

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MECHANISMUS JEDNOVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

MECHANISM OF A ONE-CYLINDER SPARK IGNITION ENGINE WITH ELONGATED EXPANSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. STANISLAV TOKAŘ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Stanislav Tokař

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Mechanismus jednoválcového zážehového motoru s prodlouženou expanzí

v anglickém jazyce:

Mechanism of a one-cylinder spark ignition engine with elongated expansion

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout mechanismus zážehového motoru s prodlouženou expanzí.

Cíle diplomové práce:

Navrhnout uspořádání mechanismu zážehového motoru s danými základními parametry válcové jednotky.

Vyšetřit průběhy kinematických veličin navržených variant mechanismu.

Vyšetřit průběhy setrvačných sil v mechanismu.

Provést pevnostní kontrolu vybraných částí mechanismu.

Zhodnotit přednosti a nedostatky navrženého řešení.

Seznam odborné literatury:

Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství ČVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1

Heisler, H.: Advanced engine technology, SAE 2002

Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 9.12.2008

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato práce se zaměřuje na návrh klikového mechanismu motoru s prodlouženou expanzí. Hlavní pozornost je věnována na vyšetření průběhů kinematických veličin a setrvačných sil v mechanismu. Dále je v této práci provedena analýza napjatosti ojnice a porovnána s ojnící klasického motoru. V poslední části je zhodnocení předností a nedostatků navrženého řešení mechanismu.

Klíčová slova: prodloužená expanze, průběh kinematických veličin, ojnice, táhlo, analýza napjatosti, 3-D model

Annotation

This thesis concentrates on the design of crank-type mechanism of engine with elongated expansion. The main attention is paid to examination of the progress of kinematic quantities and inertial forces in mechanism. Further on in the thesis, the analysis of piston-rod stress is carried out and is compared to the piston-rod of standard engine. In the last part of the thesis, there is an evaluation of advantages and disadvantages of the proposed mechanism solution.

Key words: Elongated expansion, progress of kinematic quantities, piston-rod, connecting rod, analysis of stress, 3-D model

Bibliografická citace

TOKAŘ, S. *Mechanismus jednoválcového zážehového motoru s prodlouženou expanzí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. XY s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana prof. Ing. Václava Píštěka, Drsc. a s použitím uvedených zdrojů (literatury, internet).

V Brně dne 21. května 2009

Stanislav Tokař

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu prof. Ing. Václavu Píštěkovi, Drsc.a mým rodičům za možnost studia.

Obsah

Úvod.....	7
1. Systémy motorů s prodlouženou expanzí.....	8
1.1. Atkinsonův cyklus.....	8
1.2. Millerův cyklus.....	10
1.3. Andreauův motor	12
2. Návrh uspořádání mechanismu	15
2.1. Návrh základních rozměrů mechanismu.....	15
2.2. Výpočet délek rozdílných zdvihů motoru.....	17
2.2.1. Délka sacího a kompresního zdvihu.....	18
2.2.2. Délka expanzního a výfukového zdvihu	19
2.2.3. Rozdíl mezi sacím a expanzním zdvihem	20
3. Vyšetření průběhů kinematických veličin	21
3.1. Návrh mechanismu v programu ADAMS	21
3.2. Průběhy kinematických veličin	23
3.3. Porovnání průběhů různých variant mechanismu	24
3.4. Harmonická analýza kinematických veličin	27
3.4.1. Harmonická analýza motoru s prodlouženou expanzí.....	27
3.4.2. Harmonická analýza konvenčního motoru	29
4. Vyšetření průběhů setrvačných sil v mechanismu	32
4.1. Výpočet setrvačných sil posuvných hmot.....	32
4.2. Vytvoření 3D-CAD modelu sestavy.....	33
4.3. Síly působící v jednotlivých vazbách.....	36
4.3.1. Vybrané zátěžné účinky na ojnici motoru s prodlouženou expanzí	37
4.3.2. Vybrané zátěžné účinky na ojnici konvenčního motoru.....	38
5. Analýza napjatosti ojnice pomocí MKP	39
5.1. Vytvoření modelu pro analýzu napjatosti	39
5.2. Výsledky analýzy napjatosti	41
5.2.1. Ověření konvergence sítě	41
5.2.2. Výsledky výpočtu analýz ve stavu 1 a 2	42
5.2.3. Porovnání napjatosti ojnice s ojnici konvenčního motoru.....	44
5.2.4. Zhodnocení výsledků porovnání ojníc	46
6. Zhodnocení předností a nedostatků navrženého řešení	47
Závěr	49
Seznam použitých zdrojů.....	50
Seznam použitých zkratk a symbolů	51
Seznam příloh	53

Úvod

Tato diplomová práce se bude zabývat návrhem mechanismus jednoválcového zážehového motoru s prodlouženou expanzí. Při konstrukci tohoto mechanismu budou převzaty určité konstrukční prvky z motoru Škoda 1,2 HTP.

Prodlouženou expanzí můžeme dosáhnout více způsoby, v tomto případě se bude jednat o mechanismus, jenž se bude vyznačovat ojnici proměnlivé délky. Tento systém používá dvě klikové hřídele. Hlavní klikový hřídel pohání převodem ozubenými koly druhou kliku, která pomocí táhla prolamuje dvojdílnou ojnici (skládající se z ojnice a táhla), tak mění její délku a tím délku jednotlivých pracovních zdvihů. Jelikož se jedná poměrně o složitý mechanismus, zaměří se tato práce především na vyšetření kinematických veličin a setrvačných sil. Ze zjištěných sil bude poté provedena analýzy napjatosti vybraných součástí.

V první části této práce bude proveden přehled jednotlivých variant motorů s prodlouženou expanzí a popis jejich konstrukce. Také se zmíníme o přednostech a nedostacích jednotlivých řešení.

Druhá kapitola se již bude zabývat vlastním řešením konstrukce a to nejprve návrhem rozměrů jednotlivých součástí. Pomocí těchto rozměrů budou také vypočítány jednotlivé pracovní zdvihy motoru.

Třetí část se zaměří na vyšetření průběhů kinematických veličin pomocí Multibody systému. Také zde bude uskutečněno porovnání různých variant tohoto mechanismu. Poté provedeme harmonickou analýzu vybrané veličiny a porovnáme jí s harmonickou analýzou konvenčního motoru.

Ve čtvrté části se budeme zabývat vyšetřením působících setrvačných sil v mechanismu. Ze zjištěných průběhů budou vybrány stavy zátěžných účinků v souladu s porovnávanými stavy klasického motoru.

Cílem páté kapitoly bude analýza napjatosti vybraných součástí a její následné porovnání s odpovídající součástí konvenčního motoru a její zhodnocení.

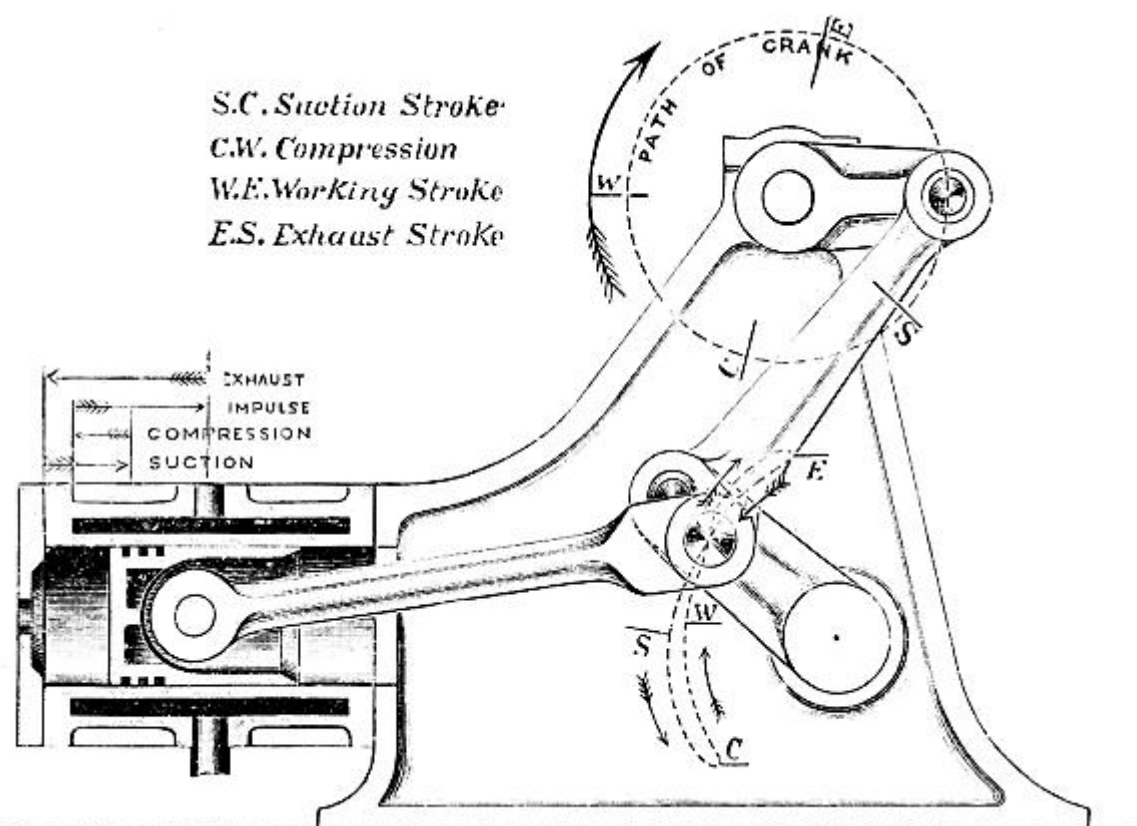
V poslední části této práce se zaměříme na celkové zhodnocení předností a nedostatků navrženého mechanismu.

1. Systémy motorů s prodlouženou expanzí

1.1. Atkinsonův cyklus

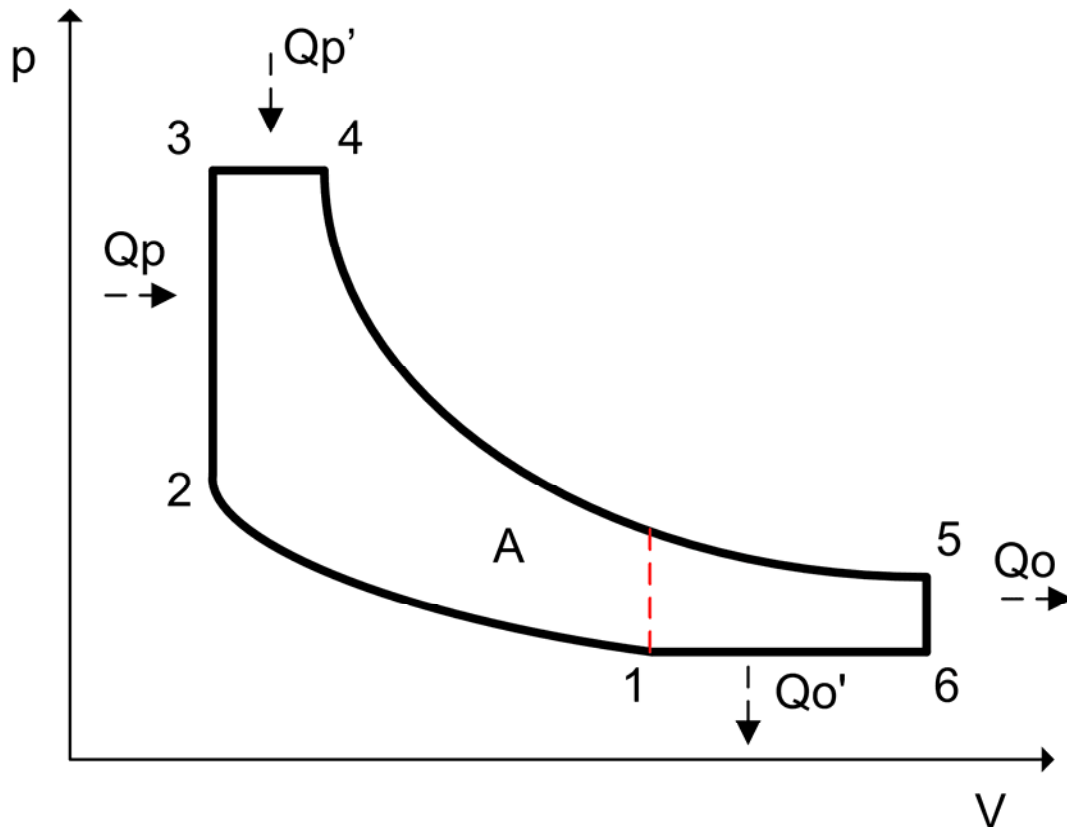
Motor s Atkinsonovým cyklem nebo také motor s prodlouženou expanzí navrhnul v roce 1881 v Anglii James Atkinson. Tento cyklus se v porovnání s klasickým Ottovým motorem vyznačuje vyšší účinností.

