



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DVOUDOBÝ MOTOR PRO PARAGLIDING

A TWO STROKE ENGINE FOR PARAGLIDING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Šafařík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Šafařík**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.**
Akademický rok: 2017/18

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

Dvoudobý motor pro paragliding

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout vzduchem chlazený motor pro motorový paragliding.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout vzduchem chlazený motor pro motorový paragliding o zdvihovém objemu cca 240 cm³ a výkonu 24-26 kW.

Navrhnout klikový hřídel, ojnici a píst, motor řešit s ohledem na hmotnost a dodržení požadavků na hliníkové odlitky.

Navrhnout řešení řemenového reduktoru pro pohon vrtule.

Zakomponovat instalaci zapalování, rozběhové spojky, ručního a elektrického startéru.

Zpracovat dokumentaci motoru v CAD systému.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

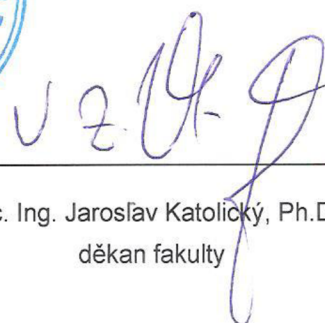
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s.
ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslava Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem dvoudobého motoru pro paragliding. Nejprve je pojednáno o různých typech a provedeních dvoudobých motorů. Po návrhu klikového mechanismu jsou vyšetřeny síly působící v motoru s následnou pevnostní kontrolou vybraných součástí. Dále práce obsahuje návrh jednotlivých součástí motoru, vrtulového reduktoru a 3D modely součástí i motorového celku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvoudobý motor, klikový mechanismus, paragliding, pevnostní kontrola, 3D model

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of a two-stroke engine for paragliding. First of all, the different types and designs of two-stroke engines are discussed. After the design of the crank mechanism, the forces in the engine are tested, followed by the strength control of selected components. In addition, the work includes design of individual engine components, propeller reducer and 3D models of components and motor unit.

KEYWORDS

Two-stroke engine, crank mechanism, paragliding, strength control, 3D model

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠAFARÍK, P. *Dvoudobý motor pro paragliding*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 86 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. Petr Šafařík

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Václavovi Pištěkovi, DrSc. a odbornému konzultantovi Ing. Markovi Mančíkovi za poskytnuté rady při tvorbě této práce.

Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, bratrovi a přítelkyni za podporu po celou dobu studia a při tvorbě této práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Teorie dvoudobého motoru	11
1.1 Princip funkce dvoudobého motoru.....	11
1.2 Metody vyplachování válce	12
1.3 Rozvody sání dvoudobých motorů	14
2 Návrh motoru.....	19
2.1 Koncepce motoru	19
2.2 Výpočet parametrů motoru	19
2.3 Kinematika klikového hřídele.....	20
2.4 Rozvodový diagram	24
2.5 p- α alfa a p-V diagram.....	24
3 Návrh klikového mechanismu	27
3.1 Pístní skupina.....	27
3.2 Ojnice.....	29
3.3 Klikový hřídel	33
4 Průběh sil působících v klikovém mechanismu	37
4.1 Síly působící v ose válce.....	38
4.2 Síla přenášená pístním čepem.....	41
4.3 Boční síla na píst.....	42
4.4 Silové působení v ojničném čepu	43
4.5 Průběh kroutícího momentu.....	47
5 Pevnostní kontrola vybraných součástí	48
5.1 Pevnostní kontrola pístu.....	48
5.2 Pevnostní kontrola pístního čepu	49
5.3 Pevnostní kontrola ojnice.....	50
6 Návrh součástí motoru.....	60
6.1 Hlava válce	60
6.2 Válec	62
6.3 Motorová skříň.....	63
6.4 Výfukový systém	65
6.5 Sací systém	67
6.6 Spouštěcí zařízení	68
6.7 Zapalování	69
7 Návrh vrtulového reduktoru	70
7.1 Výpočet řemenového převodu	70

7.2	Spojka	72
7.3	Malá řemenice.....	73
7.4	Velká řemenice	73
7.5	Nosná deska reduktoru.....	74
Závěr.....		76
Použité informační zdroje.....		77
Seznam použitých zkratk a symbolů		79
Seznam příloh.....		86

ÚVOD

První podobu dvoudobého motoru představil v roce 1859 francouzský vynálezce a obchodník belgického původu Étienne Lenoir. Tento spalovací motor byl poháněn svítiplynem. Na konci 19. století byl vyvinut první tříkanálový motor spalující kapalné palivo a odstartoval tak vývoj levné pohonné jednotky motorových vozidel. Významný pokrok nastal představením vratného vyplachování německým inženýrem Dr. Schnürle v roce 1932. Tento typ vyplachování značně zdokonalil dvoudobý motor do dnes známé a používané podoby.

Dvoudobý motor patřil k nejpoužívanějším pohonným jednotkám ve 20. století a to především u motocyklů zahraniční i domácí produkce a zasloužil se tak o zapsání Československa jako motocyklové velmoci. Do první poloviny 20. století poháněl také osobní automobily. V 60. letech byl používán dvoudobý dieselový motor v nákladních automobilech a ještě dnes se s ním můžeme setkat u lodních motorů a agregátů dieselových lokomotiv.

Ačkoliv by se mohlo zdát, že doba dvoudobých motorů už skončila, kvůli neustále se zvyšujícím ekologickým požadavkům, stále nachází své uplatnění u řady motocyklů menší kubatury, v malé mechanizaci, nebo právě paraglidů a to především díky své jednoduché konstrukci, vysokému měrnému výkonu a přitom nízké hmotnosti.

Právě konstrukci paraglidového motoru včetně primárního převodu řemenovým reduktorem se věnuje tato diplomová práce. Motor je řešen s ohledem na nízkou hmotnost, funkčnost všech dílů a praktickou využitelnost pro koncového spotřebitele.

1 TEORIE DVOUDOBÉHO MOTORU

1.1 PRINCIP FUNKCE DVOUDOBÉHO MOTORU

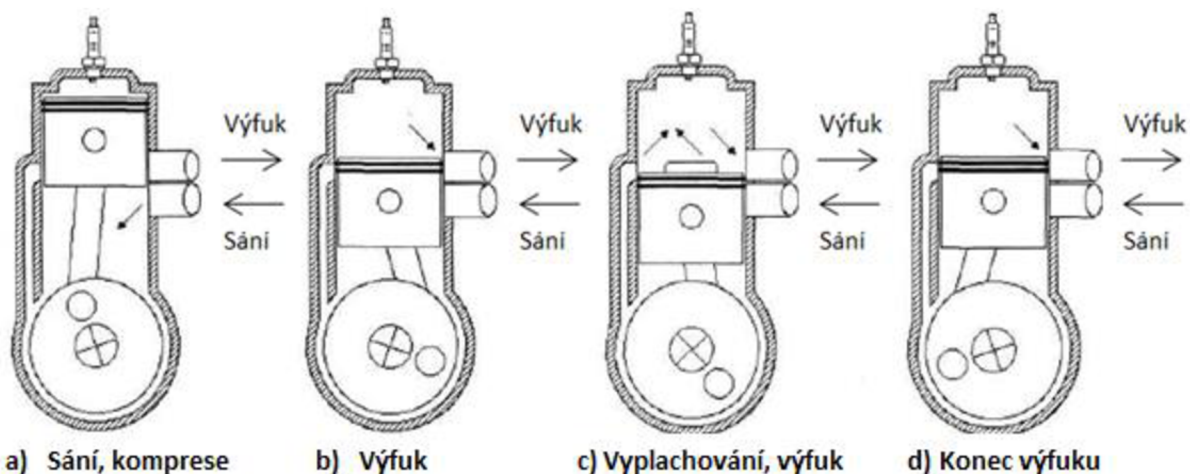
Princip funkce jednoduchého dvoudobého motoru je znázorněn na obrázku 1.1 s jednotlivými fázemi označenými písmeny a-d. Celý cyklus proběhne během jedné otáčky klikové hřídele. Z obrázku 1.1 je zřejmá jednoduchost motoru, přičemž všechny fáze jsou řízeny pomocí horní a spodní hrany pístu.

Na obrázku 1.1 a se nad pístem blížícím se do horní úvratě zapaluje stlačená směs paliva a vzduchu, elektrickou jiskrou ze zapalovací svíčky. Zapálená směs způsobí rapidní nárůst teploty a tlaku ve válci a tlačí píst směrem dolů. Mezitím je pod píst nasávána směs paliva a vzduchu do klikové skříně přes sací kanál a to díky podtlaku vytvořenému pístem.

Na obrázku 1.1 b se nad pístem, který se pohybuje dolů, začíná otevírat výfukový kanál. Výfukové plyny (vzniklé spálením směsi) o vysoké teplotě a tlaku unikají výfukovým kanálem do výfukového potrubí. Tento proud plynů vytváří tlakovou vlnu, která má značný vliv na výkon motoru, jak bude dále zmíněno v kapitole 6.4. Píst svým pohybem dolů uzavírá sací kanál a pod pístem dochází ke stlačování čerstvě nasáté směsi.

Na obrázku 1.1 c píst pohybující se dolů, otevírá svou horní hranou také přepouštěcí kanál. Směs stlačovaná v klikové skříně je přepouštěna do spalovacího prostoru, kde vyplachuje válec a vytlačuje před sebou výfukové plyny pryč z válce. Aby však tato směs neunikla přímo do výfukového kanálu, je třeba její proud nasměřovat a to buď deflektorem (u starších typů motorů), nebo vhodným tvarováním přepouštěcích kanálů a dna pístu. Část směsi se smíchá s výfukovými plyny a část směsi uniká výfukovým kanálem.

Na obrázku 1.1 d píst směřuje vzhůru, uzavírá nejprve přepouštěcí kanál a poté i výfukový. Vyplachování je dokončeno a ve válci zůstává čerstvá směs paliva a vzduchu a část výfukových plynů. Píst stlačuje směs a celý cyklus se poté opakuje. [1]

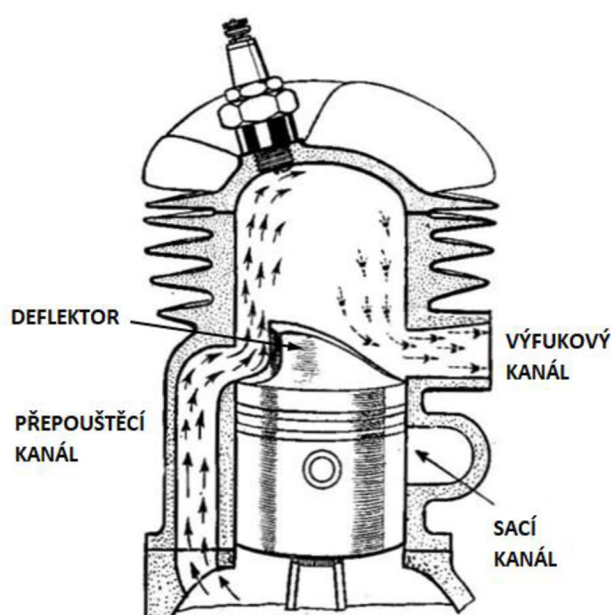


Obr. 1.1 Fáze činnosti dvoudobého motoru [1]

1.2 METODY VYPLACHOVÁNÍ VÁLCE

1.2.1 PŘÍČNÉ VYPLACHOVÁNÍ

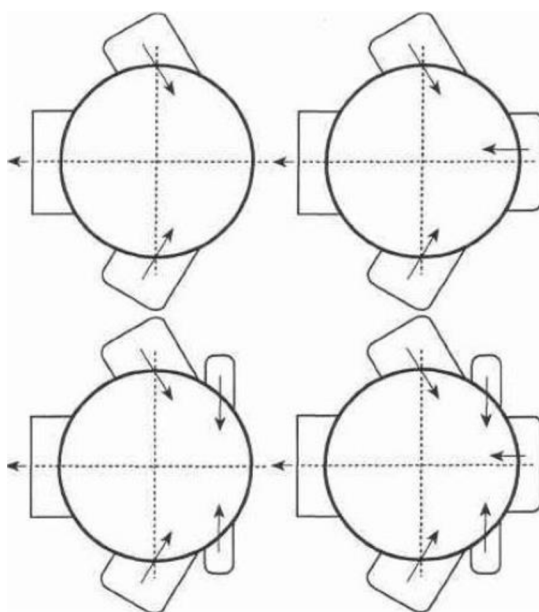
Motor s příčným vyplachováním je vidět na obrázku 1.2. Jeho funkce je stejná, jak bylo popsáno v kapitole 1.1, avšak válec je opatřen pouze jedním přepouštěcím a jedním výfukovým kanálem, které leží proti sobě. Aby směs neunikala z přepouštěcího kanálu přímo do výfuku, musí být použito pístu s deflektorem, nebo vhodným vybráním na pístu. Písty s deflektorem mají však vysokou hmotnost (nemohou být použity u rychloběžných motorů), dochází k nerovnoměrnému zahřívání a roztahování. Kvůli mnoha nedostatkům se od tohoto řešení upustilo v době druhé světové války. [2]



Obr. 1.2 Příčné vyplachování [3]

1.2.2 VRATNÉ VYPLACHOVÁNÍ

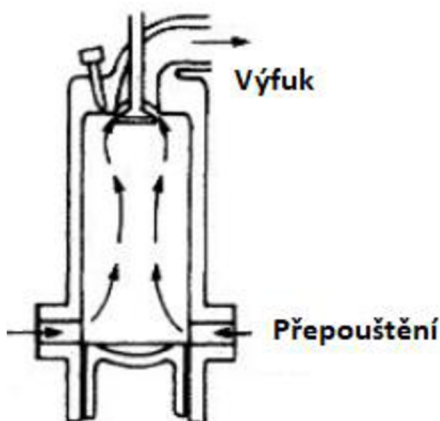
Toto řešení si nechal patentovat v roce 1932 Dr. Schnürle. Používá píst s rovným, nebo mírně vypouklým dnem a dva vyplachovací kanály. Tyto kanály jsou nasměřovány na stěnu válce protilehlou od výfukového kanálu a proti sobě svírají úhel asi 120° . Proudění přepouštěné směsi jsou odkloněny dnem pístu na stěnu válce, kde se tyto proudy setkají a dále stoupá podél stěny válce jeden společný proud. Tento proud před sebou vytlačuje spaliny, v hlavě válce obrátí svůj směr a vrací se dolů k výfukovému kanálu. Díky tomu má tento systém název vratné vyplachování. Protože přepouštěcí kanály směřují ze strany výfukových kanálů, nedochází k takovým únikům směsi do výfuku. Postupem času byl tento systém vyplachování upravován přidáváním dalších vyplachovacích kanálků, jak můžeme vidět na obrázku 1.3. [4]



Obr. 1.3 Různá uspořádání přepouštěcích kanálů vratného vyplachování [1]

1.2.3 VYPLACHOVÁNÍ SOUPROUDEM

Souproudé vyplachování bylo dlouhou dobu považováno za neúčinnější metodu vyplachování dvoudobých motorů. Základní schéma je na obrázku 1.4 a jeho princip spočívá v tom, že směs vstupuje do válce na jednom konci, vyplachuje válec a spaliny vystupují z válce druhým koncem válce beze změny směru proudění. Otevírání přepouštění obstarává horní hrana pístu, výfuk je řízen ventilem, šoupátkem v hlavě válce nebo protiběžným pístem. Systém výfuku v hlavě nabízí potenciální vysoký výkon, protože kanály v hlavě mohou být daleko větší než u motoru čtyřdobého o stejném vrtání. Protože je tento systém nejčastěji poháněn vačkou a ventily, postrádá jednoduchost konstrukce dvoudobého motoru. Dvoudobý motor však zažehuje směs každou otáčku a je tedy více tepelně namáhán. Proto souproudé vyplachování našlo své největší uplatnění u velkoobjemových pomaluběžných lodních naftových motorů. [4]

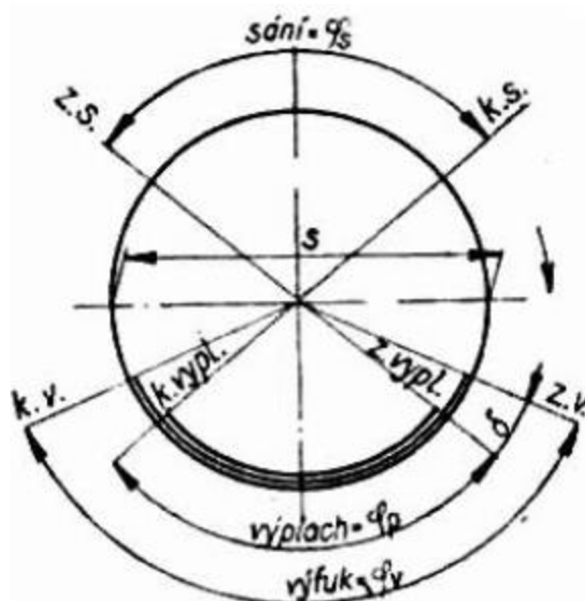


Obr. 1.4 Souproudé vyplachování [5]

1.3 ROZVODY SÁNÍ DVOUDOBÝCH MOTORŮ

Rozvodem motoru rozumíme ústrojí, které se stará o plnění klikové skříně zápalnou směsí, řízení přepouštění a výfuku. U většiny dvoudobých motorů se o rozvod směsi stará píst společně se systémem kanálů ve válci.

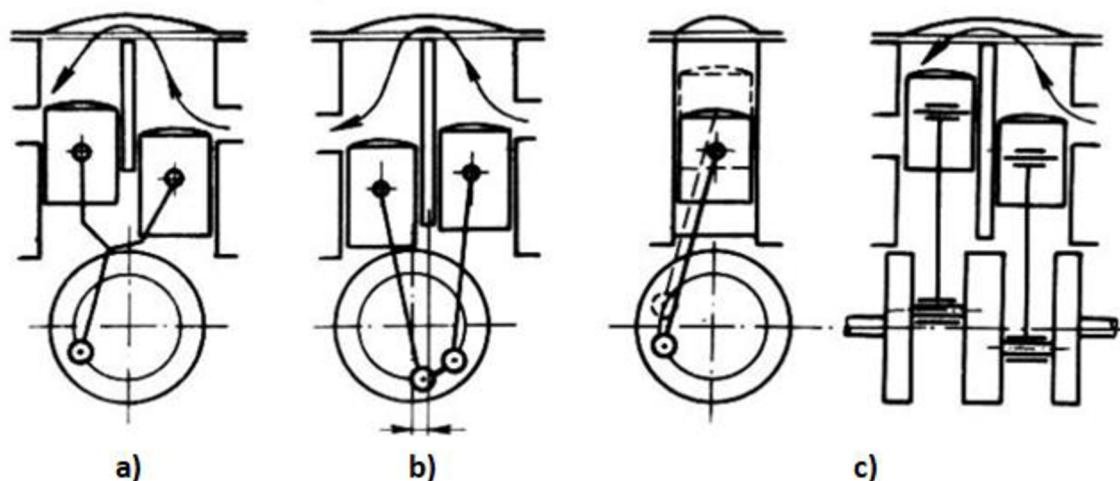
Časování rozvodu bývá znázorněno tzv. rozvodovým diagramem. Jedná se o kruh představující jednu otáčku klikového hřídele, ve kterém jsou zakresleny oblouky s úhly znázorňující otevření a zavření sání, přepouštění a výfuku vzhledem k horní a dolní úvrati.



Obr. 1.5 Symetrický rozvodový diagram [2]

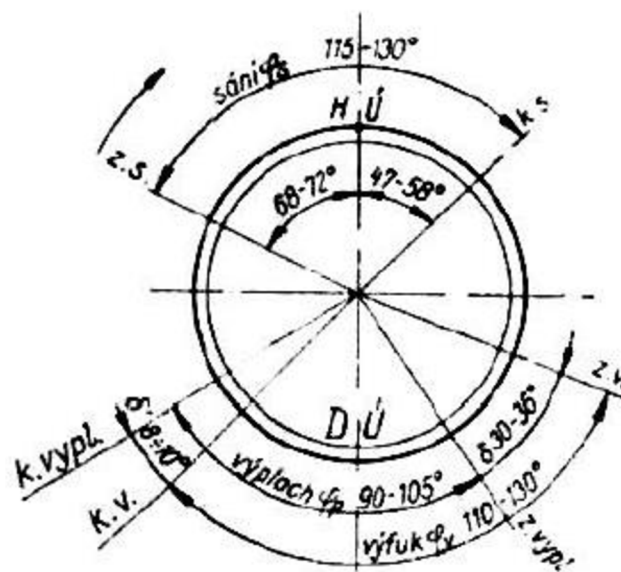
1.3.1 ROZVOD PÍSTEM

Nejjednodušší metoda řízení sání a přepouštění směsi a výfuku spalin je pomocí pístu, který svým pohybem ve válci otevírá a zavírá kanálky. Rozvod pístem používá nejčastěji vratné vyplachování. Tento druh rozvodu je symetrický, jak můžeme vidět z rozvodového diagramu na obr. 1.5. Symetrický rozvod má však řadu nevýhod. Úhel otevření sacího kanálu vychází podstatně menší, než jaký by odpovídal průběhu tlaků, protože je kanál plně otevřen pouze v horní úvrati. V sacím traktu může docházet ke vzniku pulzací a vracení směsi sacím kanálkem zpět do karburátoru. Protože bývá sací kanál umístěn v zadní straně válce (naproti výfuku), odpadá zde možnost umístění dlouhého zadního přepouštěcího kanálku. Úhel otevření výfuku musí být větší než úhel přepouštění, aby z válce nejprve unikly spaliny o vysokém tlaku a teprve poté čerstvá směs vyplachovala válec. Při kompresi se však nejprve zavře přepouštěcí kanál a až poté výfukový, což je nevýhodné z důvodu možnosti úniku čerstvé směsi výfukem. [2], [4]



Obr. 1.6 Různá uspořádání dvoupístových motorů [4]

Nevýhody symetrického rozvodu se snažili konstruktéři odstranit ve druhé třetině 20. stol. dvoupístovými jednoválcovými motory (tzv. motory s podvojnými válci). Dva písty pracují v jednom válci se dvěma vývrty rovnoběžně vedle sebe a společným spalovacím prostorem. Jeden válec se stará o řízení sání a přepouštění a druhý válec řídí výfuk. Nesouměrnost rozvodu může být dosažena několika způsoby. Použitím ojnice tvaru Y (firma Puch), obr. 1.6 a, uložení ojnice jednoho pístu za ojnici druhého pístu (firma Manet), obr. 1.6 b, nebo použitím klikového hřídele se dvěma přesazenými ojníčními čepy (firma Triumph), obr. 1.6 c. Vhodnou volbou geometrie motoru bude docházet ke dřívějšímu zavírání výfuku než přepouštění a jistému přeplnění válce (obr. 1.7), což se u těchto motorů vyznačuje hlavně nízkou spotřebou paliva. I přes výhodný nesymetrický rozvod byl vývoj dvoupístových motorů ukončen, kvůli složitosti konstrukce a vysoké hmotnosti posuvných částí. [4]

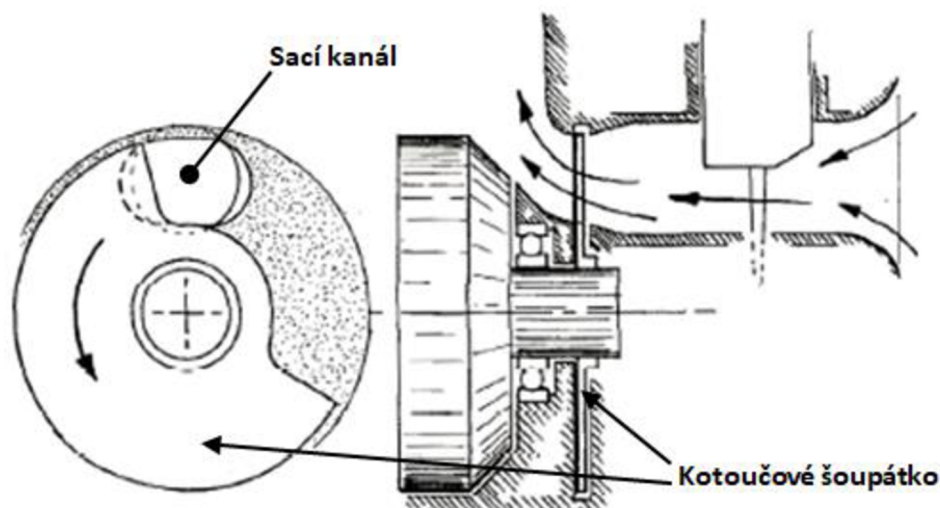


Obr. 1.7 Nesymetrický rozvodový diagram [2]

1.3.2 ROZVOD KOTOUČOVÝM ŠOUPÁTKEM

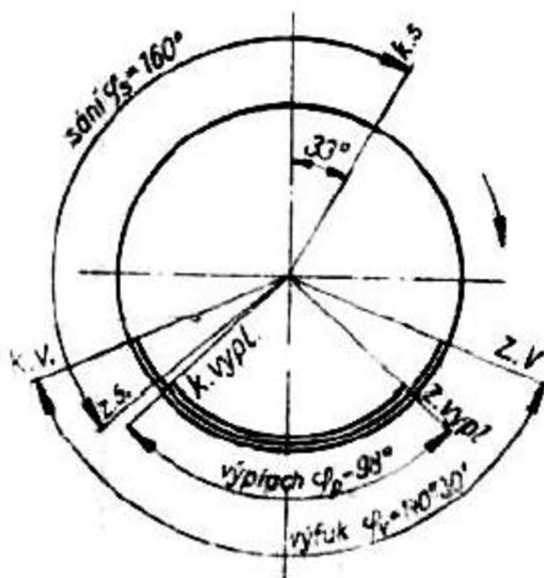
S nesymetrickým rozvodem sacím kotoučovým šoupátkem přišla v roce 1950 německá firma MZ na svých závodních motocyklech. Jeho použití se rozšířilo v šedesátých letech 20. stol. především na vysokootáčkové silniční motocykly, které svým vysokým měrným výkonem předčily motory čtyřdobé, ovšem za cenu složitější konstrukce oproti rozvodu pístem. [7]

Jedná se o tenký excentrický kotouč z ořezvzdorného pružného plechu, nebo kompozitního materiálu. Šoupátko běží mezi dvěma stěnami motorové skříně s velmi malou axiální vůlí (asi 0,5 mm) a je posuvně nasazeno na drážkovaném čepu klikového hřídele, či tisícíhranu (obr. 1.8). Těsnění šoupátka je řízeno rozdílem tlaků v klikové skřině a sacím traktu. Když je sací kanál otevřen, šoupátko běží volně mezi stěnami skříně. Po uzavření sacího kanálu se píst pohybuje dolů a vytváří v klikové skřině přetlak, ten přitlačí šoupátko na vnější stěnu skříně. Šoupátko musí být jemně broušeno z obou stran a kombinace materiálů šoupátko – skříň musí být volena s ohledem na co nejnižší třecí ztráty a opotřebení obou součástí, aby nedocházelo k přehřívání a zadírání šoupátka. O mazání šoupátka se stará směs benzínu a oleje. V případě že je motor vybaven odděleným mazáním, bývá k šoupátku samostatný přívod oleje. [4]



obr. 1.8 Kotoučové šoupátko [6]

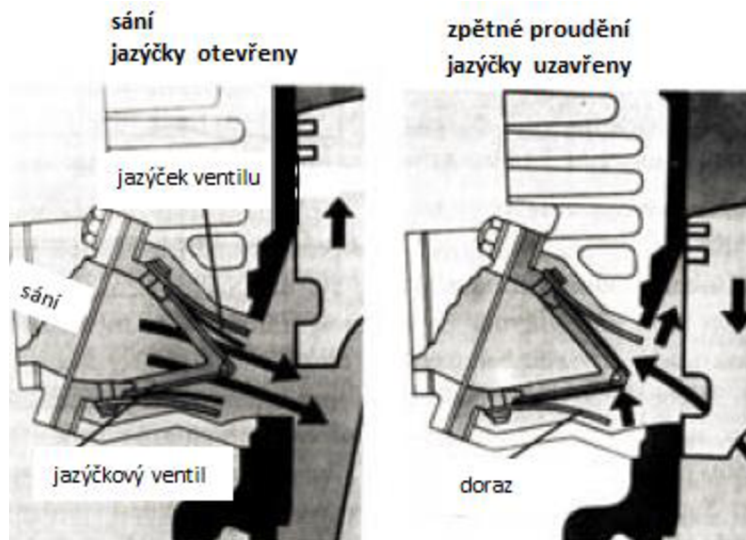
Hlavním přínosem šoupátka je úhel, kdy dochází k otevírání a zavírání sacího kanálu z čehož plyne rychlejší a delší otevření plného průřezu sacího kanálu (viz obr. 1.9). Otevření sání bývá u šoupátkových motorů těsně za dolní úvratí při pohybu pístu nahoru, čímž dochází k intenzivnějšímu plnění klikové skříně. Sání zavírá za horní úvratí, díky tomu nedochází k nežádoucím pulzacím směsi v sacím traktu a prodlužuje se doba stlačování směsi v klikové skřině. Výhodou rotačního šoupátka je možnost jednoduché a rychlé změny časování rozvodu (výkonové charakteristiky) výměnou kotouče šoupátka, úpravou jeho tvaru nebo změnou jeho natočení vůči klikovému hřídeli. Další výhodou je krátký sací kanál s velkým průřezem, který má nízké ztráty prouděním. Kvůli uložení karburátoru na straně šoupátkové skříně se stává složitější umístění zapalování a narůstá šířka motoru, což značně komplikuje koncepci šoupátkového motoru a může to být problematické hlavně u víceválcových motorů. [8]



Obr. 1.9 Rozvodový diagram kotoučového šoupátka [2]

1.3.3 ROZVOD JAZÝČKOVÝM VENTILEM

Jedná se o nepoužívanější typ nesymetrického rozvodu sání u moderních dvoudobých motorů. Jazýčkový ventil není poháněn mechanicky, jeho řízení je plně automatické a závisí na podtlaku v klikové skříni. Okamžik otevření a zavření ventilu se mění v závislosti na otáčkách motoru, tuhosti jazýčků a rozdílu tlaků v sání a klikové skříni podle zatížení motoru.



