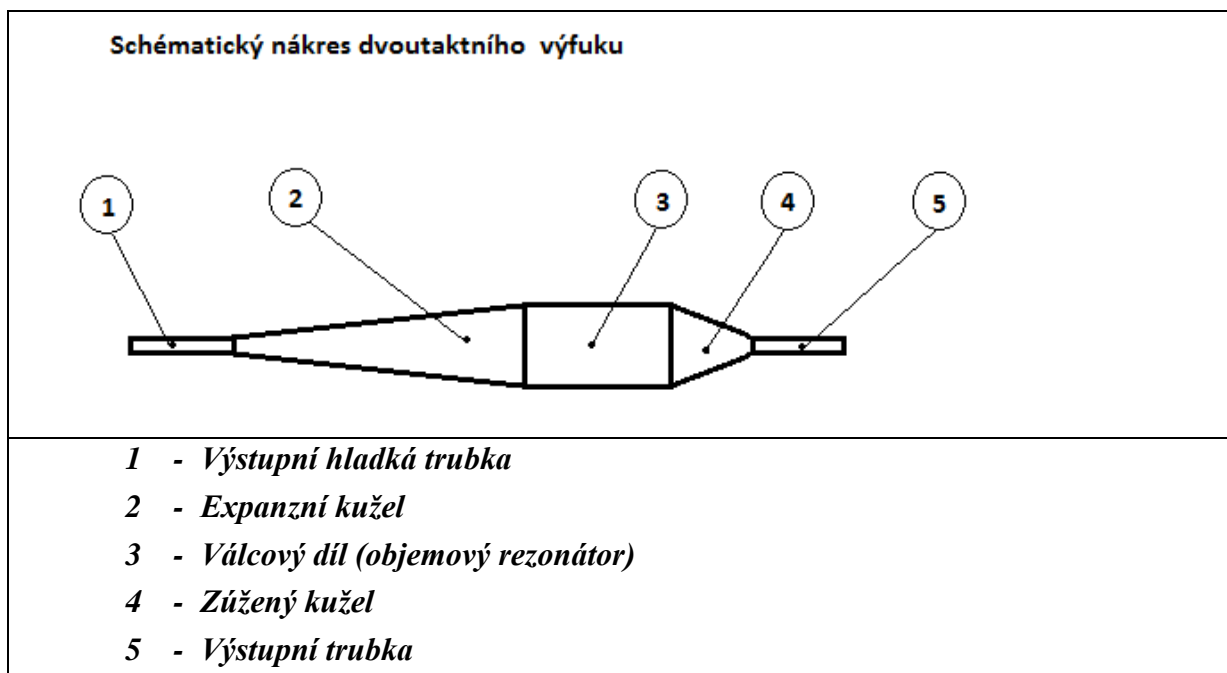
Mezi hlavní požadavky na výfukový systém u dvoutaktních motorů patří :

- *odvod spaliny ze spalovacího prostoru do ovzduší,*
- *umožnit pulsaci plynů rezonančního výfukového potrubí,*
- *částečně tlumit hluk.*

Konstrukce výfuku pro dvoutaktní motor je odlišná od výfuku pro čtyřtaktní motory. U výfuků pro dvoutaktní motory se klade důraz na minimální odpor při průchodu spalin. U závodních dvoudobých motorů se výfukový systém na celkovém výkonu motoru značně podílí. Proto se například u závodních motorů tlumení hluku takřka neprovádí, naopak u sériově vyráběných motorů tlumení provést musíme i za cenu snížení výkonu.

Pro závodní využití se výfuky tzv. ladí. Naladění tohoto výfukového systému je složitou operací a je založeno na výpočtech, ale také na zkoušení. Pásmo otáček, při kterém se rezonančních vlastností výfuku dá využít, je velmi malé. [1]

Na obrázku (Obrázek 6) je znázorněn tvar závodního výfuku a jsou zde popsány jeho jednotlivé části.



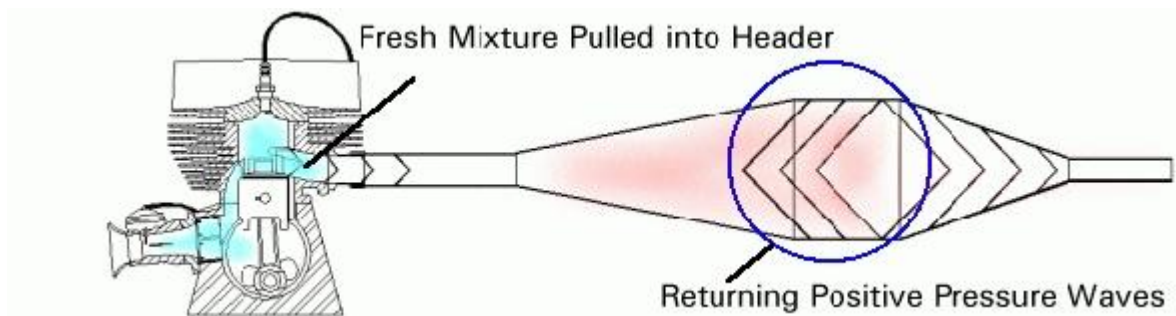
Obrázek 6. – Popis výfuku dvoutaktního motoru

První díl výfuku (hladká trubice) pouze usnadňuje výrobu ohybu, který je na této části. Druhý díl výfuku tzv. expanzní kužel má funkci takovou, že dovoluje rychlé rozpínání expandovaných spalín. Tím se tyto spaliny ochlazují a jsou směřovány pouze jedním směrem. Třetí válcový díl (objemový rezonátor) má pouze funkci zvětšení objemu celého systému a tím udává vlastní kmitočet systému. Čtvrtý díl (zúžující se kužel) zde funguje jako odrazová plocha pro tlakovou vlnu, která se bude šířit zpět. Pátý díl (výstupní trubice) pouze doladuje a zvětšuje spektrum funkčních otáček. [7]

2.6.1. Princip rezonančního výfukového systému

U dvoudobých motorů je výfukový kanál otevírán horní hranou pístu. Avšak po pár milimetrech níže jsou otevírány přepouštěcí kanály. Zde je princip funkce takový, že při otevření výfukového kanálu odcházejí plyny do výfuku a díky jejich kinetické energii vznikl ve válci podtlak. Tento podtlak pak lépe nasává čerstvou směs z přepouštěcích kanálů. Jelikož je ale výfukový kanál otevřen dříve než přepouštěcí kanály, tak je pochopitelně zavřen až po

nich. Část tedy čerstvé směsy uniká do výfuku. Správným návrhem výfuku by se mělo docílit využití pulzace, kdy vracející se odražená vlna od konce výfuku by měla zatlačit čerstvou směs nasátou do výfuku zpět do válce.



Obrázek 7. - Vraccující se přetlakové vlny a vtahování čerstvé směsy do výfuku [12]

Z obrázku je patrné, že odražené výfukové plyny se vracejí zpět k vyústění výfukového kanálu a zatlačují část nasáté směsy zpět do spalovacího prostoru. Tento jev také platí pouze pro určité otáčky motoru.

Výfukový systém u dvoudobých motorů je velmi důležitý a na výkonu motoru se podílí až 1/3.

3. Návrh parametrů motoru a jeho koncepční řešení

Koncept motoru bude řešen jako dvoudobý, jednoválcový motor s rozvodem pomocí plochého rotačního šoupátka. Vzhledem k vysokému namáhání bude motor chlazený kapalinou. Sací potrubí bude ústít do klikové skříně.

3.1. Návrh základních parametrů

Základní parametry motoru, mezi něž patří vrtání, zdvih, kompresní poměr, zdvihový objem, maximální otáčky jsem volil na základě obvykle používaných hodnot pro tento typ motorů. Motor se zpravidla volí jako čtvercový s průměrem válce 54mm.

Při navrhování kompresního poměru se vychází z požadavků na motor. V mém případě jde o maximální výkon – tzn. dosažení vyššího stlačení nasávané směsi, rychlejšího víření a homogenizace směsi a tím rychlejšího a rovnoměrnějšího prohořívání. To umožňuje dosáhnout nejvyšších otáček. Vzhledem k tomu, že u dvoudobého motoru nastává skutečné stlačování směsi až po uzavření výfukového kanálu, jsme nuceni volit vysoký kompresní poměr, který tento nedostatek bude kompenzovat. V praxi se u silničních závodních

motocyklů hodnota kompresního poměru pohybuje v rozmezí od 9:1 až 16:1, u motocyklů terénních se volí nižší kompresní poměr a to asi od 8,5:1 až 13:1.

Volba vyššího kompresního poměru s sebou přináší i nevýhody a to především větší působící tlaky na píst a větší zatížení celého mechanismu, obtížnější spouštění a tvrdší chod v nízkých otáčkách. [4].

Jelikož se v této práci jedná o závodní motocyklový motor, který se bude používat v silničních závodech budu v tomto případě volit kompresní poměr $\varepsilon = 14$.

Takový závodní motor dosahuje 13000 ot./min. K základním parametrů lze doplnit ještě ojniční poměr, který se vypočítá dle vzorce (3). Všechny volené, případně vypočítané základní parametry jsou uvedeny v tabulce (Tabulka 2.).

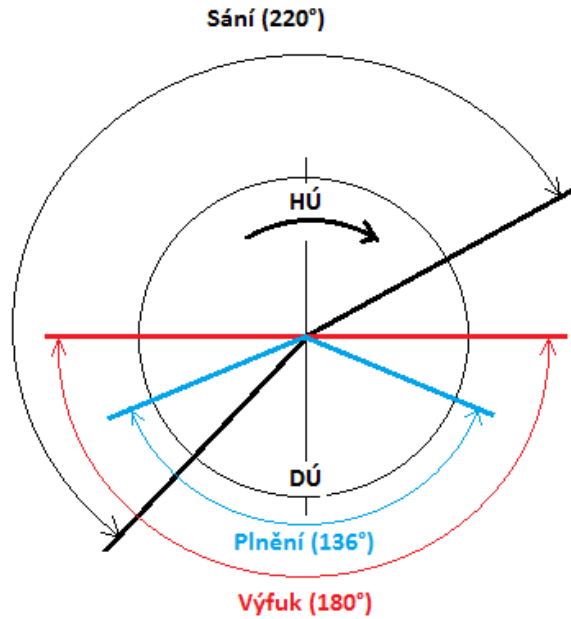
<i>Vrtání</i>	$D = 54\text{mm}$
<i>Zdvih</i>	$Z = 54,5\text{ mm}$
<i>Kompresní poměr</i>	$\varepsilon = 14$
<i>Skutečný zdvihový objem</i>	$V = 124,81\text{ cm}^3$
<i>Maximální otáčky</i>	$n = 13000\text{ ot./ min}$
<i>Ojniční poměr</i>	$\lambda_k = \frac{r}{L} = \frac{27,25}{110} = \underline{0,248} \quad (3)$

Tabulka 2. – Základní parametry motoru

3.2. Návrh rozvodového diagramu motoru

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.4.3. nabízí mnou zvolený šoupátkový rozvod žádoucí nesymetrické sání. Otevření sacího kanálu volím v rozsahu 220° .

Úhly otevření výfukového a přepouštěcího kanálu zásadně ovlivňují jejich polohu ve válci a jejich výšku. V mém případě volím hodnoty pro fázi plnění 136° , pro fázi výfuku 180° . Tuto situaci popisuje rozvodový diagram, uvedený na následujícím obrázku (Obrázek 8).



Obrázek 8. – Návrh rozvodového diagramu motoru

3.2.1. Výpočet objemu spalovacího prostoru

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \Rightarrow V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} \quad [cm^3] \quad (4)$$

kde: V_z - objem válce $V_z = 124,81 \text{ cm}^3$
 ε - kompresní poměr $\varepsilon = 14$
 V_k - objem spalovacího prostoru

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{124,81}{13} = \underline{9,6 \text{ cm}^3}$$

3.2.2. Výpočet maximálního tlaku na píst

Jelikož skutečné stlačování plynu začíná až po uzavření výfukového kanálu, vychází se při výpočtu maximálního tlaku na píst ze skutečného kompresního poměru, který je od navrhovaného celkového poměru odlišný.

Skutečný kompresní poměr tedy bude [3]

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_z + V_k - S_p \cdot v_v}{V_k} = \frac{124,81 + 9,6 - 22,9 \cdot 2,725}{9,6} = 7,5 , \quad (5)$$

kde : S_p [cm²]- plocha pístu,
 v_v [cm] - výška výfukového kanálu,
 ε_{sk} - skutečný kompresní poměr.

Maximální tlak na píst tedy bude [3]

$$p_{max} = 6,5 \cdot (\varepsilon_{sk} - 1) = 6,5 \cdot (7,5 - 1) = 42,25 \text{ kp.cm}^{-2} = \underline{4,308 \text{ MPa}} , \quad (6)$$

kde: p_{max} – maximální tlak při expanzi.

3.3. Výpočet střední pístové rychlosti

Střední pístová rychlost je důležitým parametrem motoru, neboť udává míru rychloběžnosti motoru. Je to jeden z činitelů, který ovlivňuje spolehlivost a životnost motoru. V praxi se u sériových motorů nedoporučuje překračovat hranici 15 m/s, pro závodní motory je tato hranice zvýšena na 20 m/s. S vývojem nových materiálů ovšem hranice střední pístové rychlosti mnohdy tuto hodnotu převyšuje. [4]

Výpočet střední pístové rychlosti

$$c_{stř} = \frac{2 \cdot l \cdot n}{60} = \frac{l \cdot n}{30} = \frac{0,0545 \cdot 13000}{30} = \underline{23,62 \text{ m/s}} , \quad (7)$$

kde : $c_{stř}$ - střední pístová rychlost
 l - zdvih motoru $l = 54,5 \text{ cm} = 0,0545 \text{ m}$
 n - maximální otáčky $n = 13000 \text{ ot./min}$

3.4. Maximální efektivní výkon a kroutící moment

Maximální efektivní výkon motoru je závislý na objemu válce, otáčkách a na středním efektivním tlaku na píst. Střední efektivní tlak je dán účinností plnění, spalování a vyplachování válce. Dá se jen velmi obtížně spočítat a výsledek je pouze přibližný. Proto se určuje na termodynamických modelech pomocí počítačových simulací. Střední efektivní tlak jsem tudíž zvolil z poznatků o podobných používaných motorech. Jelikož chci spočítat maximální výkon motoru budu dosazovat maximální otáčky.

3.4.1. Výpočet maximálního výkonu

Výpočet maximálního výkonu

$$P_e = \frac{V_z \cdot p_e \cdot n}{60} = \frac{124,81 \cdot 1,15 \cdot 13000}{60} = \underline{31,098 kW} , \quad (8)$$

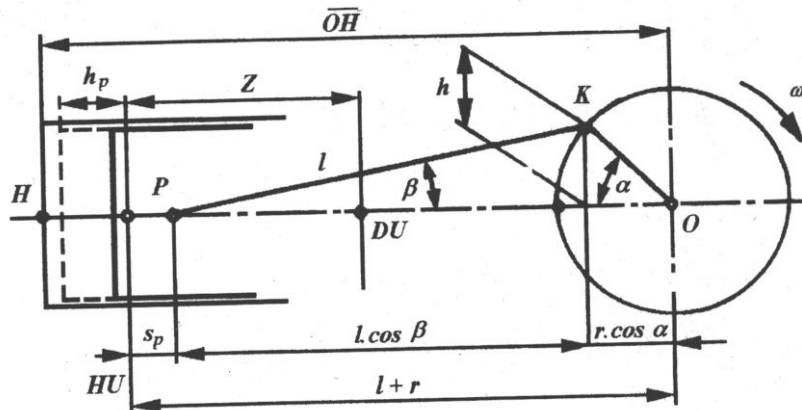
kde : P_e - efektivní výkon motoru,
 V_z - objem válce $V_z = 124,81 \text{ cm}^3$,
 p_e - střední efektivní tlak $p_e = 1,15 \text{ Mpa}$,
 n - otáčky motoru $n = 13000 \text{ ot./min}$.