Původní patent byl navrhnut tak, že saní, komprese, expanze a výfuk kopírují čtyřtákní motor. Avšak pomocí speciálního klikového mechanismu s kývavou ojnicí připojenou na bokem umístěný klikový hřídel se dosáhne takového převodu, že expanzní zdvih je rozdílný od zdvihu kompresního. [7]



Obr. 1 Konstrukce klikového mechanismu motoru s Atkinsonovým cyklem [7]

Uvedená konstrukce, při které je expanzní poměr větší než poměr kompresní vede k větší účinnosti oběhu v porovnání s motory, které mají kompresní a expanzní poměry sobě rovné. Při stejném přivedeném teple (obsaženém v pracovním mediu) se získá více práce, protože tlak a teplota výfukových plynů jsou na konci expanzního zdvihu nižší. Tím se odevzdá systému více energie, která je dále přeměněna na práci. [8]



Obr. 2 *p-V diagram motoru s Atkinsonovým cyklem [7]*

Z *p-V* diagramu na obr. č. 2 je patrné že v porovnání s klasickým spalovacím motorem je zde využité teplo které by se u konvenčního motoru odvedlo po křivce znázorněné přerušovanou čarou. Vyšší účinnost závisí na tom, o kolik více přivedeného tepla dokážeme pomocí prodloužené expanze přeměnit na energii. Tedy na rozdílu mezi teplem odvedeným u klasického motoru a teplem odvedeným u motoru s Atkinsonovým cyklem.

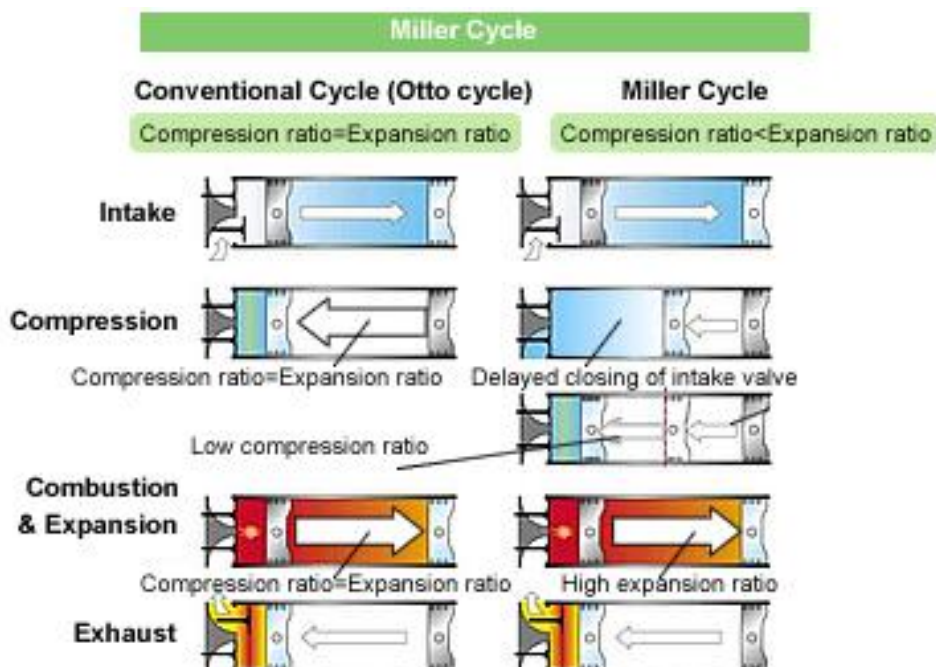
V dnešní době je konstrukce těchto motorů založená na pozdějším zavírání sacího ventilu. Na stejném principu pracují i motory s Millerovým cyklem, ale ty jsou na rozdíl od těchto ještě navíc přeplňovány dmychadlem. V současnosti se motory s Atkinsonovým cyklem začínají používat u automobilů s hybridním pohonem, jako jsou Toyota Prius, Lexus RX 450h nebo Ford Escape hybrid electric. [8]

1.2. Millerův cyklus

Tento cyklus je pojmenován po svém vynálezci americkém inženýrovi Ralphu Millerovi, který si ho nechal patentovat v roce 1940. V dnešní době se s ním můžeme potkat u pohonných jednotek automobilů Mazda Xedos 9 a Mazda 2 druhé generace.

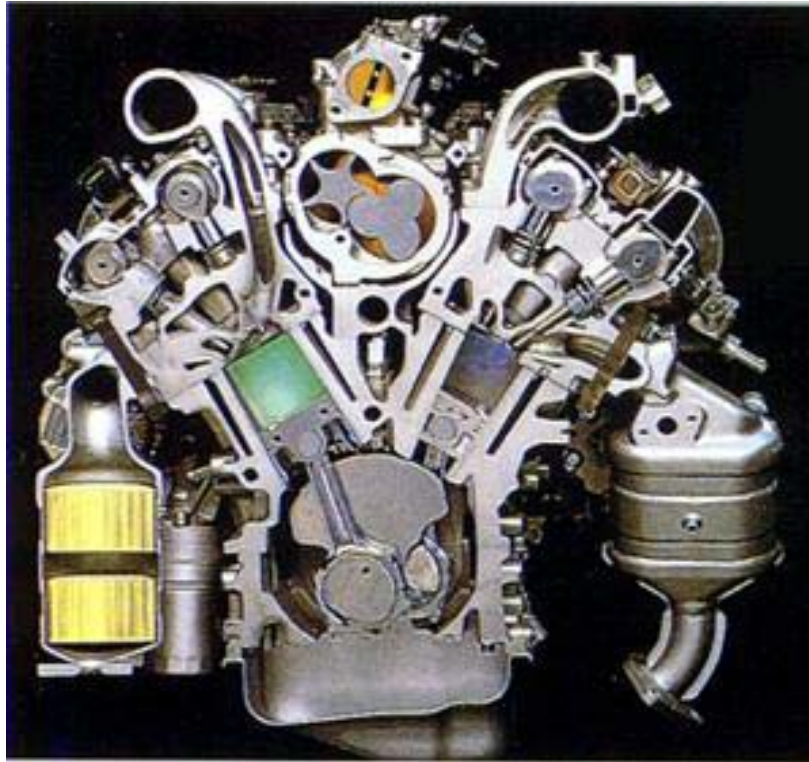
Klasický čtyřdobý motor má jednu fázi produktivní (expanze) a zbytek tří (sání, komprese a výfuk) jsou z hlediska výkonu neproduktivní. Naopak se u nich spotřebovává část energie získané. Pokud tedy snížíme energetické ztráty při těchto fázích, zvýší se nám výsledný výkon motorů. Odlišnost Millerova cyklu od běžného cyklu 4taktního zážehového motoru spočívá ve změně časování otevírání sacího ventilu.

Sání probíhá u obou cyklů stejně, píst se začíná pohybovat z horní úvratě (dále jen HÚ) k dolní úvratě (DÚ), při tomto pohybu je sací ventil otevřen a nasává zápalnou směs. Píst je v DÚ a spalovací prostor je zcela zaplněn směsí. U klasického motoru je v tomto okamžiku sací ventil uzavřen a píst začíná pohybem k HÚ stlačovat směs (komprese). Naproti tomu v Millerově motoru zůstává sací ventil otevřen a píst směřuje k HÚ. Tím se část směsi vytlačí zpět do sání. V rozmezí 30°-70° za DÚ se sací ventil uzavře a začne komprese. Píst se dostane do HÚ a dojde k zapálení směsi, píst vlivem uvolněné energie směřuje k DÚ, v momentě kdy ji dosáhne, otevře se výfukový ventil a píst pohybem k HÚ vytlačí spaliny do výfukového potrubí. Těsně před HÚ se výfukový ventil uzavře a celý cyklus začíná znovu.[10]



Obr. 3 Srovnání klasického a Millerova cyklu [10]

Pomocí vytlačení části směsi zpět do sání dochází k lepšímu promíchání vzduchu s rozptýlenými částicemi paliva pro následující fázi sání. Získáme také energetickou úsporu díky kratší době komprese. Bohužel za takových okolností by nedocházelo ke spalování stejného množství paliva, a proto musí být Millerův motor nezbytně vybaven Lysholmovým spirálovým dmychadlem.



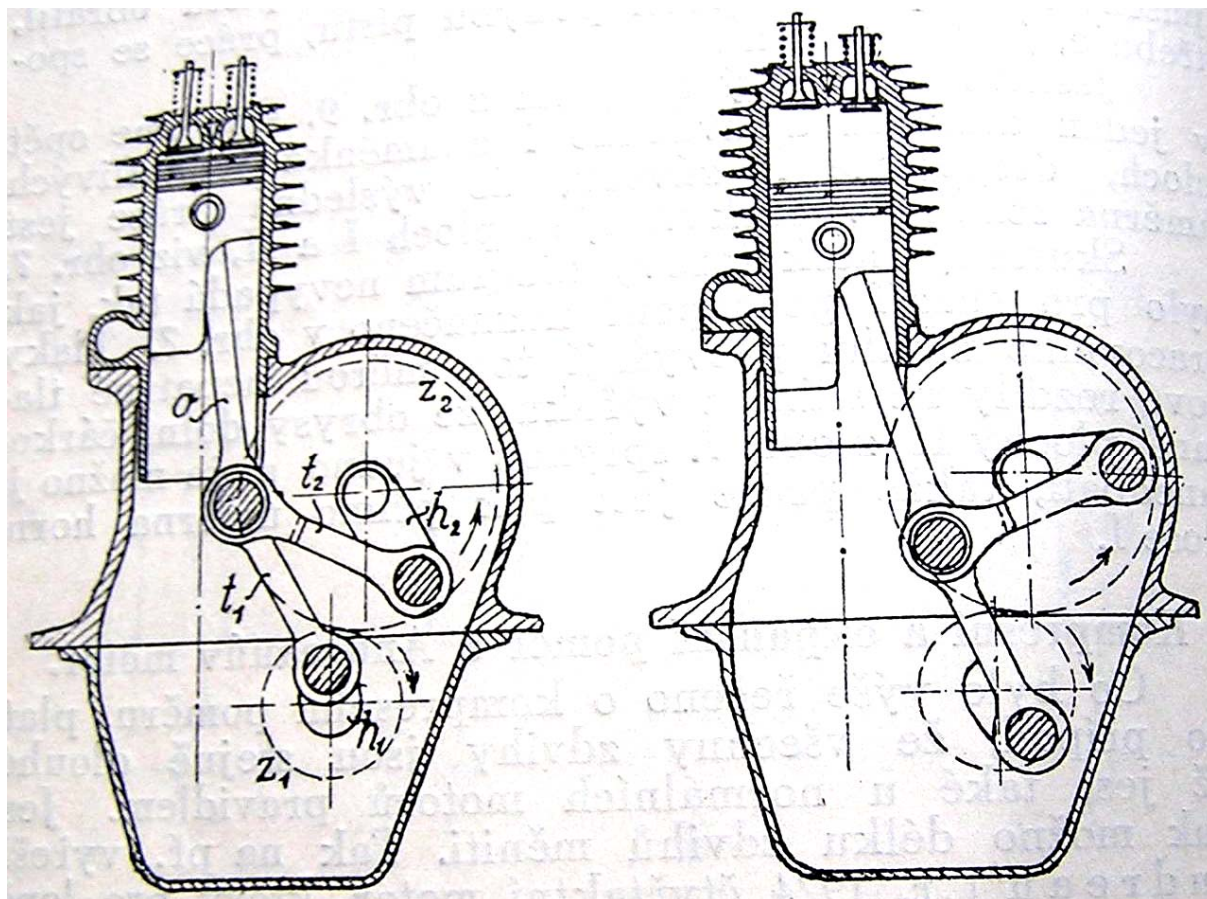
Obr. 4 Motor s Millerovým cyklem vybavený Lysholmovým dmychadlem [10]

Jedná se o dmychadlo pohaněné řemenem složené z dvou vzájemně zapadajících rotorů s rozdílnými protiběžnými otáčkami. Mezi těmito rotory je kuželovitá mezera, do které je na jednom konci nasáván vzduch. Výsledkem je vzduch stlačený ještě dřív než opustí prostor dmychadla. V systému jsou nadále použity dva mezi-chladiče stlačeného vzduchu. Pomocí tohoto dmychadla se do spalovacího prostoru doplňuje chybějící množství zápalné směsi. Dalo by se zjednodušeně uvést, že co píst při zkrácené kompresi vytlačí do sání, vrátí dmychadlo zpět do spalovacího prostoru. [10]

Konečným výsledkem v porovnání s klasickým čtyřdobým cyklem je spalování stejného množství paliva, při stejném kompresním poměru, ale s energetickou úsporou při fázi komprese, která je větší, než energie vynaložená na pohon dmychadla. Bohužel tento cyklus není u dnešních pohonných jednotek rozšířen v četnější míře zřejmě z důvodu své větší technické náročnosti (především přesná výroba dmychadla).