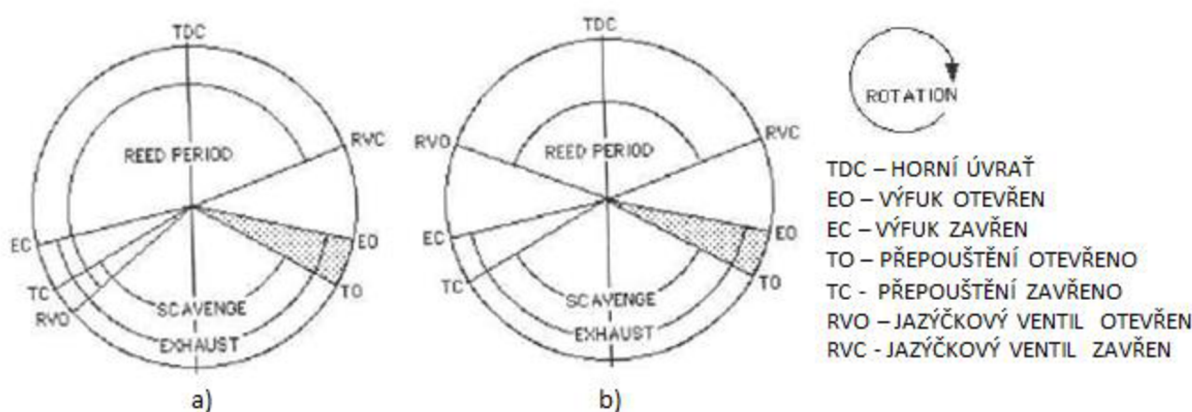
Obr. 1.10 Jazýčkový ventil [9]

Jazýčkový ventil se skládá z těla ventilu, jazýčků a dorazu. Jeho konstrukce a funkce je vidět na obrázku 1.10. Tělo ventilu (nejčastěji střešovitého tvaru) bývá zhotoveno z polyuretanu,

nebo hliníkové slitiny, na které je navulkanizovaná vrstva pryže, kvůli těsnění a tlumení kmitajících jazýčků. Jazýčky bývají v počtu 2-8 zhotoveny z nerezového pružného plechu tloušťky 0,15-0,3 mm nebo vláknového kompozitu (kevlar, karbon) o tloušťce 0,3-0,6 mm. Doraz bývá vyroben z plechu tloušťky 1-1,5 mm a udává průběh ohybu a maximální otevření jazýčků.

Výhodou jazýčkového ventilu je libovolné umístění vůči klikové skřini, tedy i použití dlouhého zadního přepouštěcího kanálu, dále zabraňuje zpětnému vracení směsi do karburátoru a vzniku pulsací v sacím traktu a účinnější plnění a vyplachování, tedy zlepšení výkonu v nízkých a středních otáčkách. V nejvyšších otáčkách většinou nedochází k nárůstu výkonu, někdy naopak k poklesu kvůli velkým setrvačným silám kmitajících jazýčků a nesprávné funkci při překročení maximálních pracovních otáček ventilu. [4], [9]

Rozvodový diagram jazýčkového ventilu v nízkých otáčkách je podobný jako u rozvodu rotačním šoupátkem, kdežto ve vysokých otáčkách se podobá spíše rozvodu pístem, jak můžeme vidět na obrázku 1.11. [1]



Obr. 1.11 Rozvodový diagram jazýčkového ventilu: a) při nízkých, b) při vysokých otáčkách [1]

2 NÁVRH MOTORU

2.1 KONCEPCE MOTORU

Jako pohonná jednotka motorového paraglidu je zvolen dvoudobý zážehový vzduchem chlazený jednoválec s parametry dle tabulky č. 1. Z navržené koncepce budou dopočítány další potřebné parametry, které budou sloužit jako vstup do výpočtového programu Lotus Engine Simulation 5.6. V tomto programu proběhne výpočet termodynamiky motoru, ověření zda navržený motor dosahuje požadovaného výkonu a také kontrola správnosti některých navrhovaných součástí (např. výfukový rezonátor, sací potrubí). Všechny navrhované či použité součásti budou popsány a komentovány v následujících kapitolách.

Tabulka č. 1 Základní koncepce motoru

Typ motoru	Dvoudobý zážehový jednoválec
Zdvihový objem [cm ³]	240
Výkon [kW]	24-26
Otáčky max. výkonu [min ⁻¹]	n = 8000
Teoretický kompresní poměr [-]	$\varepsilon_k = 11,24$
Rozvod sání, příprava směsi	Jazýčkový ventil, karburátor
Chlazení	Vzduchové, náporové
Spojka	Odstředivá
Primární převod	Řemenový vrtulový reduktor
Spouštění motoru	Elektrické, ruční

2.2 VÝPOČET PARAMETRŮ MOTORU

Základní parametry motoru udávající zdvihový objem jsou vrtání a zdvih válce. Tyto hodnoty jsou voleny pro podčtvercový typ motoru s ohledem na zadaný zdvihový objem. Výpočty byly provedeny v programu Mathcad a proto bude použito značení proměnných a některé operátory z tohoto softwaru. Následující výpočty jsou provedeny podle zdroje [10].

Vrtání válce $D=70,25 \text{ mm}$

Zdvih válce $Z=62 \text{ mm}$

Skutečný zdvihový objem

$$V_z := \frac{\pi \cdot D^2 \cdot Z}{4} \quad V_z = 240,311 \text{ cm}^3 \quad (2.1)$$

Kompresní objem

$$V_k := \frac{V_z}{\varepsilon_k - 1} \quad V_k = 23,468 \text{ cm}^3 \quad (2.2)$$

Zdvhový poměr

$$k := \frac{Z}{D} \quad k = 0,883 \quad (2.3)$$

Plocha pístu

$$S_p := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_p = 3.848 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (2.4)$$

Střední pístová rychlost

$$c_s := 2 \cdot Z \cdot n \quad c_s = 16,533 \text{ ms}^{-1} \quad (2.5)$$

Střední pístová rychlost pro zážehové motory nesmí překročit 19 ms^{-1} . [10] Tato podmínka je splněna.

2.3 KINEMATIKA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro výpočet kinematiky klikového hřídele je třeba dopočítat hodnotu klikového poměru λ , úhlovou rychlost klikového hřídele ω a rameno klikové hřídele. Následně budou tyto hodnoty použity k výpočtu a vykreslení dráhy, rychlosti a zrychlení pístu.

Bude použito ojnice s roztečí ok:

$$l_o = 125 \text{ mm}$$

Rameno klikového hřídele

$$R_k := \frac{Z}{2} \quad R_k = 31 \text{ mm} \quad (2.6)$$

Klikový poměr

$$\lambda := \frac{R_k}{l_o} \quad \lambda=0,248 \quad (2.7)$$

Úhlová rychlost klikového hřídele pro otáčky maximálního výkonu

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n \quad \omega=837,758 \text{ s}^{-1} \quad (2.8)$$

2.3.1 DRÁHA PÍSTU

Vztah pro výpočet dráhy pístu v závislosti na natočení klikového hřídele

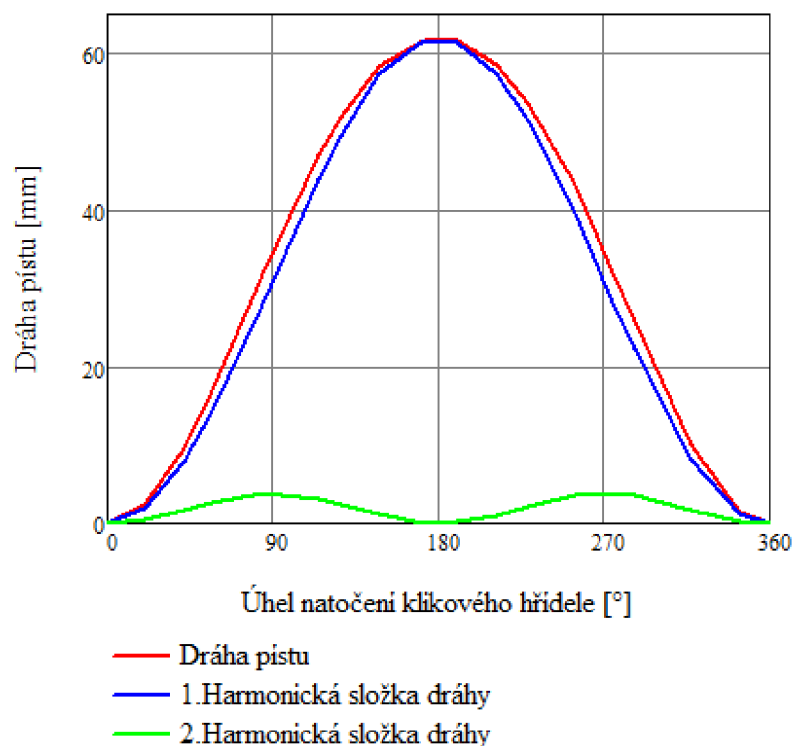
$$s_p(\alpha) := R_k \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad [m] \quad (2.9)$$

1. Harmonická složka dráhy

$$s_1(\alpha) := R_k \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad [m] \quad (2.10)$$

2. Harmonická složka dráhy

$$s_2(\alpha) := R_k \cdot \left[\frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right] \quad [m] \quad (2.11)$$



Graf 2.1 Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.3.2 RYCHLOST PÍSTU

Vztah pro výpočet rychlosti pístu v závislosti na natočení klikové hřídele

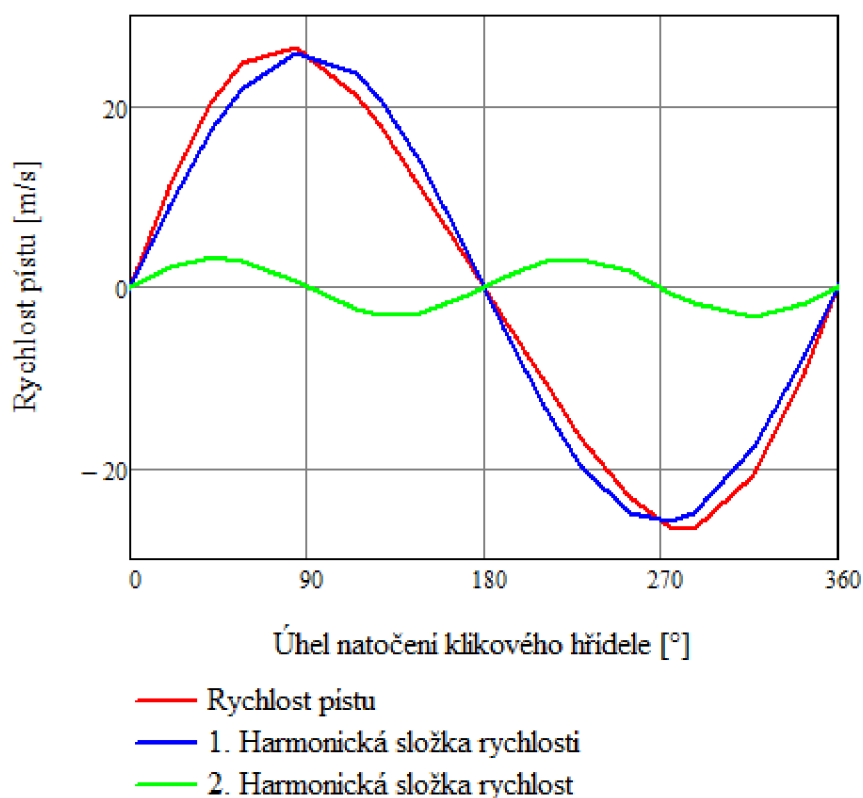
$$v(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}{2} \right] \quad [ms^{-1}] \quad (2.12)$$

1. Harmonická složka rychlosti

$$v_1(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot (\sin(\alpha)) \quad [ms^{-1}] \quad (2.13)$$

2. Harmonická složka rychlosti

$$v_2(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot \left(\frac{\lambda \cdot \sin(2 \cdot \alpha)}{2} \right) \quad [ms^{-1}] \quad (2.14)$$



Graf 2.2 Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.3.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Vztah pro výpočet zrychlení pístu v závislosti na natočení klikové hřídele

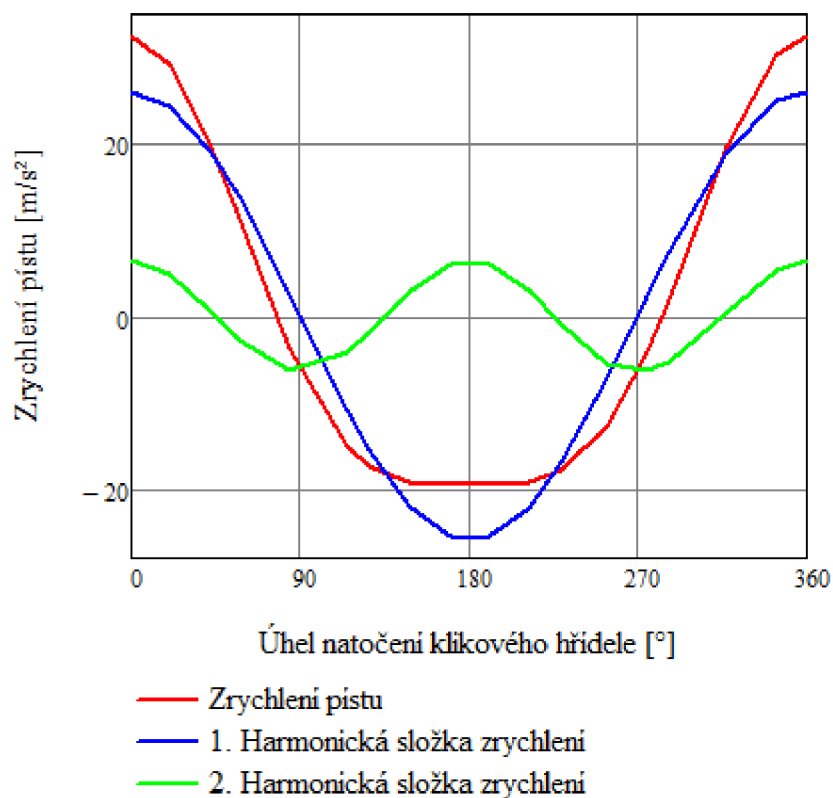
$$a(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot [\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)] \quad [ms^{-2}] \quad (2.15)$$

1. Harmonická složka zrychlení

$$a_1(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot (\cos(\alpha)) \quad [ms^{-2}] \quad (2.16)$$

2. Harmonická složka zrychlení

$$a_2(\alpha, \omega) := R_k \cdot \omega \cdot (\lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad [ms^{-2}] \quad (2.17)$$

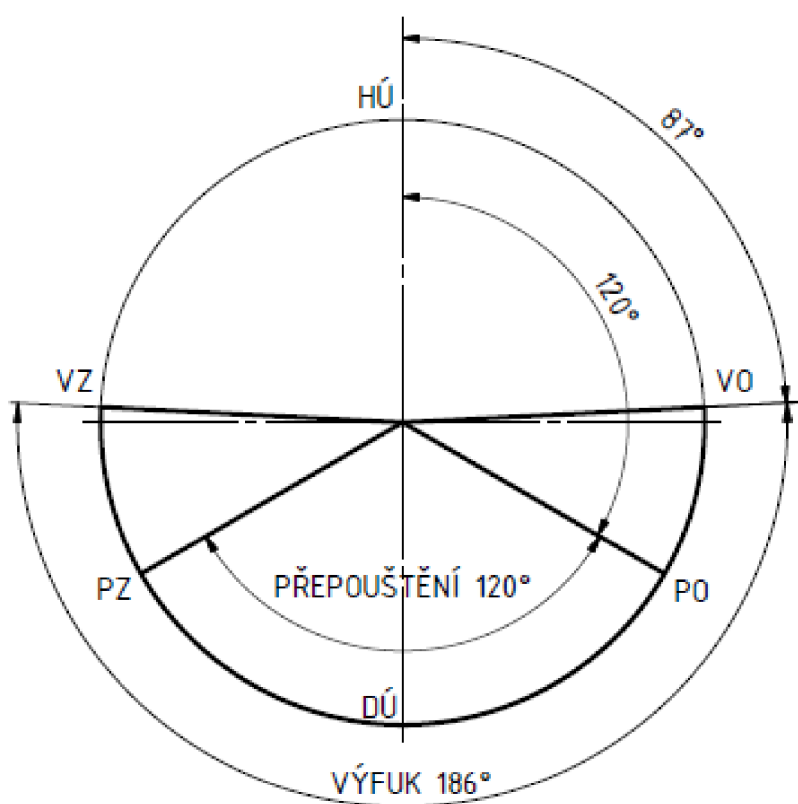


Graf 2.3 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele

2.4 ROZVODOVÝ DIAGRAM

Správná volba časování rozvodů má velký vliv na výkon dvoudobého motoru. Volba rozvodů se liší podle typu a místa použití, požadovaného výkonu a rychloběžnosti motoru. Pro paraglidový motor byl zvolen úhel otevření přepouštění 120° a úhel otevření výfuku 186° . Tyto hodnoty byly voleny podle zdroje [7] a to s přihlédnutím k podobnému objemu, výkonu a otáčkám daného motoru. Rozvodový diagram nezahrnuje úhel otevření sání, jelikož bude použito jazýčkového ventilu, který nemá pevně daný úhel otevření. Viz kapitola 1.3.3.

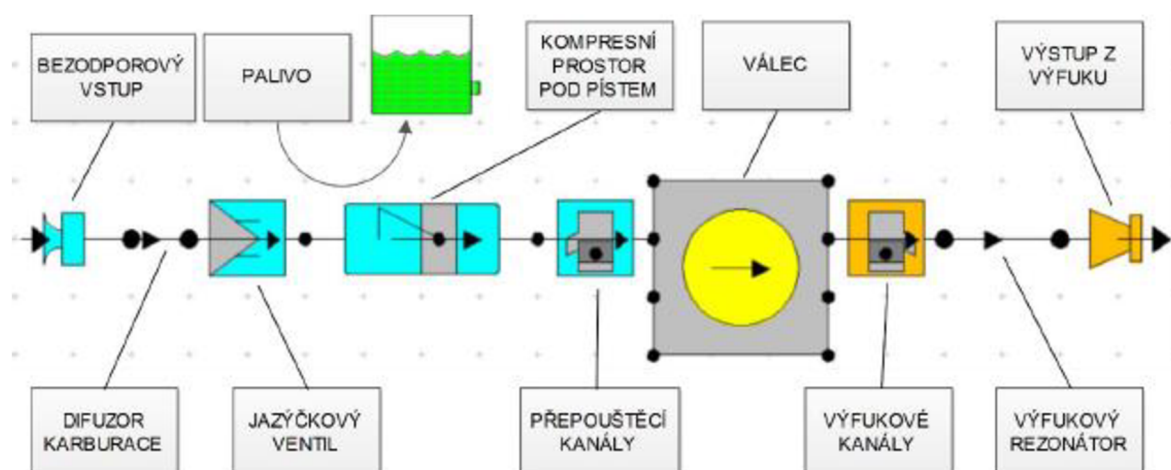
Do programu Lotus Engine Simulation se však nezadáva celkový úhel otevření kanálů, ale velikost úhlu od HÚ do otevření kanálu, což odpovídá 120° pro přepouštění a 87° pro výfuk viz obr. 2.1.



Obr. 2.1 Rozvodový diagram motoru

2.5 P- A ALFA A P-V DIAGRAM

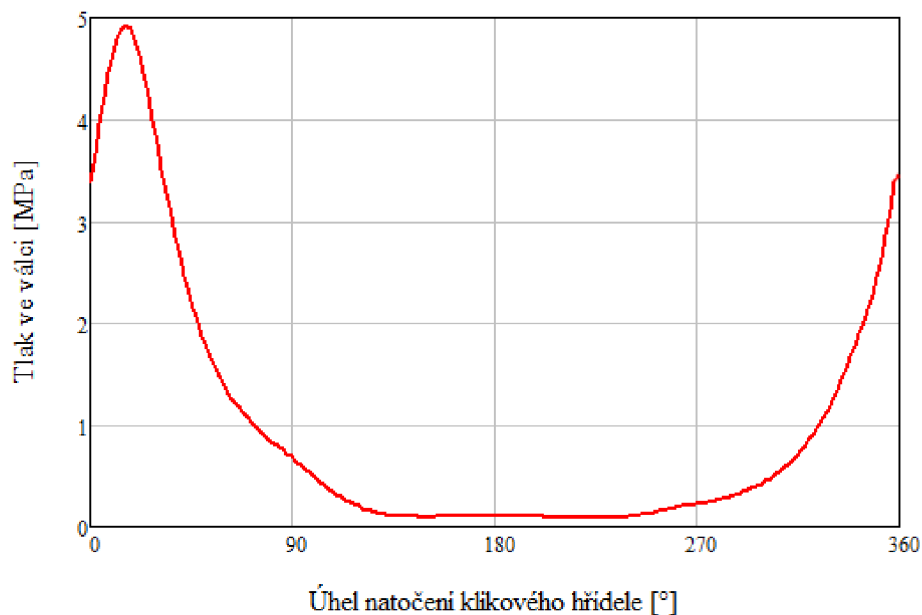
P- α a p-V diagramy bývají zjišťovány z měření na hotovém motoru, což je pracné a nákladné, a proto se při návrhu nového motoru vychází z diagramů podobného motoru, nebo modelu motoru z výpočtového softwaru. V mém případě jsem vycházel z návrhu a výpočtu motoru v programu Lotus Engine Simulation 5.6. Jako vstupní hodnoty slouží dříve vypočtené a navržené parametry motoru a taky hodnoty jednotlivých součástí, které budou detailně popsány v dalších kapitolách. Model tohoto výpočtového softwaru je na obr. 2.2. Hodnoty získané z programu byly dále zpracovány v programu MATHCAD.



Obr. 2.2 Model motoru v programu Lotus Engine Simulation 5.6

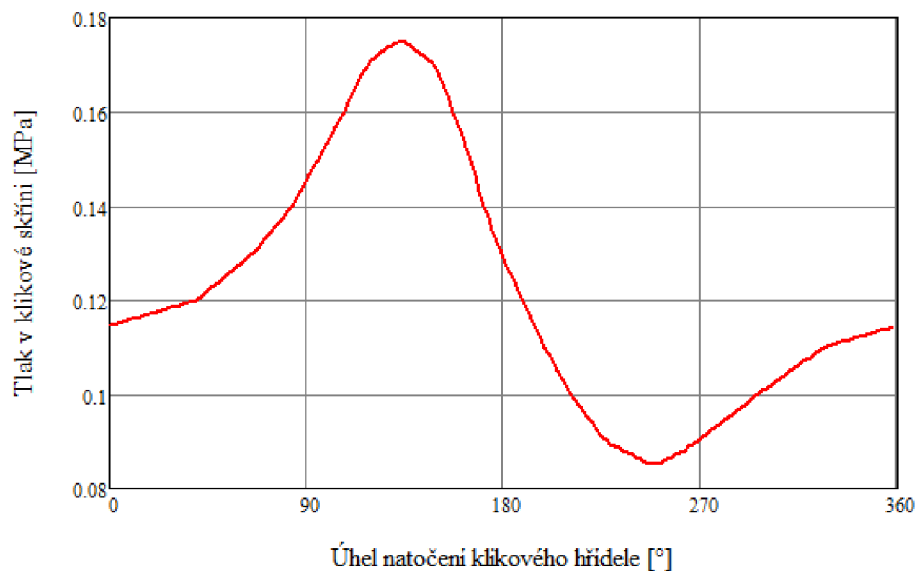
2.5.1 P-ALFA DIAGRAM

Diagram $p-\alpha$ (v grafu 2.4) udává závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele a nazývá se také jako indikátorový diagram. Velikost tlaku je důležitá pro další výpočty, především síly působící na pístní skupinu a klikový mechanismus a návrh konkrétních součástí. Tento průběh tlaku je pouze teoretický, skutečný průběh se může od vypočteného lišit, avšak pro další výpočty je dostačující. Maximální tlak je dosaženo 16° za horní úvratí a jeho hodnota je $p_{max}=4,93 \text{ MPa}$.



Graf 2.4 $p-\alpha$ diagram

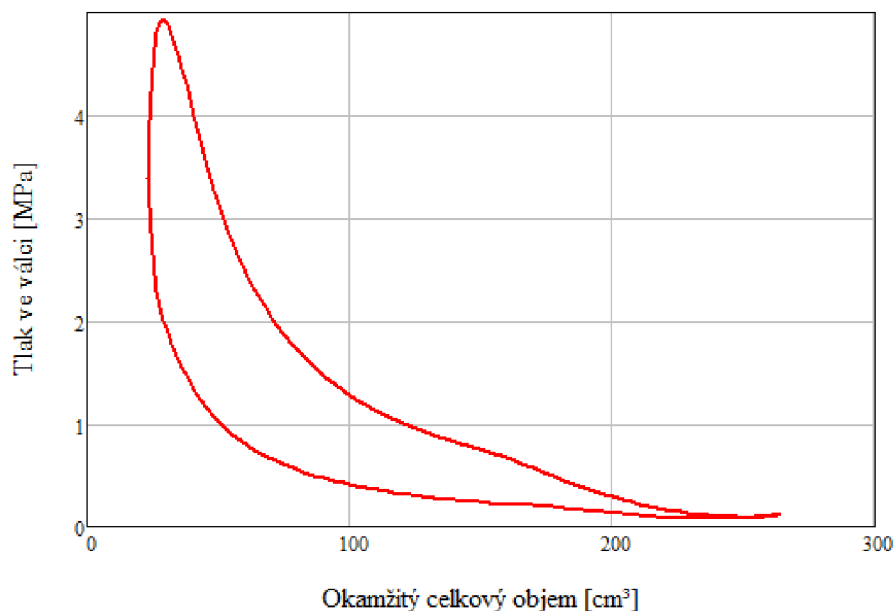
U dvoudobého motoru je nutné počítat také s tlakem v klikové skříni p_k . Jeho velikost závisí na velikosti škodlivého prostoru. Závislost tlaku v klikové skříni na úhlu natočení klikového hřídele je v grafu 2.5.



Graf 2.5 p - α diagram v klikové skříni

2.5.2 P-V DIAGRAM

Diagram p - V značí závislost tlaku ve válci na okamžitém objemu válce (nad pístem). Plocha, kterou křivka uzavírá je definována jako práce cyklu za jednu otáčku klikového hřídele.



Graf 2.6 p - V diagram

3 NÁVRH KLIKOVÉHO MECHANISMU

V této kapitole bude popsána konstrukce navrhovaných či kupovaných součástí pístní skupiny, ojnice a klikového hřídele. Tyto součásti budou vymodelovány v programu Autodesk Inventor Professional 2016, kde budou zjišťovány jejich fyzikální vlastnosti nutné pro další návrh a výpočty a také funkčnost součástí v celkové sestavě.

3.1 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupina obsahuje píst, pístní kroužky, pístní čep, jehlovou klec horního oka ojnice a pojistné kroužky pístního čepu (obr. 3.2). Z virtuálních modelů budou zjištěny především hmotnosti, které jsou důležité pro výpočet setrvačných sil.