3.4.2. Výpočet maximálního kroutícího momentu

$$M_k = \frac{P_e}{\omega} = \frac{31098}{1361,35} = \underline{22,84 Nm} , \quad (9)$$

kde: P [W]- efektivní výkon motoru,
 ω [rad/s] - uhlová rychlost při 13000 ot./min

3.5. Kinematika klikového mechanismu



Obrázek 9. – Schéma klik. ustrojí [8]

Dráha pístu [9]

Z kinematického schématu uvedeném na obrázku (Obrázek 9.) vyplývá, konkrétně z trojúhelníku ABC, že polohu pístu lze popsat v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele α tímto vztahem:

$$x = R + L - (R \cdot \cos \alpha + L \cdot \cos \beta) \quad [m], \quad (10)$$

- kde R je poloměr kliky a L délka ojnice.

Zavedením tzv. ojniční poměr $\lambda_k = \frac{R}{L}$ se vztah zjednoduší. Tento poměr se v praxi pohybuje v rozmezí $\lambda_k = (0,16 \text{ až } 0,34)$.

Po dosazení.

$$x = R \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \cos \beta) \right] \quad [m] \quad (11)$$

Při odvození úhlu β jako funkci úhlu kliky α je určeno z trigonometrie trojúhelníku ADB a DBC.

Úsek $DB = p$, potom je:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} \quad (12)$$

dále $a = L \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \alpha \quad (13)$

takže $\sin \beta = \frac{R}{L} \cdot \sin \alpha = \lambda_k \cdot \sin \alpha$

Toto se nyní dosadí do vztahu pro dráhu pístu, vyjde rovnice s funkční závislostí dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele α .

$$x = R \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{\lambda_k} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \right] \quad (14)$$

Tato rovnice dává přesnou závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele. Dvojnásobným derivováním této rovnice, potřebným ke stanovení zrychlení pístu, se dojde k velmi složitému vztahu, který je pro praktický výpočet nevhodný. Proto se vztah pro dráhu pístu upraví tak, že se výraz pod odmocninou nahradí s dostatečnou přesností využitím binomické věty.

Člen pod odmocninou si nejprve upravíme.

$$\sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} = (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

Úprava pomocí binomické věty.

$$(1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} \cdot \lambda_k^4 \cdot \sin^4 \alpha - \dots \quad (16)$$

Vzhledem k tomu, že člen λ_k a další mají velmi malou hodnotu, je možno tyto členy zanedbat.

Dále se nahradí člen :

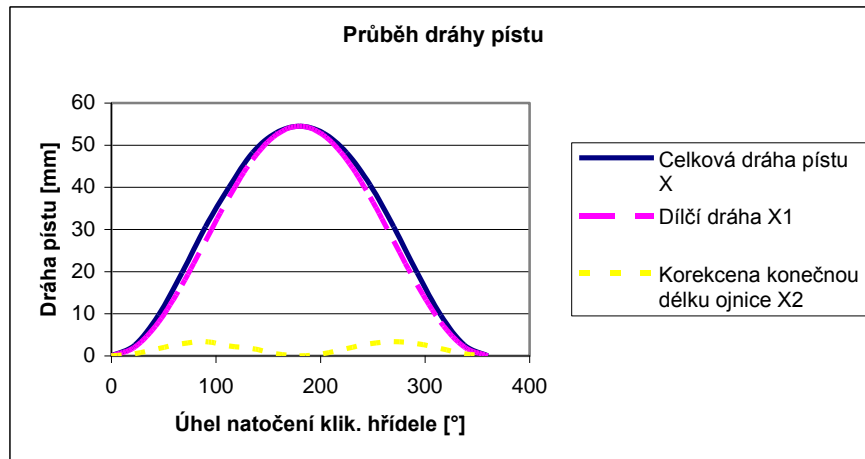
$$\sin^2 \alpha = -\frac{1}{2} \cdot (\cos 2\alpha - 1) \quad (17)$$

Po úpravách

$$x = R \cdot \left[1 - \cos \alpha + \frac{1}{4} \cdot \lambda_k \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (18)$$

Tento konečný vztah je možno rozdělit na dva členy

$$x = x_1 + x_2 = \left[R \cdot (1 - \cos \alpha) \right] + \left[\frac{R \cdot \lambda_k}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (19)$$



Graf 2. – Dráha pístu

Rychlost pístu [9]

Základní definice rychlosti

$$v = \frac{dx}{dt} \quad [m.s^{-1}] \quad (20)$$

Nyní se provede úprava tak, že si rychlost vyjádříme jako funkci úhlu natočení klikového hřídele α

$$v = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \quad (21)$$

člen $\frac{d\alpha}{dt}$ je v kinematice rotačního pohybu definován jako úhlová rychlost ω . Lze tedy psát, že

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = 2\pi \cdot n \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad (22)$$

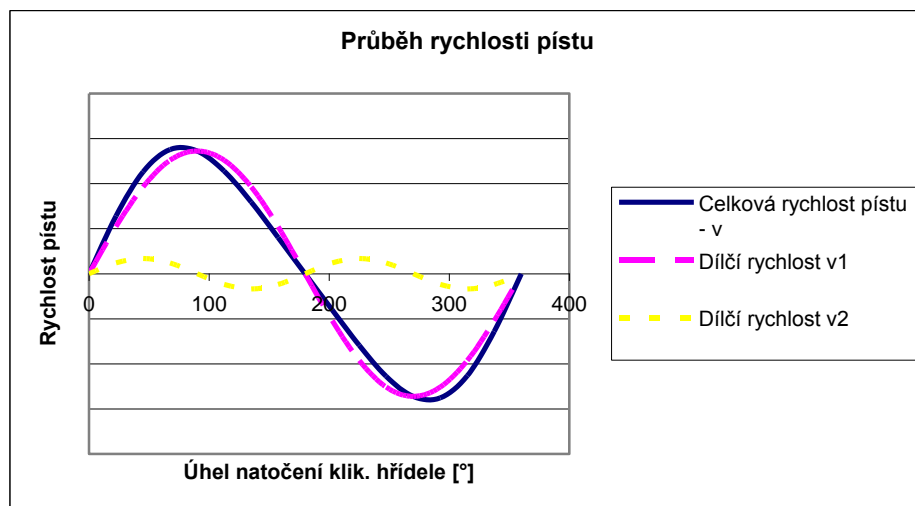
Po dosazení $v = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \omega$ (23)

Z toho

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (24)$$

Tento výraz se může opět rozdělit na dvě části

$$v = v_1 + v_2 = (R \cdot \omega \cdot \sin \alpha) + \left(R \cdot \omega \cdot \frac{\lambda_k}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad (25)$$



Graf 3. – Rychlost pístu

Zrychlení pístu [9]

Opět se vychází z kinematiky

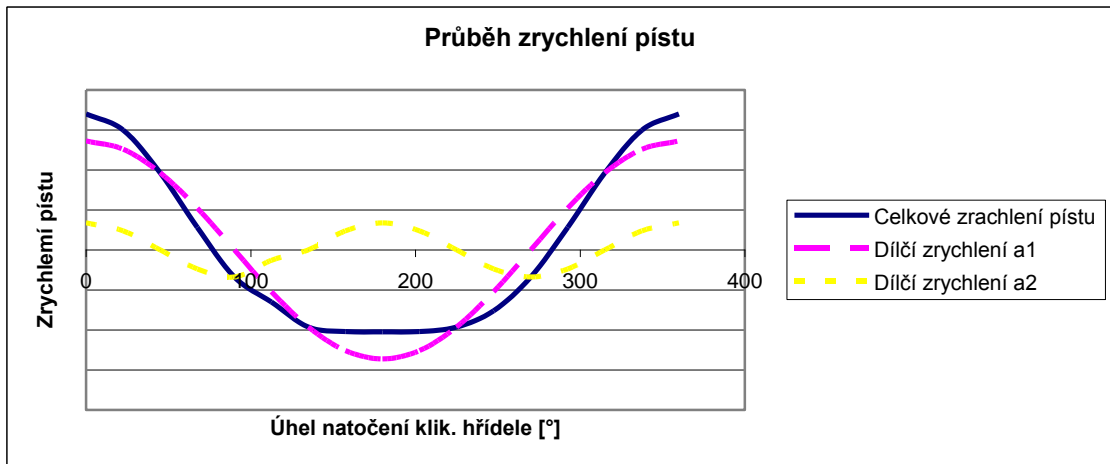
$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \omega \quad [m \cdot s^{-2}] \quad (26)$$

Derivací pro rychlostí pístu podle času vyjde

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda_k \cdot \cos 2\alpha) \quad (27)$$

Výraz se může opět vyjádřit na dvě části

$$a = a_1 + a_2 = (R \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha) + (R \cdot \omega^2 \cdot \lambda_k \cdot \cos 2\alpha) \quad (28)$$

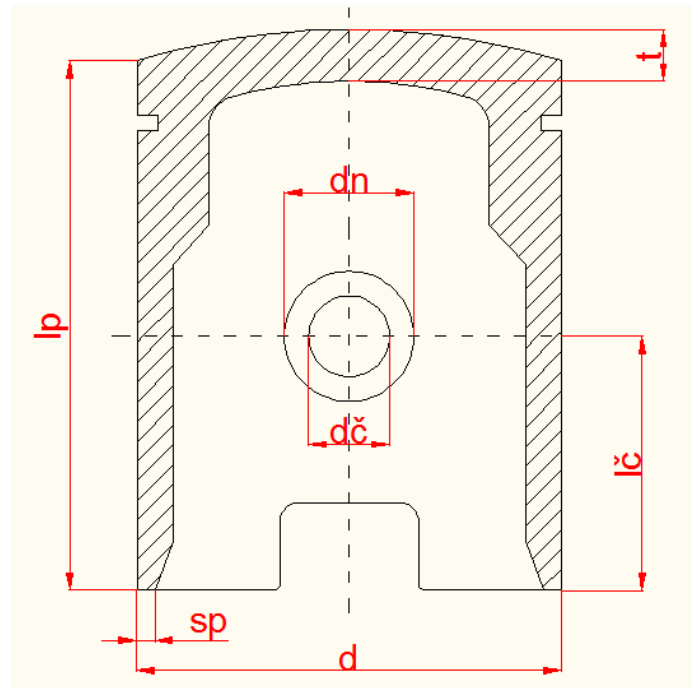


Graf 4. - Zrychlení pístu

4. Konstrukční návrh a výpočet vybraných komponentů motoru

4.1. Návrh a výpočet rozměrů pístu

- Při návrhu rozměrů pístu budu vycházet z již ověřených empirických vztahů.
- Na obrázku 9. mám naznačeny hlavními rozměry pístu.
- Nyní budu tyto rozměry navrhovat početně.



Obrázek 9. – Základní rozměry pístu

Návrh tloušťky dna pístu [3]

$$t = (0,06 \div 0,12) \cdot d = (0,06 \div 0,13) \cdot 54 = 3,24 \text{ až } 7,02 \text{ mm} \quad (29)$$

$$\text{volím } t = 7 \text{ mm}$$

Návrh výšky pístu [3]

$$l_p = (1,1 \div 1,25) \cdot z = (1,1 \div 1,25) \cdot 54,5 = 59,95 \text{ až } 68,125 \text{ mm} \quad (30)$$

$$\text{volím } l_p = 64 \text{ mm}$$

Délka dolní části pístu [3]

$$l_{\check{c}} = (0,45 \div 0,75) \cdot l_p = (0,45 \div 0,75) \cdot 64 = 28,8 \text{ až } 47,36 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\text{volím } l_{\check{c}} = 30 \text{ mm}$$

Návrh minimální tloušťky pístu v jeho dolní části [3]

$$s_p = (0,035 \div 0,07) \cdot d = (0,035 \div 0,07) \cdot 54 = 1,89 \text{ až } 3,78 \text{ mm} \quad (32)$$

$$\text{volím } s_p = 2 \text{ mm}$$

Návrh minimálního průměru ok pro pístní čep [3]

$$d_o = (1,4 \div 1,6) \cdot d_{\check{c}} = (1,4 \div 1,6) \cdot 18 = 25,2 \text{ až } 28,8 \text{ mm} \quad (33)$$

$$\text{volím } d_o = 27 \text{ mm}$$

4.1.1. Výpočet maximální síly od tlaku plynů na dno pístu

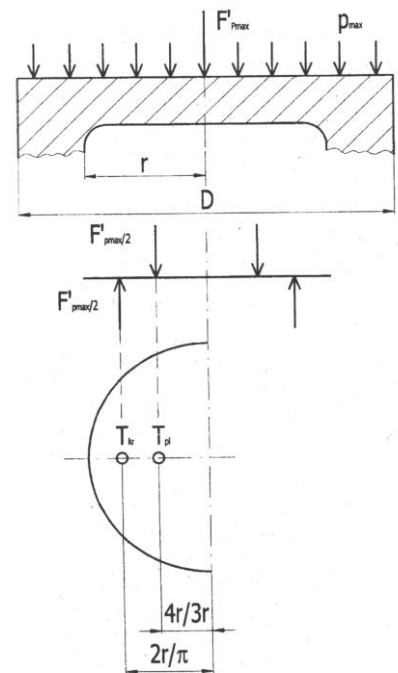
$$F_{p_{\max}} = \pi \cdot R^2 \cdot p_{\max} = 3,14 \cdot 27^2 \cdot 4,308 = \underline{9861,27N} , \quad (34)$$

kde: $F_{p_{\max}} [N]$ – maximální síla od tlaků plynů,
 $R [mm]$ – poloměr dna pístu.

Poznámka: Při výpočtu síly na píst jsem počítal s maximálním tlakem na píst. Ve skutečnosti působí i jistý tlak v klikové skříni, takže výsledný maximální tlak je nižší.

4.1.2. Kontrola pevnosti dna pístu

Na píst motoru působí tlak plynů, tepelné zatížení a setrvační síly posuvných hmot. Dno pístu se propočítává jako kruhová deska s rovnoměrně rozloženým tlakem plynů a to jako vetknutá. Dno předpokládáme po celé ploše stejně tlusté. Pro přibližný výpočet ohybového napětí v kruhové desce ji uvažujeme jako přímý nosník, u něhož zatěžující síla $F_{p_{\max}}/2$ působí v těžišti polokruhového oblouku. [8]



Obrázek 10. – Dno pístu

$$\sigma_o = 0,25 \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^2 = 0,25 \cdot 4,308 \cdot \left(\frac{19}{6}\right)^2 = \underline{10,79 MPa} \quad (35)$$

Připustná velikost ohybového napětí je $\sigma_o = 25 \text{ MPa}$. Dno pístu tedy vyhovuje.

4.1.3. Kontrola měrného tlaku mezi pístem a stěnou válce

Pro výpočet maximální normálové síly na píst se používá empirický vztah [3]

$$Np_{\max} = 0,1 \cdot Fp_{\max} = 0,1 \cdot 9861,27 = \underline{986,12 \text{ N}} \quad (36)$$

Měrný tlak tedy bude [3]

$$pN = \frac{Np_{\max}}{d \cdot l_p} = \frac{986,12}{54,64} = \underline{0,28 \text{ MPa}} \quad (37)$$

Připustná hodnota pro dvoudobé motory je $pN_{dov} = 0,5 \text{ MPa}$.