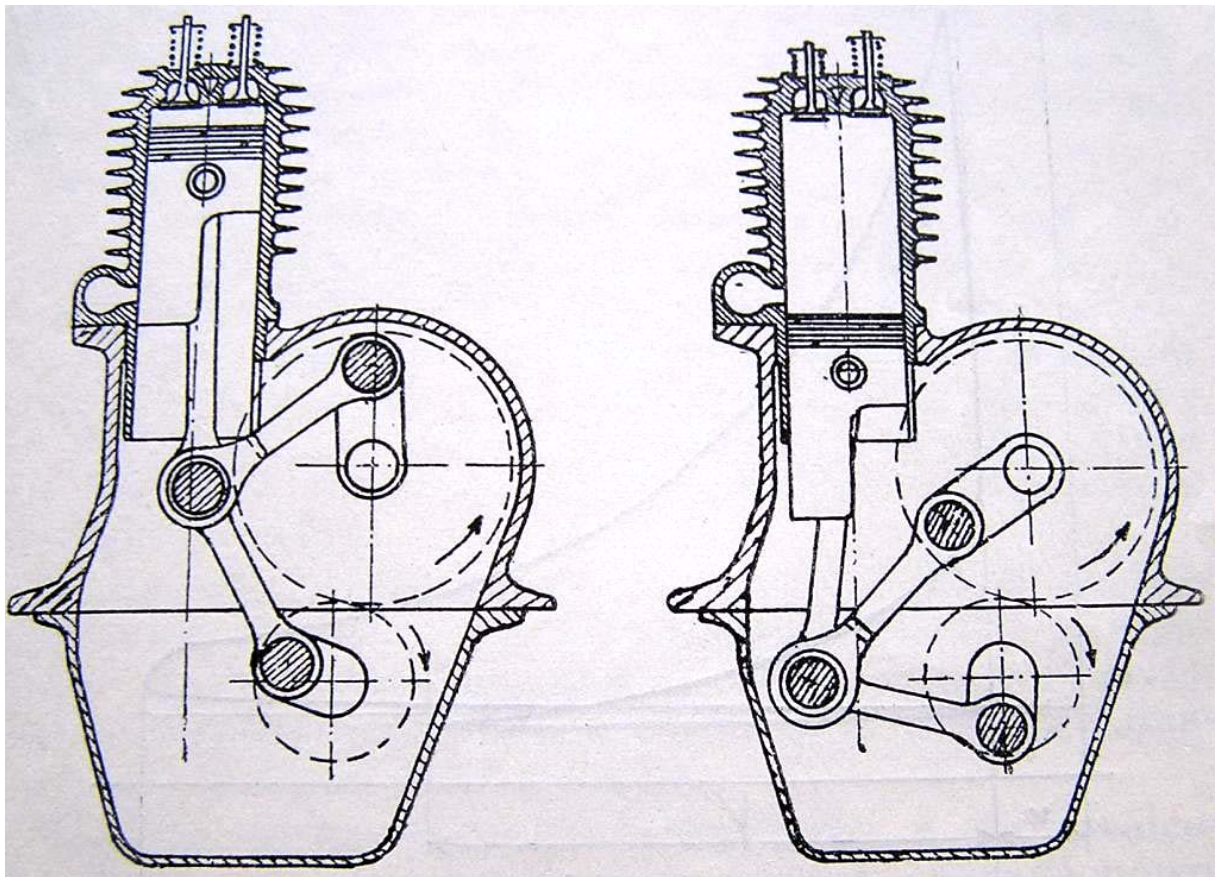
1.3. Andreauův motor

V dvacátých letech 20. století vyřešil ve Francii konstruktér Andreau čtyřtaktní motor s prodlouženou expanzí tak že má pracovní a výfukový zdvih mnohem delší než zdvih sací a kompresní. Tohoto výsledku dosáhl pomocí speciálně upraveného klikového mechanismu znázorněného na obr. č. 5 a 6. [1]



Obr. 5 Klikový mechanismus motoru Andreau
 Vlevo: Počátek sání a konec výfuku, píst se nachází u dna válce
 Vpravo: Konec sacího a počátek kompresního zdvihu[1]

Klikový mechanismus se skládá z ojnice **O**, která spojuje píst s dvěma táhly **t₁** a **t₂**. Každé z těchto dvou táhel má vlastní klikový hřídel **h₁** a **h₂**. Oba klikové hřídele jsou navzájem propojeny přes ozubená kola **z₁** a **z₂** tak že klikový hřídel **h₂** se točí přesně poloviční rychlostí než hřídel **h₁**. Při sledování polohy takto upraveného klikového mechanismu v průběhu celého pracovního cyklu zjistíme, že dráha pístu během sání a komprese je jiná než v průběhu expanze a výfuku. Z obr. č. 5 a 6 je zřetelné, že expanzní zdvih je podstatně delší než kompresní. [1]



Obr. 6 Klikový mechanismus motoru Andreau
 Vlevo: Konec kompresního a počátek expanzního zdvihu
 Vpravo: Konec expanzního a počátek výfukového zdvihu[1]

Jak uvádí autor ve své knize [1] :

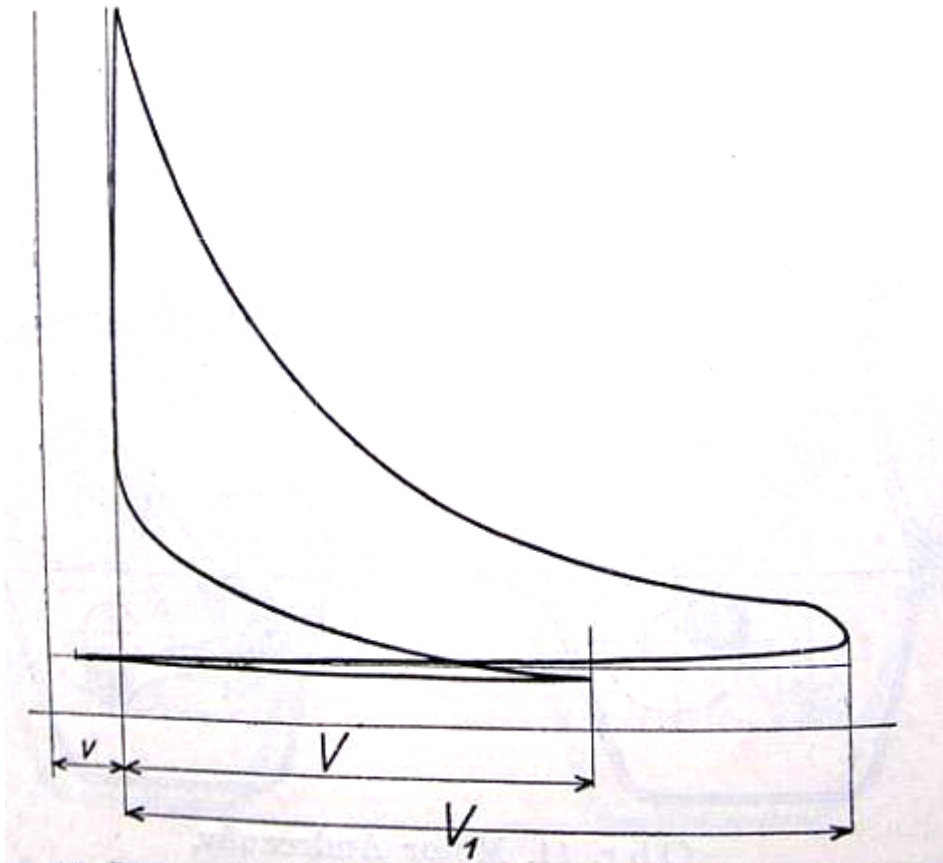
“Na konci výfukového zdvihu obr. č. 5 dojde píst těsně ke dnu válce, takže se výfukové plyny vytlačí téměř úplně. Na dokonalé vyčištění válce je však pamatováno ještě jinak. Po straně válce je upraven pomocný výfukový kanál, který otevře horní hrana pístu na konci expanzního zdvihu obr. č. 6. Tímto kanálem unikne většina horkých výfukových plynů a zbytek se vytlačí otevřeným výfukovým ventilem. Následuje krátký zdvih sací a kompresní. Na konci kompresního zdvihu nepříjde píst těsně ke dnu válce. Mezi jeho dnem a dnem válce zůstane určitý kompresní prostor. Označíme-li jeho obsah v a obsah sacího zdvihu V , pak je kompresní poměr:

$$e = \frac{V + v}{v} \quad (1)$$

Pracovní zdvih viz obr. č. 6 je asi dvaapůlkrát delší než sací zdvih. Jeho obsah označíme V_1 . V tomto případě musíme rozeznávat od kompresního poměru e skutečný expanzní poměr e_1 a sice:

$$e_1 = \frac{V_1 + v}{v} \quad (2)$$

U normálního motoru, kde jsou všechny čtyři zdvihy stejné je expanzní poměr přibližně stejně velký jako kompresní poměr.“ (Kubát, A., str. 44)



Obr. 7 Přibližný tlakový diagram Andreauova motoru [1]

Podle měření z roku 1924 měl motor o výkonu 2,5 koňské síly při 1200 ot/min, nejmenší měrnou spotřebu benzínu 196 g/kh, což bylo pro jednoválcový motor o průměru válce 75 mm velmi příznivé. Délka jednotlivých pracovních zdvihů byla:

Nasávací 51,5mm

Kompresní 42,9 mm

Expanzní 112,7 mm

Výfukový 121,3mm

Motor kratší dobu vyráběla známá továrna Citroen v Paříži. Byl však dost složitý a následkem nižšího středního tlaku na píst měl poměrně malý měrný výkon. Navíc byl těžší a dražší a proto se přestal záhy vyrábět. [2]

2. Návrh uspořádání mechanismu

2.1. Návrh základních rozměrů mechanismu

Při návrhu vlastního klikového mechanismu jsem vycházel z konstrukce Andreauova motoru. Dle zadání jsem v mnou navrženém mechanismu použil píst, pístní čep a ojnici z motoru Škoda 1,2 HTP, které mají tyto základní rozměry.

Základní rozměry pístní skupiny:

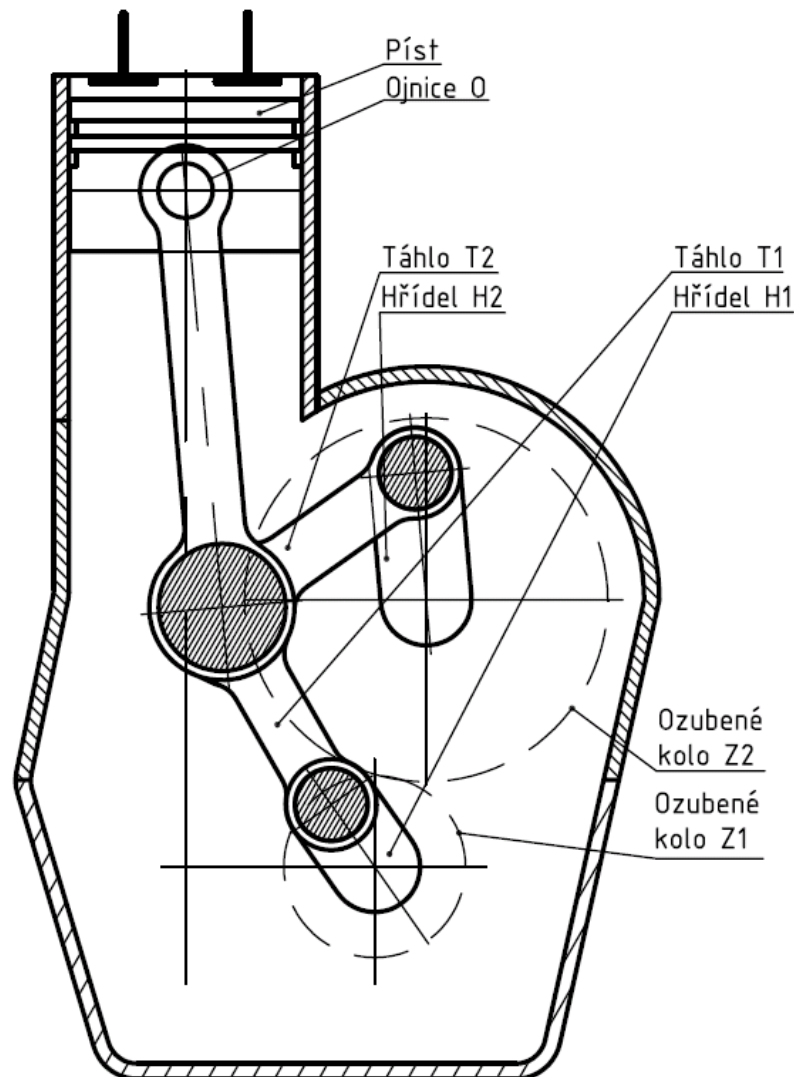
Průměr pístu	$\varnothing d_p = 76,5$ [mm]
Výška pístu	$h_p = 50,27$ [mm]
Průměr pístního oka ojnice O	$\varnothing D_{p\check{c}} = 18,7$ [mm]
Průměr ojničního oka ojnice O	$\varnothing D_o = 42$ [mm]
Rozteč mezi oky ojnice O	$l_o = 138$ [mm]



Obr. 8 Ojnice a pístní skupina motoru Škoda 1,2 HTP

Rozměry dalších součástí mechanismu jsem vhodně zvolil s ohledem na požadovanou funkčnost a na výše zadané rozměry. Schéma mechanismu se mnou navrženými rozměry je na obr. č. 9.