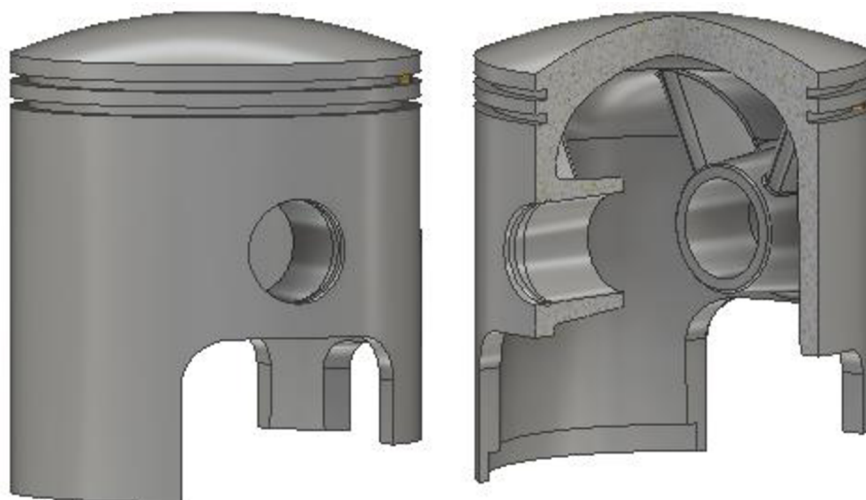
3.1.1 PÍST

Na písty dvoudobých spalovacích motorů jsou kladeny vysoké požadavky. Píst musí přenášet tlak expandujících plynů přes ojnici na klikový hřídel, přičemž je vysoce tepelně i mechanicky namáhán. Musí společně s pístními kroužky zajistit dobré utěsnění spalovacího prostoru při všech pracovních režimech, proto by měl mít co nejmenší tepelnou roztažnost. Dále musí píst mít dobrou tepelnou vodivost (kvůli chlazení pístu), vysokou mechanickou pevnost při co nejmenší možné hmotnosti. Na rozdíl od pístů motorů čtyřdobých nemůžou být písty dvoudobých motorů odlehčovány zmenšením délky pláště. To protože píst svým pláštěm a spodními hranami či okénky v plášti otevírá a uzavírá kanálky ve válci a řídí tak rozvod motoru. [4]

V paraglidovém motoru je použito pístu o průměru 70,25 mm. Píst (obr. 3.1) je odlit z lehké hliníkové slitiny, opatřen nálitky pro pístní čep s výztužnými žebry v horní části pístu. V drážce pro pístní kroužky jsou nalisovány zámky bránící pootočení (a následnou deformaci) kroužku a to 30° napravo a 30° nalevo od roviny symetrie pístu na straně zadního přepouštěcího kanálu. V plášti pístu jsou vybrání kvůli otevření přepouštěcích kanálů ve válci a volnému proudění směsi v dolní úvratí pístu. Rozměry pístu jsou uvedeny v kapitole 5.1.

Hmotnost pístu

$$m_{pi} = 244 \text{ g}$$



Obr. 3.1 3D model pístu

3.1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Úkolem pístních kroužků je utěsnit válec proti unikání spalin o vysokém tlaku a také odvádět teplo z pístu do stěny válce. Pístní kroužky jsou uloženy v drážkách pístu a bývají přitlačovány na stěnu válce vlastním předpětím. Počet použitých pístních kroužků má vliv na výkon motoru. Velký počet zvyšuje třecí ztráty. V případě použití pouze jednoho kroužku hrozí nedokonalé utěsnění spalovacího prostoru. Je použito dvou pístních kroužků tloušťky 1,75 mm. Kroužky jsou pojištěny proti otočení zámkem v drážce pístu.

Hmotnost pístního kroužku $m_{pk} = 6,395 \text{ g}$

3.1.3 PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep spojuje píst a ojnici a přenáší síly působící na píst do ojnice. Vnější průměr čepu je 18 mm, vnitřní průměr 12 mm, délka pístního čepu 62 mm. Pístní čep je nalisován do nálitků v pístu, proti posunutí je pojištěn dvojicí drátěných kroužků. Materiál pístního čepu je konstrukční legovaná cementační ocel třídy 16. Povrch pístního čepu je cementován, kalen a broušen, jelikož se po čepu bude odvalovat jehlová klec horního oka ojnice.

Hmotnost pístního čepu $m_{pč} = 74,6 \text{ g}$

3.1.4 PÍSTNÍ LOŽISKO

U moderních dvoudobých motorů se používá pro uložení pístního čepu v ojnici jehlových klecí.

Hmotnost pístního ložiska $m_{pl} = 16,44 \text{ g}$

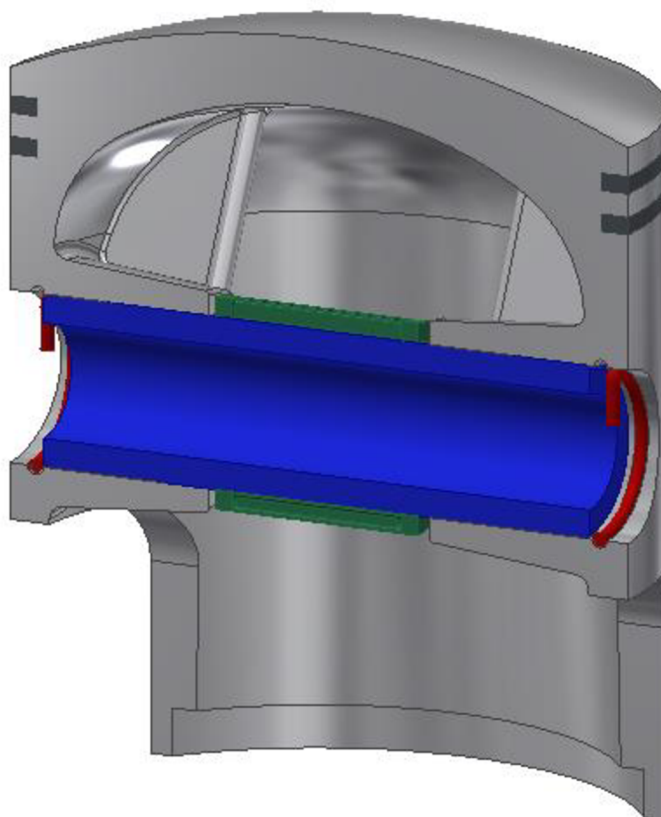
3.1.5 POJISTNÝ KROUŽEK

Posuvu pístního čepu brání dvojice drátěných kroužků s průměrem drátu 1,5 mm. Konce drátěných kroužků jsou zahnuty dovnitř, tudíž není potřeba vybrání v pístu kvůli demontáži.

Hmotnost pojistného kroužku $m_{poj} = 0,57 \text{ g}$

Pro další výpočty je nutné zjistit celkovou hmotnost celé pístní skupiny.

$$m_p := m_{pi} + m_{pč} + m_{pl} + 2m_{pk} + 2m_{poj} \quad m_p = 0,349 \text{ kg} \quad (3.1)$$



Obr. 3.2 Řez pistní skupinou

3.2 OJNICE

Ojnice je nejvíce namáhaná součást klikového mechanismu. Slouží pro přenos sil z pístu na klikový hřídel. Je namáhána kombinovaným proměnlivým zatížením tlakem od expandujících plynů (na vzpěr) a setrvačnými silami od vlastní váhy ojnice (na ohyb). Dřík ojnice by měl být co nejtenčí, kvůli nízkému odporu vzduchu při procházení mezerou mezi setrvačníky. Jelikož bývají klikové hřídele dvoudobých motorů většinou lisované, používá se ojníc s neděleným spodním okem. To je lepší z hlediska mechanické pevnosti a také nižší hmotnosti. [4]

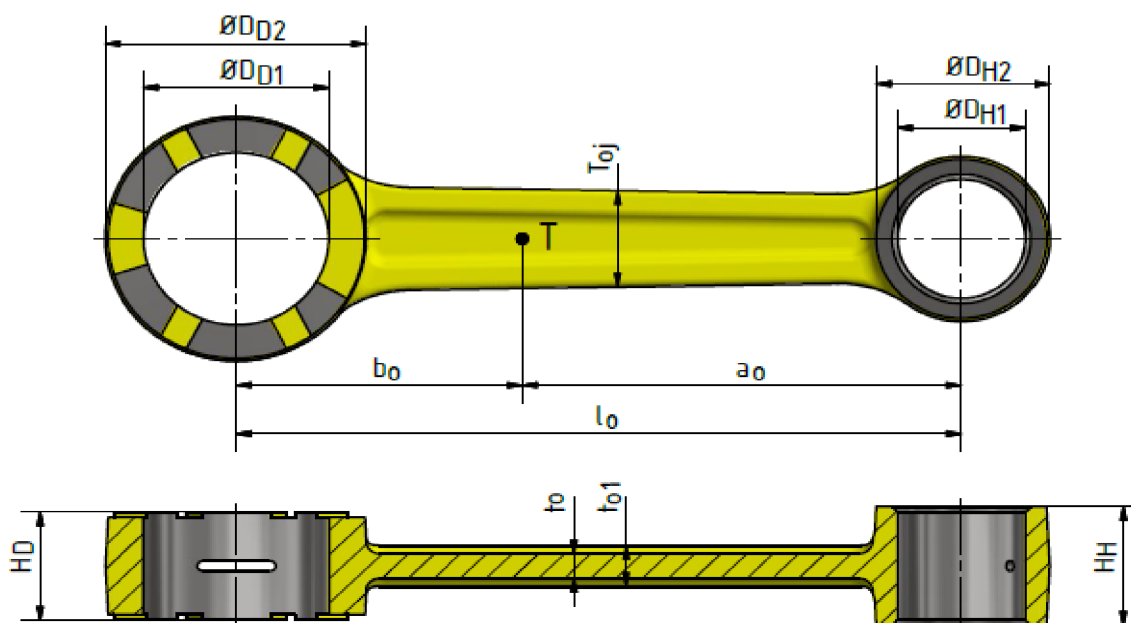
Ojnice je zápustkově kovaná z cementační oceli 12 024. Dřík ojnice je profilu I. Horní otvor průměru 22 mm i spodní otvor průměru 32 mm jsou cementovány, kaleny a broušeny protože tvoří vnější ložiskový kroužek. Čela obou otvorů jsou stejně upraveny, aby nedocházelo k opotřebení a zadírání při axiálním vedení ojnice. Zbytek ojnice je před cementováním chráněn poměděním. Pokud by nebyl povrch chráněn, vznikla by sice tvrdá nacementovaná vrstva, ale tato vrstva by byla křehká a mohla by způsobit prasknutí ojnice. Dostatečné mazání jehlových klecí směsí oleje a benzínu zajišťují v horním oku dva mazací kanálky a v dolním oku jsou to vyfrézované otvory po stranách velkého oka.



Obr 3.3 3D model ojnice

3.2.1 REDUKCE OJNICE DO HMOTNÝCH BODŮ

Ojnice koná složený pohyb, spodní oko koná rotační pohyb a horní oko koná posuvný pohyb. Proto je nutné rozdělit hmotnost ojnice do zjednodušené sestavy hmotných bodů konajících pouze rotační a pouze posuvný pohyb. Při této redukci je využito virtuálního modelu ojnice, ze kterého jsou zjištěny potřebné hodnoty, viz obr 3.4 a tabulka č. 2.



Obr. 3.4 Rozměry ojnice

Tabulka č. 2 Rozměry a parametry ojnice získané z 3D modelu

Název parametru	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Rozteč ok ojnice	l_{oj}	125	[mm]
Vzdálenost středu malého oka k těžišti [mm]	a_o	75,7	[mm]
Vzdálenost středu velkého oka k těžišti [mm]	b_o	49,3	[mm]
Hmotnost ojnice	m_{oj}	0,238	[kg]
Moment setrvačnosti ojnice k těžišti	I_T	710,55	[kg·mm ²]
Vnitřní průměr horního oka	D_{H1}	22	[mm]
Vnější průměr horního oka	D_{H2}	30,5	[mm]
Vnitřní průměr dolního oka	D_{D1}	32	[mm]
Vnější průměr dolního oka	D_{D2}	45	[mm]
Šířka horního oka	H_H	22	[mm]
Šířka dolního oka	H_D	20	[mm]
Střední šířka dříku	T_{oj}	20	[mm]
Maximální výška dříku	t_{o1}	7	[mm]
Minimální výška dříku	t_o	4,5	[mm]

Musí být dodrženy základní rovnice

1. Součet jednotlivých hmotností redukované soustavy se musí rovnat hmotnosti původní ojnice

$$m_{oj} = m_1 + m_2 + m_3 \quad (3.2)$$

2. Těžiště redukované soustavy musí mít stejnou polohu jako původní ojnice

$$m_1 \cdot a_o = m_2 \cdot b_o \quad (3.3)$$

3. Moment setrvačnosti k ose těžiště redukované soustavy musí být stejný jako původní ojnice

$$I_T = m_1 a_o^2 + m_2 b_o^2 \quad (3.4)$$

REDUKCE OJNICE DO TŘÍ HMOTNÝCH BODŮ

Ze základních rovnic (3.2), (3.3), (3.4) po odvození budou dopočítány redukované hmotnosti ojnice a to v malém oku, velkém oku a těžišti ojnice.

Redukovaná hmotnost posuvných částí

$$m_1 := \frac{I_T}{a_o \cdot (a_o + b_o)} \quad m_1 = 0.075 \text{ kg} \quad (3.5)$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí

$$m_2 := m_1 \cdot \frac{a_o}{b_o} \quad m_2 = 0.115 \text{ kg} \quad (3.6)$$

Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice

$$m_3 := m_{oj} - m_1 - m_2 \quad m_3 = 0.048 \text{ kg} \quad (3.7)$$



Obr. 3.4 Třibodová redukce hmotnosti ojnice

3.2.2 PŘEPOČET TŘÍBODOVÉ REDUKCE NA DVOUBODOVOU

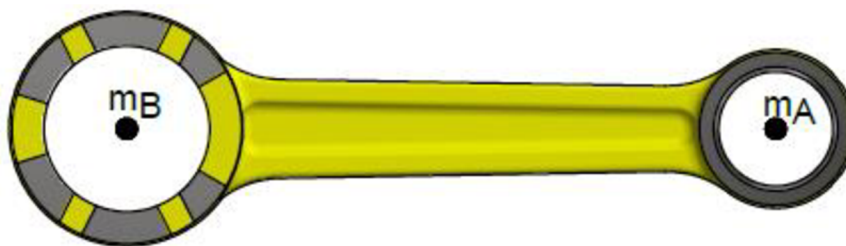
Pro další výpočty a návrh vyvážení je potřeba přepočítat třibodovou redukci na dvoubodovou, při které se redukovaná hmotnost v těžišti ojnice rozdělí mezi rotační a posuvné části ojnice. Vznikne tak náhrada ojnice dvojicí hmotných bodů v ose ojnicního a pístního čepu.

Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice

$$m_A := m_1 + m_3 \cdot \frac{b_o}{l_o} \quad m_A = 0.094 \text{ kg} \quad (3.8)$$

Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice

$$m_B := m_2 + m_3 \cdot \frac{a_o}{l_o} \quad m_B = 0.144 \text{ kg} \quad (3.9)$$



Obr. 3.5 Dvoubodová redukce hmotnosti ojnice

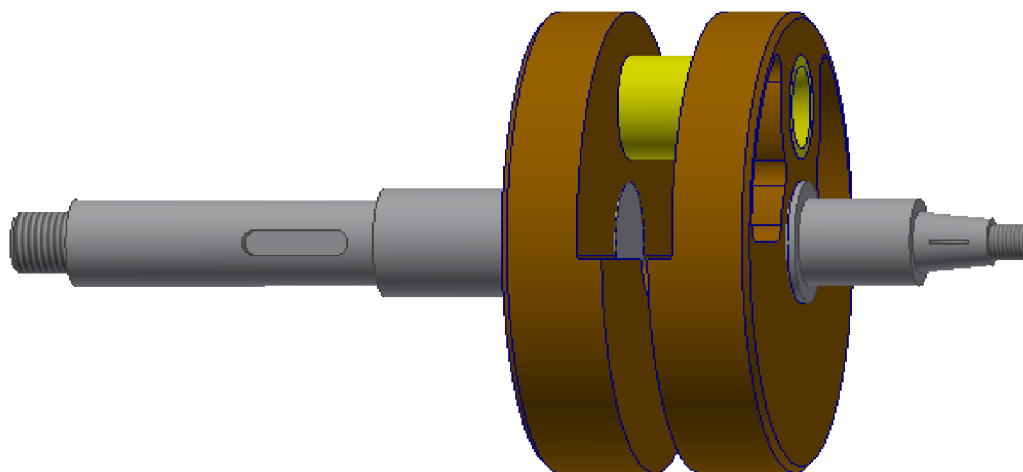
3.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel společně s ojnici převádí přímočarý vratný pohyb na rotační. U dvoudobých motorů se používá skládaného klikového hřídele, aby byla možná montáž a demontáž valivého ložiska a ojnice s neděleným spodním okem. Ojniční čep je cementován, kalen a broušen, protože slouží jako vnitřní ložiskový kroužek jehlové klece a je nalisován do ramen klikového hřídele se značným přesahem. Před slisováním je na čep osazena ojnice s jehlovou klecí a dvojicí axiálních třecích kroužků.

Hmotnost ojničního ložiska $m_{ol} = 38,05 \text{ g}$

Hmotnost axiálního třecího kroužku $m_{tk} = 7,945 \text{ g}$

Ramena klikového hřídele kotoučového tvaru jsou vyrobena z konstrukční oceli a slouží zároveň jako setrvačníky. Klikové čepy jsou děleny od ramen a jejich spojení je provedeno slisováním. Pravý klikový čep má válcovou plochu o průměru 20 mm pro osazení ložiska 6304 a pryžového těsnícího kroužku gufero 20 x 40 x 7 a kuželovou část pro montáž zapalování opatřenou drážkou pro Woodruffův klín, zakončenou závitem M 8 x 1. Levý klikový čep průměru 25 mm je osazen dvěma ložisky 6205, které jsou od sebe vymezeny tenkým distančním kroužkem, a pryžovým těsnícím kroužkem gufero 25 x 40 x 7. Dále následuje válcová část o průměru 20 mm s drážkou pro pero těsné (6 x 6 - 25), které přenáší kroučící moment do spojky. Na tomto čepu bude také otočně uložena malá řemenice reduktoru s bubnem spojky. Levý klikový čep je zakončen závitem M14 x 1,5. Oba klikové čepy jsou jemně broušeny a opatřeny zaobleními přechodů průměrů, ve kterých by mohlo docházet ke koncentraci napětí.



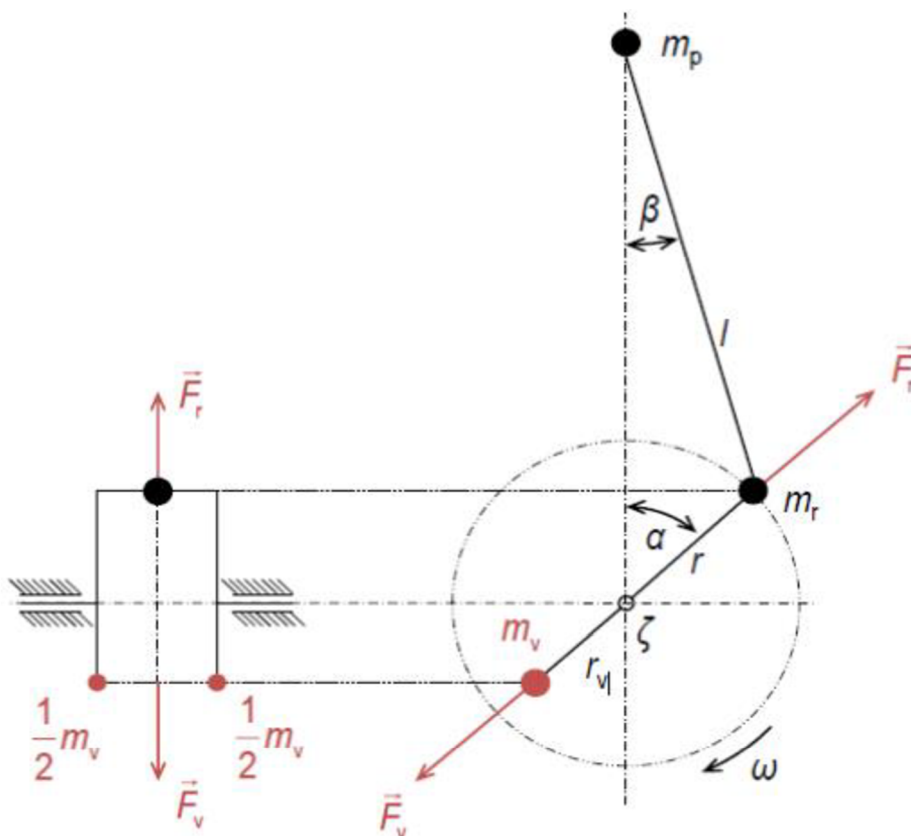
Obr. 3.6 Klikový hřídel

3.3.1 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Dvoudobý motor dosahuje vysokých otáček, má řadu posuvných a excentricky umístěných součástí mimo osu klikového hřídele, a proto je potřeba vyvážit klikový hřídel. Vyvažovacích hřídelů se u motorů menších kubatur nepoužívá, stejně tak není vhodné jeho použití u paraglidového motoru, kvůli komplikovanější konstrukci, vyšší hmotnosti a ceně.

VYVÁŽENÍ ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Na nevyváženost klikového hřídele mají hlavní podíl excentricky umístěné součásti, hlavně tedy ojnicní čep, jehlová klec, axiální třecí kroužky a část ojnice připadající rotačnímu pohybu. Rotační části se dají vyvážit na 100 % a to vhodně umístěnou dvojicí vývažků, jak je znázorněno na obr. 3.7 a matematicky popsáno rovnicemi (3.10) a (3.11). Ve skutečnosti se však na klikový hřídel nepřidává závaží, ale odlehčí se ramena klikového hřídele v horní části (u ojnicního čepu). [11]



Obr. 3.7 Schéma vyvážení rotujících částí jednoválcového motoru [11]

$$F_r + F_v = 0 \quad (3.10)$$

$$m_r \cdot r \cdot \omega^2 = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \quad (3.11)$$

Kde:

F_r [N] Odstředivá síla rotačních částí

F_v [N] Odstředivá síla vývažku

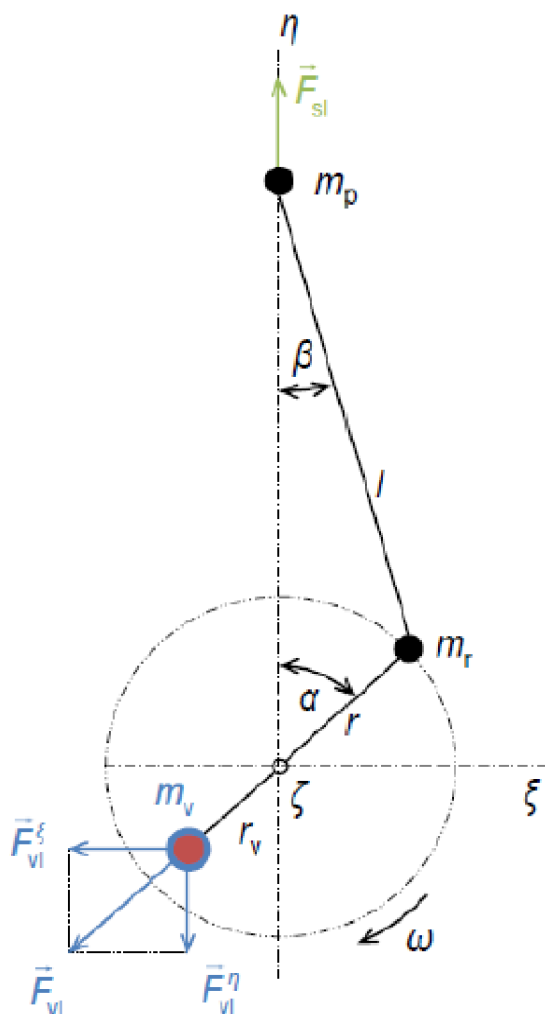
m_r [kg] Hmotnost rotačních částí

m_v	[kg]	Hmotnost vývažku
r	[m]	Rameno zalomení klikového hřídele
r_v	[m]	Rameno vývažku

VYVÁŽENÍ POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných hmot závisí na zrychlení pístní skupiny. Rozlišujeme setrvačné síly několika řádů, avšak pro vyvážení klikového hřídele jsou důležité síly 1. řádu, které závisí na hodnotě $\cos(\alpha)$ a síly 2. řádu, závislé na hodnotě $\lambda \cdot \cos(2\alpha)$. Z toho vyplývá, že protizávaží sil 1. řádu by mělo být umístěno na klikovém hřídeli a protizávaží sil 2. řádu na samostatném (vyvažovacím) hřídeli s dvojnásobnými otáčkami. Proto se často provádí pouze částečné vyvážení posuvných sil 1. řádu. Kdybychom posuvné síly nevyvažovali, motor by silně kmital v ose válce η , naopak kdybychom posuvné síly vyvážili na 100 %, motor by kmital v ose ξ kolmé na osu válce. Procento vyvážení se tedy rozdělí ve vhodném poměru mezi obě osy a pohybuje se v rozmezí 45 – 70 %. V praxi se však nejčastěji používá hodnot 52 – 58 %. Stupeň vyvážení K závisí na klikovém poměru λ a počítá se dle rovnice (3.12).[11]

$$K = 0,5 + 0,41 \cdot \lambda - 0,41 \cdot \lambda^2 \quad K=0,576 \quad (3.12)$$



Obr. 3.8 Schéma vyvážení posuvných částí

$$F_{sl} + F_{vl} = 0 \quad (3.13)$$

$$m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) = m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad (3.14)$$

$$F_{vl} = K \cdot m_v \cdot r_v \cdot \omega^2 \quad (3.15)$$

Kde:

F_{sl} [N] Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu

F_{vl} [N] Síla vývažku posuvných částí 1. řádu

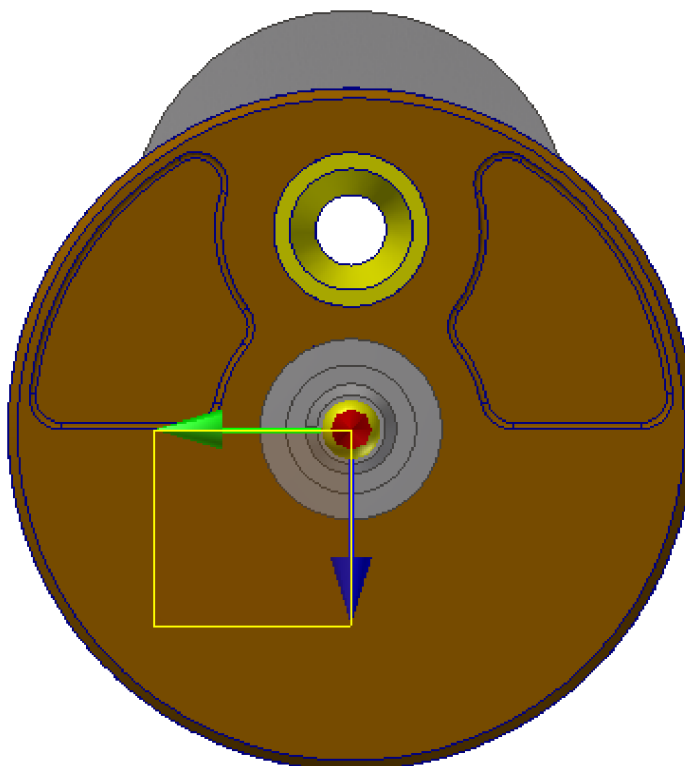
K [-] Stupeň vyvážení

PRAKTICKÉ VYVAŽOVÁNÍ

Pro vyvážení klikového hřídele byly nejprve namodelovány veškeré součásti klikového mechanismu a byl jim přiřazen použitý materiál o příslušné hustotě. Díky tomu mohla být zjištěna hmotnost součástí. Podle vypočteného stupně vyvážení byla zjištěna hmotnost vývažku m_k , viz rovnice (3.16).

$$m_k = m_B + m_{ol} + 2 \cdot m_{ik} + (m_A + m_p) \cdot K \quad m_k = 0,453 \text{ kg} \quad (3.16)$$

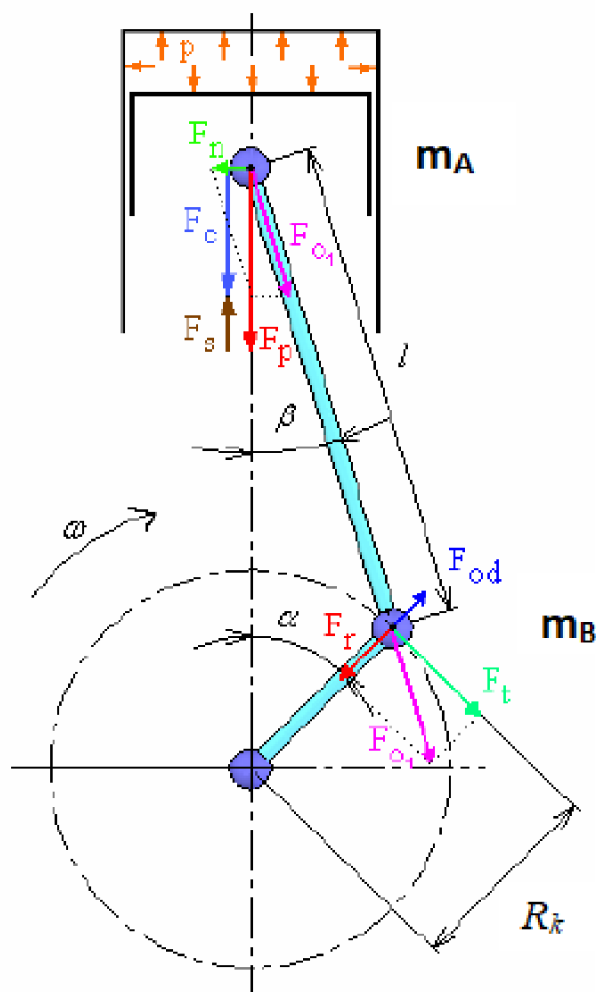
Ojniční čep není do výpočtu zahrnut, jelikož je součástí setrvačnicků a je považován za nehmotný. V 3D modelačním prostředí byl vytvořen prstenec o hmotnosti vypočteného vývažku. Ten byl poté umístěn na ojnicí čep v sestavě klikového hřídele a setrvačnický byly odlehčovány, dokud se těžiště celé sestavy nepřesunulo do osy otáčení klikového hřídele (na obr. 3.9).