Plášť pístu na měrný tlak tedy vyhovuje

4.1.4. Kontrola měrného tlaku v okách pro pístní čep [3]

$$p_{\varepsilon} = \frac{Fp_{\max}}{d_{\varepsilon} \cdot (l_{\varepsilon} - x)} \quad [\text{MPa}] \quad (38)$$

- kde d_{ε} je průměr pístního čepu,
- l_{ε} je délka pístního čepu a
- x je vzdálenost mezi oky pístního čepu.

V tomto případě $d_{\varepsilon} = 17 \text{ mm}$

$l_{\varepsilon} = 48 \text{ mm}$

$x = 30 \text{ mm}$

Tlak tedy bude

$$p_{\varepsilon} = \frac{Fp_{\max}}{d_{\check{c}} \cdot (l_{\check{c}} - x)} = \frac{9861,27}{17 \cdot (48 - 30)} = \underline{\underline{32,22 \text{ MPa}}} \quad (39)$$

Dovolená hodnota tlaku je u závodních motocyklů $p_{\check{c} \text{ dov}} = 50 \text{ MPa}$.

Tlak v okách pístního čepu tedy vyhovuje.

4.1.5. Kontrola tlakového napětí pláště v místě pístního kroužku [3]

$$\sigma_D = \frac{4 \cdot Fp_{\max}}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} \quad [\text{MPa}], \quad (40)$$

kde d_i je vnitřní průměr pístu v místě pístního kroužku a
 d_k je vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek.

V mém případě $d_i = 38 \text{ mm}$
 $d_k = 49 \text{ mm}$

Napětí tedy bude [3]

$$\sigma_D = \frac{4 \cdot Fp_{\max}}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 9861,27}{\pi \cdot (49^2 - 38^2)} = \underline{\underline{13,11 \text{ MPa}}} \quad (41)$$

Přípustná hodnota napětí je $\sigma_{D \text{ dov}} = 20 \text{ MPa}$.

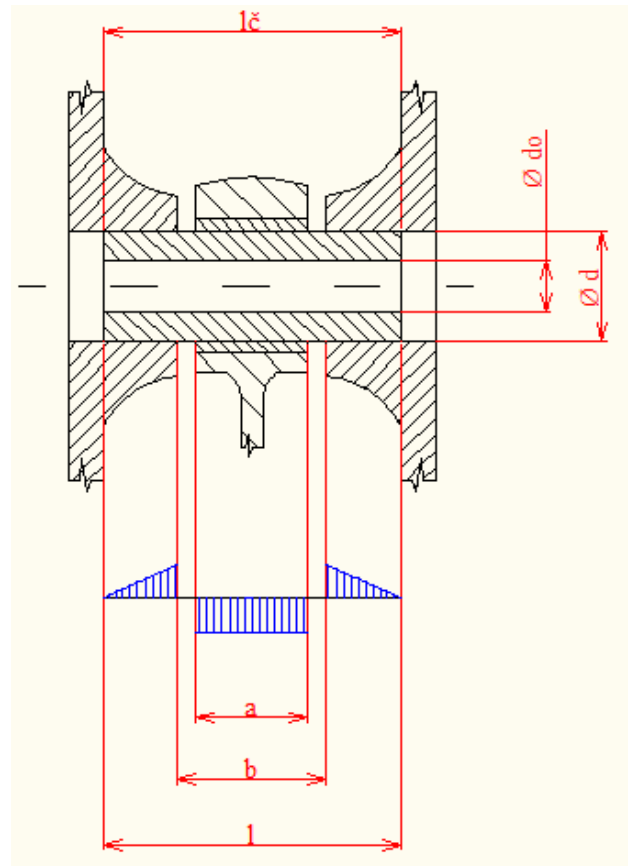
Píst tedy vyhovuje.

Hmotnost pístu je dle výpočtu v programu ProeEngineer $m_p = 162,34 \text{ g}$
Jako materiál zde bude použita slitina hliníku a křemíku.

4.2. Návrh a výpočet pístního čepu

Při návrhu rozměrů pístního čepu je problém s velikostí posuvných hmot a pružných deformací pístního čepu. Pokud se zvolí slabý pístní čep, který bude pevnostně vyhovovat, bude mít sice menší posuvné hmoty, ale budou se zde pravděpodobně projevovat větší pružné deformace, zejména pak průhyb. Velký průhyb bude způsobovat vznik trhlin na povrchu pístního čepu a deformace ok pístu.

Návrh rozměrů pístního čepu jsem zvolil větší z důvodu velkého namáhání této součásti – zvláště pak u závodního stroje. Materiál pístního čepu bude ocel ČSN 16 240.7.



Obrázek 11. – Zatížení pístního čepu

Zvolené rozměry :

$l_{\check{c}} = 48 \text{ mm}$ délka pístního čepu

$d_{\check{c}} = 17 \text{ mm}$ vnější průměr pístního čepu

$d_o = 8 \text{ mm}$ vnitřní průměr pístního čepu

4.2.1. Pevnostní výpočet pístního čepu

Kontrola pístního čepu se provádí na ohybové a smykové napětí, a to při statickém namáhání. Výpočet pístního čepu na únavu se zpravidla neprovádí. Ohybové napětí bude maximální ve střední části čepu.

Materiál pístního čepu : ČSN 16 240.7, kde $Re_{min} = 590 \text{ MPa}$

Ohybový moment [5]

$$M_o = \frac{Fp_{\max}}{12} \cdot (l + 2b - 1,5a) = \frac{9861,27}{12} \cdot (0,048 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,02) = 64,1 \text{ Nm} \quad (42)$$

Ohybové napětí [5]

$$\sigma_o = \frac{0,85 \cdot Fp_{\max} \cdot (l + 2b - 1,5a)}{d\check{c}^3 (1 - \vartheta^4)} \quad [\text{MPa}], \quad (43)$$

$$\text{kde :} \quad \vartheta = \frac{d_o}{d\check{c}} = \frac{8}{17} = 0,4706 \quad (44)$$

ϑ - poměr mezi vnitřním a vnějším průměrem pístního čepu.

Potom

$$\sigma_o = \frac{0,85 \cdot Fp_{\max} \cdot (l + 2b - 1,5a)}{d\check{c}^3 (1 - \vartheta^4)} = \frac{0,85 \cdot 9861,27 \cdot (0,048 + 2 \cdot 0,03 - 1,5 \cdot 0,02)}{0,017^3 \cdot (1 - 0,4706^4)} = \underline{247,59 \text{ MPa}} .$$

Bezpečnost k mezi kluzu tedy bude

$$Re_{\min} = \sigma_o \cdot k_s \quad \Rightarrow \quad k_s = \frac{Re_{\min}}{\sigma_o} = \frac{590}{247,59} = \underline{2,38} \quad (45)$$

Vzhledem k tomu, že bezpečnost k mezi kluzu se zde obvykle volí v rozmezí $k = (2 \div 3,5)$, je vypočtená bezpečnost $k_s = 2,38$ vyhovující. Tedy čep vyhovuje.

4.2.2. Kontrola na maximální smykové napětí

Největší smyková síla působí na čep v mezerách mezi okem pístu a ojnice.

Výpočet maximální smykové síly [5]

$$\tau = \frac{0,85 \cdot Fp_{\max} \cdot (1 + \varrho + \varrho^2)}{d^2 \cdot (1 - \varrho^4)} \quad [MPa] \quad (46)$$

potom

$$\tau = \frac{0,85 \cdot Fp_{\max} \cdot (1 + \varrho + \varrho^2)}{d\check{c}^2 \cdot (1 - \varrho^4)} = \frac{0,85 \cdot 9861,27 \cdot (1 + 0,4706 + 0,4706^2)}{17^2 \cdot (1 - 0,4706^4)} = \underline{51,6 MPa}$$

Maximální dovolené napětí je $\tau_D = 200 \text{ MPa}$. Pístní čep tedy vyhovuje .

Hmotnost pístního čepu dle programu ProEngineer bude $m_{p\check{c}} = 66,32 \text{ g}$

4.3. Návrh ojnice

Ojnice je nejvíce namáhanou součástí klikového mechanismu. Jedná se o kombinované namáhání, které se v průběhu otáčení klikového hřídele mění. Od expanze plynu je namáhána na tlak (pohyb z HÚ) a na tah od setrvačných sil (pohyb z DÚ). Obecně platí, že velikost síly od tlaků plynů je větší než síla setrvačná, ovšem u rychloběžných motorů může velikost setrvačné síly přerůst sílu od tlaků plynů. V tom případě je nutné kontrolovat ojnici na tah. Zatížení na vzpěr se zde z důvodu malé délky ojnice zanedbává. [2]

Návrh rozměrů oka ojnice [3]

- zde se vychází z ověřených výpočtových vztahů

volím: $d_1 = 19 \text{ mm}$, $b = 20 \text{ mm}$

$$d_2 = (1,2 \div 1,4) \cdot d_1 = (1,2 \div 1,4) \cdot 19 = 22,8 \text{ až } 26,6 \text{ mm} \quad (29)$$

volím $d_2 = 25 \text{ mm}$

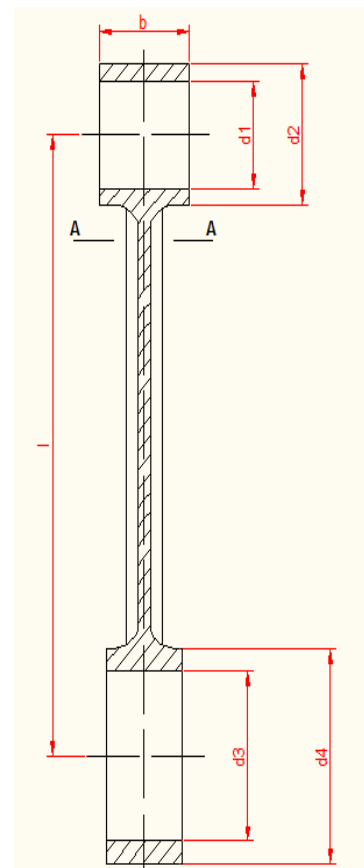
Návrh rozměrů hlavy ojnice [3]

- hlava ojnice bude provedena jako celistvá nedělená

volím: $d_3 = 30 \text{ mm}$

$$d_4 = (1,1 \div 1,35) \cdot d_3 = (1,1 \div 1,35) \cdot 30 = 33 \text{ až } 40,5 \text{ mm} \quad (30)$$

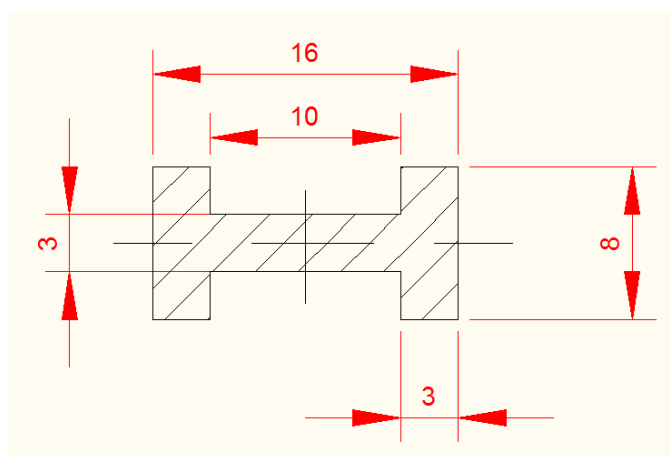
volím $d_4 = 38 \text{ mm}$



Obrázek 12. – Základní rozměry ojnice

Návrh rozměrů dříku ojnice

Na obrázku 13. je tvar a rozměry schematizovaného průřezu dříku ojnice. Rozměry jsou definovány pro část dříku ojnice v řezu A – A, který se kontroluje. Je to část dříku s nejmenší plochou průřezu.



Obrázek 13.- Základní rozměry dříku ojnice

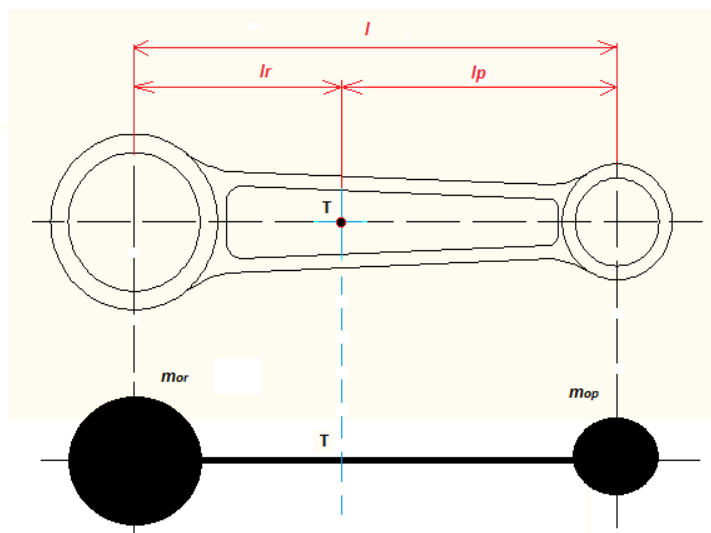
Plocha průřezu dřívku v řezu A - A

$$S_{dř} = (3.8) + (10.3) + (3.8) = \underline{78mm^2} \quad (47)$$

4.3.1. Nahrazení ojnice dvěma hmotnými body

Před vlastní pevnostní kontrolou ojnice se musí provést nahrazení ojnice dvěma hmotnými body. Protidůvodem je, že řada pevnostních výpočtů vychází z velikosti posuvných hmot. Ty je nutno před vlastní pevnostní kontrolou vypočítat. Tento výpočet užijí v další části práce při řešení vyvažování.

Vlastní nahrazení je provedeno tak, že se do osy pístitního i klikového čepu vloží dva hmotné body, o hmotnostech určených z následujících podmínek.



Obrázek 14. – Nahrazení ojnice dvěma hmotnými body

Podmínky nahrazení [8]

$$m_{op} + m_{or} = m_o \quad (48)$$

$$m_{or} \cdot lr = m_{op} \cdot lp \quad (49)$$

$$m_{or} \cdot lp^2 = I_o \quad (50)$$

Poznámka: Třetí podmínka se v praxi zanedbává; vzniklá chyba zanedbáním této podmínky se připouští. [8]

kde :
 m_{op} - hmota umístěná v ose pístního čepu
 m_o - hmotnost celé ojnice
 m_{or} - hmota umístěná v ose klikového čepu
 l_r - vzdálenost osy klikového čepu od těžiště
 l_p - vzdálenost osy pístního čepu od těžiště
 I_o – moment setrvačnosti ojnice k jejímu těžišti

Nahrazení ojnice

$$m_o = 156,7 \text{ g} \quad - \text{ při hustotě oceli } 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$l_p = 62,68 \text{ mm}$$

$$l_r = 47,32 \text{ mm}$$

Poznámka : Tyto hodnoty jsem určil v programu ProEngineer na základě 3D modelu (viz. Příloha).