Průměr ojničního oka táhla T1	$\varnothing D_{oT1} = 42$ [mm]
Průměr hřídelového oka táhla T1	$\varnothing D_{T1} = 24$ [mm]
Rozteč mezi oky táhla T1	$l_{T1} = 73,5$ [mm]
Průměr ojničního oka táhla T2	$\varnothing D_{oT2} = 42$ [mm]
Průměr hřídelového oka táhla T2	$\varnothing D_{T2} = 24$ [mm]
Rozteč mezi oky táhla T2	$l_{T2} = 78,5$ [mm]
Poloměr ramena hřídele H1	$r_{H1} = 25$ [mm]
Průměr čepu hřídele H1	$\varnothing d_{H1} = 24$ [mm]
Poloměr ramena hřídele H2	$r_{H2} = 37$ [mm]
Průměr čepu hřídele H2	$\varnothing d_{H2} = 24$ [mm]
Průměr ozubeného kola Z1	$\varnothing d_{Z1} = 60$ [mm]
Průměr ozubeného kola Z2	$\varnothing d_{Z2} = 120$ [mm]

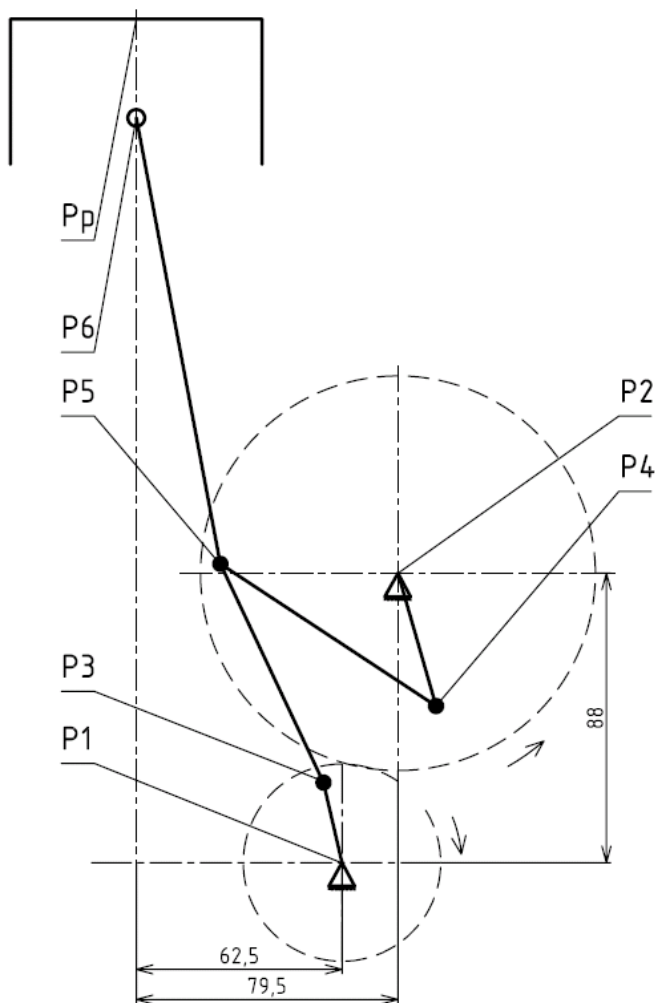


Obr. 9 Návrh řešení mechanismu motoru s prodlouženou expanzí v měřítku 1:3

2.2. Výpočet délek rozdílných zdvihů motoru

Dle výše uvedených navržených rozměrů jsem vytvořil předběžný model v programu ADAMS (bližší popis viz bod č. 3.1.). Z vytvořeného schématu jsem odečetl přesnou polohu při počátku cyklu a úhlové posunutí hřídele H1 pro jednotlivé horní (HÚ) a dolní (DÚ) úvratě. Tím jsme získali přesné polohy natočení hřídelů H1 a H2. Když známe úhly natočení a délky hřídelů dokážeme goniometrickými funkcemi získat polohy bodů P3 a P4 viz obr. č. 10, které popisují místa spojení hřídelů s táhly. Polohu bodu P5 jež je spojením táhel s ojnicí získáme pomocí konstrukce pomocných kružnic z bodů P3 a P4 s hodnotou poloměru odpovídající rozteči mezi oky příslušného táhla. Z takto vytvořeného bodu P5 vyneseme kružnici s hodnotou poloměru rovnou rozteči mezi oky ojnice a v průsečíku této kružnice s osou válce získáme přesnou polohu pístu.

Tento algoritmus opakujeme pro každou mezní polohu pístu, které jsou vyobrazeny na obr. č. 11 a 12. Rozměry jsou vztaženy k pomyslnému počátku souřadnicového systému, kterým je průsečík osy válce a horizontální osy hřídele H1.



Obr. 10 Kinematické schéma s vyznačenými body a vzdálenostmi jednotlivých os

2.2.1. Délka sacího a kompresního zdvihu

Tab. 1 Souřadnice jednotlivých bodů pro HÚ sání

Označení bodu	X-ová souřadnice [mm]	Y-ová souřadnice [mm]
P3	56,88	24,36
P4	89,7	52,43
P5	19,56	87,68
Poloha pístu	0	254,29

Tab. 2 Souřadnice jednotlivých bodů pro DÚ sání

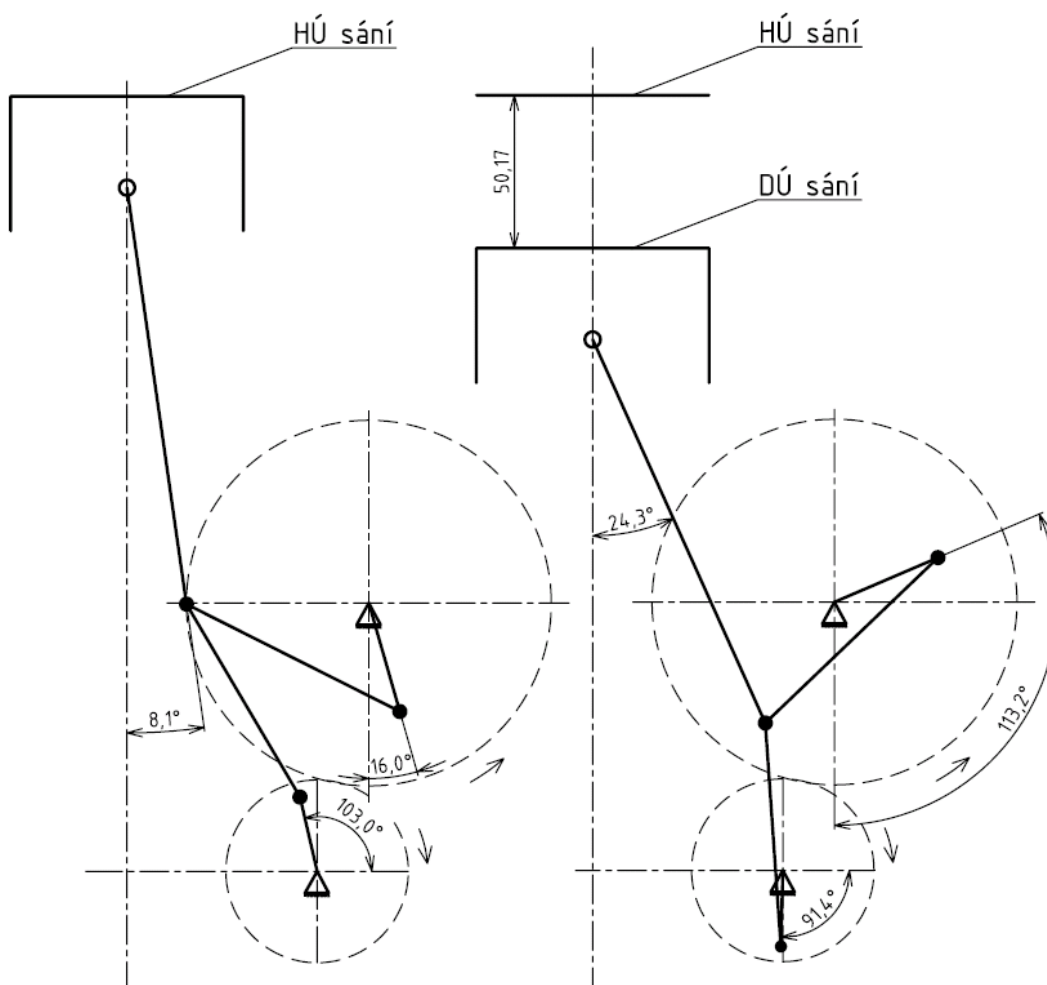
Označení bodu	X-ová souřadnice [mm]	Y-ová souřadnice [mm]
P3	61,89	-24,99
P4	113,51	102,58
P5	56,77	48,33
Poloha pístu	0	204,11

Délku sacího zdvihu zjistíme odečtením hodnot Y-ových hodnot polohy pístu:

$$s_z = p_{pHÚs} - p_{pDÚs} = 254,29 - 204,11 = \mathbf{50,17} \text{ [mm]} \quad (3)$$

Délku kompresního zdvihu zjistíme odečtením hodnot Y-ových hodnot polohy pístu:

$$k_z = p_{pHÚe} - p_{pDÚs} = 251,23 - 204,11 = \mathbf{47,12} \text{ [mm]} \quad (4)$$



Obr. 11 Schéma znázorňující sací zdvih

2.2.2. Délka expanzního a výfukového zdvihu

Tab. 3 Souřadnice jednotlivých bodů pro HÚ expanze

Označení bodu	X- ová souřadnice [mm]	Y- ová souřadnice [mm]
P3	45,84	18,64
P4	78,13	129,98
P5	11,36	83,55
Poloha pístu	0	251,23

Tab. 4 Souřadnice jednotlivých bodů pro DÚ expanze

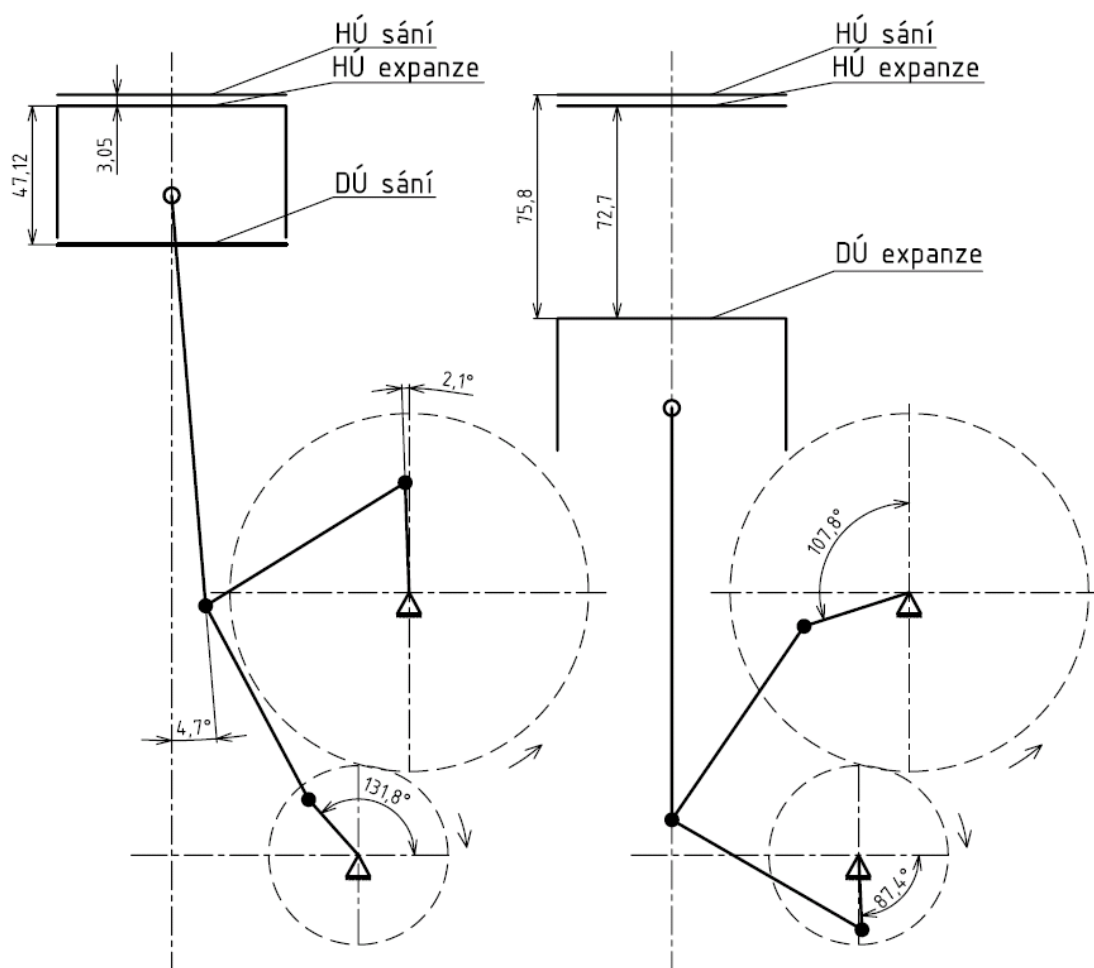
Označení bodu	X- ová souřadnice [mm]	Y- ová souřadnice [mm]
P3	63,64	-24,97
P4	44,27	76,69
P5	0	10,53
Poloha pístu	0	178,53

Délku expanzního zdvihu zjistíme odečtením hodnot Y-ových hodnot polohy pístu:

$$e_z = p_{pHÚe} - p_{pDÚe} = 251,23 - 178,53 = \mathbf{72,7} \text{ [mm]} \quad (5)$$