Obr. 3.9 Vyvažování sestavy klikového hřídele

4 PRŮBĚH SIL PŮSOBÍCÍCH V KLIKOVÉM MECHANISMU

Klikový mechanismus je zatěžován silami primárními a sekundárními. Primární síly jsou způsobeny tlakem expandujících plynů zažehlé směsi paliva a vzduchu. Sekundární síly jsou způsobeny setrvačností jednotlivých součástí klikového mechanismu. Výslednice sil působící na píst se přenáší na pístní čep, kde se rozkládá na boční sílu na píst a sílu působící v ojnici. Síla v ojnici je dále přenášena na ojniční čep, kde se rozkládá do radiálního a tangenciálního směru. Proti radiální síle v ojničním čepu působí odstředivá síla rotačních částí ojnice. Silové působení v motoru je znázorněno na obr. 4.1. Výpočet sil je proveden pro otáčky maximálního výkonu. Budou provedeny také výpočty dílčích sil zatěžujících ojnici kvůli pevnostní kontrole ojnice.



Obr. 4.1 Silové působení v klikovém mechanismu

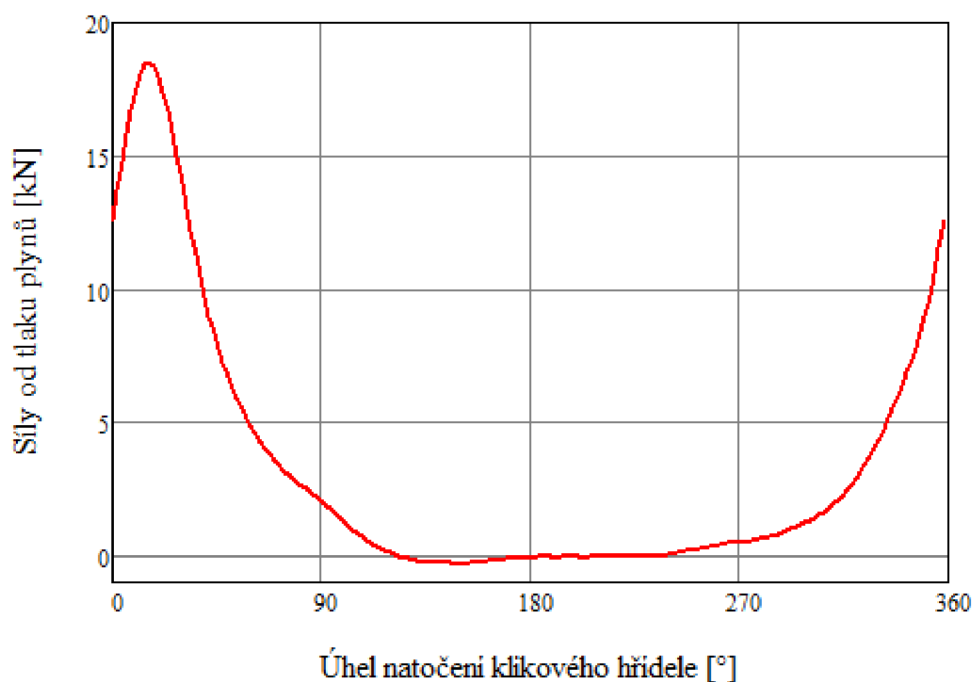
4.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ V OSE VÁLCE

4.1.1 SÍLA OD TLAKU PLYNŮ

Síla od tlaku plynů je dána indikátorovým diagramem z kapitoly 2.5.1. U dvoudobých motorů se však od tlaku plynů působících na píst musí odečíst tlak v klikové skřini motoru.

Síla od tlaku plynů

$$F_{p_i} := S_p \cdot (p_i - p_{k_i}) \quad [kN] \quad (4.1)$$



Graf 7 Průběh síly od tlaku plynů v závislosti na natočení klikového hřídele

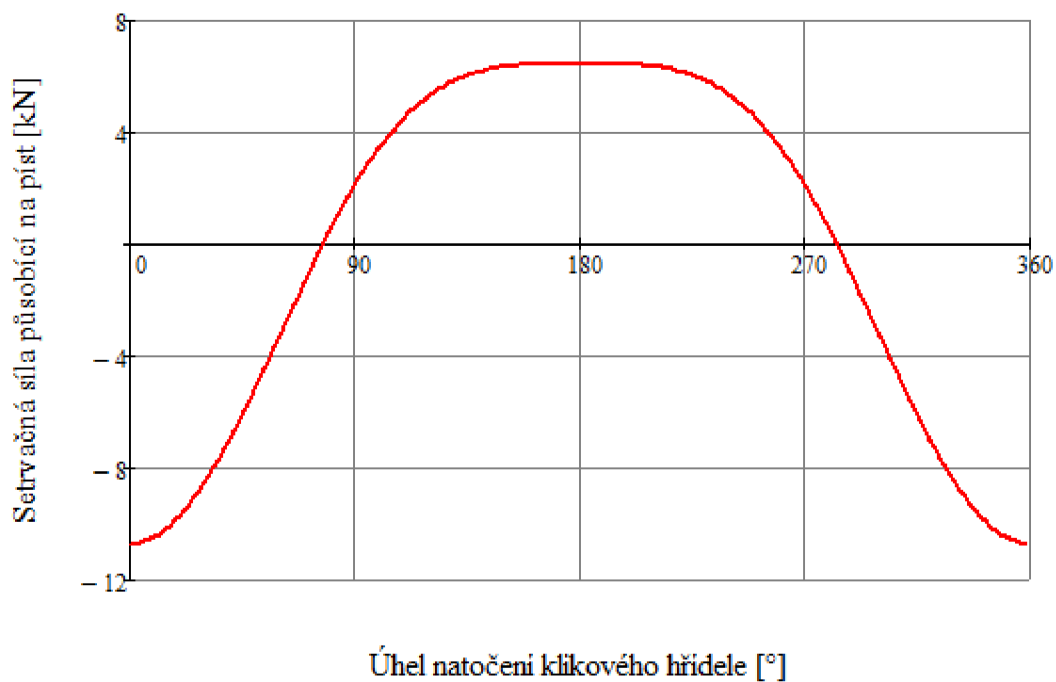
Maximální síla od tlaku plynů $F_{pmax} = 18.524 \text{ kN}$

Minimální síla od tlaku plynů $F_{pmin} = -0.31 \text{ kN}$

4.1.2 SETRVAČNÁ SÍLA

Tato síla je způsobena zrychlením pístní skupiny a působí proti síle od tlaku plynů.

$$F_{s_i} := -(m_p) \cdot a(\alpha_i, \omega) \quad [kN] \quad (4.2)$$



Graf 8 Průběh setrvačné síly v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

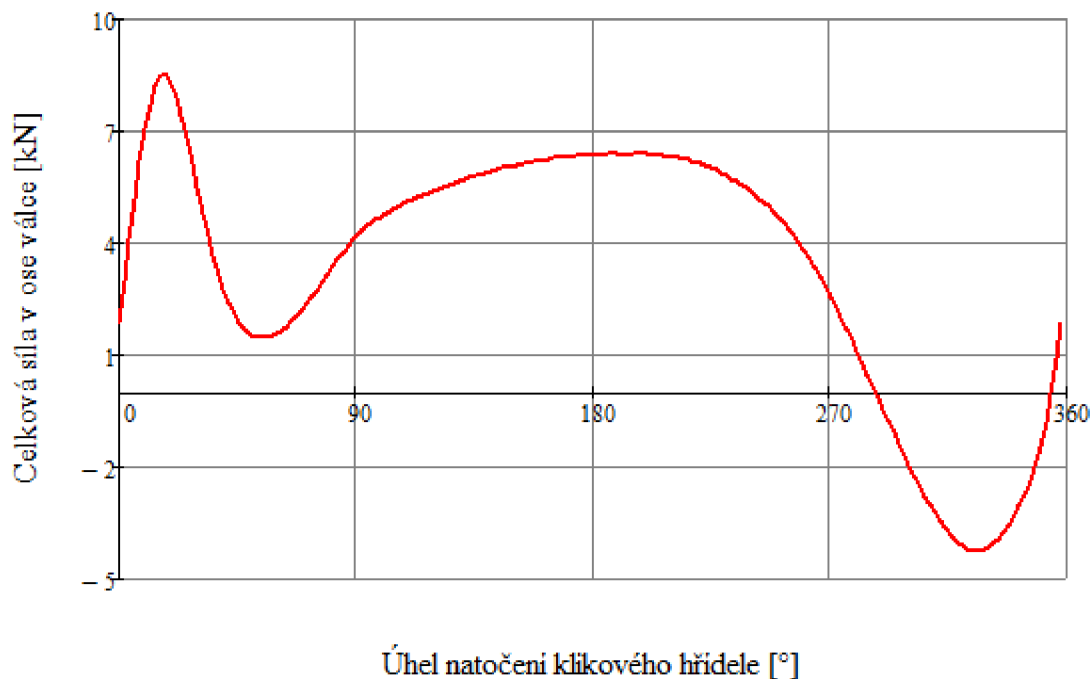
Maximální setrvačná síla $F_{smax} = 6.446 \text{ kN}$

Minimální setrvačná síla $F_{smin} = -10.697 \text{ kN}$

4.1.3 CELKOVÁ SÍLA VE SMĚRU OSY VÁLCE

Tato síla je dána součtem síly od tlaku plynů a setrvačných sil.

$$F_{C_i} := F_{P_i} + F_{S_i} \quad [kN] \quad (4.3)$$



Graf 9 Průběh celkové síly v ose válce v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele

Maximální celková síla v ose válce $F_{cmax} = 8.488 \text{ kN}$

Minimální celková síla v ose válce $F_{cmin} = -4.236 \text{ kN}$

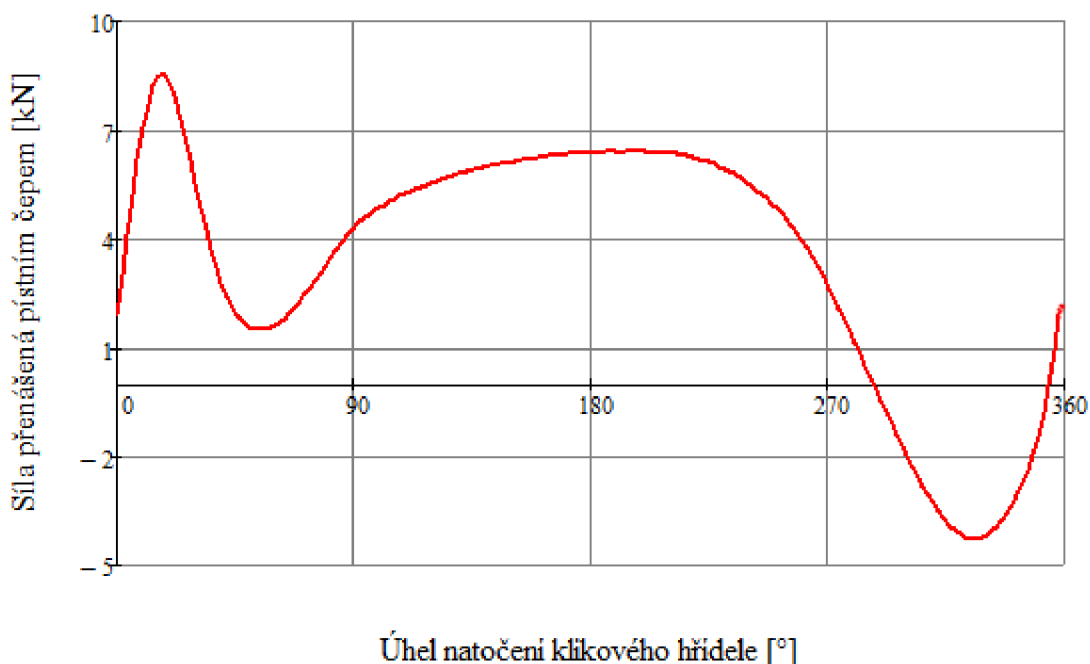
4.2 SÍLA PŘENÁŠENÁ PÍSTNÍM ČEPEM

Pro další výpočty je potřeba zavést úhel odklonu ojnice β od svislé osy válce

$$\beta_i := a \sin(\lambda \cdot \sin(\alpha_i)) \quad [^\circ] \quad (4.4)$$

Síla přenášená pístním čepem

$$F_{o_i} := \frac{F_{c_i}}{\cos(\beta_i)} \quad [kN] \quad (4.5)$$



Graf 10 Průběh síly přenášené pístním čepem v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální síla přenášená pístním čepem $F_{omax} = 8.513 \text{ kN}$

Minimální síla přenášená pístním čepem $F_{omin} = -4.278 \text{ kN}$

4.3 BOČNÍ SÍLA NA PÍST

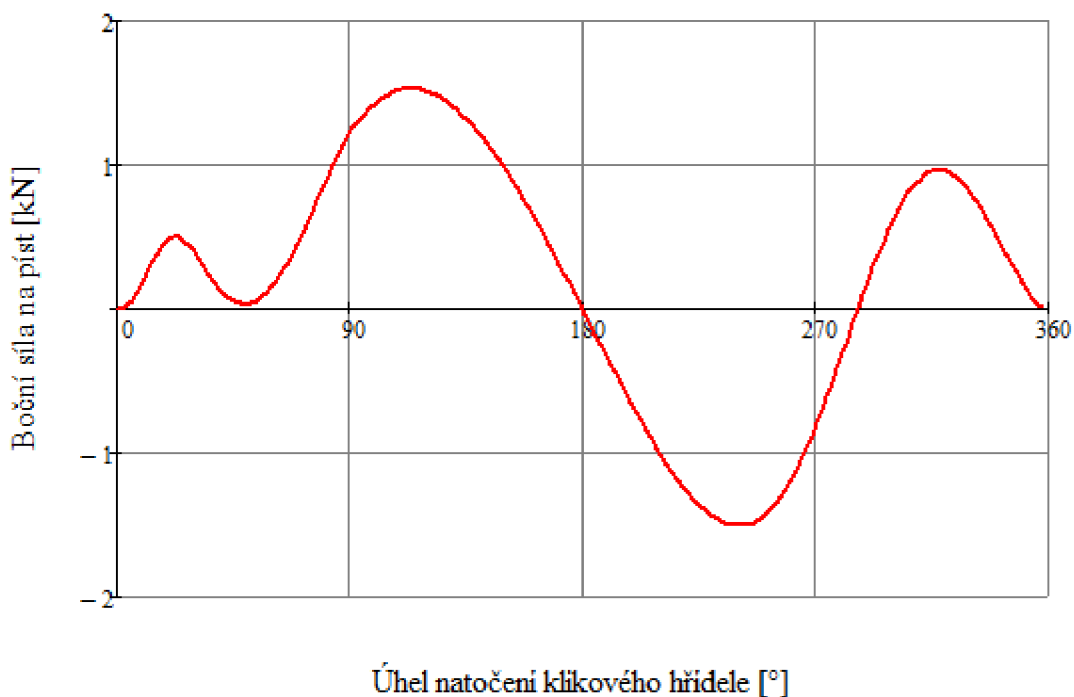
Pro výpočet boční síly na píst je nutno k hmotnosti pístní skupiny připočíst redukovanou hmotnost posuvných částí ojnice.

$$F_{scelk_i} := -(m_p + m_A) \cdot a(\alpha_i, \omega) \quad [kN] \quad (4.6)$$

$$F_{cclk_i} := F_{p_i} + F_{scelk_i} \quad [kN] \quad (4.7)$$

Boční síla na píst

$$F_{n_i} := F_{cclk_i} \cdot \tan(\beta_i) \quad [kN] \quad (4.8)$$



Graf 11 Průběh boční síly na píst v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální boční síla na píst $F_{nmax} = 1.528 \text{ kN}$

Minimální boční síla na píst $F_{nmin} = -1.505 \text{ kN}$

4.4 SILOVÉ PŮSOBNÍ V OJNIČNÍM ČEPU

4.4.1 RADIÁLNÍ SÍLA V OJNIČNÍM ČEPU

Síla přenesená ojnicí

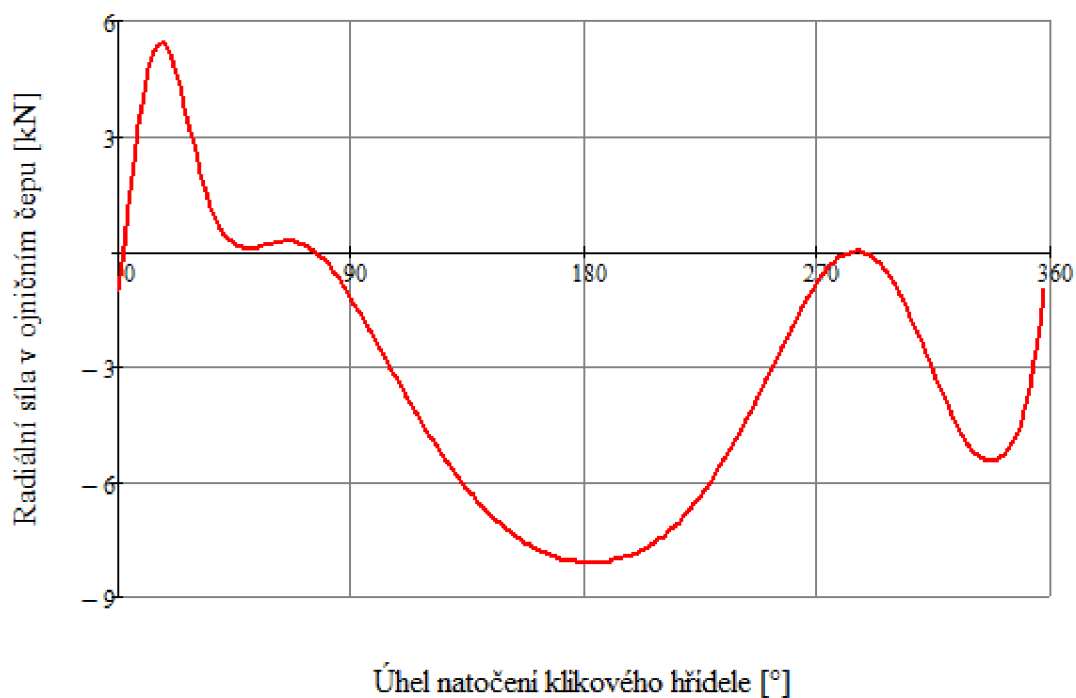
$$F_{ocelk_i} := \frac{F_{ccelk_i}}{\cos(\beta_i)} \quad [kN] \quad (4.9)$$

Radiální složka síly přenesená ojnicí

$$F_{r_i} := F_{ocelk_i} \cdot \cos(\alpha_i + \beta_i) \quad [kN] \quad (4.10)$$

Odstředivá síla rotačních částí ojnice v radiálním směru

$$F_{rod} := -m_B R_k \cdot \omega^2 \quad F_{rod} = -3.542 kN \quad (4.11)$$



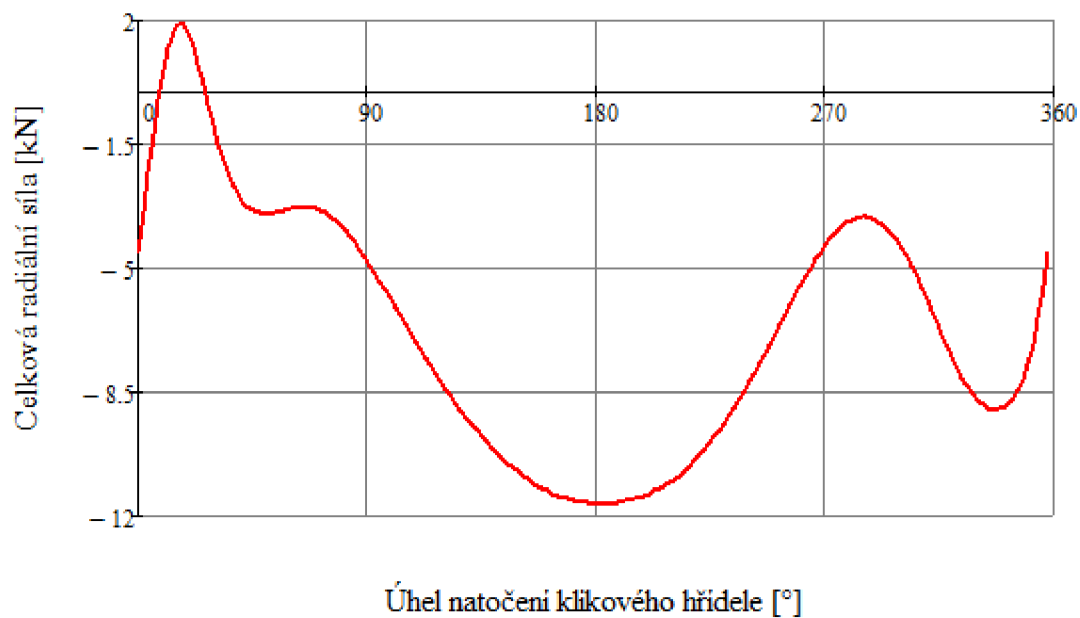
Graf 12 Průběh radiální síly v ojničném čepu v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální radiální složka síly přenesená ojnicí $F_{rmax} = 5.441 kN$

Minimální radiální složka síly přenesená ojnicí $F_{rmin} = -8.113 kN$

4.4.2 CELKOVÁ RADIÁLNÍ SÍLA

$$F_{rc_i} := F_{r_i} + F_{rod} \quad [kN] \quad (4.12)$$



Graf 13 Průběh celkové radiální síly v závislosti na natočení klikového hřídele

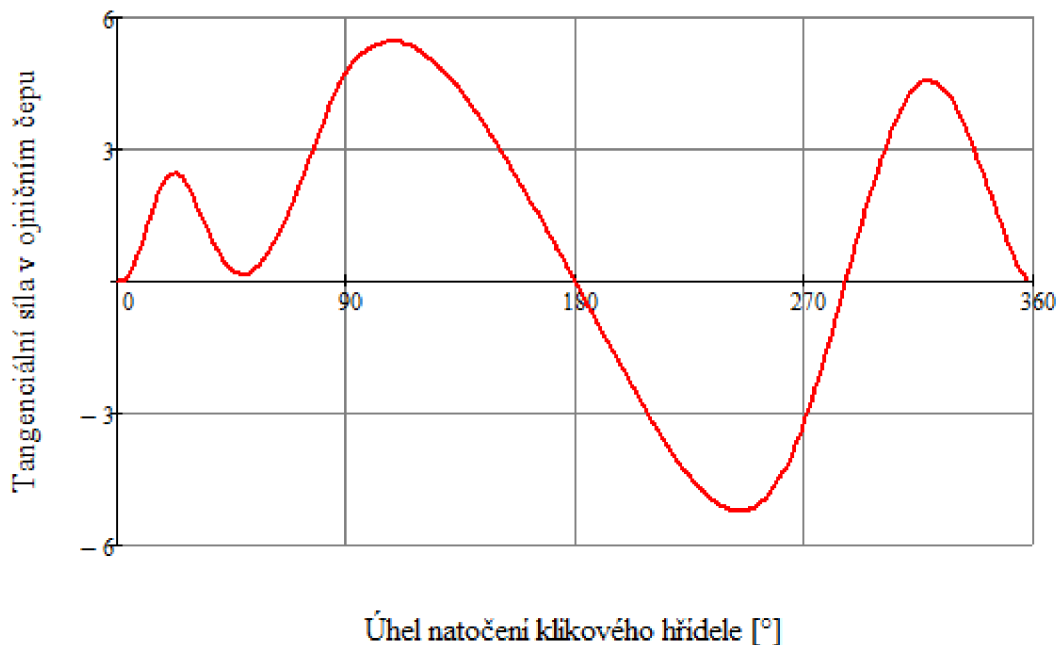
Maximální celková radiální síla $F_{rcmax} = 1.9 kN$

Mínimální celková radiální síla $F_{rcmin} = -11.655 kN$

4.4.3 TANGENCIÁLNÍ SÍLA

Tangenciální síla je složka ojnicí síly tečná k rameni klikového hřídele a způsobuje kroučící moment na klikovém hřídeli.

$$F_{t_i} := F_{ocelk_i} \cdot \sin(\alpha_i + \beta_i) \quad [kN] \quad (4.13)$$



Graf 14 Průběh tangenciální síly v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální tangenciální síla

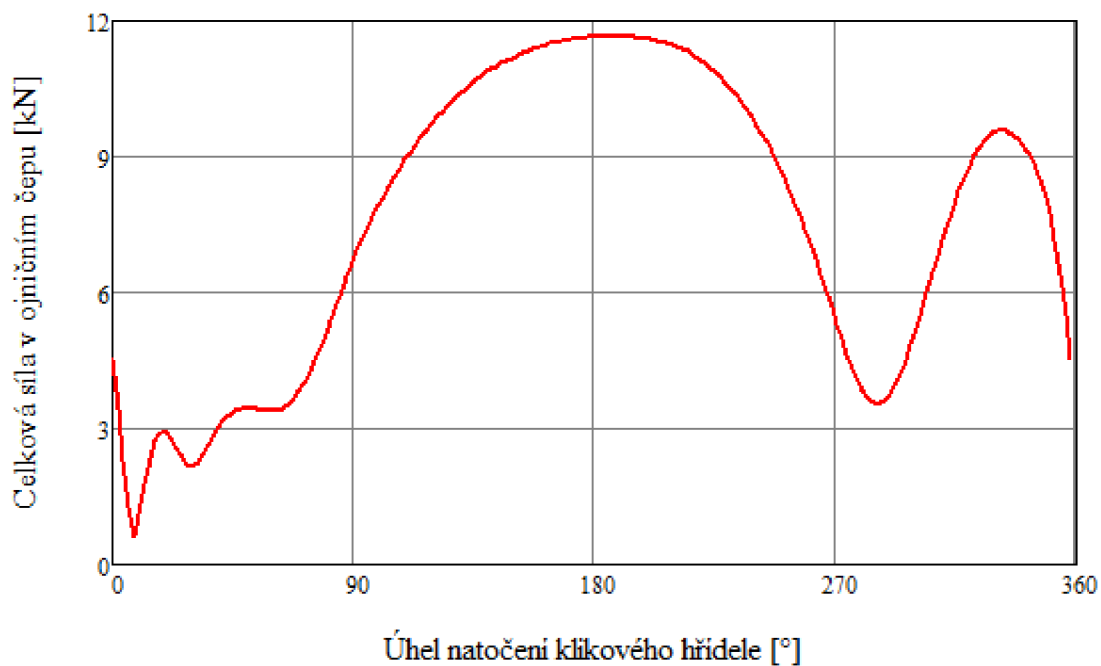
$$F_{tmax} = 5.464 \text{ kN}$$

Minimální tangenciální síla

$$F_{tmin} = -5.233 \text{ kN}$$

4.4.4 CELKOVÁ SÍLA V OJNIČNÍM ČEPU

$$F_{oc_i} := \sqrt{(F_{rc_i})^2 + (F_{t_i})^2} \quad [kN] \quad (4.14)$$



Graf 15 Průběh celkové síly v ojničném čepu v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální celková síla v ojničném čepu

$$F_{ocmax} = 11.671 \text{ kN}$$

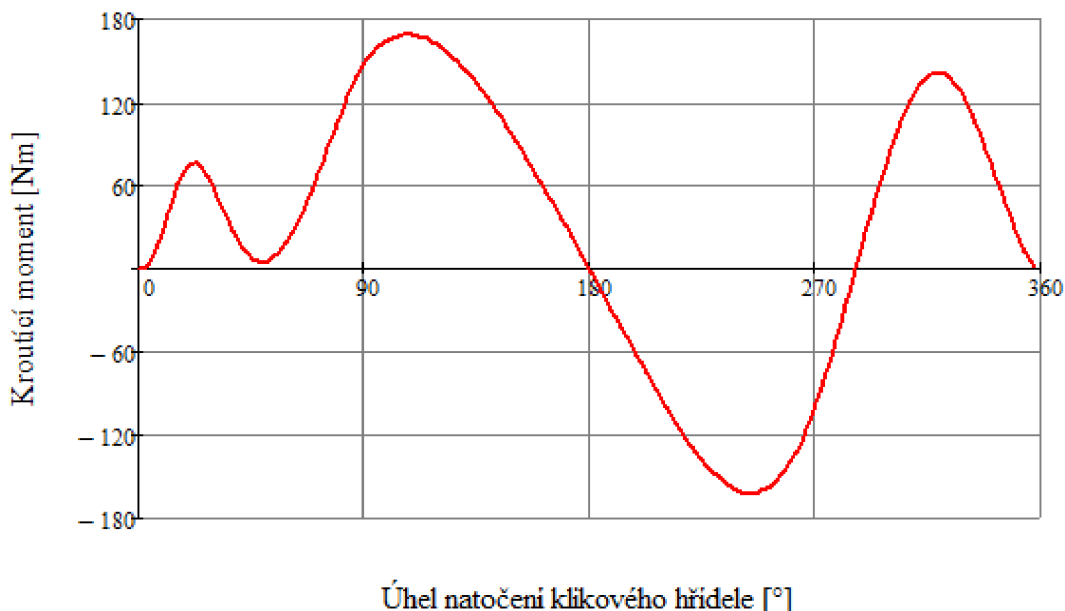
Minimální celková síla v ojničném čepu

$$F_{ocmin} = 0.625 \text{ kN}$$

4.5 PRŮBĚH KROUTÍCÍHO MOMENTU

Kroutící moment na zalomení klikového hřídele je způsoben tangenciální silou F_t , která působí na rameni R_k .

$$M_{k_i} := F_{t_i} \cdot R_k \quad [Nm] \quad (4.15)$$



Graf 16 Průběh kroutícího momentu v závislosti na natočení klikového hřídele

Maximální hodnota kroutícího momentu $M_{kmax} = 169.398 Nm$

Minimální hodnota kroutícího momentu $M_{kmin} = -162.21 Nm$

4.5.1 STŘEDNÍ INDIKOVANÝ MOMENT

Střední indikovaný moment je dán jako průměrná hodnota kroutícího momentu.

$$M_{kis} := \frac{\sum M_{k_i}}{n_p} \quad M_{kis} = 28.033 Nm \quad (4.16)$$

4.5.2 STŘEDNÍ INDIKOVANÝ VÝKON

Střední indikovaný výkon závisí na průběhu kroutícího momentu a otáčkách motoru. Vypočtená hodnota spadá do rozmezí 24 – 26 kW daného zadáním práce, avšak simulace motoru v programu Lotus Engine Simulation dosahovala lehce vyššího výkonu a to 25,7 kW, proto bude pro další výpočty uvažována tato vyšší hodnota.