Po úpravě rovnic (48) a (49) vyjde :

$$m_{op} = m_o \cdot \frac{l_r}{l} = 0,1567 \cdot \frac{0,04732}{0,11} = 0,0671 \text{ kg} = \underline{67,4 \text{ g}}$$

$$m_{or} = m_o \cdot \frac{l_p}{l} = 0,1567 \cdot \frac{0,06268}{0,11} = 0,0889 \text{ kg} = \underline{89,3 \text{ g}}$$

Nyní se může přistoupit k vlastnímu výpočtu posuvných hmot. Ta se skládá z :

- hmotností pístu $m_p = 162,34 \text{ g}$
- hmotnost pístního čepu $m_{\bar{c}} = 66,32 \text{ g}$
- část hmoty ojnice umístěné v ose pístního čepu $m_{op} = 67,4 \text{ g}$
- pouzdro pístního čepu (viz. výkresová dokumentace) .. $m_{pz} = 9,32 \text{ g}$

Posuvné hmoty budou tedy :

$$m_{ps} = m_p + m_{\zeta} + m_{op} + m_{pz} = 162,34 + 66,32 + 67,4 + 9,32 = \underline{305,38 \text{ g}} \quad (51)$$

$$m_{ps} = 305,38 \text{ g}$$

4.3.2. Pevnostní kontrola dříku ojnice

Maximální síla od tlak plynů – největší tlaková síla - viz. vztah (13)

$$F_{p_{max}} = \underline{9861,27 \text{ N}}$$

Síla od setrvačné hmoty v horní úvrati - tah [2]

$$F_{sH} = m_{ps} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = 0,30538 \cdot 0,02725 \cdot 1361,31^2 \cdot \cos 0^\circ = 15421,3 \text{ N} \quad (52)$$
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 1361,31 \text{ s}^{-1} ,$$

kde : m_{ps} [kg] - hmota posuvných částí klikového mechanismu,
 r [m] - poloměr klikové kružnice,
 ω [rad/s] - úhlová rychlost.

Poznámka: Úhlovou rychlost počítám pro maximální otáčky tedy $n = 13000 \text{ ot./min.}$

Z výpočtů sil je patrné že největší síla působí v horní úvrati.

Materiál ojnice volím cementační ocel 14 220.4 kde **Re = 590 MPa**

Maximální tahové napětí je tedy [2]:

$$\sigma_t = \frac{F_{sH}}{S_{dř}} = \frac{15421,3}{78} = 197,7 \text{ MPa} \quad (53)$$

Potom bezpečnost bude :

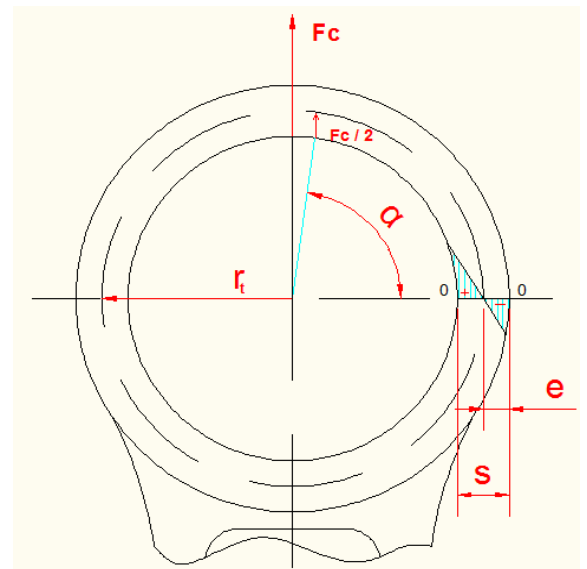
$$k = \frac{Re}{\sigma_t} = \frac{590}{197,7} = 2,98 \quad (54)$$

Doporučená bezpečnost se zde volí $k = 2$ až $2,5$.

Tedy dřík vyhovuje.

4.3.3. Pevnostní kontrola oka ojnice

Horní oko ojnice se kontroluje na tah způsobený setrvačnou silou podle vztahu (52). Oko zde počítáme jako zakřivený nosník zatížený ohybovým momentem. Největší namáhání je zde v řezu 0 - 0. Tento průřez je namáhán ohybovým momentem a silou F_C , která je skloněna pod úhlem α . Síla F_C je dána rozdílem setrvačné síly v horní úvrati a maximální síly od tlaků plynů. [2]



Obrázek 15.-Zatížení oka ojnice

Tedy :

$$F_C = F_{sH} - F_{p\max} = 15421,3 - 9861,27 = \underline{5560,03 \text{ N}} \quad (55)$$

Statically neurčitý moment [2]

$$\begin{aligned} M_{on} &= \frac{F_C \cdot r_t}{\pi} \cdot \left[\frac{\pi}{2} - \sin \alpha - \cos \alpha \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \right] = \\ &= \frac{5560,03 \cdot 0,022}{\pi} \left[\frac{\pi}{2} - \sin 70^\circ - \cos 70^\circ \left(\frac{\pi}{2} - 1,2217 \right) \right] = \underline{19,92 \text{ Nm}} \end{aligned} \quad (56)$$

kde: r_t - poloměr osy těžiště $r_t = 22 \text{ mm}$,
 α - vychází z vůle pístitního čepu a tvaru oka volím $\alpha = 70^\circ$.

Napětí ve vnějších vláknech oka [2]

$$\begin{aligned} \sigma_v &= \frac{F_C}{2} \cdot \frac{1}{s \cdot b} - \frac{M_{on}}{r \cdot s \cdot b} - \frac{M_{on}}{\chi \cdot b \cdot s \cdot r} \cdot \frac{e}{r+e} = \\ &= \frac{5560,03}{2} \cdot \frac{1}{6 \cdot 20} - \frac{19920}{22 \cdot 6 \cdot 20} - \frac{19920}{6,268 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 6 \cdot 22} \cdot \frac{3}{22+3} = \underline{-128,79 \text{ MPa}} \end{aligned} \quad (57)$$

$$\chi = -1 + \frac{r}{s} \cdot \ln \left(\frac{2r+s}{2r-s} \right) = -1 + \frac{22}{6} \cdot \ln \left(\frac{2 \cdot 22 + 6}{2 \cdot 22 - 6} \right) = \underline{6,268 \cdot 10^{-3}} \quad (58)$$

Napětí ve vnitřních vláknech oka [2]

$$\begin{aligned} \sigma_U &= \frac{F_C}{2} \cdot \frac{1}{s \cdot b} - \frac{M_{on}}{r \cdot s \cdot b} + \frac{M_{on}}{\chi \cdot b \cdot s \cdot r} \cdot \frac{e}{r-e} = \\ &= \frac{5560,03}{2} \cdot \frac{1}{6 \cdot 20} - \frac{19920}{22 \cdot 6 \cdot 20} + \frac{19920}{6,268 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 6 \cdot 22} \cdot \frac{3}{22-3} = \underline{205,73 \text{ MPa}} \end{aligned} \quad (59)$$

Vzhledem k tomu, že materiál ojnice má $Re = 590 \text{ MPa}$, bude bezpečnost:

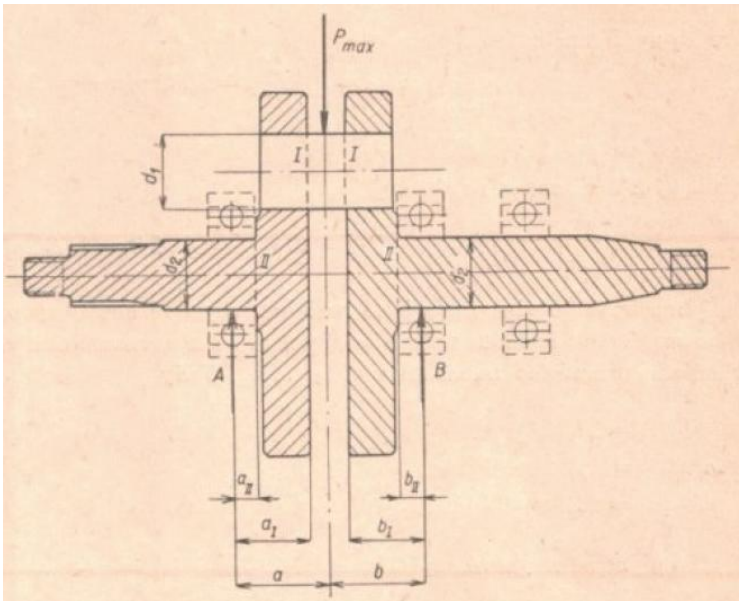
$$k = \frac{Re}{\sigma_U} = \frac{590}{205,73} = 2,86 \quad (60)$$

Doporučená bezpečnost je $k = 2,5$ až $3,5$.

4.4. Návrh a kontrola čepů klikového hřídele

Při kontrole čepu klikového hřídele se uvažuje zatěžující sílu $F_{p \max}$ v horní úvrti. Kontrola bude provedena při velmi nízkém počtu otáček, kdy jsou čepy nejvíce namáhány.

4.4.1. Kontrola ojničního čepu



Obrázek 16. – Kritická místa ojničního čepu a hlavních čepů [3]

-Ojniční čep bude nejvíce namáhán v místech I – I.

Působící ohybový moment [3]

$$M_{O_1} = \frac{F_{p \max}}{2} \cdot a_1 = \frac{9861,27}{2} \cdot 0,0225 = \underline{\underline{110,93 \text{ Nm}}} \quad (61)$$

Napětí ojničního čepu

$$\sigma_{oh1} = \frac{M_{O_1}}{W_{O_1}} = \frac{M_{O_1}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_1^4 - d_1^4}{D_1}} = \frac{110,93}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,02^4 - 0,01^4}{0,02}} = \underline{\underline{150,72 \text{ MPa}}} \quad (62)$$

- Nyní se musí do napětí ještě zakomponovat vrubový účinek α , který zvyšuje napětí.

Pro zalisovaný čep je $\alpha = 2,2$. [3]

Tedy

$$\sigma'_{ohl} = \alpha \cdot \sigma_{ohl} = 2,2 \cdot 150,72 = \underline{331,58 \text{ MPa}} \quad (63)$$

Materiál ojničního čepu volím ČSN 15 230.7, kde je $Re = 835 \text{ MPa}$

Potom bezpečnost bude:

$$k = \frac{Re}{\sigma'_{ohl}} = \frac{835}{331,58} = 2,51 \quad (64)$$

Doporučená bezpečnost je $k = 2,5$ až 4

4.4.2. Kontrola hlavních čepů hřídele

Kontrola hlavních čepů hřídele

Při kontrole hlavních čepů je možné (při stejném průměru obou čepů) kontrolovat pouze jeden čep a to ten, který přenáší kroučící moment.

Kontrola na ohyb [3]

-Průměr hlavního čepu volím $d_2=20 \text{ mm}$

- největší namáhání na ohyb je v místě II (*obrázek 16.*)

$$M_{oII} = \frac{Fp_{\max}}{2} \cdot a_2 = \frac{9861,27}{2} \cdot 0,0075 = \underline{36,98 \text{ Nm}} \quad (65)$$

Potom napětí bude

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{M_{oII} \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{36,98 \cdot 32}{\pi \cdot 0,02^3} = \underline{47,08 \text{ MPa}} \quad (66)$$

Opět se musí provést korekci ohybového napětí. Jelikož hlavní čep bude součástí vývažku a klikového hřídele, bude vliv vrubového účinku $\alpha = 3,5$.

$$\sigma_{H'} = \alpha \cdot \sigma_H = 3,5 \cdot 47,08 = \underline{164,78 \text{ MPa}} \quad (67)$$

V hlavním čepu bude působit také kroutící moment, který vyvolá smykové síly. Velikost působícího kroutícího momentu budu volit se zřetelem na nerovnoměrnost chodu tak, že jako kroutící moment budu dosazovat dvojnásobek maximálního kroutícího momentu motoru.

Kroutící moment [3]

$$Mk_H = 2 \cdot Mk = 2 \cdot 22,84 = 45,68 \text{ Nm} \quad (68)$$

kde: $Mk [\text{Nm}]$ – maximální kroutící moment motoru

Výpočet smykového napětí [3]

$$\tau = \frac{Mk_H}{Wk_H} = \frac{Mk_H}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{45,68}{1,57 \cdot 10^{-6}} = \underline{29,09 \text{ MPa}} \quad (69)$$

kde: Mk_H – dvojnásobek maximálního kroutícího momentu motoru
 Wk_H – modul průřezu v krutu

- Při korekci tvarovým součinitelem α_τ bude výsledné smykové napětí τ' :
- Tvarový součinitel se volí v rozmezí $\alpha_\tau = 2,5$ až $3,5$

$$\tau' = 3 \cdot \tau = 3 \cdot 29,09 = \underline{87,27 \text{ MPa}} \quad (70)$$

Nyní se musí ohybové i smykové napětí sečíst a vypočítat napětí redukované. Pro tento výpočet použiji Guestovu hypotézu (Hypotéza maximálních smykových napětí).

Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{II}'^2 + 4\tau'^2} = \sqrt{164,78^2 + 4 \cdot 87,27^2} = \underline{240,03 MPa} \quad (71)$$

- při volbě materiálu ČSN 14 220.4, kde je $Re = 590$ MPa, bude bezpečnost :

$$k_H = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{240,03} = \underline{2,45} \quad (72)$$

- doporučená bezpečnost se volí $k_H = 2,2$ až 4 , hlavní čepy tedy vyhovují.

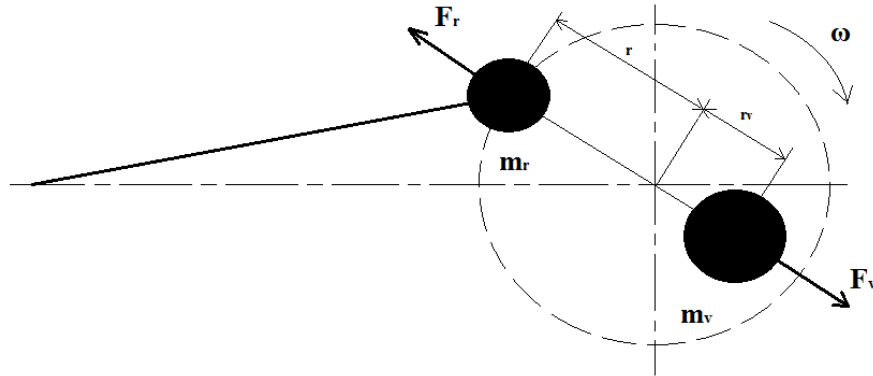
4.5. Návrh vyvážení klikového mechanismu

Při konstrukci spalovacího motoru musí být klikové ustrojí vyváženo. Význam vyvážení stoupá s rychloběžností motoru. Vyvážení je ve své podstatě odstranění a zmenšení výsledných setrvačných a odstředivých sil.

Při vyvažování dvoudobého motoru se rotační a posuvné hmoty vyvažují jedním vývažkem a to na opačné straně kliky. Hmoty rotačních částí se vyvažuje kompletně tzn. na 100 % a posuvné hmoty u závodních motocyklů se vyvažují v rozmezí 52 – 58 %. U závodních rychloběžných motorů procento vyvážení často přesahuje i 60 %. Posuvné hmoty nemohou být vyváženy na 100%, ale také nemohou zůstat nevyvážené. Pokud by byly posuvné hmoty vyváženy na 100%, nastalo by intenzivní kmitání kolmé k ose válce, které by způsobovala složka síly $Fv \cdot \sin \alpha$. Naopak pokud by se vyvážení rovnalo 0%, motor by silně kmital v ose válce. [7]

4.5.1. Vyvážení rotačních hmot

- vyvažuje se vývažkem na protější straně, vyvažují se mezi sebou odstředivé síly a to na 100%



Obrázek 17. – Vyvážení rotačních hmot [8]

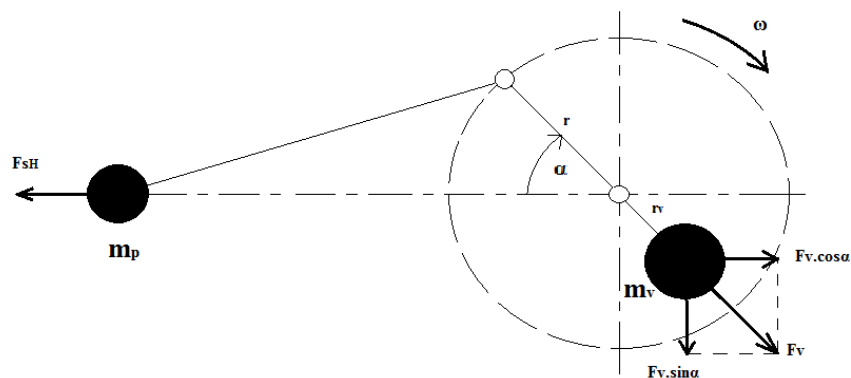
$$F_v = F_r \quad (73)$$

$$m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (74)$$

$$m_v = m_r \cdot \frac{r}{r_v} \quad (75)$$

4.5.2. Vyvážení posuvných hmot

Posuvné hmoty se vyvažují taktéž na protější straně kliky, ovšem zde navíc vzniká sinusová složka odstředivé síly vývažku, která musí být zachycena v uložení. To je nevýhoda. Ovšem toto řešení je velmi jednoduché a u dvoudobých motorů se používá výhradně tento systém. Vyvážení bude provedeno na 60 %, jak již bylo řečeno v úvodu.