Délku výfukového zdvihu zjistíme odečtením hodnot Y-ových hodnot polohy pístu:

$$V_z = p_{pHÚs} - p_{pDÚe} = 254,29 - 178,53 = \mathbf{75,76} \text{ [mm]} \quad (6)$$



Obr. 12 Schéma znázorňující kompresní, expanzní a výfukový zdvih

2.2.3. Rozdíl mezi sacím a expanzním zdvihem

$$z_{\text{roz}} = e_z - s_z = 72,7 - 50,17 = \mathbf{22,53} \text{ [mm]} \quad (7)$$

Nárůst zdvihu v % :

$$z_{\text{nar}} = (z_{\text{roz}} / s_z) * 100 = (22,53 / 50,17) * 100 = \mathbf{44,9} \text{ [%]} \quad (8)$$

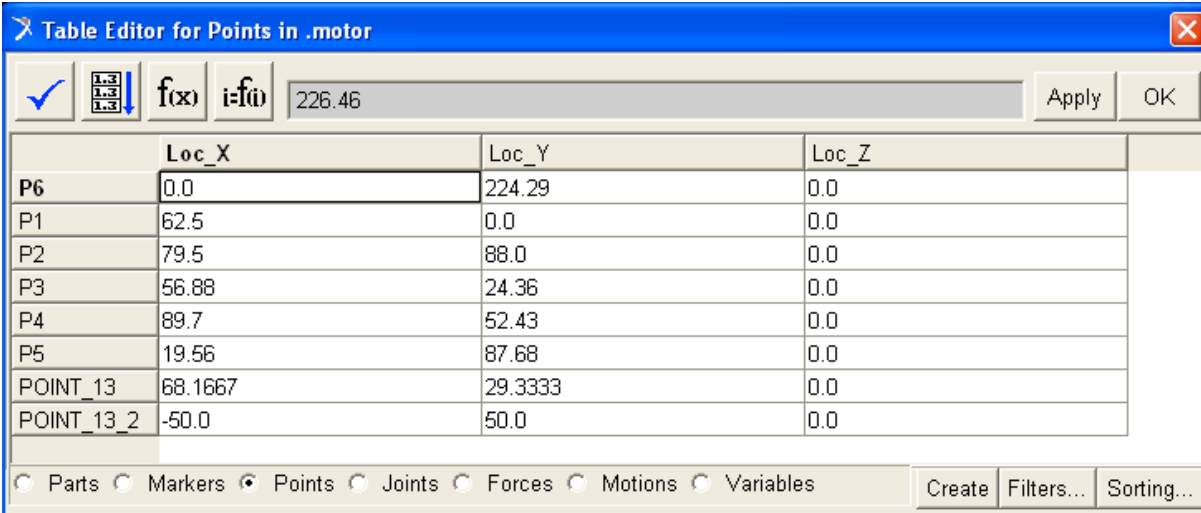
Z výpočtů zdvihů vyplývá, že nárůst expanzního zdvihu v porovnání se zdvihem sacím je téměř o polovinu větší a to o 44,9 %. Tento jev má mít za následek lepší účinnost pracovního oběhu v porovnání s oběhem, který má všechny zdvihy stejné velikosti.

3. Vyšetření průběhů kinematických veličin

3.1. Návrh mechanismu v programu ADAMS

Pro vyšetření průběhů kinematických veličin jsem použil program ADAMS což je Multibody System (dále MBS). MBS programy jsou určeny pro vyšetřování kinematických veličin a dynamického chování prostorových vázaných mechanických systémů tvořených soustavou těles. Modely jsou dány konečným počtem těles navzájem spojených kinematickými vazbami a pružně tlumícími členy. Tělesa se pomocí kinematických vazeb, pružně tlumících členů, způsobu připojení k základu a dalších okrajových podmínek mohou pohybovat v prostoru. Na tělesech se zadávají body, v kterých lze tělesa spojovat, dále lze v bodech působit na tělesa vnějšími silami a momenty.

Při vytváření vlastního mechanismu jsem použil navržené rozměry součástí v bodě 2.1. Nejprve jsem si vytvořil síť bodů odpovídající počáteční pozici oběhu motoru viz obr. č. 13.



	Loc_X	Loc_Y	Loc_Z
P6	0.0	224.29	0.0
P1	62.5	0.0	0.0
P2	79.5	88.0	0.0
P3	56.88	24.36	0.0
P4	89.7	52.43	0.0
P5	19.56	87.68	0.0
POINT_13	68.1667	29.3333	0.0
POINT_13_2	-50.0	50.0	0.0

Obr. 13 Tabulka bodů (Pointů)

Následně jsem vymodeloval jednotlivé části mechanismů, jak jsou popsány na obr. č. 9. Jednotlivé součásti jsem propojil pomocí odpovídajících kinematických vazeb. V bodech P1 a P2 jsem navíc spojil model rotačně se zemí, čímž simuluji uložení klikových hřídelů H1 a H2. Poté jsem jako převod ozubenými koly Z1 a Z2 vytvořil mezi body P1 a P2 pevný převod s převodovým poměrem 2:1. Tím jsem zajistil, aby se hřídel H2 otáčel poloviční rychlostí než hřídel H1 a vždy měl přesně vymezenou polohu vůči hřídeli H1. Pro uvedení mechanismu do pohybu jsem umístil na rotační vazbu v bodě P1 generátor otáčivého pohybu. Rychlost otáčení jsem zadal hodnotu $n = 6000$ ot/min. Takto vytvořený mechanismus je vyobrazen na obr. č. 14.

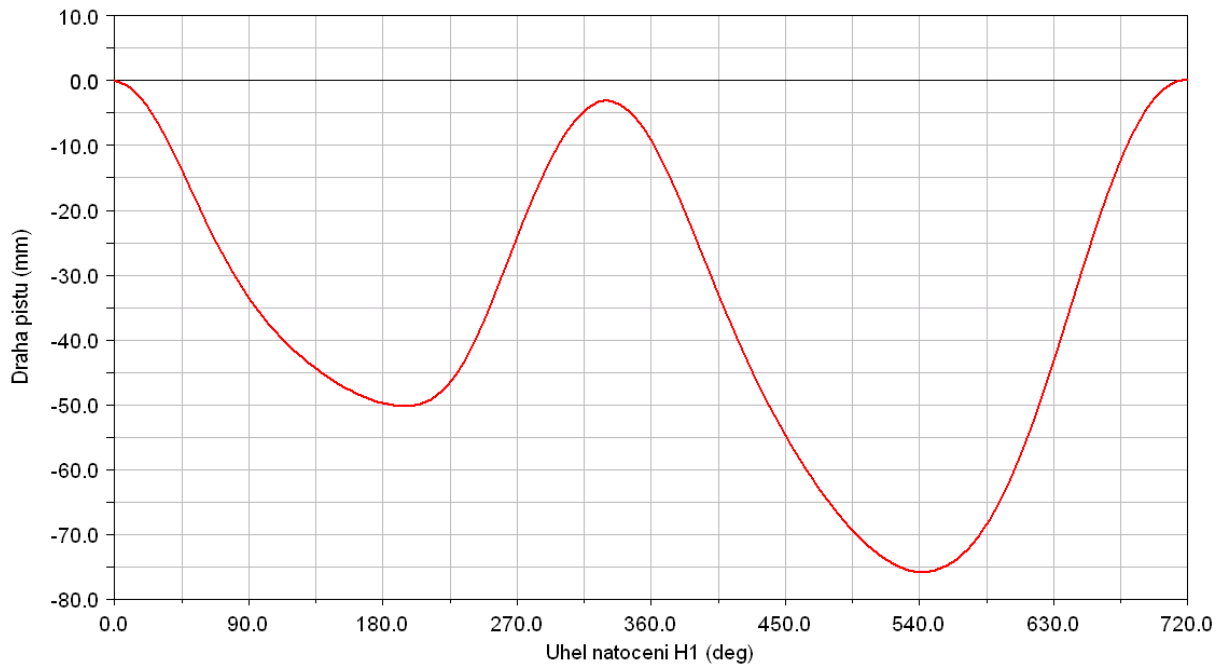


Obr. 14 Model mechanismu v programu ADAMS

3.2. Průběhy kinematických veličin

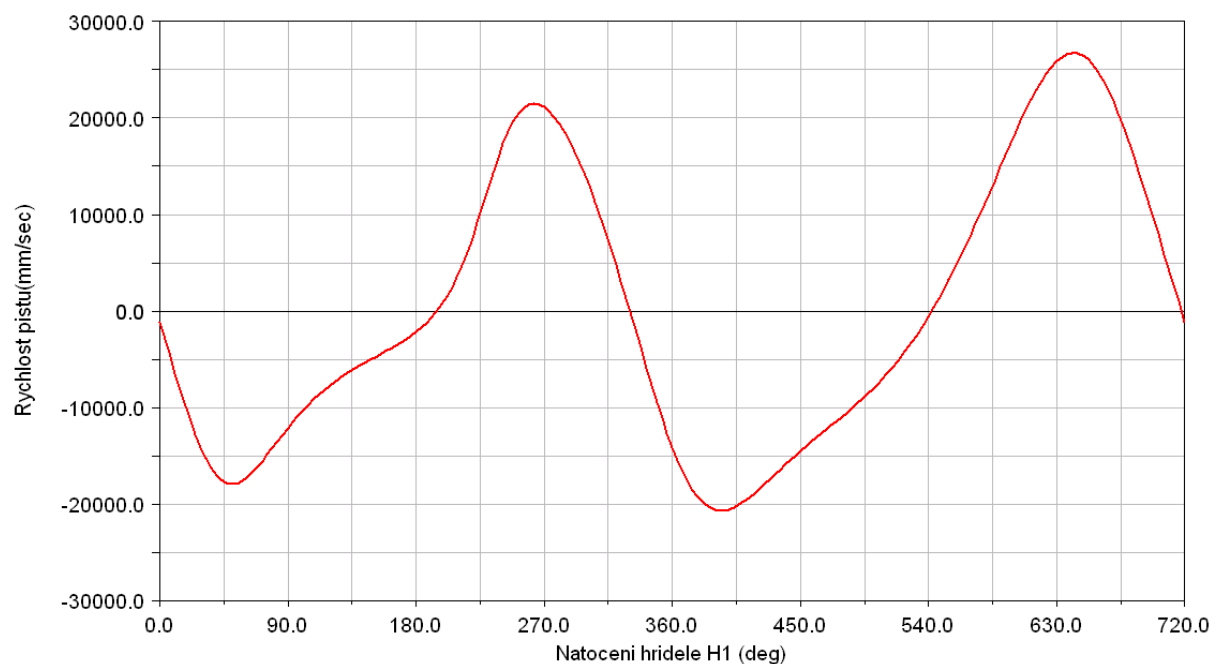
Aby průběh dráhy, rychlosti a zrychlení pístu odpovídal jednomu pracovnímu cyklu, nastavil jsem délku simulace odpovídající dvěma otočením hřídele H1. Průběh jednotlivých kinematických veličin jsou vyobrazeny v grafech č. 1, 2 a 3.

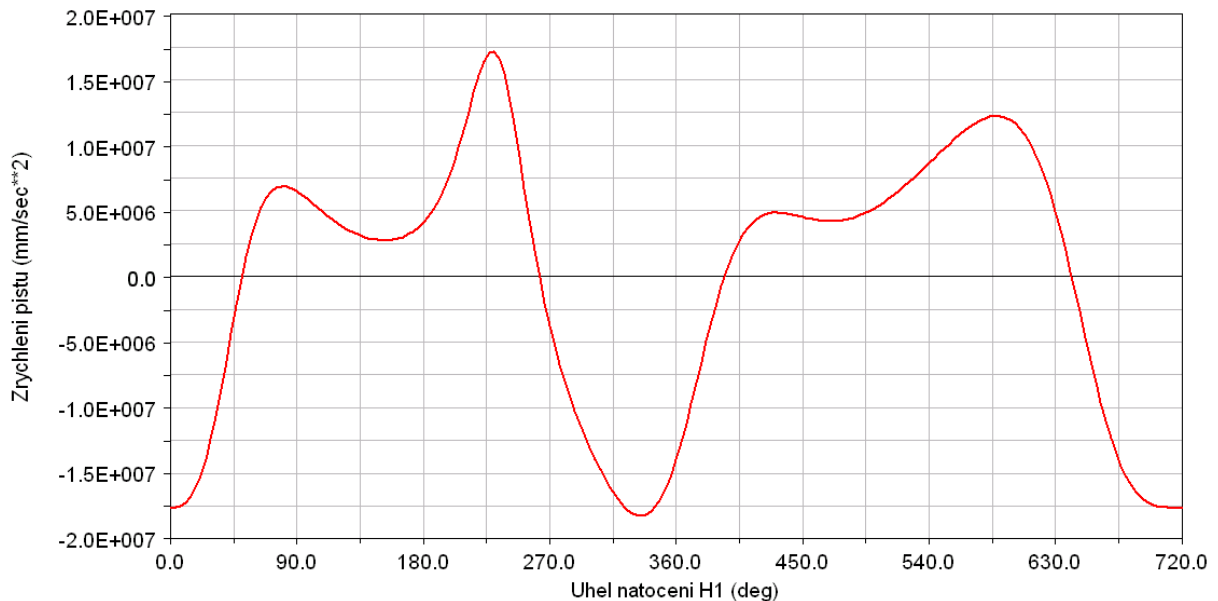
Graf 1 Průběh dráhy pístu



Hodnoty jednotlivých zdvihů jsou podrobně uvedeny v bodech 2.2.1. a 2.2.2.