Střední indikovaný výkon

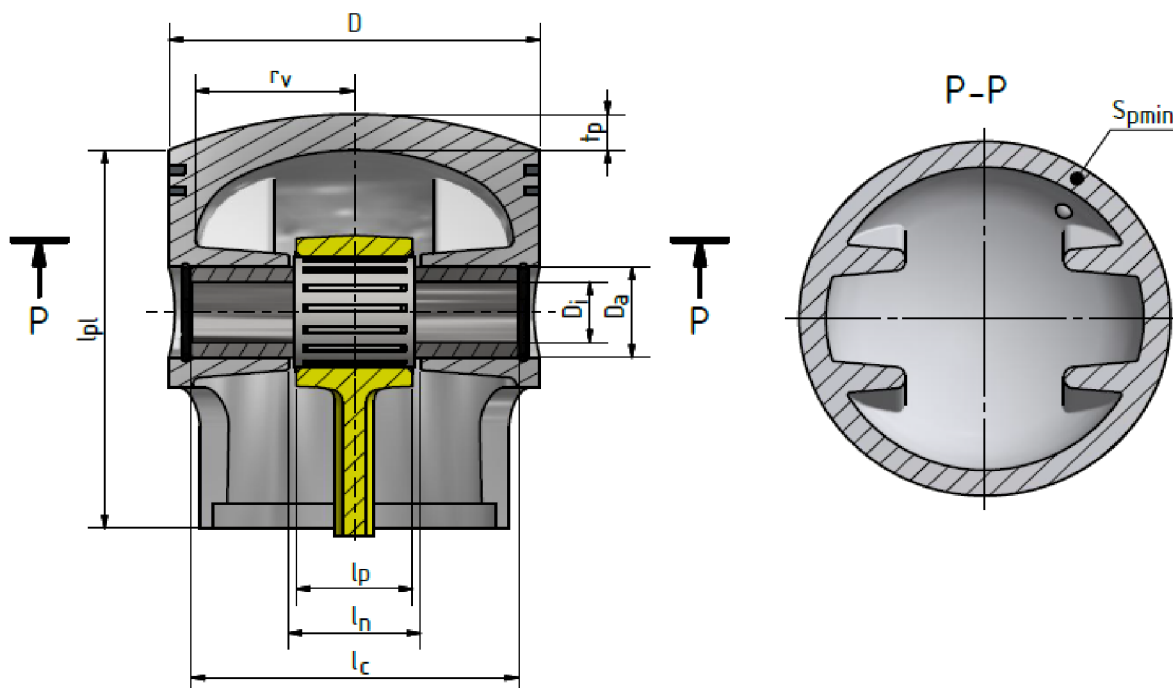
$$P_{is} := M_{kis} \cdot \omega \quad P_{is} = 24.952 kW \quad (4.17)$$

5 PEVNOSTNÍ KONTROLA VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ

Následující výpočty budou provedeny pro píst, pístní čep a ojnici, jakožto nejvíce zatěžované součásti. Výpočty jsou provedeny podle zdroje [10]. V následujících výpočtech jsou použity některé síly zjištěny v kapitole 4. Kvůli velkému množství vzorců, které by práci znehlednily, jsou zde uvedeny pouze některé důležité výpočty. Celý postup výpočtu je uveden v příloze 2.

5.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTU

Rozměry pístu a pístního čepu potřebné pro následující výpočty jsou na obr 5.1 a v tabulce č. 3.



Obr. 5.1 Rozměry pístní skupiny

Tab. 3 Rozměry pístní skupiny

Název parametru	Zkratka	Hodnota	Jednotka
Tloušťka dna pístu	t_p	7	[mm]
Poloměr vetknutí pístu	r_v	30	[mm]
Nosná délka pláště pístu	l_{pl}	75	[mm]
Minimální příčný průřez pístu	S_{pmin}	1255,56	[mm ²]
Vnější průměr pístního čepu	D_a	18	[mm]
Vnitřní průměr pístního čepu	D_i	12	[mm]
Šířka pouzdra bez sražení	l_p	22	[mm]
Vzdálenost čel nálitků pístního čepu	l_n	25	[mm]
Délka pístního čepu bez zaoblení	l_c	62	[mm]

5.1.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA DNA PÍSTU

Maximální ohybové napětí vetknuté desky

$$\sigma_{omax} := 0.25 \cdot p_{max} \cdot \left(\frac{r_v}{t_p} \right)^2 \quad \sigma_{omax} = 22.638 \text{ MPa} \quad (5.1)$$

Dovolené napětí je 40 – 50 MPa. [10]

5.1.2 NEJSLABŠÍ MÍSTO PLÁŠTĚ PÍSTU

Maximální tlakové napětí v příčném průřezu

$$\sigma_{tlmax} := \frac{F_{pmax}}{S_{pmin}} \quad \sigma_{tlmax} = 14.757 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

Dovolené tlakové napětí je 30 – 40 MPa. [10]

Maximální tahové napětí v příčném průřezu

$$\sigma_t := \frac{F_{spmin}}{S_{pmin}} \quad \sigma_t = 0.32 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

Dovolené tahové napětí je 4 – 10 MPa. [10]

5.1.3 MĚRNÝ TLAK NA PLÁŠTI PÍSTU

Výška výfukového kanálu $v_v = 32 \text{ mm}$

$$p_{pl} := \frac{F_{nmax}}{D \cdot (l_{pl} - v_v)} \quad p_{pl} = 0.508 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Dovolený tlak na plášti pístu je 0,6 – 1,4 MPa. [10]

5.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU**5.2.1 MĚRNÝ TLAK MEZI PÍSTNÍM ČEPEM A LOŽISKEM OKA OJNICE**

$$p_o := \frac{F_{pc}}{(l_p) \cdot D_a} \quad p_o = 38.722 \cdot \text{MPa} \quad (5.5)$$

Dovolený tlak mezi pístním čepem a ložiskem oka ojnice je 20 – 39 MPa. [10]

5.2.2 MĚRNÝ TLAK MEZI PÍSTNÍM ČEPEM A OKY PÍSTU

$$p_p := \frac{F_{ok}}{(l_c - l_n) \cdot D_a} \quad p_p = 15.185 \cdot \text{MPa} \quad (5.6)$$

Dovolený tlak mezi pístním čepem a oky pístu je 15 – 34 MPa. [10]

5.2.3 NAMÁHÁNÍ PÍSTNÍHO ČEPU OHYBEM

$$\sigma_o := \frac{M_o}{W_o} \quad \sigma_o = 254.73 \cdot MPa \quad (5.7)$$

Dovolené ohybové napětí pro pístní čepy je 250 – 500 MPa. [10]

5.2.4 NAMÁHÁNÍ PÍSTNÍHO ČEPU SMYKEM

$$\tau_{max} := \frac{[0.85 F_{pc} \cdot (1 + P + P^2)]}{[D_a^2 \cdot (1 - P^4)]} \quad \tau_{max} = 125.073 \cdot MPa \quad (5.8)$$

Dovolené smykové napětí pro pístní čepy je 120 – 220 MPa. [10]

5.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA OJNICE

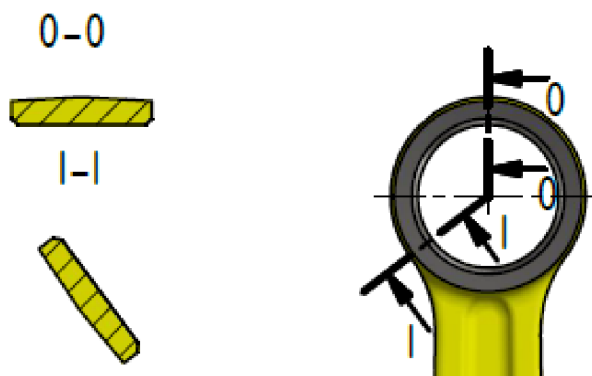
Jelikož je ojnice nejvíce namáhaná součást motoru, bude provedena kontrola horního oka, dříku ojnice ve dvou řezech a dolního oka. Níže jsou uvedeny pouze dílčí výpočty, celý postup je uveden v příloze 3. Vlastnosti oceli zjištěny ze zdroje [16].

Pevnostní hodnoty materiálu ocel 12 024

Mez pevnosti	$\sigma_{pO} = 440 \text{ MPa}$
Mez únavy pro ohybové namáhání	$\sigma_I = 220 \text{ MPa}$
Mez únavy pro smykové namáhání	$\tau_I = 99 \text{ MPa}$
Napětí na mezi pružnosti	$\sigma_e = 150 \text{ MPa}$
Modul pružnosti v tahu	$E_O = 210 \text{ GPa}$

5.3.1 KONTROLA HORNÍHO OKA OJNICE

Kontrola horního oka ojnice je provedena ve dvou řezech (obr. 5.2), které jsou nejvíce namáhány.



Obr. 5.2 Řezy horního oka ojnice 1

NAMÁHÁNÍ TAHEM

Úhel zakotvení ojničního oka

$$\varphi_z = 130 \text{ deg}$$

Konstanta přenosu normálové síly z ložiska do oka

$$k_I = 1$$

Tahová síla ve směru ojnice (z kapitoly 4.2)

$$F_{omin} = -4.278 \cdot kN$$

Normálové napětí ve vnějším vlákňe průřezu I-I

$$\sigma_{as} := \left[k_I \cdot F_{ns} + 2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r_t + h}{h \cdot (2 \cdot r_t + h)} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad \sigma_{as} = 78.156 \cdot MPa \quad (5.9)$$

Normálové napětí ve vnitřním vlákňe průřezu I-I

$$\sigma_{is} := \left[k_I \cdot F_{ns} - 2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r_t + h}{h \cdot (2 \cdot r_t + h)} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad \sigma_{is} = -41.221 \cdot MPa \quad (5.10)$$

NAMÁHÁNÍ TLAKEM

Tlaková síla ve směru ojnice (z kapitoly 4.2)

$$F_{omax} = 8.513 \times 10^3 N$$

Normálové napětí ve vnějším vlákňe vyvolané tlakovou silou

$$\sigma_{at} := \left[2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r_t + h}{h \cdot (2 \cdot r_t + h)} + k_I \cdot F_{nt} \right] \cdot \frac{1}{H_H \cdot h} \quad \sigma_{at} = 33.193 \cdot MPa \quad (5.11)$$

ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ

Amplituda napětí

$$\sigma_{aoI} := \frac{\sigma_{as} - \sigma_{is}}{2} \quad \sigma_{aoI} = 59.689 \cdot MPa \quad (5.12)$$

Střední napětí

$$\sigma_{moI} := \frac{\sigma_{as} + \sigma_{is}}{2} \quad \sigma_{moI} = 18.467 \cdot MPa \quad (5.13)$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu I-I	$K_{\sigma I} := 1$
Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu I-I	$\sigma_{\sigma II} := 1$
Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu I-I	$\sigma_{\sigma I2} := 0.8$
Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu I-I	$\psi_{\sigma I} := 0.1$

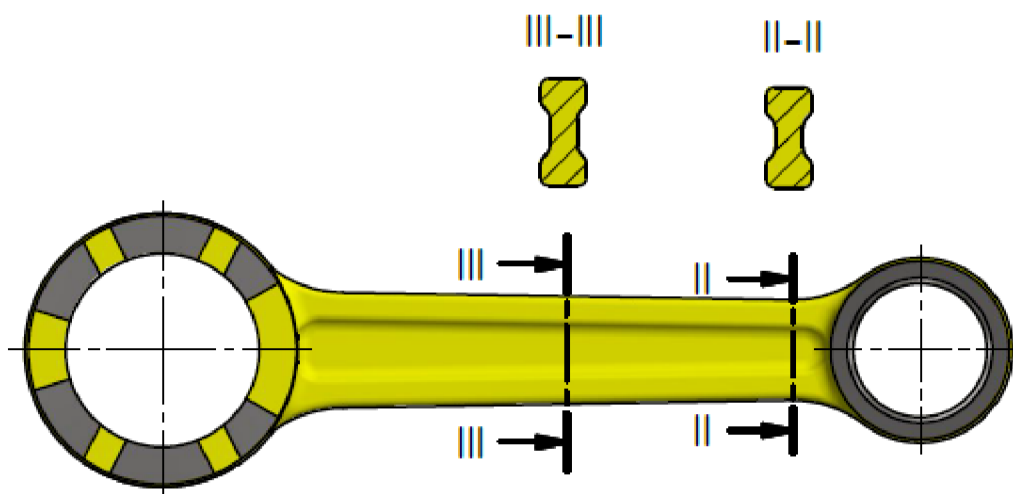
Bezpečnost průřezu I-I

$$n_{\sigma I} := \frac{\sigma_I}{\frac{K_{\sigma I}}{\sigma_{\sigma II} \cdot \sigma_{\sigma I2}} \cdot \sigma_{a\sigma I} + \psi_{\sigma I} \cdot \sigma_{m\sigma I}} \quad n_{\sigma I} = 2.877 \quad (5.14)$$

Dovolená bezpečnost je 2 - 2,5. [10]

5.3.2 KONTROLA DŘÍKU OJNICE

Dřík ojnice je kontrolován v místě nejmenší plochy (řez II) a ve středu ojnice (řez III), kde se kontroluje také namáhání ojnice na vzpěr.



Obr. 5.3 Řezy dříku ojnice

Plocha průřezu II-II	$S_{oII} := 103.416 \text{mm}^2$
Plocha průřezu III-III	$S_{oIII} := 109.592 \text{mm}^2$
Kvadratický moment průřezu III-III v ose x	$I_{xIII} := 389.04 \text{mm}^4$
Kvadratický moment průřezu III-III v ose y	$I_{yIII} := 3354.59 \text{mm}^4$

NAPĚTÍ V PRŮŘEZU II - II

Maximální napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{oIImax} := \frac{F_{o2max}}{S_{oII}} \quad \sigma_{oIImax} = 73.117 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Minimální napětí v průřezu II-II

$$\sigma_{oIImin} := \frac{F_{o2min}}{S_{oII}} \quad \sigma_{oIImin} = -55.464 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{aoII} := \frac{\sigma_{oIImax} - \sigma_{oIImin}}{2} \quad \sigma_{aoII} = 64.291 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Střední napětí

$$\sigma_{moII} := \frac{\sigma_{oIImax} + \sigma_{oIImin}}{2} \quad \sigma_{moII} = 8.827 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu II-II

$$K_{\sigma II} := 1$$

Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu II-II

$$\sigma_{\sigma III} := 1$$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu II-II

$$\sigma_{\sigma II2} := 0.8$$

Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu II-II

$$\psi_{oII} := 0.1$$

Bezpečnost průřezu II-II

$$n_{\sigma II} := \frac{\sigma_I}{\frac{K_{\sigma II}}{\sigma_{\sigma III} \cdot \sigma_{\sigma II2}} \cdot \sigma_{aoII} + \psi_{oII} \cdot \sigma_{moII}} \quad n_{\sigma II} = 2.708 \quad (5.19)$$

Dovolená bezpečnost je 2 - 2,5. [10]

NAPĚTÍ V PRŮŘEZU III-III

Součinitel napětí v ohybu pro osu x

$$K_x := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_o} \cdot \frac{l_o^2}{I_{xIII}} \cdot S_{oIII} \quad K_x = 1.304 \quad (5.20)$$

Součinitel napětí v ohybu pro osu y

$$K_y := 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 \cdot E_o} \cdot \frac{l_I^2}{4I_{yIII}} \cdot S_{oIII} \quad K_y = 1.004 \quad (5.21)$$

Kvůli vyšší hodnotě je v následujícím výpočtu použita hodnota K_x

Maximální napětí v průřezu III-III

$$\sigma_{oIIImax} := \frac{F_{o3max}}{S_{oIII}} \cdot K_x \quad \sigma_{oIIImax} = 97.672 \text{ MPa} \quad (5.22)$$

Minimální napětí v průřezu III-III

$$\sigma_{oIIImin} := \frac{F_{o3min}}{S_{oIII}} \quad \sigma_{oIIImin} = -60.018 \text{ MPa} \quad (5.23)$$

Amplituda napětí

$$\sigma_{aoIII} := \frac{\sigma_{oIIImax} - \sigma_{oIIImin}}{2} \quad \sigma_{aoIII} = 78.845 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

Střední napětí

$$\sigma_{moIII} := \frac{\sigma_{oIIImax} + \sigma_{oIIImin}}{2} \quad \sigma_{moIII} = 18.827 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu III-III $K_{\sigma III} := 1$

Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu III-III $\sigma_{\sigma III1} := 1$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu III-III $\sigma_{\sigma III2} := 0.8$

Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu III-III $\psi_{oIII} := 0.1$

Bezpečnost průřezu III-III

$$n_{\sigma III} := \frac{\sigma_1}{\frac{K_{\sigma III}}{\sigma_{\sigma III1} \cdot \sigma_{\sigma III2}} \cdot \sigma_{aoIII} + \psi_{oIII} \cdot \sigma_{moIII}} \quad n_{\sigma III} = 2.19 \quad (5.26)$$

Dovolená bezpečnost je 2 - 2,5. [10]

KONTROLA OJNICE NA VZPĚR

Poloměr setrvačnosti v průřezu ojnice III-III

$$i_o := \sqrt{\frac{I_{xIII}}{S_{oIII}}} \quad i_o = 1.884 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Štíhlost ojnice

$$\xi := \frac{l_o}{i_o} \quad \xi = 66.344 \quad (5.28)$$

Jelikož štíhlost ojnice spadá mezi 40 – 100 je použit výpočet tzv. nepružného vzpěru podle Tetmajera.

Konstanty výpočtu ojnice na vzpěr pro uhlíkovou ocel

$$a_{konst} := 329 \text{ MPa}$$

$$b_{konst} := 0.61 \text{ MPa}$$

Kritické napětí při vzpěru v průřezu III-III

$$\sigma_{KR} := \left(a_{konst} - b_{konst} \cdot \frac{l_o}{i_o} \right) \quad \sigma_{KR} = 288.53 \cdot \text{MPa} \quad (5.29)$$

Normálové napětí v průřezu III-III

$$\sigma_{tl} := \frac{F_{o3max}}{S_{oIII}} \quad \sigma_{tl} = 74.898 \cdot \text{MPa} \quad (5.30)$$

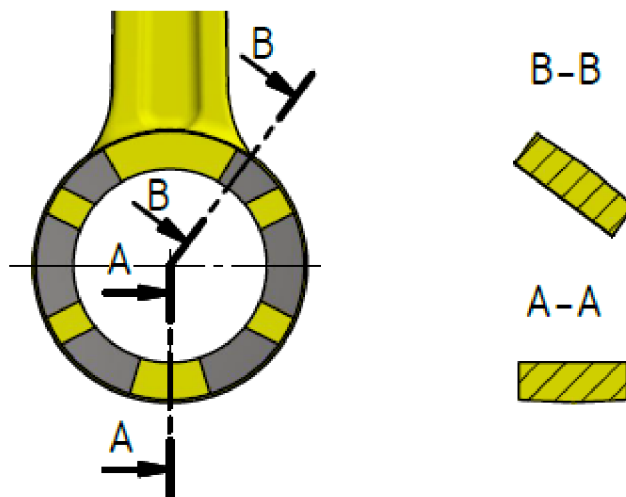
Bezpečnost vzpěru pro průřez III-III

$$n_{vz} := \frac{\sigma_{KR}}{\sigma_{tl}} \quad n_{vz} = 3.852 \quad (5.31)$$

Bezpečnost pro vzpěr je 1,8 – 3.[10]

5.3.3 KONTROLA DOLNÍHO OKA OJNICE

Dolní oko ojnice je kontrolováno ve dvou průřezích (obr. 5.4). Nejvíce namáhaný je průřez B-B, kde dochází nejčastěji k lomu ojnice.



Obr. 5.4 Řezy dolního oka ojnice

Plocha průřezu A-A	$S_A := 114.94 \text{mm}^2$
Kvadratický moment průřezu A-A k ose x	$I_{xA} := 391.625 \text{mm}^4$
Kvadratický moment průřezu A-A k ose y	$I_{yA} := 3046.144 \text{mm}^4$
Vzdálenost těžiště průřezu A-A k okraji průřezu	$z_A := 3.427 \text{mm}$
Poloměr polohy těžiště průřezu A-A	$r_{tA} := 19.193 \text{mm}$
Úhel zakotvení dříku	$\varphi_d := 50 \text{deg}$
Plocha průřezu B-B	$S_B := 127.24 \text{mm}^2$
Kvadratický moment průřezu B-B k ose x	$I_{xB} := 430.551 \text{mm}^4$
Kvadratický moment průřezu B-B k ose y	$I_{yB} := 4157.244 \text{mm}^4$
Vzdálenost těžiště průřezu B-B k okraji průřezu	$z_B := 3.438 \text{mm}$

NAMÁHÁNÍ V PRŮŘEZU A-A

Největší napětí v krajním vlákně průřezu A-A

$$\sigma_A := \frac{M_A}{W_{oA}} - \frac{F_{nA}}{S_A} \quad \sigma_A = 44.087 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

Dovolené napětí je 100 – 200 MPa. [10]

Amplituda napětí průřezu A-A

$$\sigma_{aA} := \frac{\sigma_A - 0}{2} \quad \sigma_{aA} = 22.043 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

Střední napětí průřezu A-A

$$\sigma_{mA} := \frac{\sigma_A + 0}{2} \quad \sigma_{mA} = 22.043 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu A-A

$$K_{\sigma A} := 1$$

Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu A-A

$$\sigma_{\sigma 1A} := 0.8$$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu A-A

$$\sigma_{\sigma 2A} := 0.8$$

Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu A-A

$$\psi_{\sigma A} := 0.1$$

Bezpečnost průřezu A-A

$$n_{\sigma A} := \frac{\sigma_I}{\frac{K_{\sigma A}}{\sigma_{\sigma 1A} \cdot \sigma_{\sigma 2A}} \cdot \sigma_{aA} + \psi_{\sigma A} \cdot \sigma_{mA}} \quad n_{\sigma A} = 6.003 \quad (5.35)$$

Dovolená bezpečnost je 2 - 5. [10]

NAMÁHÁNÍ V PRŮŘEZU B-B

Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tahem

$$\sigma_{nI} := \frac{F_{nI}}{S_B} \quad \sigma_{nI} = 18.982 \cdot \text{MPa} \quad (5.36)$$

Normálové napětí vyvolané momenty M_1 a M_A

$$\sigma_{o1} := \frac{M_1 + M_A}{W_{oB}} \quad \sigma_{o1} = 100.107 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

Tečné napětí v průřezu B-B

$$\tau_{t1} := \frac{F_{t1}}{S_B} \quad \tau_{t1} = 22.622 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tlakem

$$\sigma_{n2} := \frac{F_{n2}}{S_B} \quad \sigma_{n2} = 5.006 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

Normálové napětí v průřezu B-B způsobené momentem M_2

$$\sigma_{o2} := \frac{M_2}{W_{oB}} \quad \sigma_{o2} = 97.63 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

Tečné napětí v průřezu B-B způsobené tlakem

$$\tau_{t2} := \frac{F_{t2}}{S_B} \quad \tau_{t2} = 16.723 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{Bmax} := \sigma_{n1} + \sigma_{o1} \quad \sigma_{Bmax} = 119.088 \text{ MPa} \quad (5.42)$$

Minimální ohybové napětí

$$\sigma_{Bmin} := \sigma_{n2} + \sigma_{o2} \quad \sigma_{Bmin} = 102.636 \text{ MPa} \quad (5.43)$$

Amplituda napětí průřezu B-B

$$\sigma_{aB} := \frac{\sigma_{Bmax} - \sigma_{Bmin}}{2} \quad \sigma_{aB} = 8.226 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Střední napětí průřezu B-B

$$\sigma_{mB} := \frac{\sigma_{Bmax} + \sigma_{Bmin}}{2} \quad \sigma_{mB} = 110.862 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu B-B

$$K_{\sigma B} := 1$$

Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu B-B

$$\sigma_{\sigma 1 B} := 0.8$$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu B-B $\sigma_{\sigma 2B} := 0.8$

Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu B-B $\psi_{\sigma B} := 0.1$

Bezpečnost pro průřez B-B

$$n_{\sigma B} := \frac{\sigma_1}{\frac{K_{\sigma B}}{\sigma_{\sigma 1B} \cdot \sigma_{\sigma 2B}} \cdot \sigma_{aB} + \psi_{\sigma B} \cdot \sigma_{mB}} \quad n_{\sigma B} = 9.19 \quad (5.46)$$

Amplituda napětí pro smyk

$$\tau_{aB} := \frac{\tau_{t1} - \tau_{t2}}{2} \quad \tau_{aB} = 2.949 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

Střední napětí pro smyk

$$\tau_{mB} := \frac{\tau_{t1} + \tau_{t2}}{2} \quad \tau_{mB} = 19.672 \text{ MPa} \quad (5.48)$$

Součinitel vrubové koncentrace smykového napětí průřezu B-B $K_{\tau B} := 1$

Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu B-B pro smyk $\sigma_{\tau 1B} := 0.8$

Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu B-B pro smyk $\sigma_{\tau 2B} := 0.8$

Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu B-B pro smyk $\psi_{\tau B} := 0.1$

Bezpečnost ve smyku pro průřez B-B

$$n_{\tau B} := \frac{\tau_1}{\frac{K_{\tau B}}{\sigma_{\tau 1B} \cdot \sigma_{\tau 2B}} \cdot \tau_{aB} + \psi_{\tau B} \cdot \tau_{mB}} \quad n_{\tau B} = 8.364 \quad (5.49)$$

Celková bezpečnost průřezu B-B

$$n_B := \frac{n_{\sigma B} \cdot n_{\tau B}}{\sqrt{n_{\sigma B}^2 + n_{\tau B}^2}} \quad n_B = 6.186 \quad (5.50)$$

Dovolená bezpečnost je 2,5 – 5 [10]

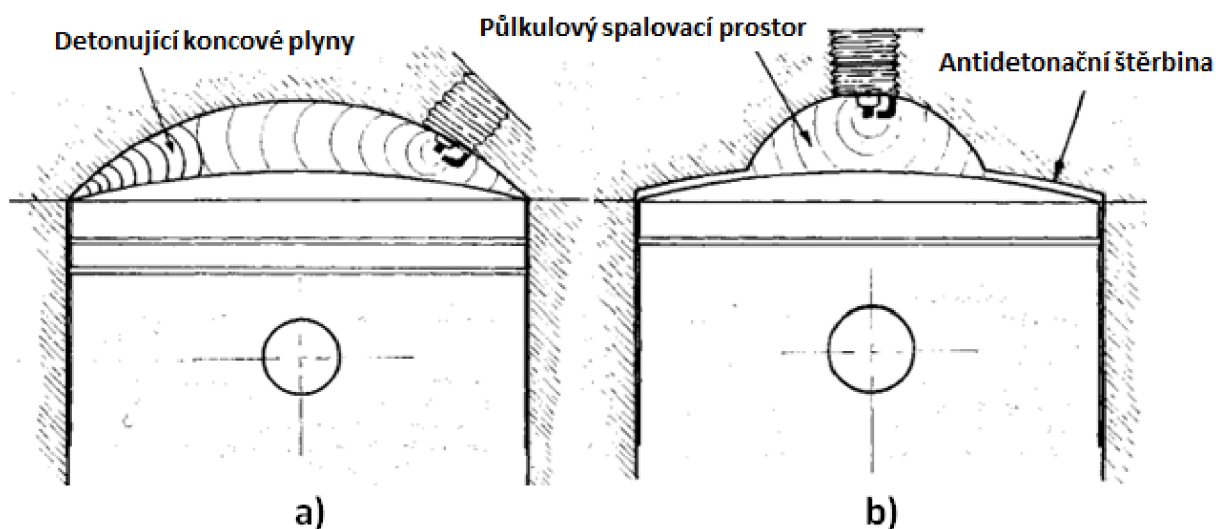
6 NÁVRH SOUČÁSTÍ MOTORU

V této kapitole bude proveden návrh ostatních součástí motoru, které vychází z konstrukce a rozměrů klikového mechanismu, navrženého v kapitole 3. Jedná se o hlavu válce, válec, motorové skříň, výfukový systém, sací systém a zakomponování nakupovaných komponentů (zapalování, startéry, spojka)

6.1 HLAVA VÁLCE

U hlavy válce je důležitý tvar a umístění spalovací komory. Mnoho typů spalovacích komor bylo vyvíjeno a testováno, ale pouze některé z nich se osvědčily u výkonných dvoudobých motorů. Pro vysoký výkon dvoudobého motoru musí být eliminován vznik detonací. Pro lepší porozumění typům spalovacích komor bude popsáno, co detonace jsou a jak se jim dá předcházet.