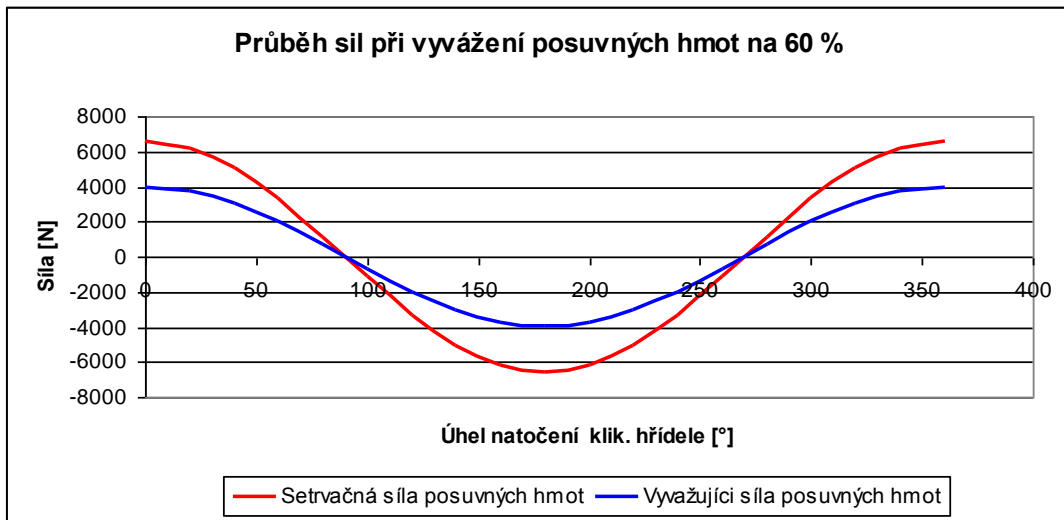
Obrázek 18. – Vyvážení posuvných hmot

Vztahy pro výpočet hmotnosti vývažku setrvačné síly posuvných hmot [8]

$$F_{sH} \cdot \cos \alpha = F_v \cdot \cos \alpha \quad (76)$$

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha \quad (77)$$

$$m_v = \frac{m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha}{r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha} = m_p \cdot \frac{r}{r_v} \quad (78)$$



4.5.3. Výpočet rotačních a posuvných hmot

Hmotnost rotačních součástí se skládá z :

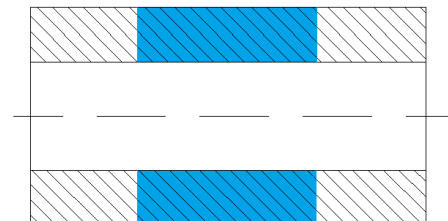
- střední část ojničního čepu,
- válečky ložiska,
- rotační část ojnice.

Hmotnost střední části ojničního čepu

- jedná se o část ojničního čepu, která není svojí částí zalisována do klikového hřídele, jak je zobrazeno na obrázku 19. Tato délka činí 11 mm.

- Hmotnost této části ojničního čepu je

$$m_{s\check{c}} = 20,34 \text{ g}$$



Obrázek 19. – Vyvažovaná část ojničního čepu

Hmotnost ojničního ložiska

- při použití válečkového ložiska bez klece zde bude počet válečků 15. Při průměru $d = 5 \text{ mm}$ a délce jednoho válečku $L = 10 \text{ mm}$, bude hmotnost 15 válečků :

$$m_v = 23,11 \text{ g.}$$

Hmotnost rotační části ojnice

- tuto hmotnost jsem již vypočítal při nahrazování ojnice.

$$m_{or} = 89,3 \text{ g}$$

Celková hmotnost rotačních částí

$$m_r = m_{or} + m_v + m_{s\check{c}} = 89,3 + 23,11 + 20,34 = 132,75 \text{ g} \quad (90)$$

$$\underline{m_r = 132,75 \text{ g}}$$

Celková hmotnost posuvných částí

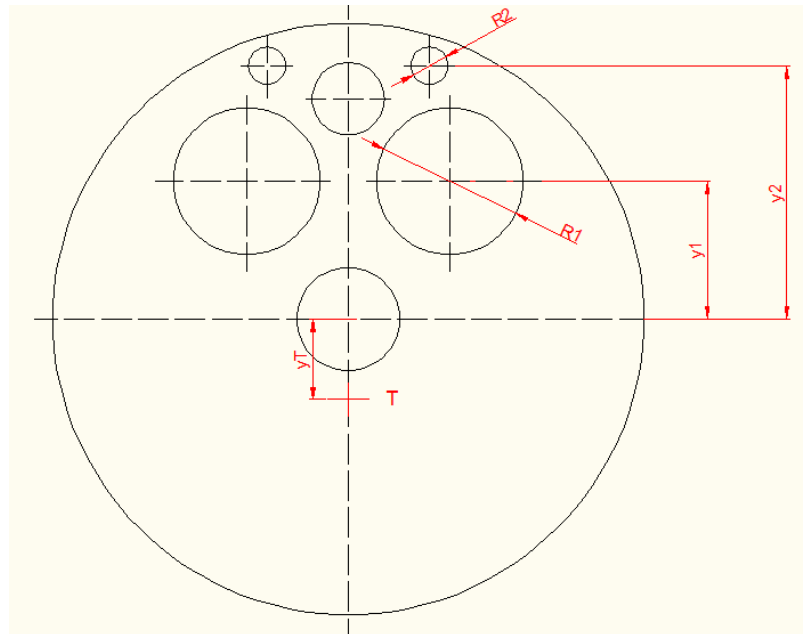
$$m_{ps} = m_p + m_{\epsilon} + m_{op} + m_{pz} = 162,34 + 66,32 + 67,4 + 9,32 = 305,38 \text{ g} \quad (91)$$

$$\underline{m_{ps} = 305,38 \text{ g}} \quad \text{viz. kapitola – 4.3.1. Nahrazení ojnice dvěma hmotnými body}$$

4.5.4. Výpočet velikosti vývažku a způsob vyvážení

Při výpočtu hmoty potřebné k vyvážení všech rotačních hmot a 60% hmot posuvných musíme znát hmotnost posuvných a rotačních částí a polohu těžiště vývažku na klikovém hřídeli. Proto si zvolím vzdálenost umístění těžiště od osy otáčení klikového hřídele. Jak je patrné na *obrázku 20.*, je možné pozici těžiště měnit a to změnou rozměrů y_1 a y_2 , kdy se mění vzdálenosti středů vyvrtaných otvorů v kruhové desce.

Pro prvotní návrh je nutné určení polohy těžiště vývažku (bod T na *obrázku 20.*), aby bylo možno určit velikost hmoty, která bude odvrtna (hmotnost vývažku). Vzdálenost těžiště vývažku od osy rotace klikového hřídele je označena jako y_T a volím ji 25mm.



Obrázek 20 . Navrhnutí vývažku

Nyní se vypočítá konkrétní hmotnost vývažku m_{vr} . A použijí se zde vztahy pro vyvážení rotačních a posuvných hmot.

Hmotnost vývažku rotačních hmot:

$$m_{vr} = m_r \cdot \frac{r}{r_v} = 132,75 \cdot \frac{0,02725}{0,025} = \underline{144,69 \text{ g}} \quad (92)$$

Hmotnost vývažku posuvných hmot:

$$m_{vp} = m_p \cdot \frac{r}{r_v} = 305,38 \cdot \frac{0,02725}{0,025} = \underline{332,86 \text{ g}} \quad (93)$$

Hmotnost vývažku se tedy bude rovnat :

$$m_{vv} = m_{vr} + \frac{60}{100} \cdot m_{vp} = 144,69 + \frac{60}{100} \cdot 332,86 = \underline{344,4 \text{ g}} . \quad (94)$$

Potom je objem vývažku V_{vv} :

$$V_{vv} = \frac{m_{vv}}{\rho} = \frac{0,3444}{7850} = \underline{43872 \text{ mm}^3} . \quad (95)$$

Návrh velikosti odvrтанých otvorů

Počet a rozmístění otvorů bude shodný s *obrázkem 20.*, kde jsou 4 velké otvory, 4 malé otvory a 2 otvory středu ojnicního čepu. Tloušťku kruhové desky navrhuji 17mm.

V následující tabulce jsou udány druhy otvorů a velikost objemu odvrтанého materiálu.

Tabulka 3. – Velikosti a počet odvrтанých otvorů při vyvažování

<i>Druh otvoru</i>	<i>Počet otvorů</i>	<i>Objem 1 otvoru</i>	<i>Celkový objem daných otvorů</i>
<i>Velký otvor Ø26mm</i>	<i>4</i>	<i>90225,79 mm³</i>	<i>36103,18 mm³</i>
<i>Malý otvor Ø9,8mm</i>	<i>4</i>	<i>1282,3 mm³</i>	<i>5129,21 mm³</i>
<i>Otvor středu ojnicního čepu Ø10mm</i>	<i>2</i>	<i>1335,17 mm³</i>	<i>2670,34 mm³</i>

Součet všech celkových objemů uvedených otvorů je $V_{ot} = 43902,73 \text{ mm}^3$.

Rozdíl mezi žádaným objemem vývažku a objemem otvorů je $30,73 \text{ mm}^3$, což je přijatelná hodnota. Přesné rozmístění otvoru a návrh klikového hřídele (viz. Výkresová dokumentace).

5. Výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace pístu, pístního čepu, pouzdra pístního čepu, ojnice a pravé i levé části klikového hřídele je součástí přílohy. Pro názornější představu jednotlivých dílů, jsem v programu Proeinger vytvořil 3D modely všech zmiňovaných komponent, ty jsou taktéž součástí přílohy.

6. Závěr

Hlavním úkolem této práce bylo navrhnout dvoudobý motor pro závodní motocykl. Při návrhu základních parametrů motoru jsem vycházel z motocyklů dostupných na trhu, aby byl navrhnutý motor konkurenceschopný. Mnou navrhnutý motor má výkon 31,098 kW což ho řadí mezi nejvýkonnější ve své třídě.

Dále jsem určil koncept motoru, ten bude řešen jako dvoudobý vodou chlazený jednoválec s rozvodem pomocí plochého rotačního šoupátka.

Vzhledem k tomu, že návrh celého motoru by byl velmi obsáhlou a složitou záležitostí, omezil jsem se na vybrané části a to části pohyblivé (píst, pístní čep, pouzdro pístního čepu, ojnice, ojnicní čep a klikový hřídel).

Navrhoval jsem základní rozměry jednotlivých dílů a provedl jsem pevnostní výpočty těchto dílů. Vycházel jsem ze zatěžujících síly od tlaku expandujících plynu a ze setrvačných sil, které působí v klikovém mechanismu. Z toho důvodu jsem musel jednotlivé díly namodelovat v programu ProEngineer abych určil jejich objem a následně vypočítal jejich hmotnost. Při návrhu klikového hřídele jsem vypočítal i konstrukčně navrhl vyvážení rotačních a posuvných hmot klikového mechanismu.

Na základě výpočtu jsem vytvořil výkresovou dokumentaci jednotlivých dílů a pro lepší představu jsem do přílohy zahrnul i obrázky třírozměrných modelů jednotlivých komponentů.

Myslím si, že cíle práce které byly na úvodu požadovány jsem splnil a doufám že tato práce bude přínosem pro studium dvoudobých závodních motorů.

7. Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2004. 355 s. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] VYKOUKAL, Rudolf. *Dvoudobé motory vozidlové*. Praha : STNL, 1957. 342 s.
- [3] RÁFL, Jan; RITSCHL, Evžen. *Dvoudobý benzinový motor*. Praha : STNL, 1964. 25 s.
- [4] HUSÁK, Pavel. *Sportovní motocykly*. Praha : Naše vojsko, 1967. 345 s.
- [5] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů 2*. Praha : STNL/ALFA, 1983. 483 s.
- [6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulka*. Úvaly : Albra, 2005. 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] HUSÁK, Pavel . *Upravujeme motocykl na závod*. Praha : STNL, 1972. 163 s.
- [8] TESAŘ, Miroslav ; ŠEFČÍK, Ivo. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Pardubice : Univerzita Pardubice, 2003. 172 s. ISBN 80-7194-550-1.
- [9] KYSELA, Ladislav; TOMČALA, Jiří. *Spalovací motory 2*. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2006. 70 s. ISBN 80-248-0628-2.
- [10] TRNKA, Jaroslav; URBAN, Jaroslav. *Spalovací motory* . Bratislava : ALFA, 1992. 563 s. ISBN 80-05-01081-8.
- [11] *Srovnání motocyklů* [online]. 2011 [cit. 2011-05-18]. Katalog motocyklů. Dostupné z WWW: <<http://srovnani.katalog-motocyklu.cz>>.
- [12] *Jawa-50* [online]. 2010 [cit. 2011-05-18]. Princip rezonančního výfuku u dvoudobého motoru. Dostupné z WWW: <<http://www.jawa-50.cz/clanek/teorie-princip-rezonancniho-vyfuku-ladeneho-expanzni-komora.html>>.
- [13] ŘEHÁK, Ivo. *Návrh sacího traktu pro vůz Formule SAE*. Brno, 2008. 75 s. Diplomová práce. VUT Brno. Dostupné z WWW: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5606>.

8. Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres: Ojniční čep

Příloha 2 – Výkres: Ojnice

Příloha 3 – Výkres: Píst

Příloha 4 – Výkres: Levý díl klikového hřídele

Příloha 5 – Výkres: Pravý díl klikového hřídele

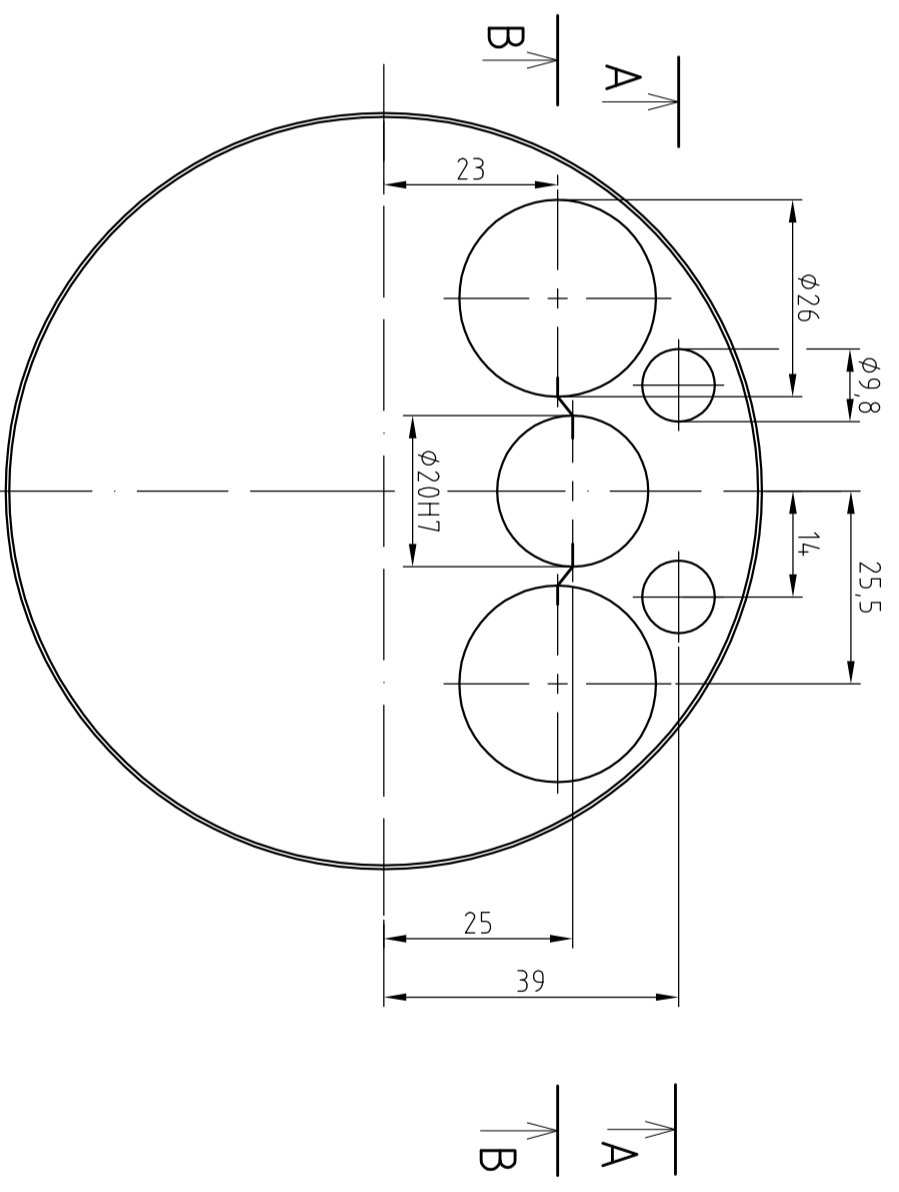
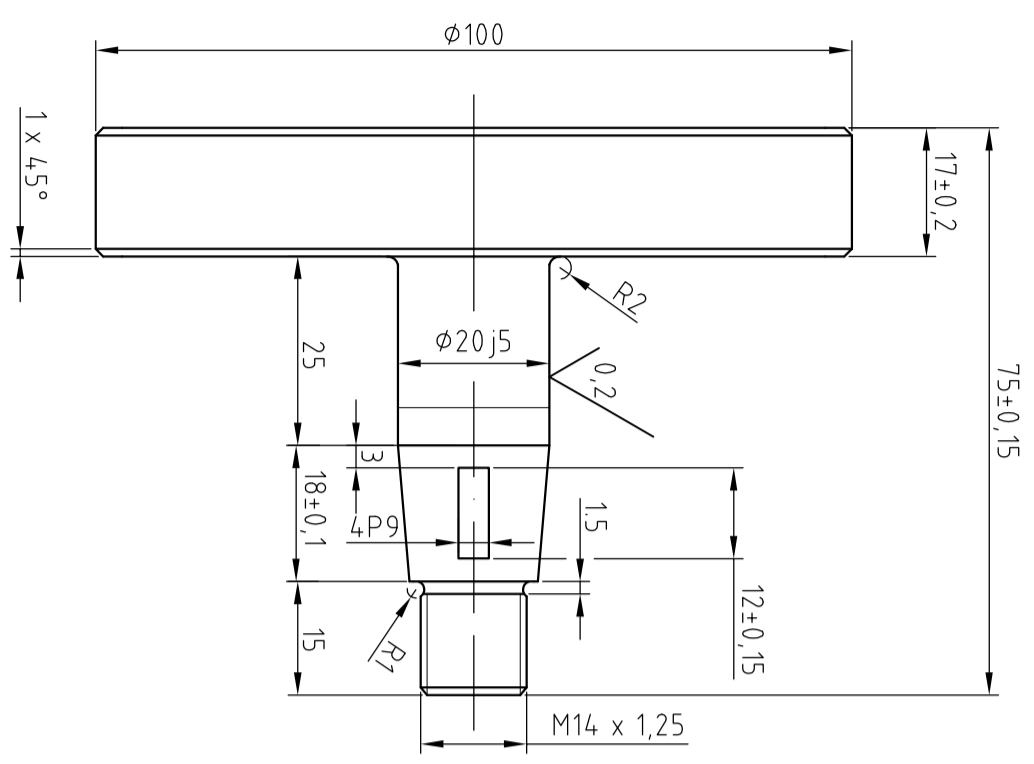
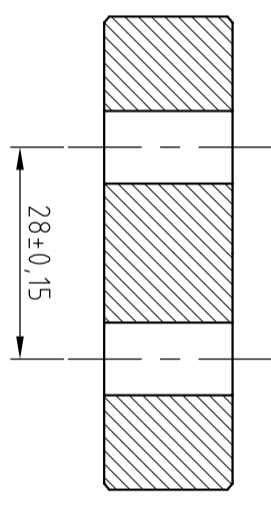
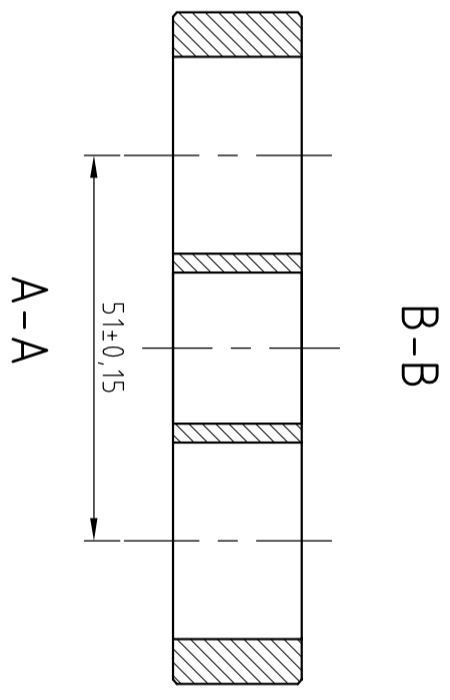
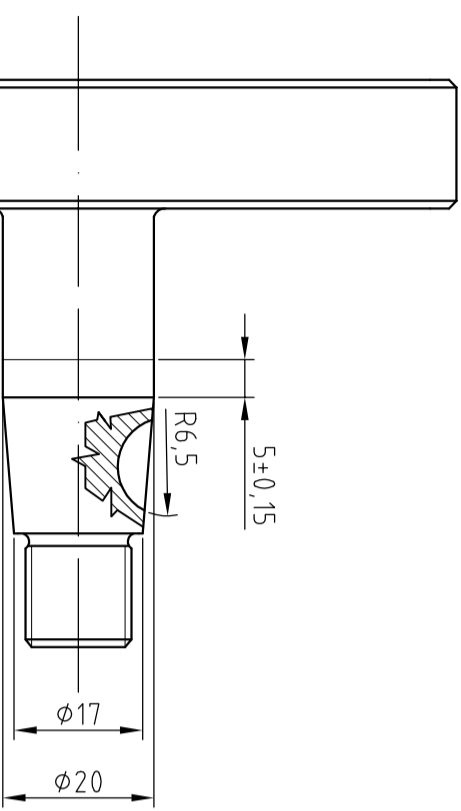
Příloha 6 – Výkres: Pístní čep

Příloha 7 – Výkres: Pouzdro pístního čepu

Příloha 8 – Obrázek: Vyobrazení 3D modelů

Příloha 9 – Obrázek: Vyobrazení 3D modelů

Příloha 10 – Obrázek: Vyobrazení 3D modelů



6,4 (0,2)

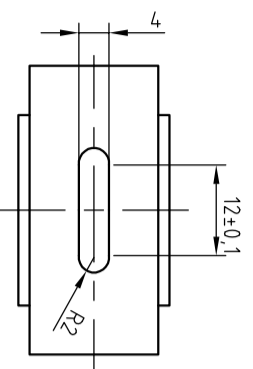
Navrhil:	Luboř Binar	Hmotnost:		Promítání:		Měřítko:	1 : 1
Schválil:		Materiál:	ČSN 14 220.4				
Datum:		Kusovník:					



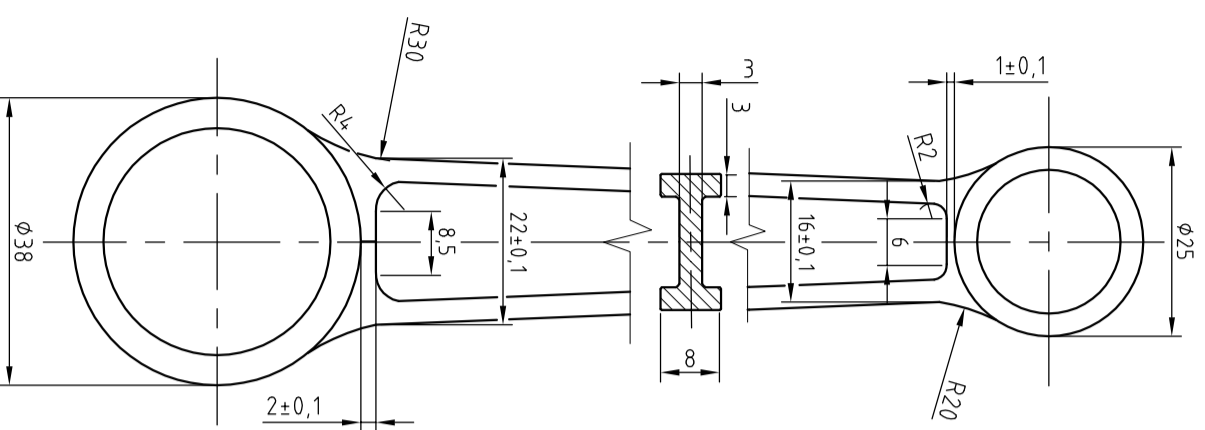
Univerzita
Pardubice
Dopravní fakulta
Jana Pernera

Název:
Levý díl klikového hřídele

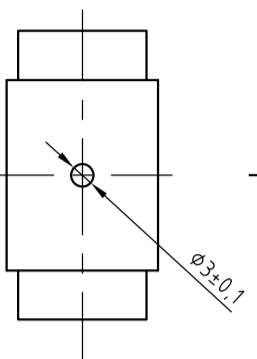
Číslo výkresu:
M100-6



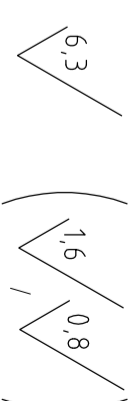
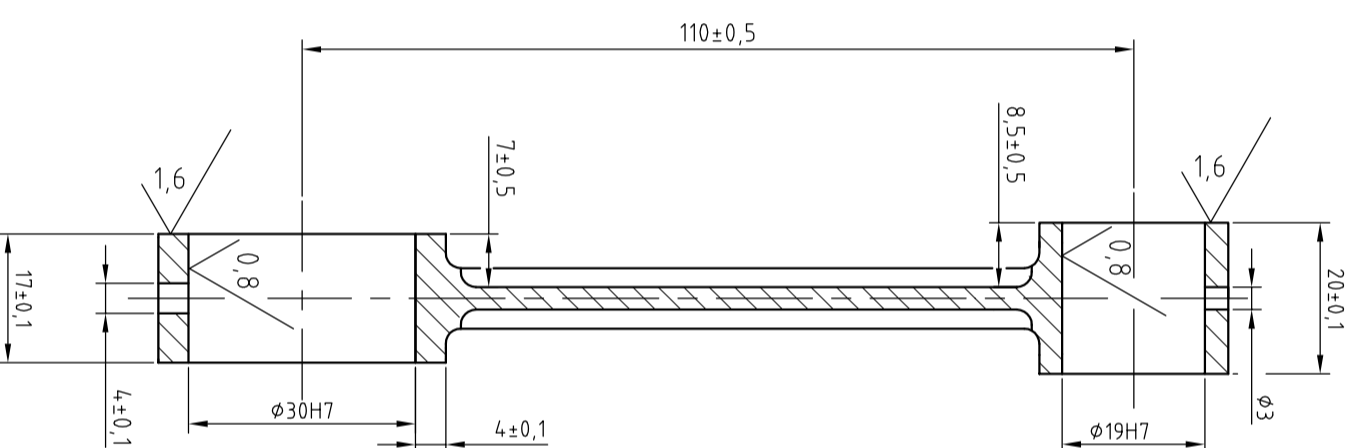
A



A



A - A



Navrhli:	Luboš Binar	Hmotnost:	156,7 g	Promítání:		Měřítko:	1 : 1
Schválili:		Materiál:	ČSN 14 220.4				
Datum:		Kusovník:					

Název:

Ojnice

Číslo výkresu:

M100-3



Univerzita
Pardubice
Dopravní fakulta
Jana Pernera

1 | 2 | 3 | 4

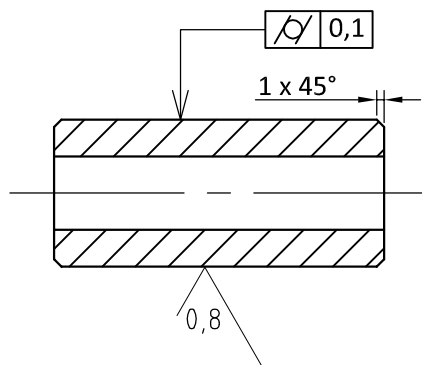
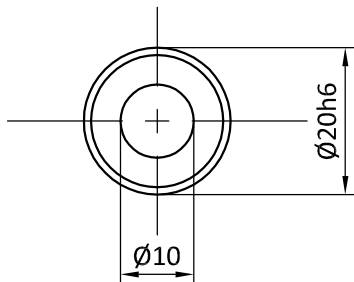
A

A

6,4 (0,8)