Graf 2 Průběh rychlosti pístu



Graf 3 Průběh zrychlení pístu

Maximální hodnota rychlosti pístu: $v_{pMAX} = 26,728 \text{ [m/s]}$

Maximální hodnota zrychlení pístu: $a_{pMAX} = (-)18243 \text{ [m/s}^2\text{]}$

3.3. Porovnání průběhů různých variant mechanismu

Pro porovnání průběhů kinematických veličin jsem navrhnul další dvě řešení. U každého z nich jsem vždy pro dobrou vypovídající hodnotu srovnání změnil jen jeden rozměr v porovnání s výše uvedeným (původním) návrhem.

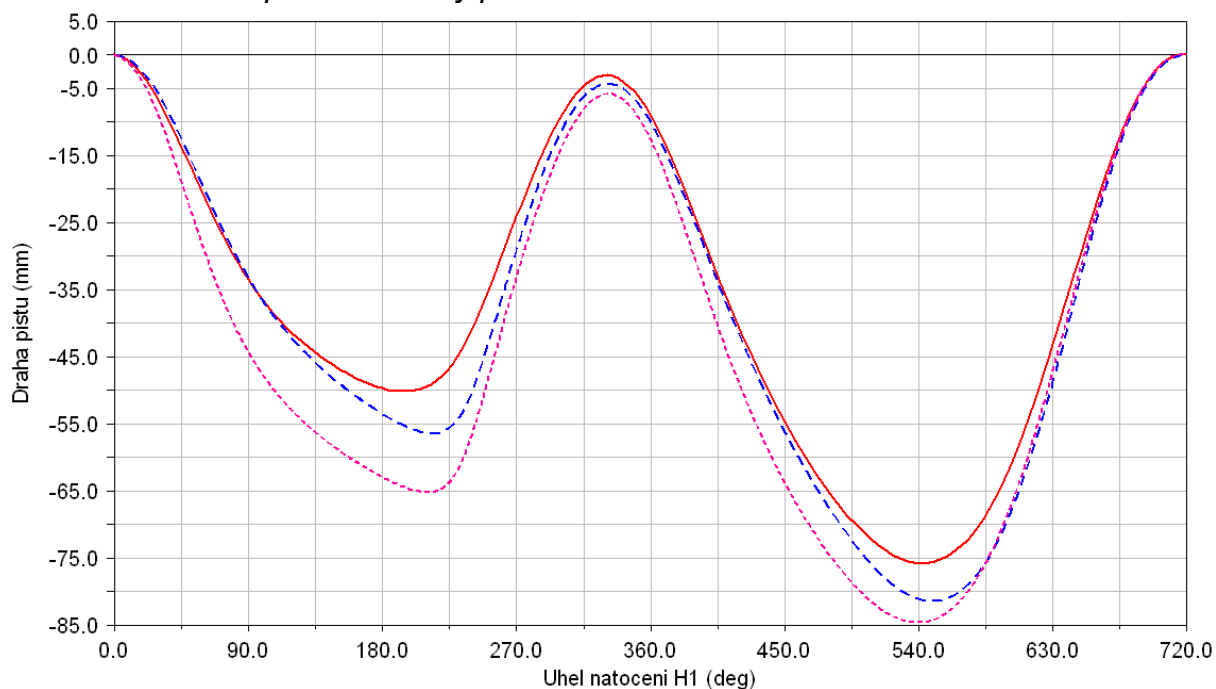
V prvním případě jsem změnil poloměr klikové hřídele H2:

Původní poloměr ramena hřídele H2	$r_{H2} = 37 \text{ [mm]}$
Nově navržený poloměr ramena hřídele H2	$r_{H2} = 42 \text{ [mm]}$

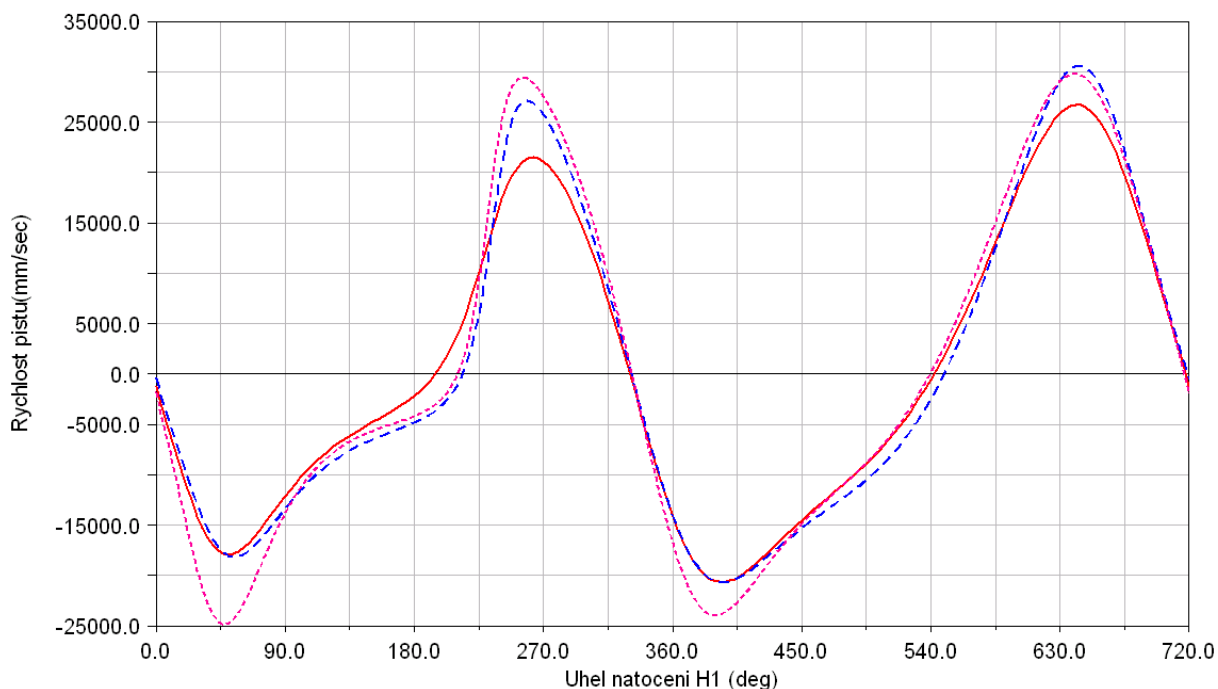
V druhém případě jsem změnil poloměr klikové hřídele H1:

Původní poloměr ramena hřídele H1	$r_{H1} = 25 \text{ [mm]}$
Nově navržený poloměr ramena hřídele H1	$r_{H1} = 30 \text{ [mm]}$

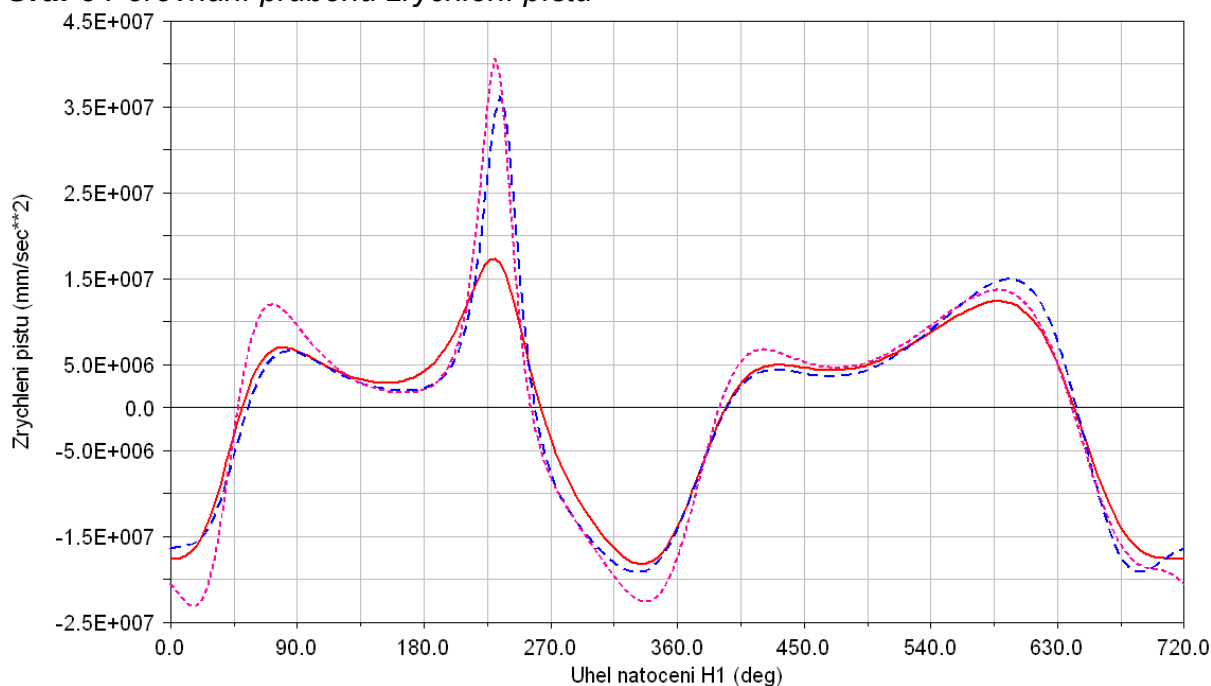
Srovnání těchto navržených variant s původním návrhem mechanismu jsou vyobrazeny v grafech č. 4, 5 a 6.

Graf 4 Porovnání průběhů dráhy pístu

- původní originální návrh
- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H2 na 42 mm
- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H1 na 30 mm

Graf 5 Porovnání průběhů rychlosti pístu

- původní originální návrh
- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H2 na 42 mm
- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H1 na 30 mm

Graf 6 Porovnání průběhů zrychlení pístu

--- původní originální návrh

--- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H2 na 42 mm

--- návrh s prodlouženým ramenem hřídele H1 na 30 mm

Tab. 5 Srovnání hodnot jednotlivých variant mechanismů

	Původní návrh	H2 = 42 [mm]	H1 = 30 [mm]
Sací zdvih [mm]	50,17	56,43	65,2
Kompresní zdvih [mm]	47,12	52,17	59,39
Expanzní zdvih [mm]	72,7	77,17	78,83
Výfukový zdvih [mm]	75,76	81,43	84,64
V_{pMAX} [m/s]	26,728	30,584	29,812
a_{pMAX} [m/s²]	18243	36215	40573

Při porovnání navržených variant je již z grafu patrné že původní varianta se jeví jako optimální. U srovnání maxim rychlostí jsme zjistili, že původní návrh má nejmenší maximální rychlost pístu což je příznivý faktor.

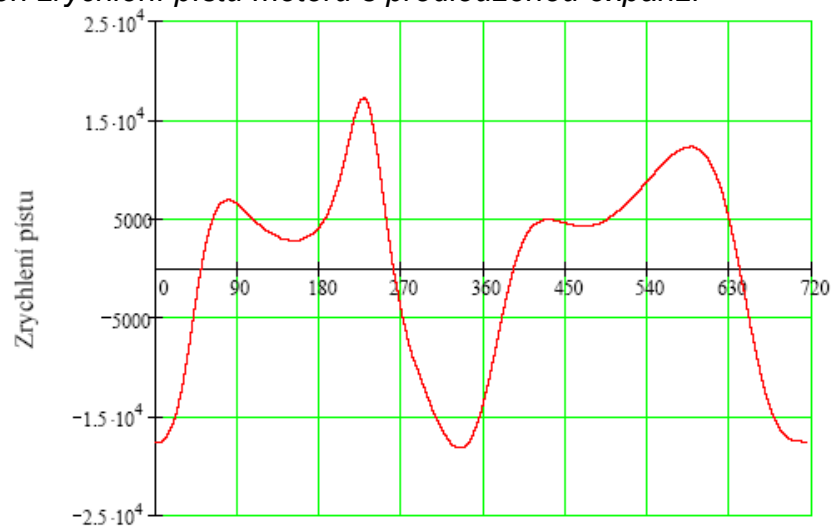
Především ale při srovnání maximálních zrychlení pístu je patrný nárůst maximálních hodnot jak u varianty s H2 = 42 mm tak u varianty s H1 = 30mm a to dvojnásobně v místě kdy píst začíná kompresní zdvih.

3.4. Harmonická analýza kinematických veličin

3.4.1. Harmonická analýza motoru s prodlouženou expanzí

Harmonická analýza kinematických veličin je provedena v programu Mathcad 13. Jako analyzovaná veličina bylo zvoleno zrychlení pístu provedením diskretní Fourierovy analýzy. Vstupní hodnoty pro výpočet získá exportováním hodnot průběhů zrychlení z programu ADAMS. Tyto hodnoty byly importovány do programu Mathcad 13 a z nich pro kontrolu vykreslen průběh zrychlení.