Detonace nastane, když se ještě nehořící část směsi paliva a vzduchu samovolně vznítí poté co je směs zapálena jiskrou ze svíčky. Takto vznícená směs šíří čelo plamene několikanásobně rychleji proti čelu plamene vytvořeném zapalovací svíčkou (obr. 6.1 a). Po střetu těchto plamenů dochází k rapidnímu nárůstu tlaku a zvýšenému opotřebení součástí motoru. Nejčastější příčiny detonací jsou vysoká teplota motoru a vysoký kompresní poměr. Výzkumy zjistily, že detonace způsobují tzv. koncové plyny, které se nachází na nejvzdálenějším okraji spalovacího prostoru. Tyto koncové plyny jsou zahřívány jednotlivými částmi motoru a také teplem vyzařujícím z plamene zažehnuté směsi. Pokud zažehnutý plamen dorazí na konec spalovacího prostoru dostatečně rychle, nestihne ohřát koncové plyny a ty nebudou detonovat.



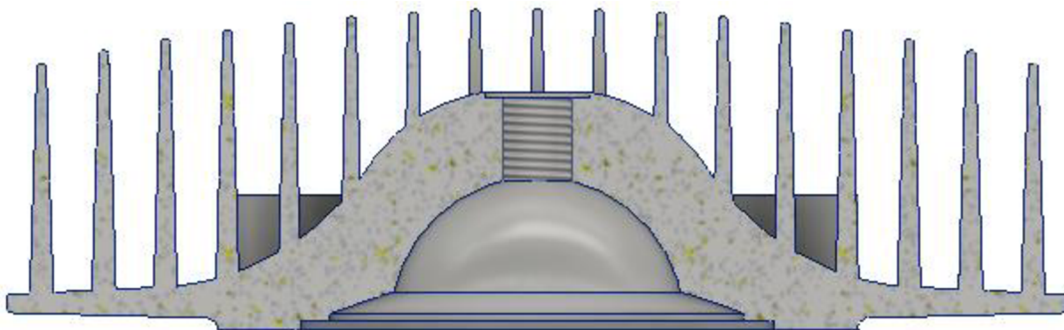
Obr. 6.1 Šíření plamene: a) Při detonačním hoření, b) V půlkulovém spalovacím prostoru

Pro splnění těchto podmínek, se v dnešní době používá zmenšený půlkulový spalovací prostor s centrálně umístěnou svíčkou. V takovémto případě dorazí čelo plamene ke konci spalovacího prostoru rychleji a rovnoměrně jak je patrné z obrázku 6.1 b. Pokud posuneme spalovací komoru co nejbližší k pístu, tak aby kopírovala jeho tvar, nebude na okrajích docházet ke spalování, dokud píst nedorazí do HÚ. Takto vzniklá plocha se nazývá

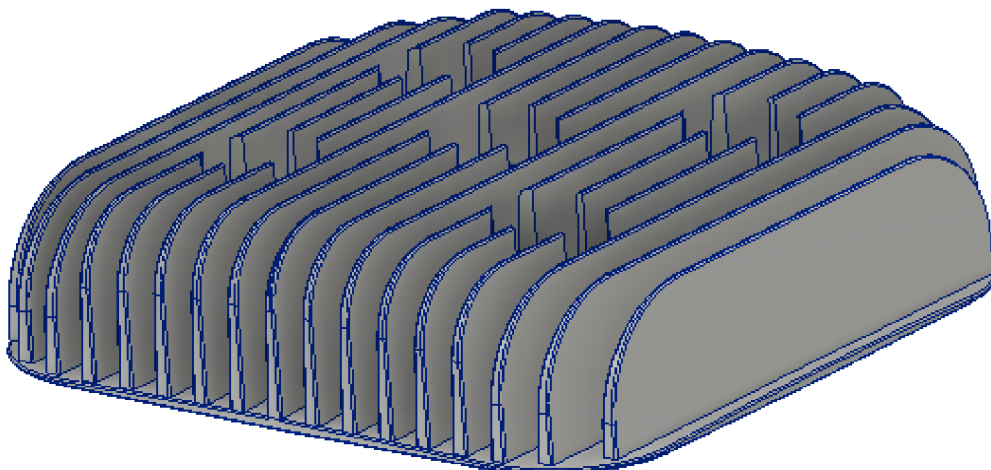
antidetonační štěrbinou a tvoří přibližně 50 % plochy vrtání válce. Tato plocha se chová jako chladič a odvádí teplo koncových plynů. Antidetonační štěrbinou byla původně vyvinuta k vytlačení směsi paliva a vzduchu k zapalovací svíčce. To má za následek několik pozitivních vlivů. Vytlačena směs je důkladněji homogenizována a promíchá se také s případnými zbytky výfukových plynů, které nebyly vypláchnuty z válce, tím zabrání tvorbě kapes výfukových plynů. Takovéto kapsy zpomalují spalování a šíření plamene.

Turbulence způsobené vytlačení směsi také zrychlují spalování a zlepšují přenos tepla iniciovaný na čele plamene zapalovací svíčkou. Bez správného přenosu tepla by proudy plamene měly tendenci střílet k okrajům spalovacího prostoru, předčasně ohřívat okolní plyny, což by mohlo vést k detonacím. Díky rychlejšímu spalování může motor pracovat s menším předstihem zažehnutí zapalovací svíčky. Čím blíže k HÚ dojde k zapálení směsi, tím méně negativní práce musí dělat motor stlačující expandující plyn. Znamená to tedy menší tepelné ztráty zahříváním hlavy válce a koruny pístu. Chladnější píst tolik neohřívá nasátou náplň v klikové skřini, díky čemuž motor nasává chladnější a hustší směs a dává větší výkon. [7]

Kvůli těmto poznatkům je tedy zvolena hlava s půlkulovým spalovacím prostorem a centrálně umístěnou svíčkou. Hlava je vybavena antidetonační štěrbinou s hloubkou 1,25 mm, podle doporučených hodnot ze zdroje [7]. Hlava je odlita z lehké hliníkové slitiny a opatřena bohatým žebrováním, kvůli dostatečnému odvodu tepla. Žebra hlavy válce jsou u kořene 4 mm silná a směrem ke konci se zužují na 1,5 mm. Výška žeber je 45 mm a směrem ke kraji hlavy se jejich výška mírně snižuje, kvůli nižšímu ohřevu okraje hlavy válce. Tyto rozměry byly zvoleny vzhledem k doporučeným hodnotám ve zdroji [12].



Obr. 6.2 Řez hlavou válce

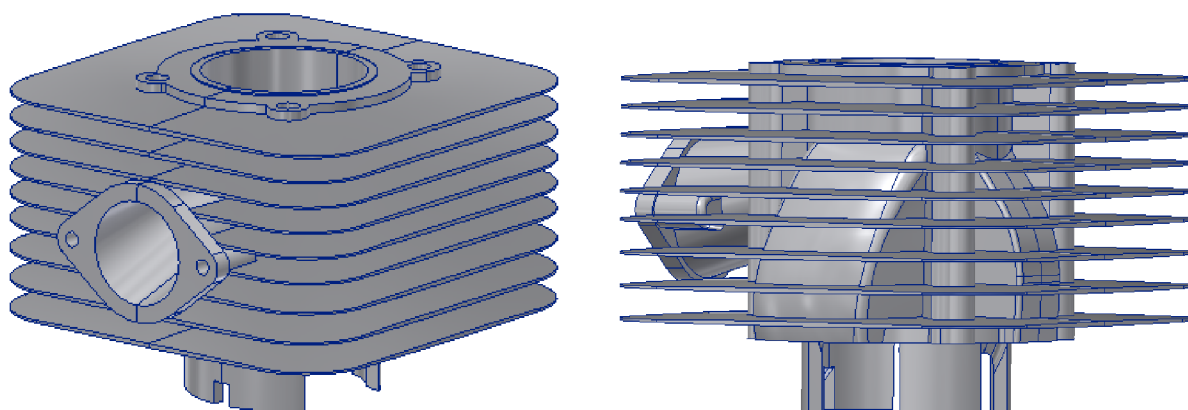


Obr. 6.3 Hlava válce

6.2 VÁLEC

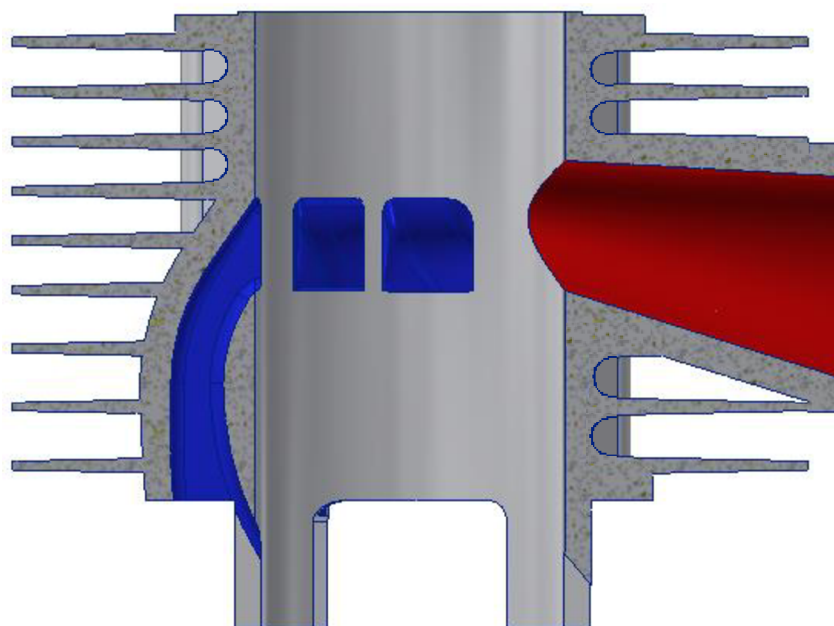
Válec dvoudobého motoru má za úkol splnění hned několika požadavků. Musí zajistit vedení pístu a zachycení sil vzniklých v klikovém mechanismu, vytvořit kluznou plochu pro píst, která udržuje mazivo ve všech pracovních režimech a zároveň dobře těsní spalovací prostor, dobře odvádět teplo z pístu a pracovního prostoru válce a také řídit přepouštění a výfuk sestavou kanálů. [9]

Válec je zhotoven jako celohliníkový odlitek, kvůli nízké hmotnosti a dobré tepelné vodivosti. Pracovní povrch válce je opatřen niklo-křemíkovo-karbidovou vrstvou s obchodním označením Nikasil. O chlazení se stará bohaté žebrování válce. Žebra jsou dlouhá 50 mm, tloušťka u kořene je 4,5 mm a na konci žebra 2 mm. Rozteč žeber v horní části válce je 10 mm, ve spodní části je to 13 mm, protože spodní část válce není tak tepelně namáhána a navíc je ochlazována průchodem čerstvě nasáté směsi přepouštěcími kanály. Přesný výpočet vzduchového chlazení je velmi složitý a zahrnuje mnoho neznámých parametrů, proto musí postačit pouze teoretický návrh. Byl brán ohled také na to, že i když se motorový paraglide pohybuje nízkou letovou rychlostí, dostatečný průchod chladícího vzduchu obstarává vrtule. Rozměry chladících žeber byly zvoleny dle doporučených hodnot ve zdroji [12].



Obr. 6.4 3D model válce

Velký vliv na výkon motoru mají přepouštěcí kanály a jejich tvar. Je zvolena koncepce s pěti přepouštěcími a jedním výfukovým kanálem. Po stranách válce se nachází dvojice hlavních a dvojice pomocných přepouštěcích kanálů a ve stěně válce naproti výfukovému kanálu je zadní přepouštěcí kanál. Okna kanálů ústící do válce jsou obdélníkového tvaru s patřičně zaoblenými hranami. Důležitý je úhel vyústění kanálů do válce. Hlavní kanály ústí pod úhlem 10° od horizontální roviny válce, pomocné kanály ústí pod úhlem 25° a zadní přepouštěcí kanál ústí do válce pod úhlem 60° . Tímto rozdělením úhlů vznikají proudy směsi, které se postupně spojí v jeden a lépe tak vyplachují válec. Stejně důležité je taky nasměrování kanálů při pohledu do válce shora. Zadní kanál leží naproti výfukovému. Hlavní kanály proti sobě svírají úhel 120° a vedlejší 140° . Návrh ideálních přepouštěcích kanálů je však velmi náročný, jak časově tak i finančně, protože nejlepší ověření návrhu je ve zkušebně na vyrobených prototypu. Takovýto návrh by značně překročil rozsah této práce, a proto musí postačit teoretický návrh podle léty ověřovaných doporučených hodnot ze zdrojů [1], [8].



Obr. 6.5 Řez válcem

Okno výfukového kanálu je elipsovitého tvaru. Protože výfukový kanál zabírá značnou šířku válce, je tento tvar ideální kvůli pozvolnému zatlačování pístních kroužků (snažících se vypružit do volného prostoru okna kanálu) do drážek v pístu. Přepážka ve výfukovém kanálu nebyla použita kvůli zhoršení proudění spalin a hlavně vysokému tepelnému namáhání přepážky, což často vedlo k její deformaci do válce a následnému zadření pístu. Vyústění výfukového kanálu z válce je zakončeno přírubou sloužící pro montáž výfukového potrubí.

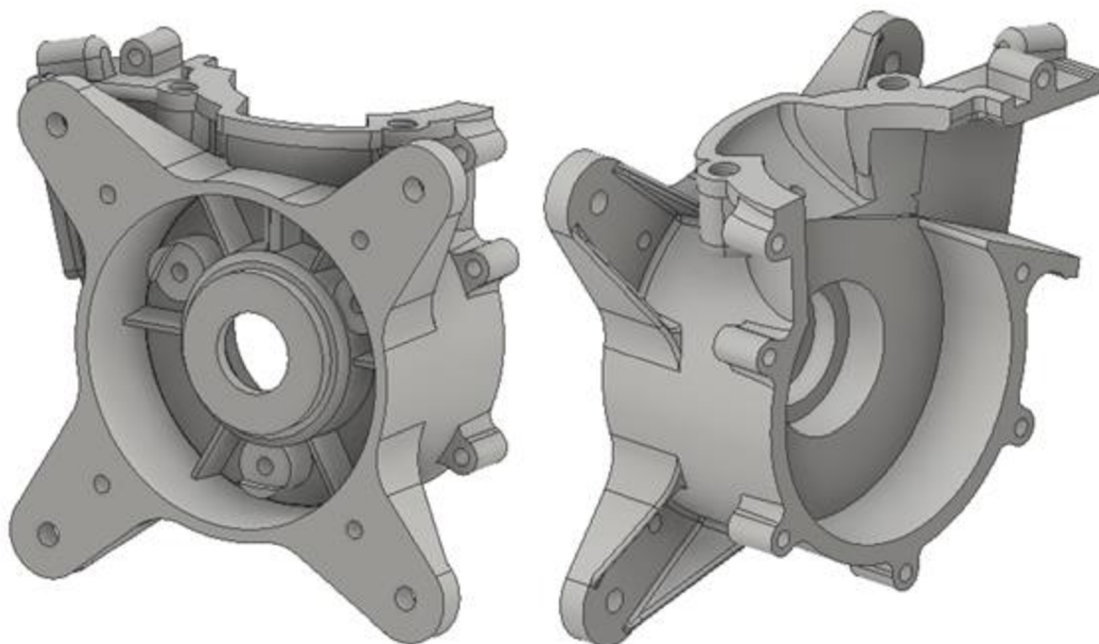
Válec je ke skříni připevněn společně s hlavou pomocí čtyř svorníků se závity M10. Utěsnění spalovacího prostoru je řešeno tenkým ocelovým těsněním vloženým mezi nákrůžek na válci a válcové vybrání v hlavě válce.

6.3 MOTOROVÁ SKŘÍŇ

Motorová skříň je konstruována jako odlitek z lehké hliníkové slitiny. Skříň se skládá ze dvou polovin dělených vertikální rovinou procházející osou válce. Obě poloviny jsou spojeny pomocí sedmi šroubů M6. Vnitřní prostor pro klikový hřídel, jazýčkový ventil a vyústění přepouštěcích kanálů jsou symetrické.

6.3.1 PRAVÁ POLOVINA

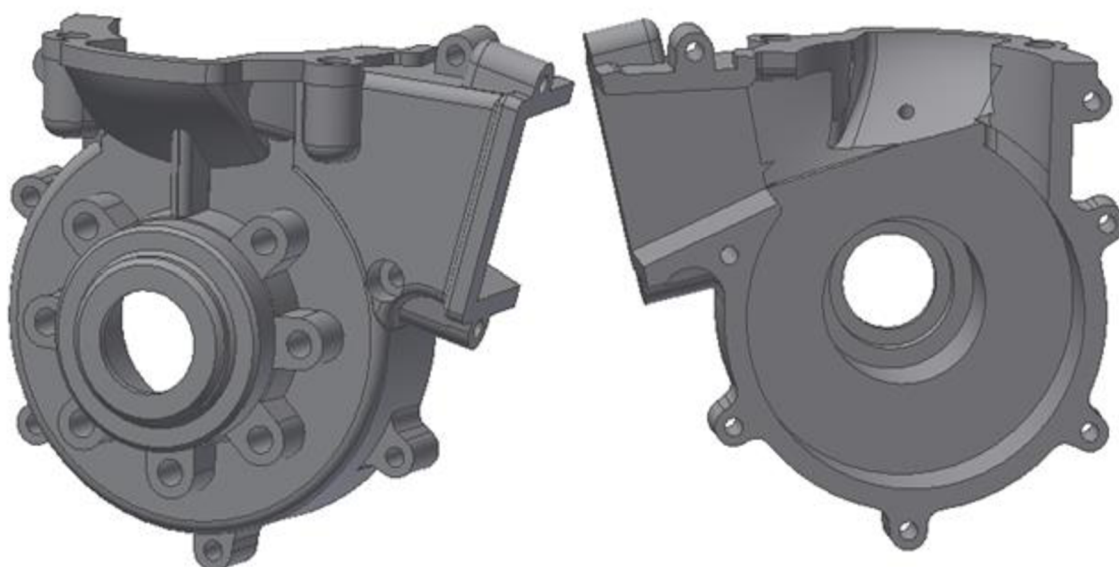
Pravá polovina klikové skříňe (obr. 6.6) je vybavena otvorem pro ložisko 6304 a těsnicí kroužek gufero 20x40-7. O přívod mazací směsi paliva a oleje k ložisku se stará mazací kanálek vedený z přepouštěcího kanálu, ústící mezi gufero a venkovní stranu ložiska. Z vnější strany skříňe jsou 4 ploché úchyty vyztuženy žebry. Úchyty na skříni slouží k upevnění celého motoru na rám paraglidu přes čtveřici pryžových silentbloků se závitem M8. Rozteč otvorů úchytnů je 140 mm x 140 mm, což je hodnota odpovídající řadě sériově vyráběných rámu. V úchytech pro upevnění motoru jsou vyvrtány čtyři otvory se závitem M6 pro uchycení ručního startéru. Na vnější straně skříňe jsou tři nálitky s vybráním a otvorem se závitem M6 sloužící pro ustavení a připevnění zapalování.



Obr. 6.6 Pravá polovina motorové skříně

6.3.2 LEVÁ POLOVINA

V levé polovině klikové skříně je zhotoven otvor pro dvojici kuličkových ložisek 6205 a těsnící kroužek gufero 25x42-7. Přívod mazací směsi je opět proveden kanálkem z přepouštěcího kanálu, ústící mezi obě ložiska. Tento kanálek vede výztužným žebrem viditelným z vnější strany skříně. Z této strany je také vidět sedm nálitků s vyvrtanými otvory a závitem M8x1, které slouží pro upevnění vrtulového reduktoru. Jemný závit byl zvolen z důvodu vyšší únosnosti šroubů desky reduktoru, jelikož nosná délka závitu ve skříně je pouze 17 mm. Pro ustavení polohy vrtulového reduktoru slouží broušená válcová plocha průměru 65 mm.



Obr. 6.7 Levá polovina klikové skříně

6.4 VÝFUKOVÝ SYSTÉM

6.4.1 TEORIE DVOUTAKTNÍHO VÝFUKU

Výfukové potrubí bylo nejprve určeno k co nejrychlejšímu odvodu spalin z válce. Díky výzkumu chování tlakových vln však došlo k rapidnímu zvyšování výkonu u dvoudobých motorů a to díky vhodně navrženým laděným výfukovým potrubím (tzv. rezonátorům). Základní teorie tlakových vln je snadno pochopitelná, avšak v praxi těžko realizovatelná. Konstrukce výfuku je závislá na chování zvukové vlny procházející potrubím. Tyto vlny se pohybují potrubím rychlostí v závislosti na teplotě a tlaku spalin. Pro výfukové plyny je tato rychlost vždy stejná a dosahuje $563,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Zvukové vlny mají zvláštní vlastnost, že se odráží zpět potrubím neohledně na to, zda je konec potrubí uzavřený nebo otevřený. Další zákon akustiky říká, že pozitivní vlna, která dorazí na otevřený konec potrubí, se vrací zpět jako negativní vlna a naopak. Vlna, která dorazí na uzavřený konec potrubí, se vrací zpět beze změny (pozitivní vlna zůstane pozitivní a naopak).

První typy výfuků byly pouze rovné potrubí, ty však nedokázaly využít veškeré výhody chování zvukových vln. Při otevření výfukového kanálu pozitivní vlna prochází výfukem, na volném konci se odrazí zpět jako negativní vlna a pokud dorazí k otevřenému výfukovému kanálu, pomáhá odsávat spaliny z válce. V takovémto případě by se negativní vlna měla znovu odrazit jako negativní vlna, putovat k volnému konci výfuku a odtud se opět odrazit a vracet jako pozitivní vlna. Pokud by měl výfuk správnou délku, dorazila by pozitivní vlna k výfukovému kanálu těsně před jeho uzavřením a vracela by do válce směs paliva a vzduchu, která unikla při vyplachování válce. Tento systém však nikdy nefungoval správně, protože vlna ztrácela příliš mnoho kinetické energie při každém dosažení volného konce a dvoudobý motor potřebuje silné tlakové pulsy, aby pracoval efektivně.

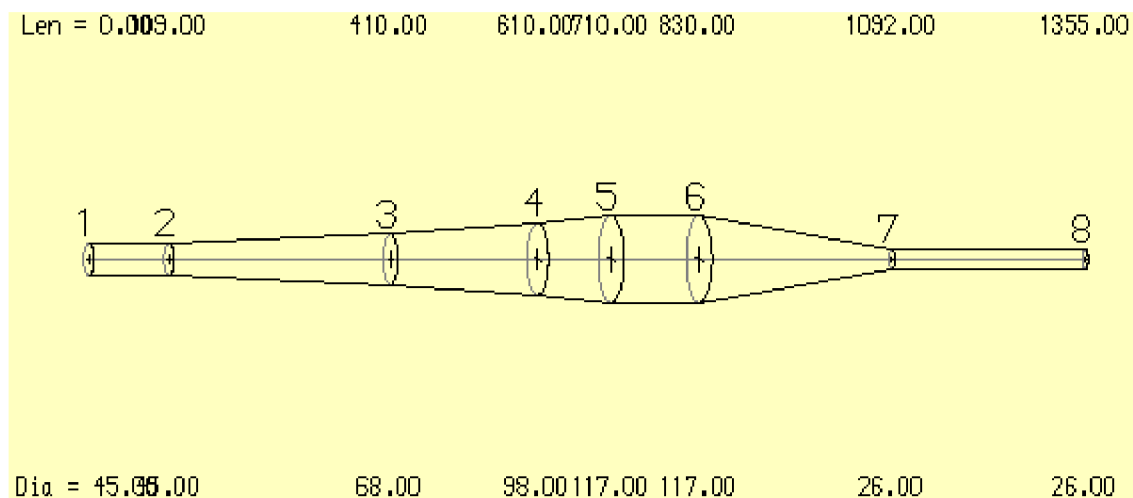
Další vývoj zahrnoval přidání difuzoru (tzv. megafonu) za rovné potrubí. Rozšiřující se stěny difuzoru kuželovitého tvaru působí stejně jako otevřený konec potrubí, odrazená vlna si však zachová většinu své energie a dokáže tak vytvořit vakuum až 0,04 MPa. Takto silná negativní vlna je velmi účinná při odsávání spalin z válce a pomáhá vyplachovat válec čerstvou směsí. Nevýhodou však je, že dlouhotrvající negativní vlna odsává do výfuku z válce také čerstvou směs paliva a vzduchu.