A

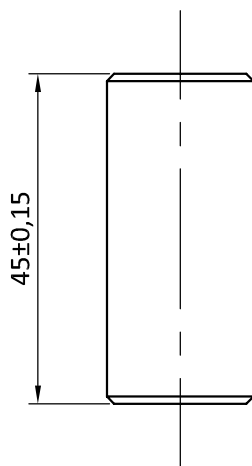
A - A



A

C

C



D

D

E

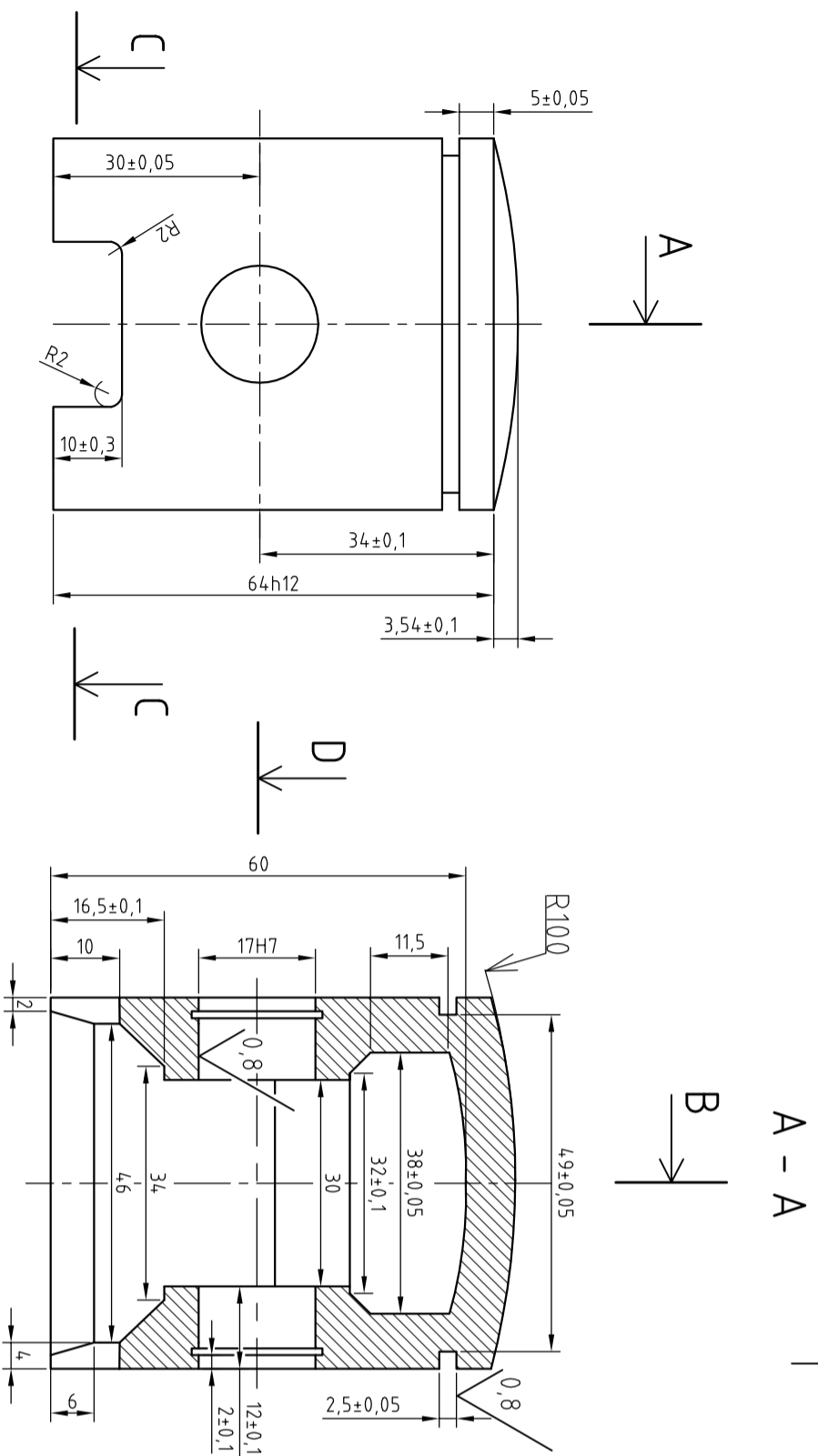
E

Navrh: Luboš Binar	Hmotnost: 66,32 g	Promítání:	Měřítko: 1 : 1
Schválil:	Materiál: ČSN 15 230.7		
Datum:	Kusovník:		
<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera</p>	Název: Ojniční čep		
	Číslo výkresu: M100-1		

F

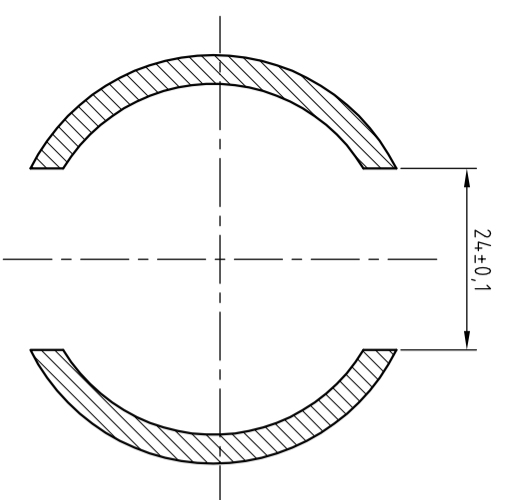
F

1 | 4

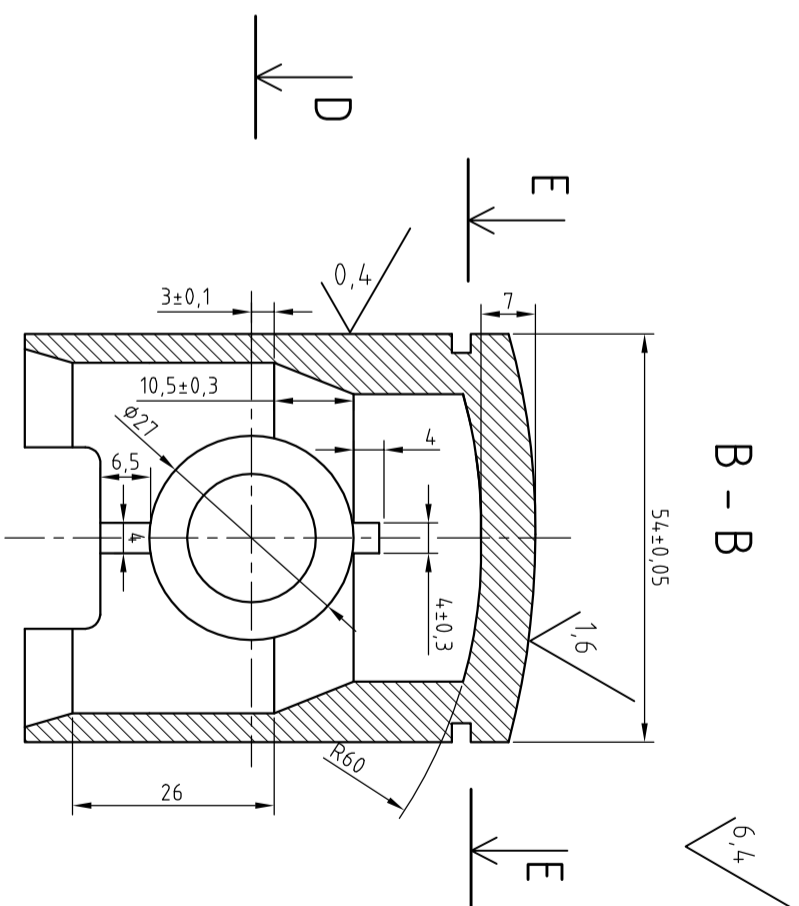
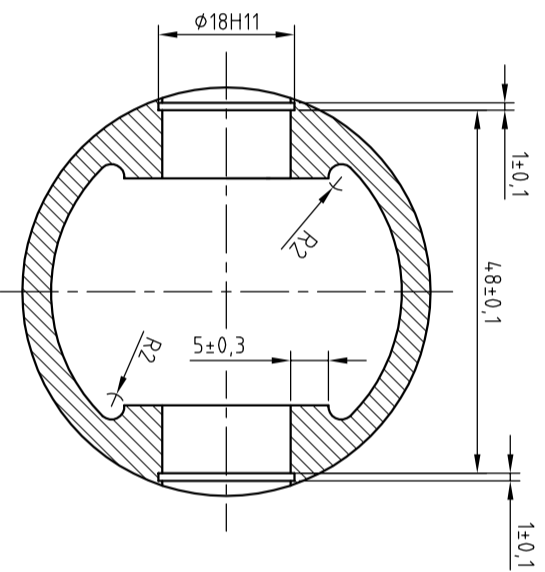


A - A

C - C

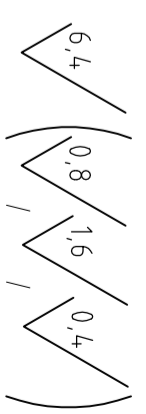
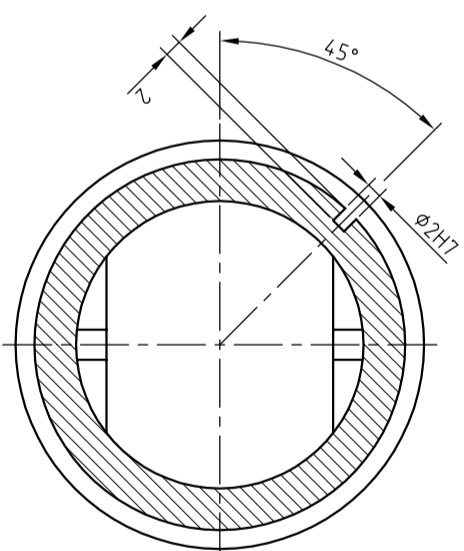


D - D



B - B

E - E



Navrhli:	Luboš Binar	Hmotnosť:	162,34 g	Promítání:		Měřítko:	1 : 1
Schválili:		Materiál:					
Datum:		Kusovník:					

Název:

Píst

Číslo výkresu: M100-4



Univerzita
Pardubice
Dopravní fakulta
Jana Pernera

1 | 2 | 3 | 4

A

A

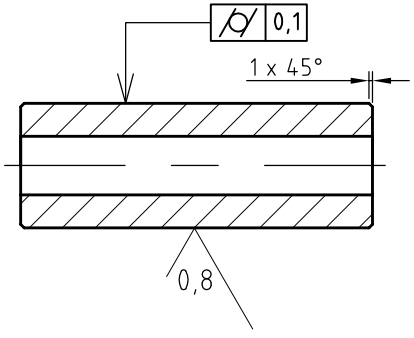
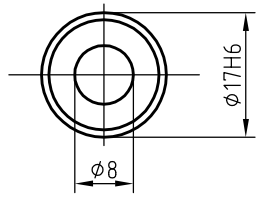
3,2 (0,8)

A

A - A

B

B



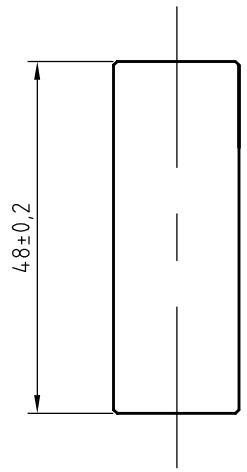
C

C

A

D

D



E

E

Navrh: Luboš Binar	Hmotnost: 66,32 g	Promítání:	Měřítko: 1 : 1
Schválil:	Materiál: ČSN 16 240.7		
Datum:	Kusovník:	<p>Název: Pístní čep</p> <p>Číslo výkresu: M100-2</p>	
<p>Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera</p>			

F

F

1

4

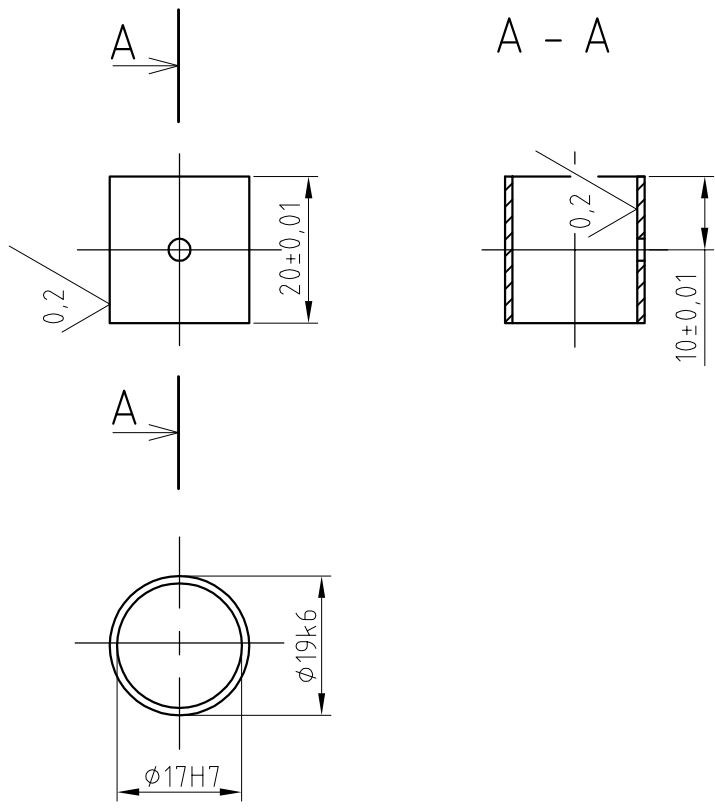


1 | 2 | 3 | 4

A
B
C
D
E
F

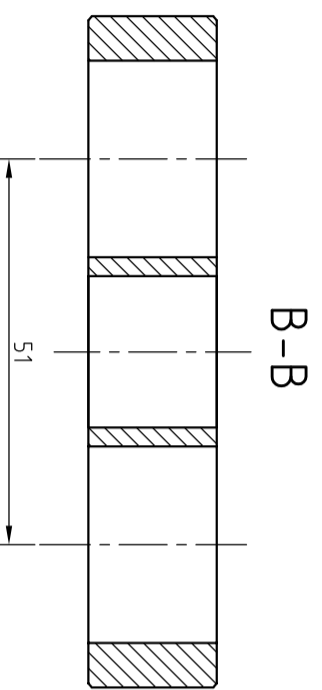
A
B
C
D
E
F

0,8 (0,2)

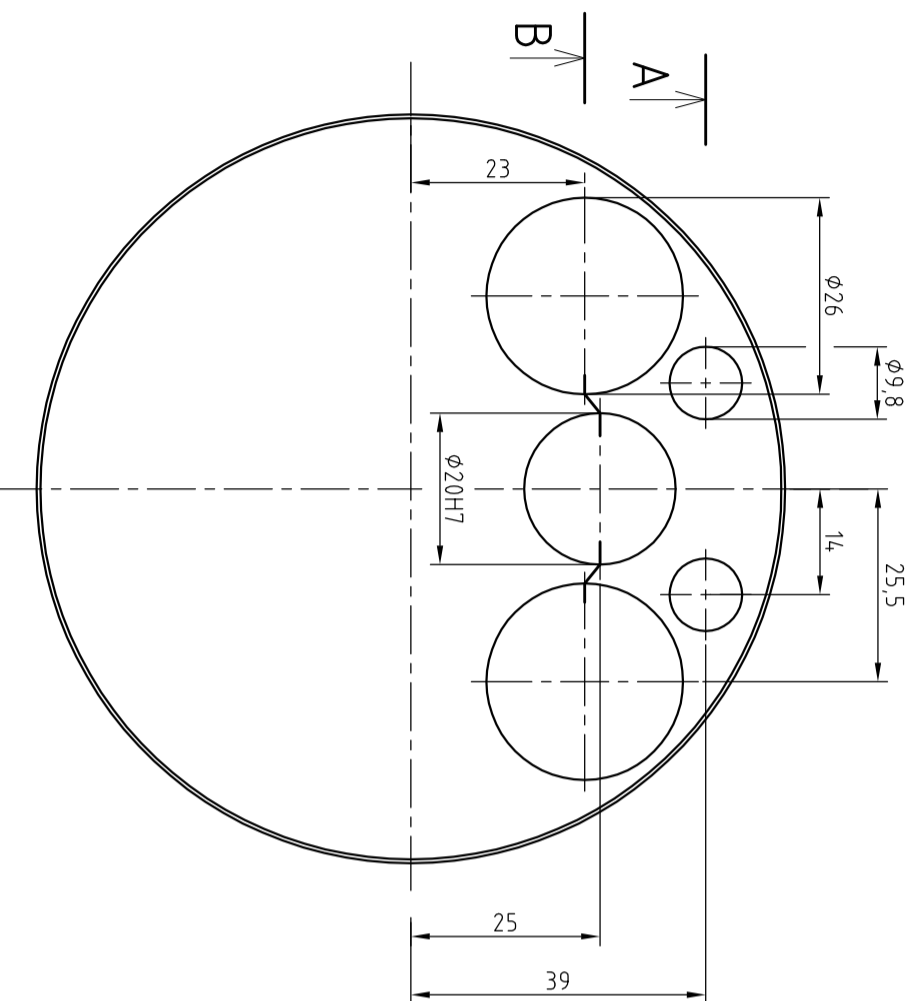
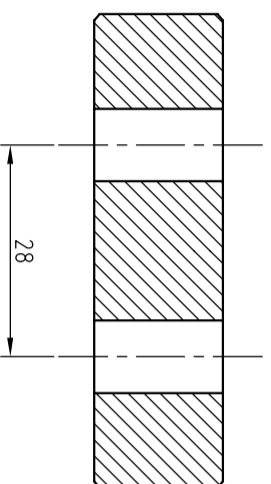