Graf 7 Průběh zrychlení pístu motoru s prodlouženou expanzí



Úhel natočení KH1

Provedení diskretní Fourierovy analýzy v reálném oboru:

Nejvyšší požadovaná harmonická složka

$$N_{\text{harm}} := 30 \quad k := 0 .. N_{\text{harm}}$$

Výpočet hodnot harmonických složek:

Kosinové (reálné) složky

$$A_k := \frac{2}{o} \cdot \sum_{j=0}^{o-1} \left(f_j \cdot \cos \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{o} \right) \right) \quad (9)$$

Sinové (imaginární) složky

$$B_k := \frac{2}{o} \cdot \sum_{j=0}^{o-1} \left(f_j \cdot \sin \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{o} \right) \right) \quad (10)$$

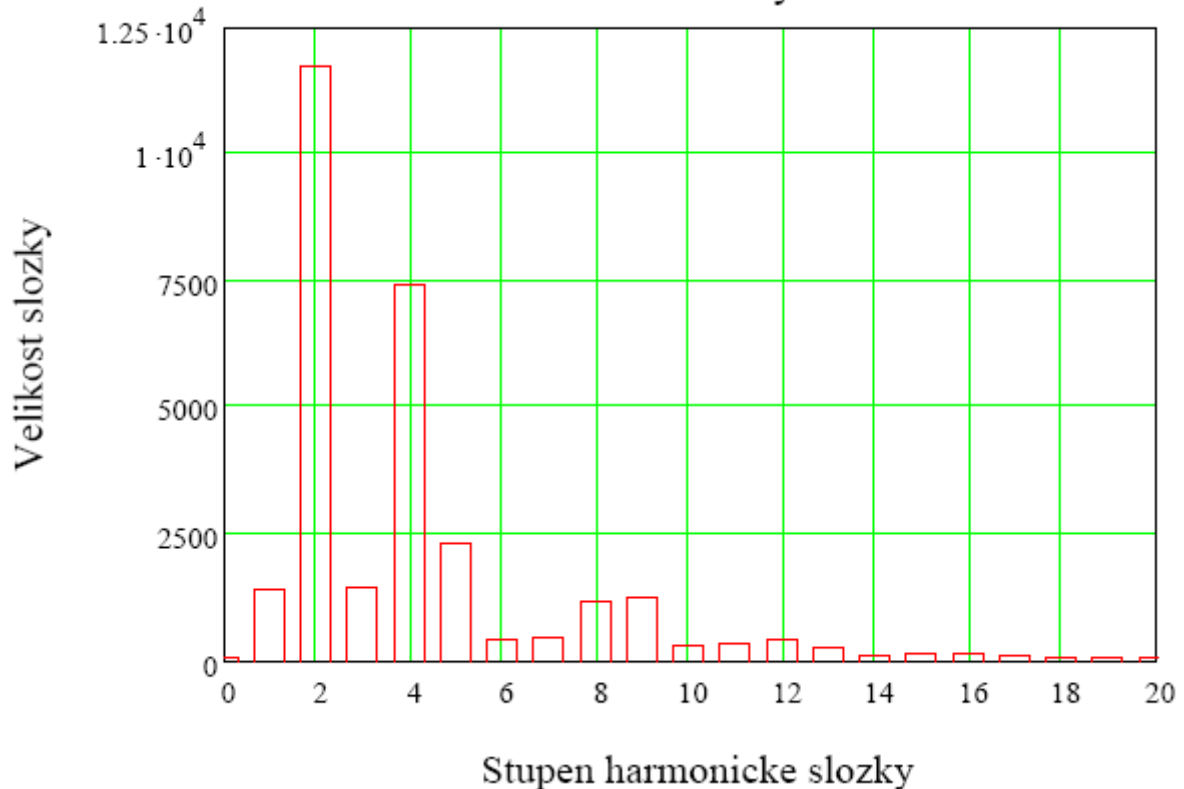
Absolutní hodnoty harmonických složek

$$C_k := \sqrt{(A_k)^2 + (B_k)^2} \quad (11)$$

Výsledné koeficienty harmonických složek:

$k =$	$A_k =$	$\frac{m}{s^2}$	$B_k =$	$\frac{m}{s^2}$	$C_k =$	$\frac{m}{s^2}$
0	2.263·10 ⁻³		0		2.263·10 ⁻³	
1	-279.033		-1.333·10 ³		1.362·10 ³	
2	-1.152·10 ⁴		2.032·10 ³		1.17·10 ⁴	
3	-1.04·10 ³		-1.006·10 ³		1.446·10 ³	
4	-4.157·10 ³		6.111·10 ³		7.391·10 ³	
5	-1.839·10 ³		-1.349·10 ³		2.281·10 ³	
6	270.447		-266.676		379.812	
7	396.601		177.97		434.701	
8	-801.542		-807.12		1.138·10 ³	
9	806.25		-913.185		1.218·10 ³	
10	179.243		184.539		257.26	
11	-136.983		-276.32		308.411	
12	274.139		-261.567		378.906	
13	167.059		167.827		236.801	
14	-98.978		-14.474		100.031	
15	101.686		-76.543		127.275	
16	57.282		87.944		104.954	
17	-52.274		15.833		54.619	
18	22.228		-33.225		39.975	
19	22.091		33.643		40.248	
20	-26.288		8.774		27.714	
21	3.91		-16.326		16.788	
22	9.453		10.524		14.146	
23	-10.667		4.234		11.477	
24	0.23		-7.7		7.703	
25	4.542		3.096		5.497	
26	-3.891		2.101		4.422	
27	-0.309		-3.248		3.263	
28	2.118		0.854		2.284	
29	-1.341		1.076		1.719	
30	-0.296		-1.276		1.31	

Graf 8 Absolutní hodnoty harmonických složek zrychlení pístu
Absolutní hodnoty složek



3.4.2. Harmonická analýza konvenčního motoru

Pro porovnání uděláme také diskretní Fourierovu analýzu pro průběh zrychlení pístu konvenčního motoru Škoda 1,2 HTP, z kterého máme převzatou ojnici a pístní skupinu.

Poloměr klikové hřídele: $R := 0.043\text{ m}$

Délka ojnice: $l := 0.138\text{ m}$

Otáčky motoru: $n := 100 \frac{1}{\text{s}}$

Při výpočtu dráhy pístu budeme potřebovat tzv. "klikový poměr"

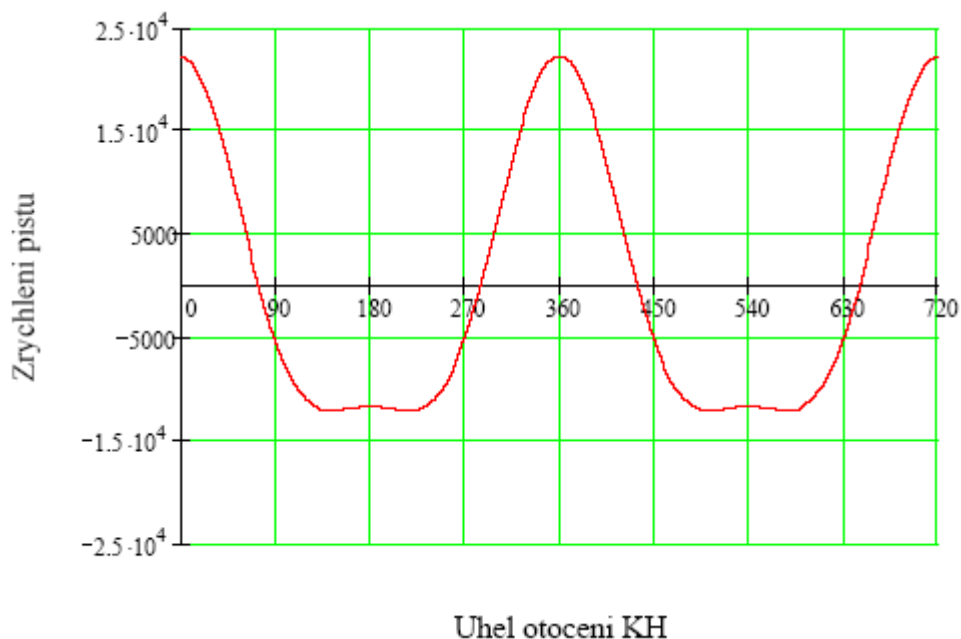
$$\lambda := \frac{R}{l} \qquad \lambda = 0.312 \qquad (12)$$

Při výpočtu pístu je potřeba znát úhlovou rychlost klikové hřídele

$$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n \qquad \omega = 628.319 \frac{1}{\text{s}} \qquad (13)$$

Zrychlení pístu

$$a(\alpha) := R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \qquad (14)$$

Graf 9 Průběh zrychlení pístu konvenčního motoruProvedení diskrétní Fourierovy analýzy v reálném oboru:

Výpočet hodnot harmonických složek:

Kosinové (reálné) složky

$$A_{sh} := \frac{2}{d} \cdot \sum_{j=0}^{d-1} \left(k_j \cdot \cos \left(h \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{d} \right) \right) \quad (15)$$

Sinové (imaginární) složky

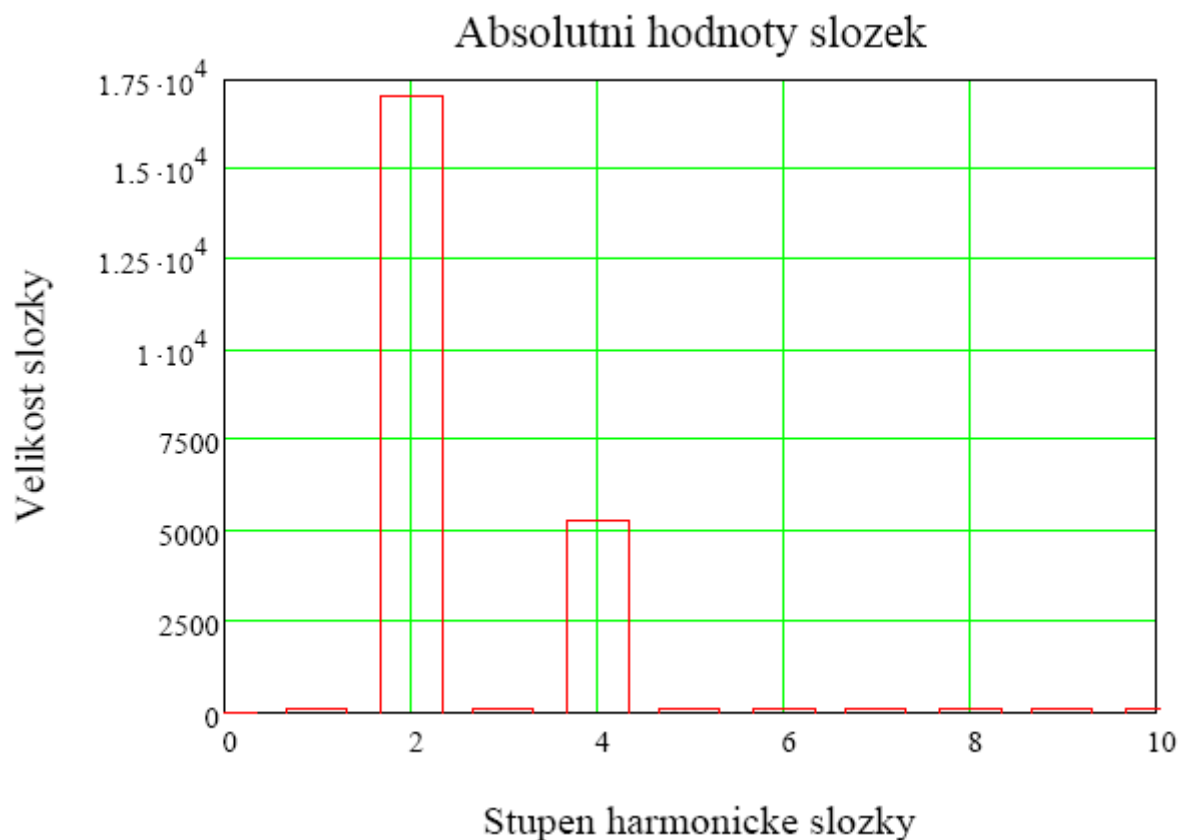
$$B_{sh} := \frac{2}{d} \cdot \sum_{j=0}^{d-1} \left(k_j \cdot \sin \left(h \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{d} \right) \right) \quad (16)$$

Absolutní hodnoty harmonických složek

$$C_{sh} := \sqrt{(A_{sh})^2 + (B_{sh})^2} \quad (17)$$

Výsledné koeficienty harmonických složek:

$h =$	$A_{sh} =$	$B_{sh} =$	$C_{sh} =$
0	$1.128 \cdot 10^{-12}$	0	$1.128 \cdot 10^{-12}$
1	$3.602 \cdot 10^{-12}$	$2.342 \cdot 10^{-13}$	$3.609 \cdot 10^{-12}$
2	$1.694 \cdot 10^4$	$-1.066 \cdot 10^3$	$1.698 \cdot 10^4$
3	$4.511 \cdot 10^{-12}$	$-3.793 \cdot 10^{-12}$	$5.894 \cdot 10^{-12}$
4	$5.248 \cdot 10^3$	-662.955	$5.29 \cdot 10^3$
5	$4.329 \cdot 10^{-12}$	$-7.54 \cdot 10^{-12}$	$8.694 \cdot 10^{-12}$
6	$2.365 \cdot 10^{-12}$	$1.473 \cdot 10^{-12}$	$2.786 \cdot 10^{-12}$
7	$4.147 \cdot 10^{-12}$	$-1.792 \cdot 10^{-12}$	$4.518 \cdot 10^{-12}$
8	$9.277 \cdot 10^{-12}$	$-2.501 \cdot 10^{-12}$	$9.608 \cdot 10^{-12}$
9	$-2.401 \cdot 10^{-12}$	$-1.517 \cdot 10^{-11}$	$1.536 \cdot 10^{-11}$
10	$2.547 \cdot 10^{-12}$	$-4.911 \cdot 10^{-13}$	$2.594 \cdot 10^{-12}$

Graf 10 Absolutní hodnoty harmonických složek zrychlení pístu

4. Vyšetření průběhů setrvačných sil v mechanismu

4.1. Výpočet setrvačných sil posuvných hmot

Při výpočtu setrvačných sil posuvných hmot byl použit program Mathcad 13, v němž jsem známé hodnoty průběh zrychlení vynásobil hmotnostmi posuvných částí mechanismu, které jsem čerpal z materiálů firmy Škoda Auto.