Opravdový průlom nastal přidáním zpětného kužele s malým koncovým otvorem. Tato část výfuku je nazývána jako expanzní komora. Takto přidaná kuželová část s malým otvorem se chová jako uzavřený konec potrubí a vyvolává tak ve výfuku dvojitý tlakový puls. Když pozitivní vlna z válce dorazí k difuzoru, část její energie se odrazí jako negativní vlna a pomáhá odsávat spaliny z válce. Část energie pokračuje ke zpětnému kuželu, kde je odrazena, avšak stále jako pozitivní a putuje zpět k válci. Tato silná pozitivní vlna dorazí k válci před uzavřením výfukového kanálu a vrací zpět do válce uniklou část směsi paliva a vzduchu, čímž zvyšuje výkon a snižuje spotřebu. Takto naladěný výfuk však pracuje ideálně pouze v určitém rozsahu otáček.

6.4.2 NÁVRH VÝFUKU

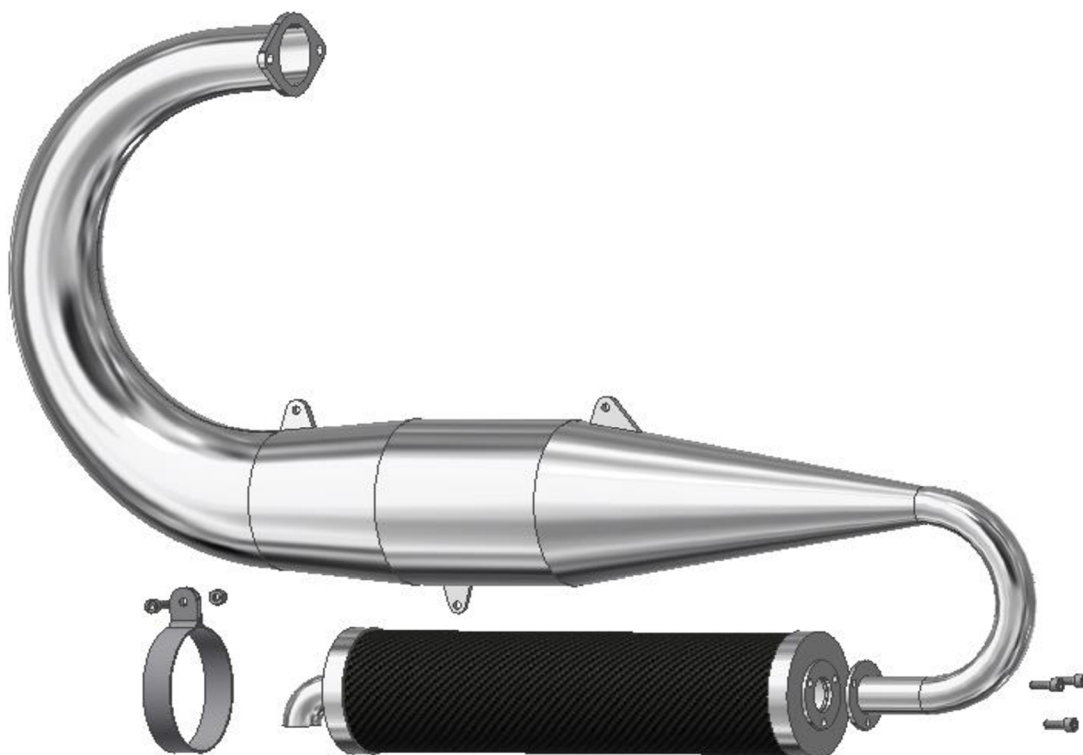
Rozměry výfuku byly vypočteny podle zdroje [1] a výpočet je v příloze 4. Ve výpočtu jsou 3 koeficienty s určitým rozptylem, jejichž nejlepší hodnota byla zjišťována experimentálně v programu Lotus Engine Simulation. Výsledný vliv koeficientů na výkon motoru byl značný. Z počáteční hodnoty 15,93 kW byl výkon zvýšen na 25,7 kW. Rozměry výfuku z programu

Lotus jsou na obr. 6.8. V horní části je celková délka výfuku v daném průřezu, v dolní části jsou dány průměry jednotlivých průřezů.



Obr. 6.8 Rozměry výfuku

Výfukový rezonátor je zhotoven jako svařenec z ocelového plechu tloušťky 1 mm. Přichycení k válci je provedeno plechovou přírubou tloušťky 3 mm se dvěma otvory, která je k výfuku přivařena. Výfuk je odkloněn od svislé roviny motoru o 4° kvůli uvolnění prostoru pro vrtulový reduktor. Ke konci výfuku je na přivařenou přírubu přišroubován tlumič hluku. Ten je k výfuku přichycen třemi šrouby a také plechovým držákem. Celý výfuk je k motoru přichycen přes dva pryžové silentbloky a svařovaný plechový držák. Kvůli zmenšení zástavbových rozměrů je výfukové potrubí zatočeno s pozvolnými rádiusy pro plynulé proudění výfukových plynů viz obr. 6.9.

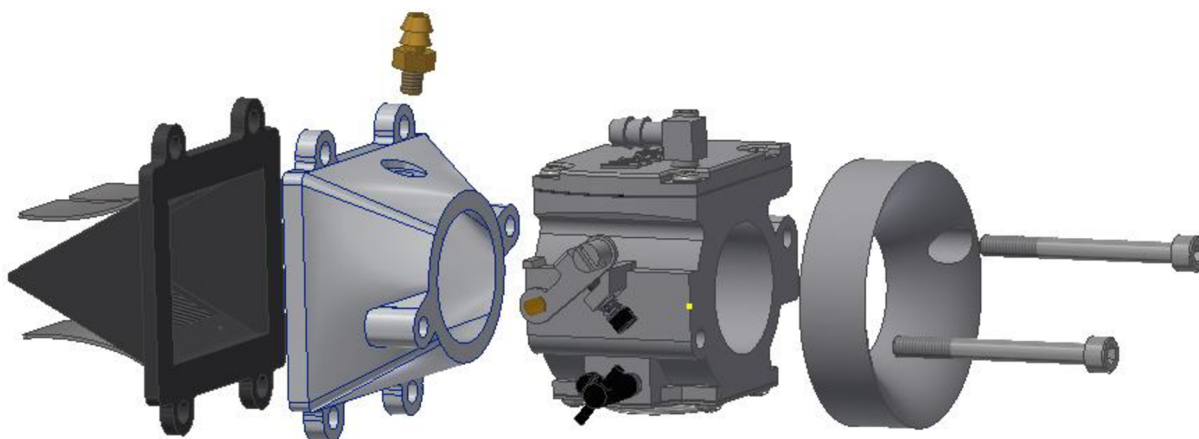


Obr. 6.9 Výfukové potrubí

6.5 SACÍ SYSTÉM

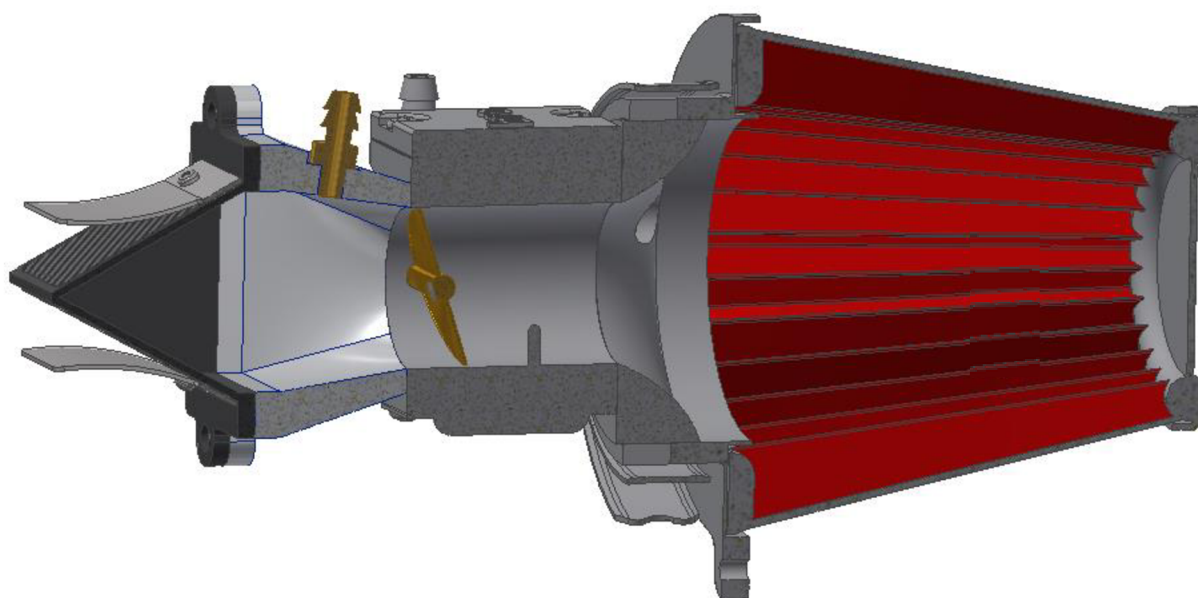
Sání směsi do válce je řízeno jazýčkovým ventilem používaným v motocyklech Yamaha YZ 250. Pryžové tělo ventilu je osazeno čtveřicí jazýčků z uhlíkového vlákna.

O přípravu směsi se stará podtlakový karburátor Walbro WB s průměrem difuzoru 37 mm. Tyto karburátory bývají s oblibou používány na paraglidových motorech hlavně proto, že jsou vybaveny podtlakovým čerpadlem paliva. Většina paraglidů má totiž nádrž s palivem umístěnou pod motorem. Mezi karburátorem a jazýčkovým ventilem je hliníkový mezikus zajišťující přechod z kruhového průřezu na obdélníkový. V mezikuse je vyvrtán otvor pro vzduchovou trysku, jenž dává podtlakový impuls do karburátoru a pohání tak membránu palivového čerpadla. Na vnější straně karburátoru je hliníkový soustružený nákrůžek



Obr. 6.10 Součásti sacího systému

trumpetového tvaru, který se stará o bezdoporový vstup nasávaného vzduchu. Vnější válcová plocha nákrůžku slouží pro přichycení vzduchového filtru. Rozměry trumpetového nákrůžku byly experimentálně zjištěny z programu Lotus Engine Simulation.



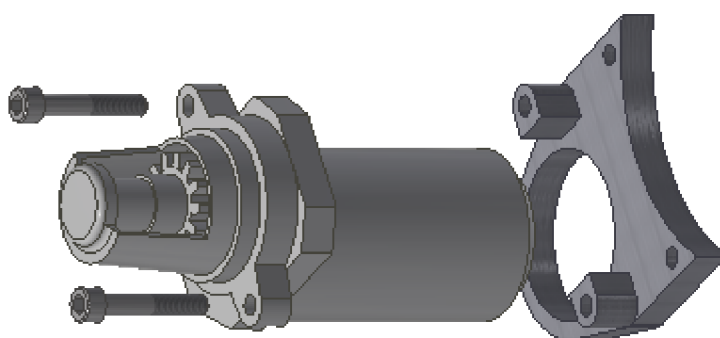
Obr. 6.11 Řez kompletním sacím systémem

6.6 SPOUŠTĚCÍ ZAŘÍZENÍ

Jak je dáno v zadání diplomové práce, je potřeba zakomponovat do paraglidového motoru ruční i elektrický startér, což není standardní u všech paraglidů.

6.6.1 ELEKTRICKÝ STARTÉR

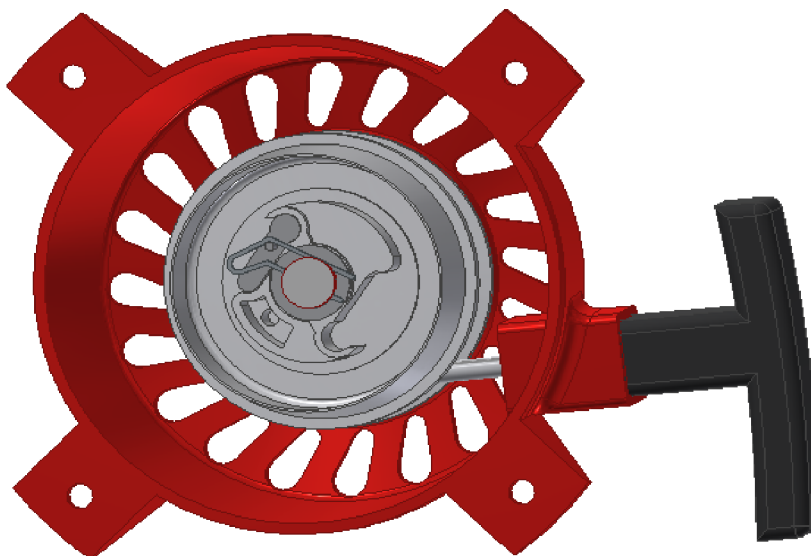
Je použito elektrického startéru s výsuvným pastorkem, používaným na čtyřkolkách Suzuki LT 80. Startér má výkon 500 W, otáčky 2000 min^{-1} a hmotnost 0,9 kg. Pastorek má 13 zubů a zapadá do tenkého ozubeného věnce, který je připevněn k rozběhové spojce, jak bude zmíněno v kapitole 7.1. Startér je k motoru připevněn pomocí hliníkové desky s dvěma výstupky pro šrouby. Deska startéru je přišroubována k nálitkům pro spojení obou polovin klikové skříně. Toto řešení je zvoleno z důvodu možnosti přemístění startéru, kvůli přenastavitelnému vrtulovému reduktoru.



Obr. 6.12 Elektrický startér

6.6.2 RUČNÍ STARTÉR

Startér je umístěn na pravé straně motoru. Je zvolen ruční tahový startér s výsuvným palcem. Tento palec zapadá do speciálního ozubeného protikusu, který je upevněn k rotoru zapalování (viz obr. 6.14). Kladka startéru je navijena spirálovou pružinou a celek je upevněn na plechovém krytu, který slouží zároveň jako kryt zapalování.

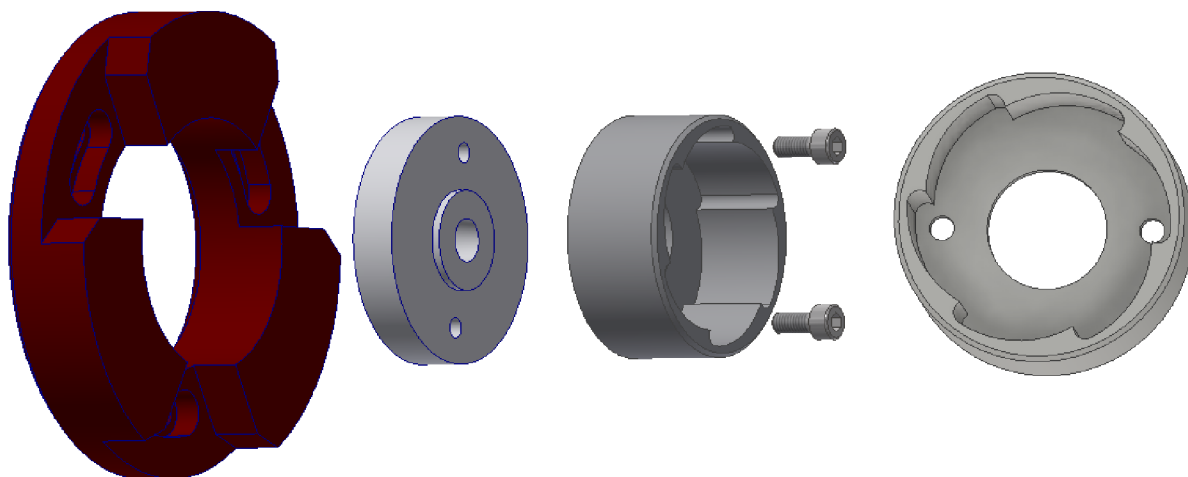


Obr. 6.13 Ruční startér

6.7 ZAPALOVÁNÍ

Je použito bezkontaktní pravotočivé zapalování SZ 60-02 od českého výrobce VAPE. Toto zapalování nepotřebuje zdroj a dokáže spolehlivě pracovat až do 20 000 otáček. [14]

Kvůli použití zvoleného typu ručního startéru je nutné na rotor zapalování upevnit protikus se speciálními drážkami pro výsuvný palec startéru (obr. 6.14). Pro upevnění protikusu jsou využity originální otvory v rotoru, sloužící pro instalaci stahováku rotoru z kuželovitého čepu klikového hřídele.



Obr. 6.14 Zapalovací souprava s protikusem startéru

7 NÁVRH VRTULOVÉHO REDUKTORU

Vrtulový reduktor má za úkol snížit otáčky vrtule oproti otáčkám motoru. Maximální otáčky vrtulí jsou udávány výrobcí v rozmezí $2800 - 3000 \text{ min}^{-1}$. Požadovaného snížení otáček je dosaženo převodem žebrovým řemenem CONTI-V MULTIRIB typu PK. Žebrový řemen je pro tuto aplikaci používán kvůli řadě výhod. Dokáže přenášet velké výkony na krátké osové vzdálenosti a to i na malých řemenicích, pracuje spolehlivě až do 10 000 otáček za minutu, má tichý chod a dobře se chladí. Návrh řemenového převodu je v následující kapitole. [15]

7.1 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Výpočet je proveden pro otáčky maximálního výkonu motoru. Je zvolena nižší dovolená hodnota maximálních otáček vrtule, aby v případě přetočení motoru měla vrtule drobnou rezervu. Průměr malé řemenice je zvolen s ohledem na nejmenší dovolený průměr řemenice a velikost ložisek použitých pro spojkový buben, jak bude zmíněno v kapitole 7.3. Výpočet je proveden v programu MathCad podle katalogu firmy ContiTech. [15]

Maximální otáčky motoru $n_{max} := 8000 \text{ min}^{-1}$

Maximální otáčky vrtule $n_{vmax} := 2800 \text{ min}^{-1}$

Maximální výkon motoru $P_{max} := 25.7 \text{ kW}$

Průměr malé řemenice $d_{mr} := 56 \text{ mm}$

Převodový poměr reduktoru

$$i_r := \frac{n_{max}}{n_{vmax}} \quad i_r = 2.857 \quad (7.1)$$

Efektivní lineární diferenciál řemenu PK $h_b := 1.5 \text{ mm}$

Výškový faktor řemenu PK $h_f := 2.5 \text{ mm}$

Průměr velké řemenice

$$d_{vr} := d_{mr} \cdot i_r + 2 \cdot h_b \cdot (i_r - 1) \quad d_{vr} = 165.571 \text{ mm} \quad (7.2)$$

Minimální osová vzdálenost

$$a_{min} := 0.7 \cdot (d_{mr} + d_{vr}) \quad a_{min} = 155.1 \text{ mm} \quad (7.3)$$

Efektivní délka řemenu

$$L_b := 2 \cdot a_{min} + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{mr} + d_{vr}) + \frac{(d_{vr} - d_{mr})^2}{4 \cdot a_{min}} \quad L_b = 677.595 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Z katalogu je vybrána nejbližší vyšší hodnota skutečné délky řemenu $L_{sk} := 686 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost

$$a_{sk} := \frac{1}{4} \cdot \left(L_{sk} - \frac{d_{vr} + d_{mr}}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_{sk} - \frac{d_{vr} + d_{mr}}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (d_{vr} - d_{mr})^2}$$

$$a_{sk} = 159.574 \text{ mm} \quad (7.5)$$

Úhel opásání malé řemenice

$$\beta_m := 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_{vr} - d_{mr}}{2 \cdot a_{sk}}\right) \quad \beta_m = 139.841 \text{ deg} \quad (7.6)$$

Minimální napínací vůle

$$x := \frac{0.01 \cdot L_{sk}}{\sin\left(\frac{\beta_m}{2}\right)} \quad x = 7.304 \text{ mm} \quad (7.7)$$

Minimální montážní vůle

$$y := \frac{0.01 \cdot L_{sk} + \pi \cdot h_f \cdot \frac{\beta_m}{360}}{\sin\left(\frac{\beta_m}{2}\right)} \quad y = 7.361 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Rychlost řemenu

$$v_r := (d_{mr} + 2 \cdot h_b) \cdot n_{max} \cdot \pi \quad v_r = 24.714 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.9)$$

Maximální dovolená rychlost řemenu typu PK je 50 ms^{-1}

Součinitele ovlivňující počet žebër řemenu:

Silový součinitel závislý na úhlu opásání $c_1 := 0.90$

Servisní součinitel $c_2 := 1$

Délkový součinitel $c_3 := 0.92$

Výkon přenesený jedním žebrem řemenu $P_R := 1.96 \text{ kW}$

Nejmenší počet žebër řemenu

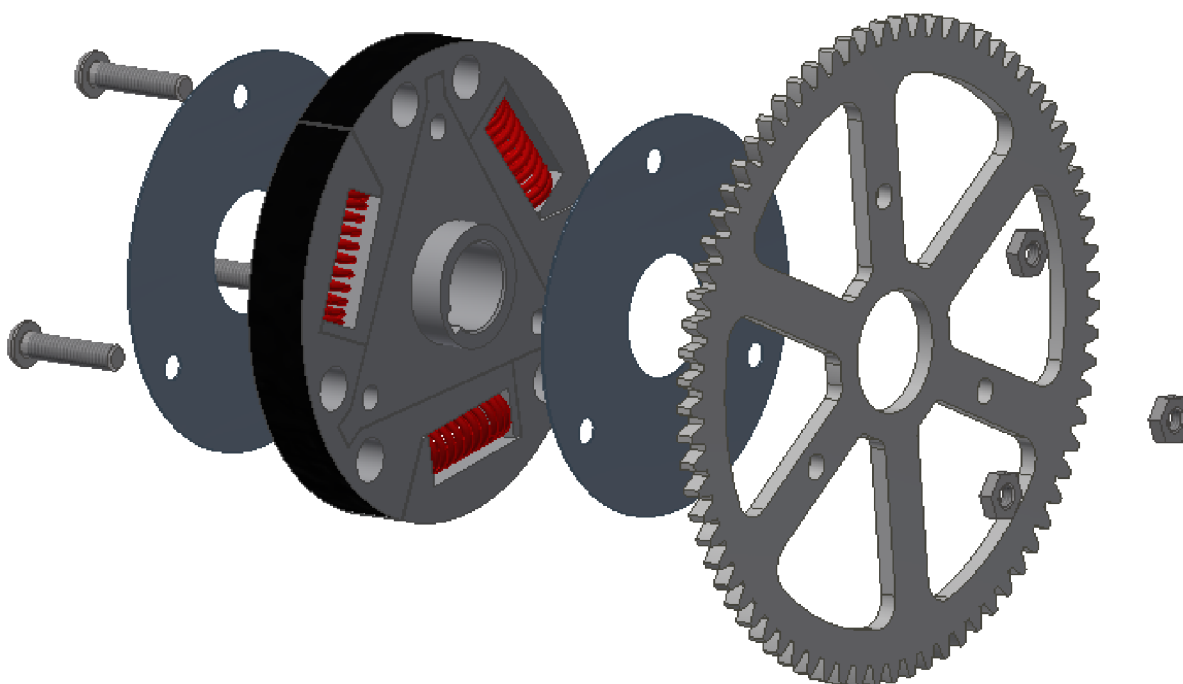
$$z_r := \frac{P_{max} \cdot c_2}{P_R \cdot c_1 \cdot c_3} \quad z_r = 15.836 \quad (7.10)$$

Je použit řemen s šestnácti žebry. Obchodní označení: CONTI-V MULTIRIB Multiple V-Ribbed Belt 16 PK 686.

7.2 SPOJKA

O přenos kroučícího momentu se stará tříčelistová rozběhová spojka TRI-LOBE od firmy NORAM Clutch. Tato spojka dokáže přenášet maximální výkon 29 kW.[17]

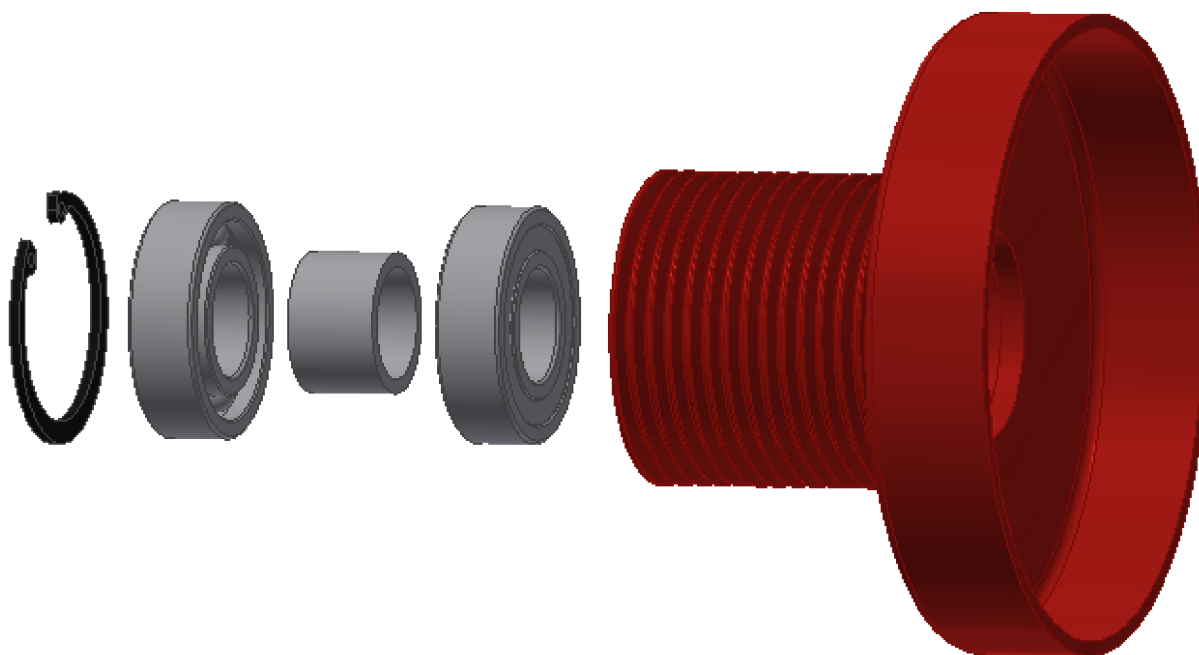
Z obou stran spojky jsou kruhové plechy tloušťky 2 mm sloužící k vedení čelistí spojky. Originální šrouby jsou nahrazeny delšími, protože na tělo spojky je přišroubován také ozubený věnec pro elektrický startér, jehož přesná poloha je ustavena středovým otvorem. Hmotnost věnce startéru je snížena vylehčovacími otvory.



Obr. 7.1 Sestava spojky

7.3 MALÁ ŘEMENICE

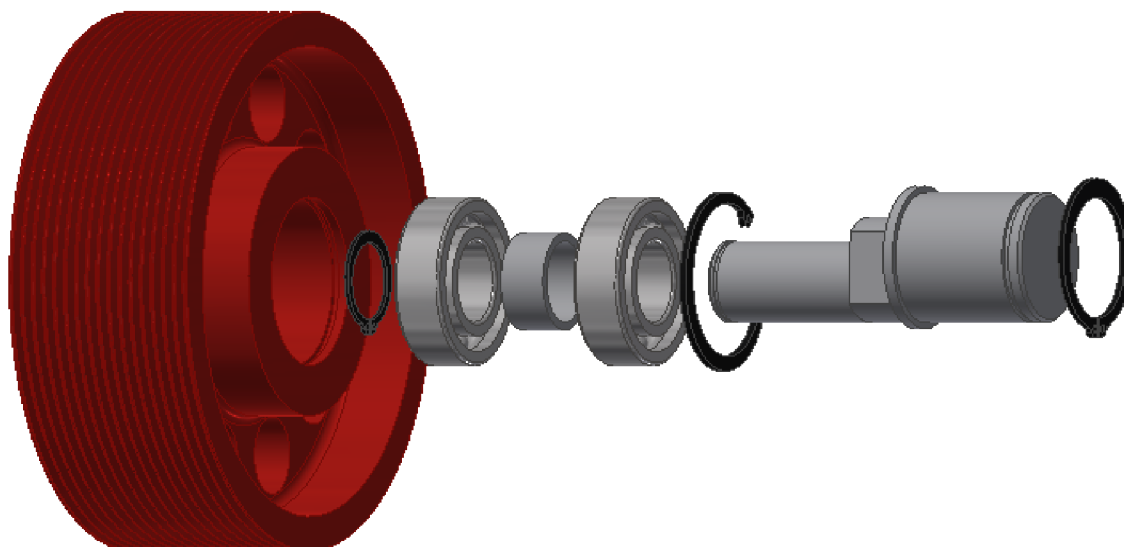
Malá řemenice s šestnácti drážkami pro řemen je vysoustružena z duralu a tvoří jeden kus s bubnem rozběhové spojky. V řemenici jsou zalisována dvě zakrytovaná ložiska 6004, vymezena distančním kroužkem. Je použito ložisek nejzákladnější řady, protože provoz ložisek je pouze při volnoběžných otáčkách motoru a také aby nedocházelo ke zbytečnému zvětšování malé řemenice, což by vedlo ke zvýšení hmotnosti celého reduktoru. Ložiska jsou v řemenici pojištěna proti vysunutí vnitřním segerovým pojistným kroužkem. Celek malé řemenice je nasazen přímo na levém čepu klikového hřídele a je zajištěn podložkou a maticí M14 x 1,5. Toto řešení zajišťuje možnost volného otáčení klikového hřídele při stojící vrtuli. Když dojde ke zvýšení otáček motoru, čelisti spojky se odstředivou silou rozeznou do bubnu řemenice a roztočí tak vrtuli.