Navrhl: Luboš Binar	Hmotnost: 9,32 g	Promítání:	Měřítko:
Schválil:	Materiál:		1 : 1
Datum:	Kusovník:	Pouzdro písního čepu Číslo výkresu: M100-7	

1 | 4

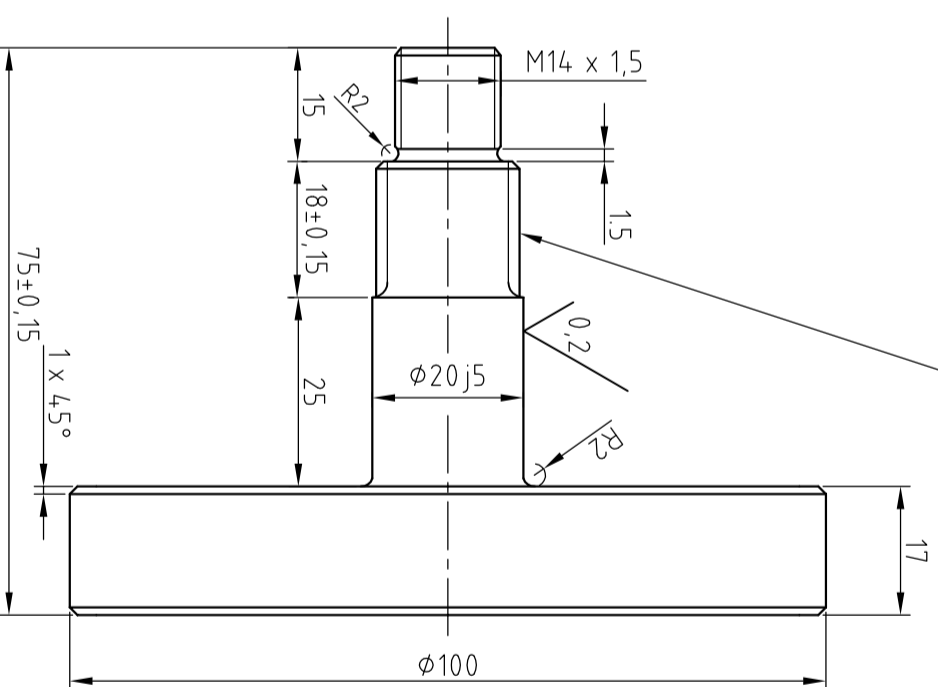


B-B



A-A

B-B



JEMNÉ DRÁŽKOVÁNÍ 17 ČSN 01 4933

3.2
(0.2)

Navrhl:	Luboš Binar	Hmotnost:	
Schválil:		Materiál:	ČSN 14 220.4
Datum:		Kusovník:	
Název:		Měřítko:	

Pravý díl klikového hřídele

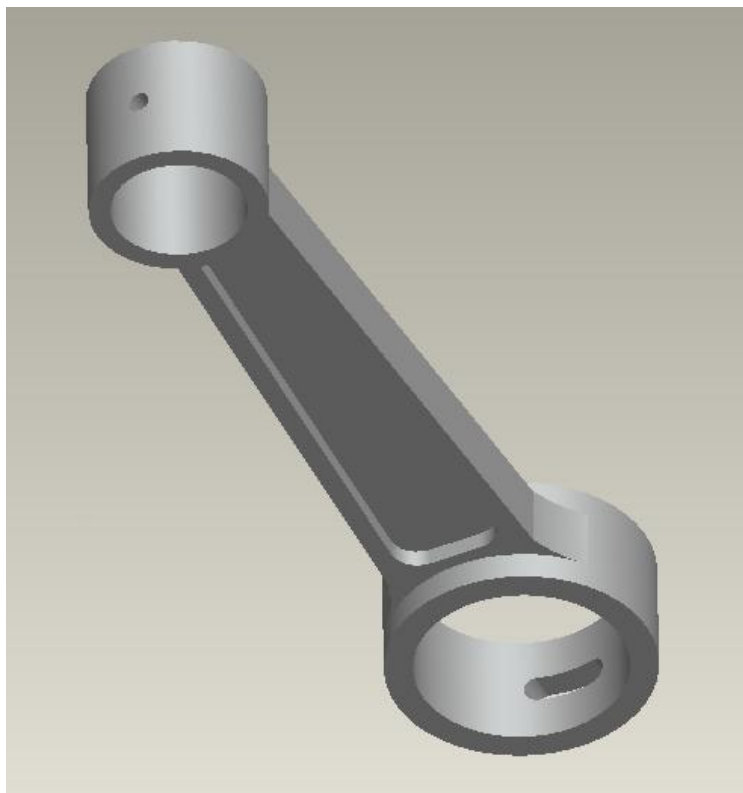
Číslo výkresu:

M100-5

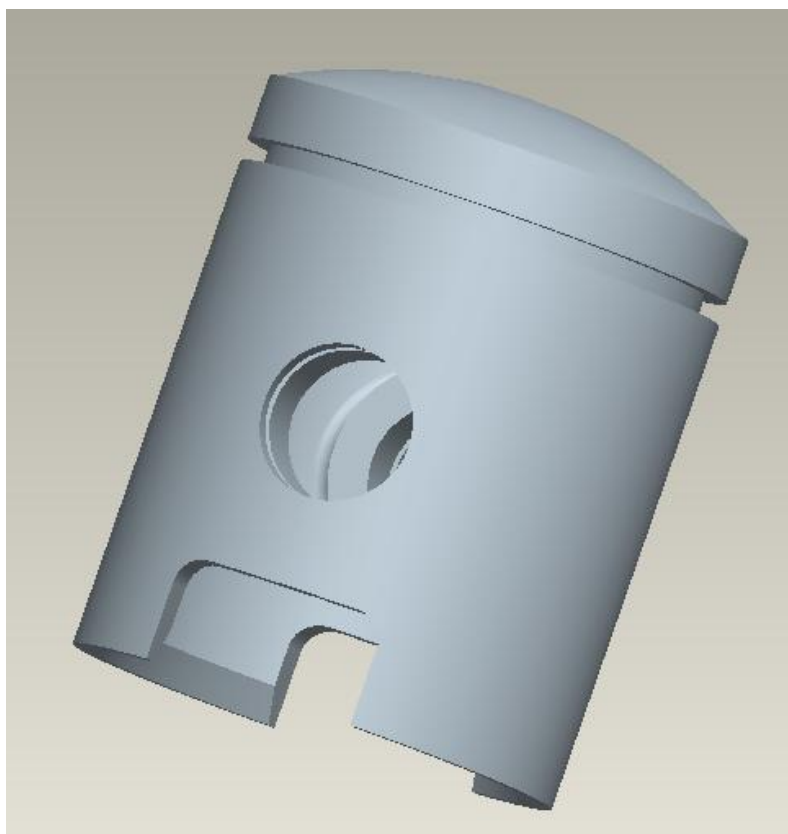


Univerzita
Pardubice
Dopravní fakulta
Jana Pernera

Příloha 8.

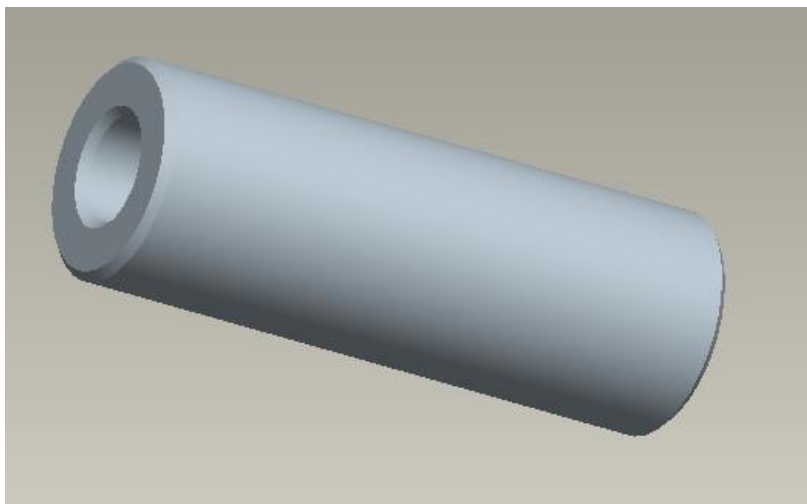


Obrázek 21. – 3D model ojnice

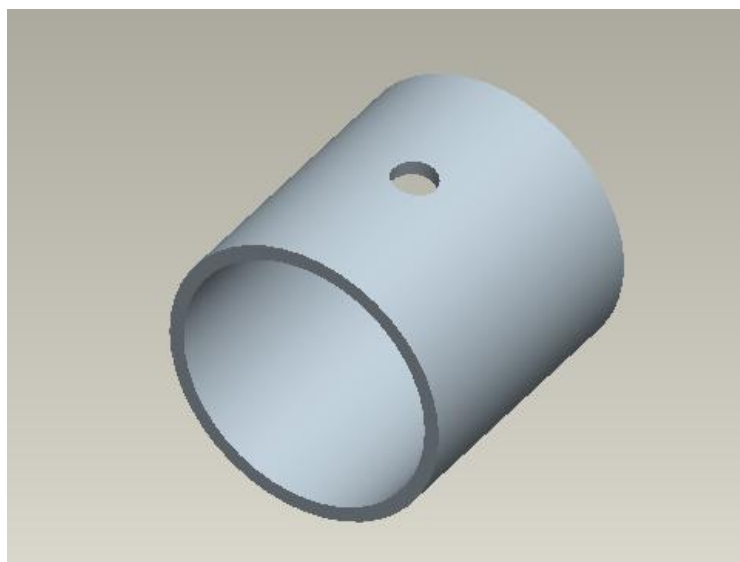


Obrázek 22. – 3D model pístu

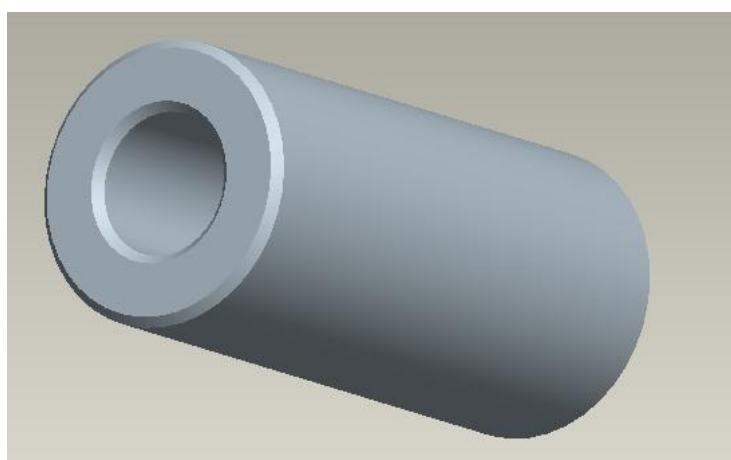
Příloha 9 .



Obrázek 23. – Pístní čep

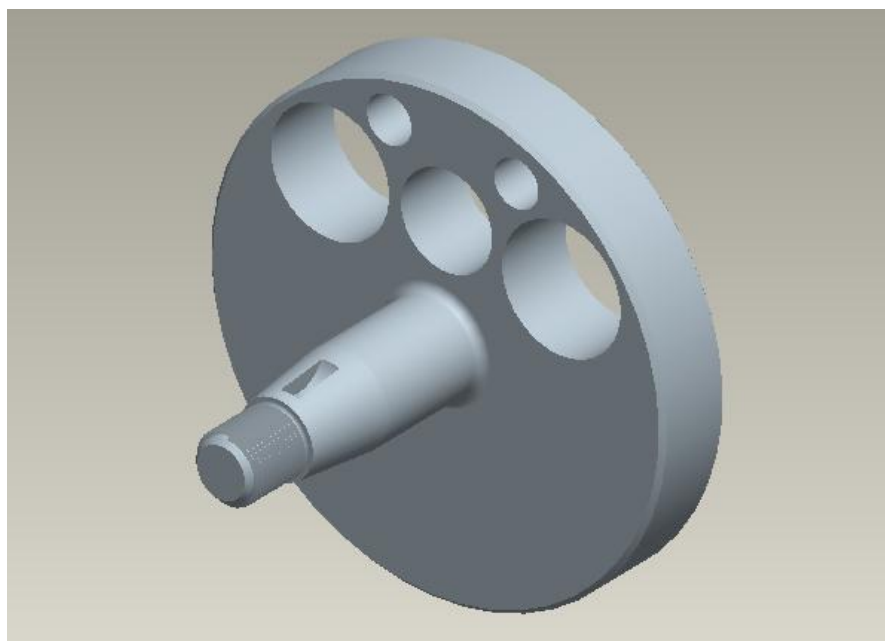


Obrázek 24. – Pouzdro pístního čepu

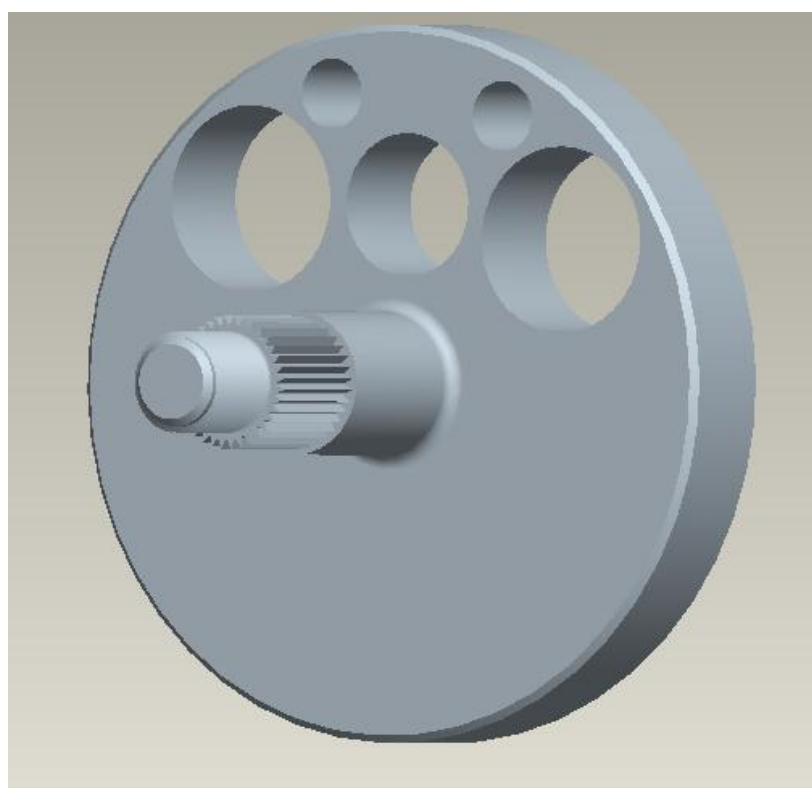


Obrázek 25. – Ojniční čep

Příloha 10.



Obrázek 26. – Levý díl klikového hřídele



Obrázek 27. – Pravý díl klikového hřídele