Obr. 7.2 Sestava malé řemenice

7.4 VELKÁ ŘEMENICE

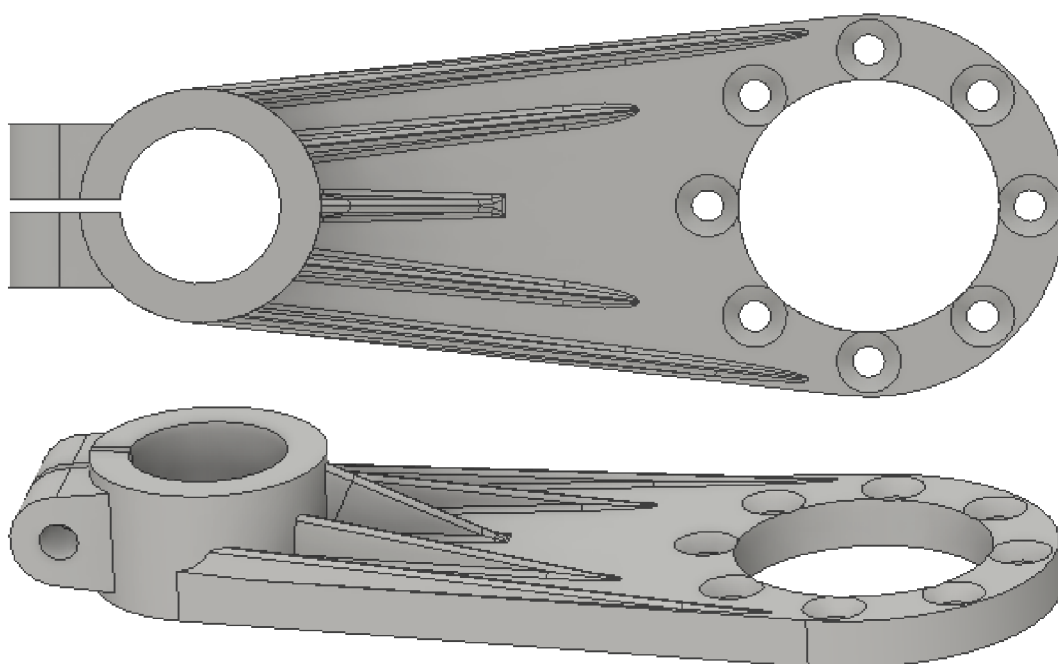
Velká řemenice je soustružena z duralu, opatřena vylehčovacími otvory. Běží na dvojici kuličkových ložisek 6205 vymezených distančním kroužkem. Ve velké řemenici jsou ložiska na jedné straně opřeny o osazení, z druhé strany jsou pojištěny vnitřním segerovým pojistným kroužkem. Z vnější strany řemenice je osazení a šest otvorů se závity pro upevnění vrtule. Ložiska jsou nalisována na excentrickém čepu. Čep je tvořen válcovou plochou průměru 25 mm (obr. 7.3 levá část čepu), válcovou plochou průměru 40 mm (obr. 7.3 pravá část čepu), ve středu čepu je dorazové osazení a rovnoběžně obrobene plochy pro plochý klíč šířky 27 mm. Obě válcové plochy čepu jsou broušeny a zakončeny zápichem pro vnější segerové pojistné kroužky. Excentrickým čepem je realizováno napínání řemenu reduktoru.



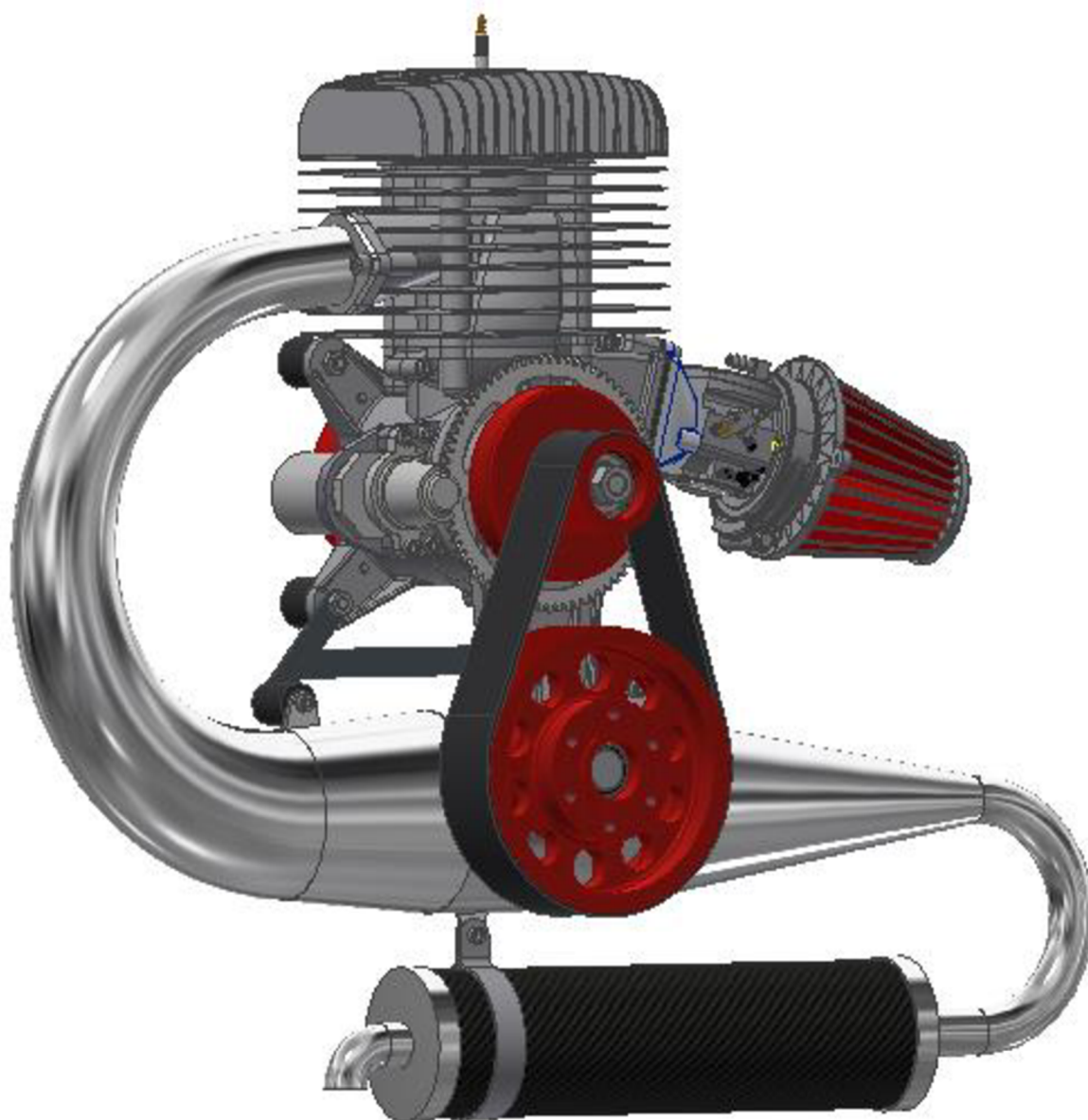
Obr. 7.3 Sestava velké řemenice s čepem reduktoru

7.5 NOSNÁ DESKA REDUKTORU

U paraglidových motorů je běžně nosná deska součástí odlitku motorové skříně. Kvůli požadavku na přestavitelnou polohu vrtulového reduktoru je však nosná deska reduktoru řešena jako samostatný hliníkový odlitek s výztužnými žebry. Pro montáž nosné desky k motoru slouží osm otvorů se zahloubením pro zápusťné hlavy šroubů. Deska je však k motoru přichycena pouze sedmi šrouby, protože na místě které odpovídá hornímu montážnímu otvoru je veden v motorové skříně mazací kanálek ložisek (viditelné v řezu vrtulovým reduktorem v příloze 1). Vnitřní válcové plochy jsou broušeny kvůli přesnému ustavení polohy jak na motoru tak i excentrického čepu velké řemenice. Excentrický čep je po nastavení napnutí řemene pojištěn ve svěrném spoji přídržným šroubem M10 x 1.



Obr. 7.4 Nosná deska reduktoru



Obr. 7.5 Celkový pohled na motor

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout dvoudobý motor o zdvihovém objemu 240 cm^3 , který je vhodný pro pohon motorového paraglidu, včetně návrhu vhodného vrtulového reduktoru. Na základě zvolených parametrů a analytických výpočtů byl v programu Lotus Engine Simulation navržen motor, u kterého byl vhodnou úpravou výfukového rezonátoru a sacího potrubí vyladěn výkon motoru do požadovaného rozmezí. Z tohoto simulačního prostředí byl získán indikátorový diagram, který sloužil jako základ pro silovou analýzu.

V kapitole 3 byl proveden návrh pístní skupiny, ojnice a klikového hřídele. Byly zhotoveny 3D modely všech součástí, ze kterých byly zjištěny důležité fyzikální vlastnosti potřebné pro další výpočty (hmotnosti, momenty setrvačnosti, těžiště a jiné). Při návrhu klikového hřídele byl proveden pouze orientační návrh velikosti setrvačnicků, protože u paraglidového motoru není kladen požadavek na rychlou akceleraci motoru jako např. u závodních motorů.

Po návrhu klikového mechanismu byl proveden rozbor sil působící na jednotlivé součásti. Z těchto sil byla analyticky provedena pevnostní kontrola pístu, pístního čepu a ojnice. Bylo zjištěno, že navržené součásti jsou dostatečně dimenzovány.

Dále byly navrženy ostatní komponenty motoru, a to válec, hlava válce, kliková skříň, sací a výfukový systém. Tyto součásti byly řešeny s ohledem na funkčnost, design a možnost zakomponování nakupovaných součástí (elektrický a ruční startér, spojka, zapalování) a navrženého vrtulového reduktoru. Vrtulový reduktor je nedílnou součástí paraglidového motoru, sloužící ke zmenšení otáček vrtule. U většiny motorů má pevně danou polohu, což může být v určitých případech omezující. V této práci byl navržen přenastavitelný vrtulový reduktor s pěti možnými polohami (viz příloha 1). To je výhodné především proto, že různí výrobci rámu volí jiné umístění nádrže, ochranné klece pro vrtuli či polohu připevnění motoru.

V této práci byl navržen konkurenceschopný dvoudobý vzduchem chlazený paraglidový motor o zdvihovém objemu 240 cm^3 dosahující maximálního výkonu $25,7 \text{ kW}$ při $8000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, vážící $27,83 \text{ kg}$ (včetně příslušenství a výfuku). Tento motor disponuje řadou předností, jako je elektrický i ruční startér, rozběhová spojka zvyšující bezpečnost při manipulaci s motorem a hlavně přenastavitelná poloha vrtulového reduktoru, což umožňuje zástavbu motoru do více typů sériově vyráběných rámu s použitou roztečí úchytů. Díky stejné rozteči úchytů může být motor v rámu libovolně natočen (např. válcem dolů), v případě že by to vyžadovaly zástavbové rozměry (např. při použití větší nádrže).

Předmětem dalšího vývoje by mohla být simulace proudění náplně ve válci a také pevnostní analýza všech použitých součástí s cílem nalezení nejmenší možné hmotnosti jednotlivých komponentů a tedy celkového odlehčení motoru. Tato práce se těmito problémy nezabývala, jelikož reálná simulace by značně převýšila rozsah této diplomové práce.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BLAIR, Gordon P. *Design and simulation of two- stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, 623 s. ISBN 15-609-1685-0.
- [2] VYKOUKAL, Rudolf. *Dvoudobé motory vozidlové: theorie, výpočet a konstrukce*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957. Řada strojnické literatury.
- [3] ODD BIKE. *Two Stroke Cross Flow Scavenging* [online]. 2013 [cit. 2018-02-10]. Dostupné z: www.odd-bike.com201306silk-700-ultimate-english-two-stroke.html
- [4] HUSÁK, Pavel. *Motocykly s dvoudobým motorem: konstrukce, výpočty a stavba motocyklů*. Brno: Computer Press, 2011. ISBN 978-80-251-2280-8.
- [5] MACHINERY SPACES. *Scavenging methods* [online]. 2016 [cit 2018-3-1]. Dostupné z: www.machineryspaces.comscavenging.html
- [6] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, 156 s. ISBN 09-126-5641-7
- [7] BELL, Graham. *Two-stroke performance tuning*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North America, 1999, 271 s. ISBN 18-596-0619-9.
- [8] DIXON, John C. *The high-performance two-stroke engine*. Calif.: Haynes North America, 2005, 290 s. ISBN 18-442-5045-8.
- [9] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s.
- [10] RAUSCHER, Jaroslav. *Ročníkový projekt: Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 154 s.
- [11] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Hnací ústrojí: Vyvažování klikového mechanismu*. Brno, 2013.
- [12] MACKERLE, Julius. *Vzduchem chlazené vozidlové motory*. 2., přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1960.
- [13] FLY PRODUCTS. *Paramotors spare parts* [online]. 2016 [cit. 2018-3-18] Dostupné z: <http://www.flyproducts.com/eng/ricambi/paramotori/>
- [14] VAPE ESHOP. *Souprava zapalování SZ60-2* [online]. 2018 [cit. 2018-4-12]. Dostupné z: <http://eshop.vape.cz/z3829-souprava-zapalovani-sz60-2>
- [15] ContiTech Power Transmission Systems. *CONTI-V MULTIRIB* [online]. 2018 [cit 2018-4-19]. Dostupné z: http://www.powerparts.it/contitech_pdf/CONTITECH_multirib.pdf
- [16] FÜRBACHER, Ivan. *Lexikon ocelí: materiálové listy se zahraničními materiály*. Praha: Dashöfer, 2006-. ISSN 1802-3029.

- [17] NORAM Clutch corporation. TRI-LOBE Centrifugal clutch [online]. 2016 [cit 2018-5-3]. Dostupné z: <http://www.noramclutch.com/centrifugal-clutch/trilobe-sp1.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻²]	Zrychlení pístu
$a_1(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻²]	1. Harmonická složka zrychlení pístu
$a_2(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻²]	2. Harmonická složka zrychlení pístu
a_{konst}	[MPa]	Konstanta výpočtu ojnice na vzpěr pro uhlíkovou ocel
a_{min}	[mm]	Minimální osová vzdálenost
a_o	[mm]	Vzdálenost středu malého oka k těžišti
a_{sk}	[mm]	Skutečná osová vzdálenost
b_{konst}	[MPa]	Konstanta výpočtu ojnice na vzpěr pro uhlíkovou ocel
b_o	[mm]	Vzdálenost středu velkého oka k těžišti
c_1	[-]	Silový součinitel závislý na úhlu opásání
c_2	[-]	Servisní součinitel
c_3	[-]	Délkový součinitel
c_s	[m·s ⁻¹]	Střední pístová rychlost
D	[mm]	Vrtání válce
D_a	[mm]	Vnější průměr pístního čepu
D_{D1}	[mm]	Vnitřní průměr dolního oka
D_{D2}	[mm]	Vnější průměr dolního oka
D_{H1}	[mm]	Vnitřní průměr horního oka
D_{H2}	[mm]	Vnější průměr horního oka
D_i	[mm]	Vnitřní průměr pístního čepu
d_{mr}	[mm]	Průměr malé řemenice
DU	[-]	Dolní úvrat'
d_{vr}	[mm]	Průměr velké řemenice
E_0	[GPa]	Modul pružnosti v tahu
F_{pi}	[kN]	Síla od tlaku plynů
F_{ci}	[kN]	Celková síla ve směru osy válce
F_{cmax}	[kN]	Maximální celková síla v ose válce
F_{cmin}	[kN]	Minimální celková síla v ose válce
F_{ni}	[kN]	Boční síla na píst
F_{nmax}	[kN]	Maximální boční síla na píst
F_{nmin}	[kN]	Minimální boční síla na píst
F_{ocelk}	[kN]	Síla přenesená ojnicí

F_{oci}	[kN]	Celková síla v ojničním čepu
F_{ocmax}	[kN]	Maximální celková síla v ojničním čepu
F_{ocmin}	[kN]	Minimální celková síla v ojničním čepu
F_{oi}	[kN]	Síla přenášená pístním čepem
F_{omax}	[kN]	Maximální síla přenášená pístním čepem
F_{omin}	[kN]	Minimální síla přenášená pístním čepem
F_{pmax}	[kN]	Maximální síla od tlaku plynů
F_{pmin}	[kN]	Minimální síla od tlaku plynů
F_r	[N]	Odstředivá síla rotačních částí
F_{rci}	[kN]	Celková radiální síla
F_{rcmax}	[kN]	Maximální celková radiální síla
F_{rcmin}	[kN]	Minimální celková radiální síla
F_{ri}	[kN]	Radiální složka síly přenesená ojnicí
F_{rmax}	[kN]	Maximální radiální složka síly přenesená ojnicí
F_{rmin}	[kN]	Minimální radiální složka síly přenesená ojnicí
F_{rod}	[kN]	Odstředivá síla rotačních částí ojnice
F_{scelki}	[kN]	Celková setrvačná síla
F_{sI}	[N]	Setrvačná síla posuvných částí 1. řádu
F_{si}	[kN]	Setrvačná síla
F_{smax}	[kN]	Maximální setrvačná síla
F_{smin}	[kN]	Minimální setrvačná síla
F_v	[N]	Odstředivá síla vývažku
F_{vI}	[N]	Síla vývažku posuvných částí 1. řádu
h_b	[mm]	Efektivní lineární diferenciál řemenu PK
H_D	[mm]	Šířka dolního oka
h_f	[mm]	Výškový faktor řemenu PK
H_H	[mm]	Šířka horního oka
HU	[–]	Horní úvrat'
i_o	[mm]	Poloměr setrvačnosti v průřezu III-III
i_r	[–]	Převodový poměr reduktoru
I_T	[kg·mm ²]	Moment setrvačnosti ojnice k těžišti
I_{xA}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu A-A v ose x
I_{xB}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu B-B v ose x

I_{xIII}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu III-III v ose x
I_{yA}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu A-A v ose y
I_{yB}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu B-B v ose y
I_{yIII}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu III-III v ose y
k	[-]	Zdvihový poměr
K	[-]	Stupeň vyvážení
k_l	[-]	Konstanta přenosu normálové síly z ložiska do oka
K_x	[-]	Součinitel napětí v ohybu pro osu x
K_y	[-]	Součinitel napětí v ohybu pro osu y
$K_{\sigma A}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu A-A
$K_{\sigma B}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu B-B
$K_{\sigma I}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu I-I
$K_{\sigma II}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu II-II
$K_{\sigma III}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace napětí průřezu III-III
$K_{\tau B}$	[-]	Součinitel vrubové koncentrace smykového napětí průřezu B-B
L_b	[mm]	Efektivní délka řemenu
l_c	[mm]	Délka pístního čepu bez zaoblení
l_n	[mm]	Vzdálenost čel nálitků pístního čepu
l_o	[mm]	Rozteč ok ojnice
l_p	[mm]	Šířka pouzdra bez sražení
l_{pl}	[mm]	Nosná délka pláště pístu
L_{sk}	[mm]	Skutečná délka řemenu
m_1	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí
m_2	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí
m_3	[kg]	Redukovaná hmotnost v těžišti ojnice
m_A	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice
m_B	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice
m_k	[kg]	Hmotnost vývažku
M_{ki}	[Nm]	Kroutící moment
M_{kis}	[Nm]	Střední indikovaný moment
M_{kmaxi}	[Nm]	Maximální hodnota kroutícího momentu
M_{kmini}	[Nm]	Minimální hodnota kroutícího momentu
m_{oj}	[kg]	Hmotnost ojnice

m_{ol}	[g]	Hmotnost ojnicního ložiska
m_p	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
$m_{pč}$	[g]	Hmotnost pístního čepu
m_{pi}	[g]	Hmotnost pístu
m_{pk}	[g]	Hmotnost pístního kroužku
m_{pl}	[g]	Hmotnost pístního ložiska
m_{poj}	[g]	Hmotnost pojistného kroužku
m_r	[kg]	Hmotnost rotačních částí
m_{tk}	[g]	Hmotnost axiálního třecího kroužku
m_v	[kg]	Hmotnost vývažku
n_B	[-]	Celková bezpečnost průřezu B-B
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru
n_{vmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky vrtule
n_{vz}	[-]	Bezpečnost vzpěru pro průřezu III-III
$n_{σA}$	[-]	Bezpečnost průřezu A-A
$n_{σB}$	[-]	Bezpečnost průřezu B-B
$n_{σI}$	[-]	Bezpečnost průřezu I-I
$n_{σII}$	[-]	Bezpečnost průřezu II-II
$n_{σIII}$	[-]	Bezpečnost průřezu III-III
$n_{τB}$	[-]	Bezpečnost ve smyku průřezu B-B
p_i	[MPa]	Indikovaný tlak ve válci
P_{is}	[kW]	Střední indikovaný výkon
p_k	[MPa]	Tlak v klikové skříní
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak ve válci
P_{max}	[kW]	Maximální otáčky motoru
p_o	[MPa]	Měrný tlak mezi pístním čepem a ložiskem ojnice
p_p	[MPa]	Měrný tlak mezi pístním čepem a oky pístu
p_{pl}	[MPa]	Měrný tlak na plášti pístu
P_R	[kW]	Výkon přenesený jedním žebrem řemenu
r	[m]	Rameno zalomení klikového hřídele
R_k	[mm]	Rameno klikového hřídele
Rk	[mm]	Rameno klikového hřídele
r_{tA}	[mm]	Poloměr polohy těžiště průřezu A-A

r_v	[m]	Rameno vývažku
r_v	[mm]	Poloměr vetknutí pístu
$s_1(\alpha)$	[m]	1. Harmonická složka dráhy pístu
$s_2(\alpha)$	[m]	2. Harmonická složka dráhy pístu
S_A	[mm ²]	Plocha průřezu A-A
S_B	[mm ²]	Plocha průřezu B-B
S_{oII}	[mm ²]	Plocha průřezu II-II
S_{oIII}	[mm ²]	Plocha průřezu III-III
$s_p(\alpha)$	[m]	Dráha pístu
S_{pmin}	[mm ²]	Minimální příčný průřez pístu
t_o	[mm]	Minimální výška dřívku
t_{oI}	[mm]	Maximální výška dřívku
T_{oj}	[mm]	Střední šířka dřívku
t_p	[mm]	Tloušťka dna pístu
$v(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻¹]	Rychlost pístu
$v_1(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻¹]	1. Harmonická složka rychlosti pístu
$v_I(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻¹]	1. Harmonická složka rychlosti pístu
$v_2(\alpha, \omega)$	[m·s ⁻¹]	2. Harmonická složka rychlosti pístu
V_k	[cm ³]	Kompresní objem
v_r	[m·s ⁻¹]	Rychlost řemenu
v_v	[mm]	Výška výfukového kanálu
V_Z	[cm ³]	Zdvihový objem
x	[mm]	Minimální napínací vůle
y	[mm]	Maximální napínací vůle
Z	[Pa]	Zdvih válce
z_A	[mm]	Vzdálenost těžiště průřezu A-A k okraji průřezu
z_B	[mm]	Vzdálenost těžiště průřezu B-B k okraji průřezu
β	[°]	Úhel odklonu ojnice
β	[°]	Úhel opásání malé řemenice
ε_k	[-]	Teoretický kompresní poměr
λ	[-]	Klikový poměr
ζ	[-]	Štíhlost ojnice
σ_I	[MPa]	Mez únavy pro ohybové namáhání

σ_A	[MPa]	Největší napětí v krajním vlákně průřezu A-A
σ_{aA}	[MPa]	Amplituda napětí průřezu A-A
σ_{aB}	[MPa]	Amplituda napětí průřezu B-B
σ_{aOI}	[MPa]	Amplituda napětí průřezu I-I
σ_{aOII}	[MPa]	Amplituda napětí průřezu II-II
σ_{aOIII}	[MPa]	Amplituda napětí průřezu III-III
σ_{as}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákně průřezu I-I
σ_{at}	[MPa]	Normálové napětí ve vnějším vlákně vyvolané tlakovou silou
σ_{Bmax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí v průřezu B-B
σ_{Bmin}	[MPa]	Minimální ohybové napětí v průřezu B-B
σ_e	[MPa]	Napětí na mezi pružnosti
σ_{is}	[MPa]	Normálové napětí ve vnitřním vlákně průřezu I-I
σ_{KR}	[MPa]	Kritické napětí vzpěru v průřezu III-III
σ_{mA}	[MPa]	Střední napětí průřezu A-A
σ_{mB}	[MPa]	Střední napětí průřezu B-B
σ_{mOI}	[MPa]	Střední napětí průřezu I-I
σ_{mOII}	[MPa]	Střední napětí průřezu II-II
σ_{mOIII}	[MPa]	Střední napětí průřezu III-III
σ_{n1}	[MPa]	Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tahem
σ_{n2}	[MPa]	Normálové napětí v průřezu B-B způsobené tlakem
σ_o	[MPa]	Namáhání pístního čepu ohybem
σ_{o1}	[MPa]	Normálové napětí vyvolané momenty M_1 a M_A
σ_{o2}	[MPa]	Normálové napětí v průřezu B-B způsobené momentem M_2
$\sigma_{oIIImax}$	[MPa]	Maximální napětí v průřezu III-III
$\sigma_{oIIImin}$	[MPa]	Minimální napětí v průřezu III-III
σ_{oIImax}	[MPa]	Maximální napětí v průřezu II-II
σ_{oIImin}	[MPa]	Minimální napětí v průřezu II-II
σ_{omax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí vetknuté desky
σ_{po}	[MPa]	Mez pevnosti ojnice
σ_t	[MPa]	Maximální tahové napětí v příčném průřezu
σ_{tI}	[MPa]	Normálové napětí v průřezu III-III
$\sigma_{tI max}$	[MPa]	Maximální tlakové napětí v příčném průřezu
$\sigma_{\sigma IA}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu A-A

$\sigma_{\sigma 1B}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu B-B
$\sigma_{\sigma 2A}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu A-A
$\sigma_{\sigma 2B}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu B-B
$\sigma_{\sigma 1I}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu I-I
$\sigma_{\sigma 12}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu I-I
$\sigma_{\sigma II1}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu II-II
$\sigma_{\sigma II2}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu II-II
$\sigma_{\sigma III1}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu III-III
$\sigma_{\sigma III2}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu III-III
$\sigma_{\tau 1B}$	[-]	Součinitel vlivu absolutní velikosti průřezu B-B pro smyk
$\sigma_{\tau 2B}$	[-]	Součinitel vlivu drsnosti povrchu průřezu B-B pro smyk
τ_I	[MPa]	Mez únavy pro smykové namáhání
τ_{aB}	[MPa]	Amplituda napětí pro smyk průřezu B-B
τ_{max}	[MPa]	Namáhání pístního čepu smykem
τ_{mB}	[MPa]	Střední napětí pro smyk průřezu B-B
τ_{t1}	[MPa]	Tečné napětí v průřezu B-B
τ_{t2}	[MPa]	Tečné napětí v průřezu B-B způsobené tlakem
φ_d	[°]	Úhel zakotvení dřívku
φ_z	[°]	Úhel zakotvení ojnicního oka
$\psi_{\sigma A}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu A-A
$\psi_{\sigma B}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu B-B
$\psi_{\sigma I}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu I-I
$\psi_{\sigma II}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu II-II
$\psi_{\sigma III}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu III-III
$\psi_{\tau B}$	[-]	Součinitel citlivosti asymetrie cyklu průřezu B-B pro smyk
ω	[s ⁻¹]	Úhlová rychlost klikového hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Celkové pohledy a řezy motoru
Příloha 2	Pevnostní kontrola pístu
Příloha 3	Pevnostní kontrola ojnice
Příloha 4	Návrh výfukového rezonátoru
Příloha 5	Výkres sestavy motoru