Hmotnost posuvných částí:

Hmotnost pístní skupiny:

$$m_{\text{pist}} := 0.285 \text{ kg}$$

Redukovaná hmotnost ojnice v horním oku:

$$m_{\text{ojred}} := 0.109 \text{ kg}$$

Celková hmotnost oscilujících částí:

$$M_{\text{osc}} := m_{\text{pist}} + m_{\text{ojred}} \quad (18)$$

$$M_{\text{osc}} = 0.394 \text{ kg}$$

Počet uložených hodnot:

$$o = 200$$

Krok snímání hodnot:

$$\text{krok} = 3.6 \text{ deg}$$

Přiřazení indexu a úhlu:

$$j := 0..(o - 1)$$

$$\alpha_j := j \cdot \text{krok}$$

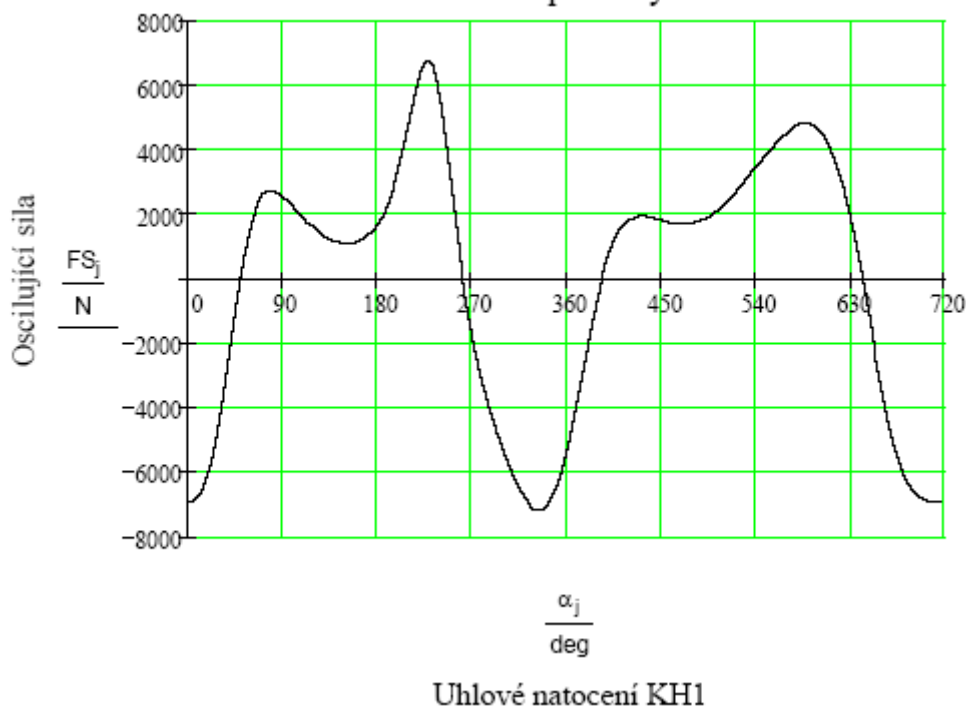
Načtení hodnot zrychlení:

$$f_j := F_{j+1} \cdot \frac{\text{mm}}{\text{sec}^2}$$

Výpočet síly:

$$FS_j := f_j \cdot M_{\text{osc}} \cdot \text{N} \quad (19)$$

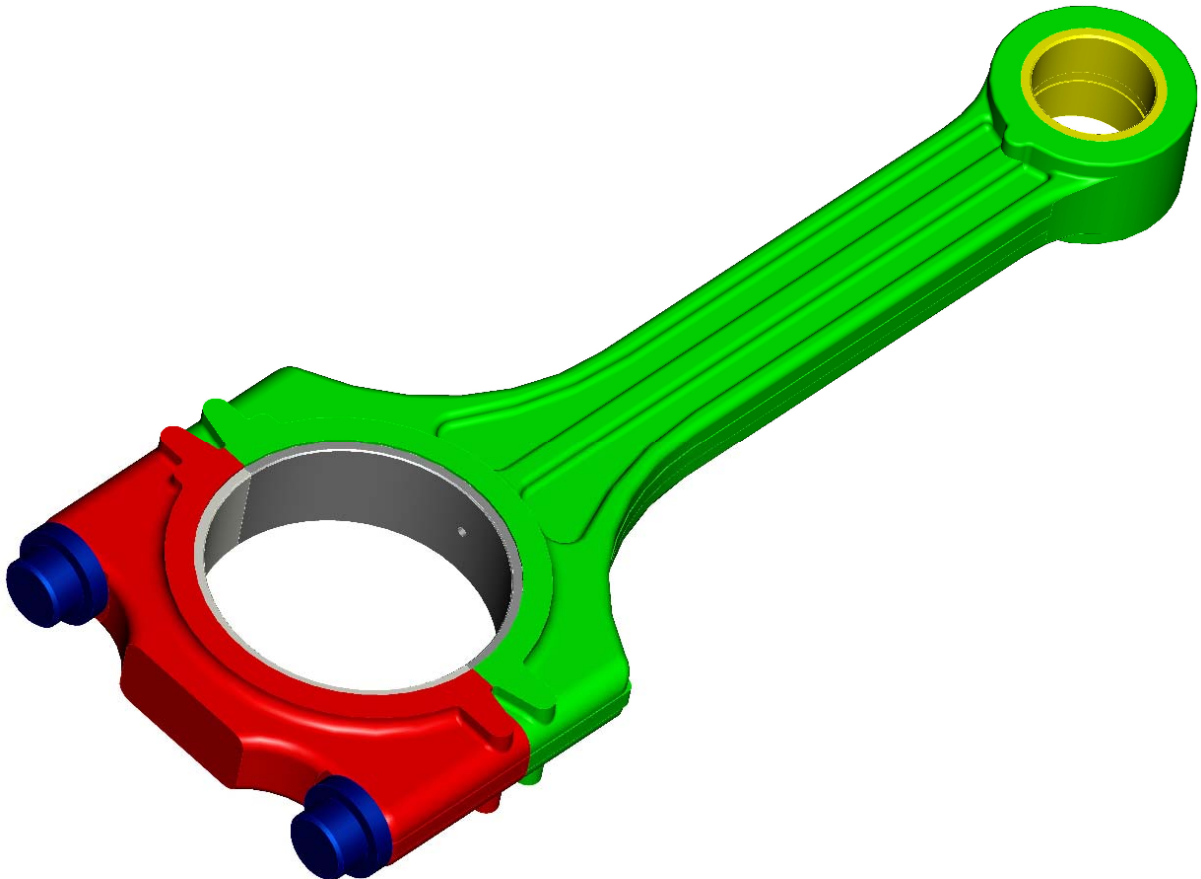
Graf 11 Průběh setrvačné síly posuvných hmot motoru s prodlouženou expanzí
Setrvačná síla posuvných hmot



4.2. Vytvoření 3D-CAD modelu sestavy

Pro zjištění tenzoru setrvačnosti jednotlivých komponentů v mechanismu bylo nutné prvně vymodelovat soustavu v 3D-CAD s reálnými tvary a rozměry. K tomuto úkonu jsem použil program Pro/ENGINEER Wildfire 3.0.

Nejprve jsem vhodně zvolil zbývající rozměry potřebné pro vytvoření 3D modelů jednotlivých součástí. Pro ozubená kola Z1 a Z2 jsem zvolil ozubený převod s přímými zuby a modulem ozubení $m_z = 3$. Pro táhla T1 a T2 jsem zvolil shodný tvar jen s rozdílnou vzdáleností mezi oky táhla, aby byla shodná s rozměry uvedenými v bodě 2.1 šířka ok táhel byla zvolená shodně s šířkou ojnice a to $t_{To} = 20$ [mm], šířka dřívku táhel $t_{Td} = 10$ [mm]. Hřídele H1 a H2 byly navrženy s dodržением rozměrů uvedených výše, jen byly vhodně zvoleny délky jednotlivých průměrů a zalomení. Dále jsem vytvořil spojovací čep mezi táhly a ojnící, který má $\varnothing d_c = 42$ [mm] a délku $l_c = 85$ [mm]. Jak je výše uvedeno ojnice a pístní skupina byli převzaty ze sériového motoru Škoda 1,2 HTP.



Obr. 15 Model ojnice Škoda 1,2 HTP v Pro/ENGINEER

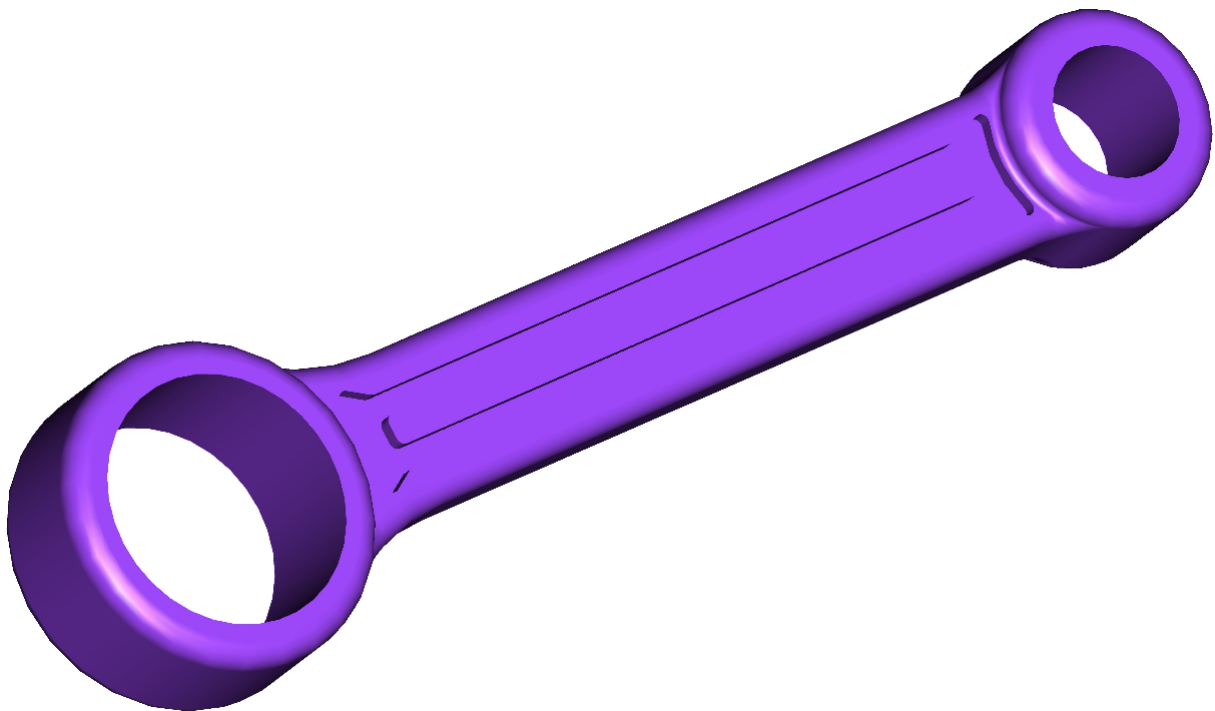
Poté, co jsem měl vymodelovány všechny součásti mechanismu, jsem začal vytvářet sestavu modelu. Jako základ sestavy jsem si prvně vytvořil pomyslná ložiska hřídelů H1 a H2 a to v hlavních čepích hřídelí. Součástí základu sestavy je také pomyslný válec pístu. Tyto tři základní komponenty mají vůči sobě přesně vymezené vzdálenosti vyplývající z výše uvedených návrhů vyobrazených na obr. č. 10.

Při tvorbě sestavy bylo třeba pečlivě volit vazby mezi jednotlivými párovými součástmi, aby byla zaručena funkčnost mechanismu. Když jsem měl celou sestavu spojenou příslušnými vazbami, zadal jsem na hřídel H1 a H2 ve vazbách s pomyslnými ložisky generátory rotačního pohybu, abych si ověřil, že sestava je plně funkční.

Bohužel v tomto okamžiku se objevil konstrukční problém, protože se ojnice při pohybu po své trajektorii vymezené pomocí táhel T1 a T2 prolínala s hřídelí H1 i H2. Proto bylo třeba část této sestavy přepracovat. Úprava mohla být provedena následovně:

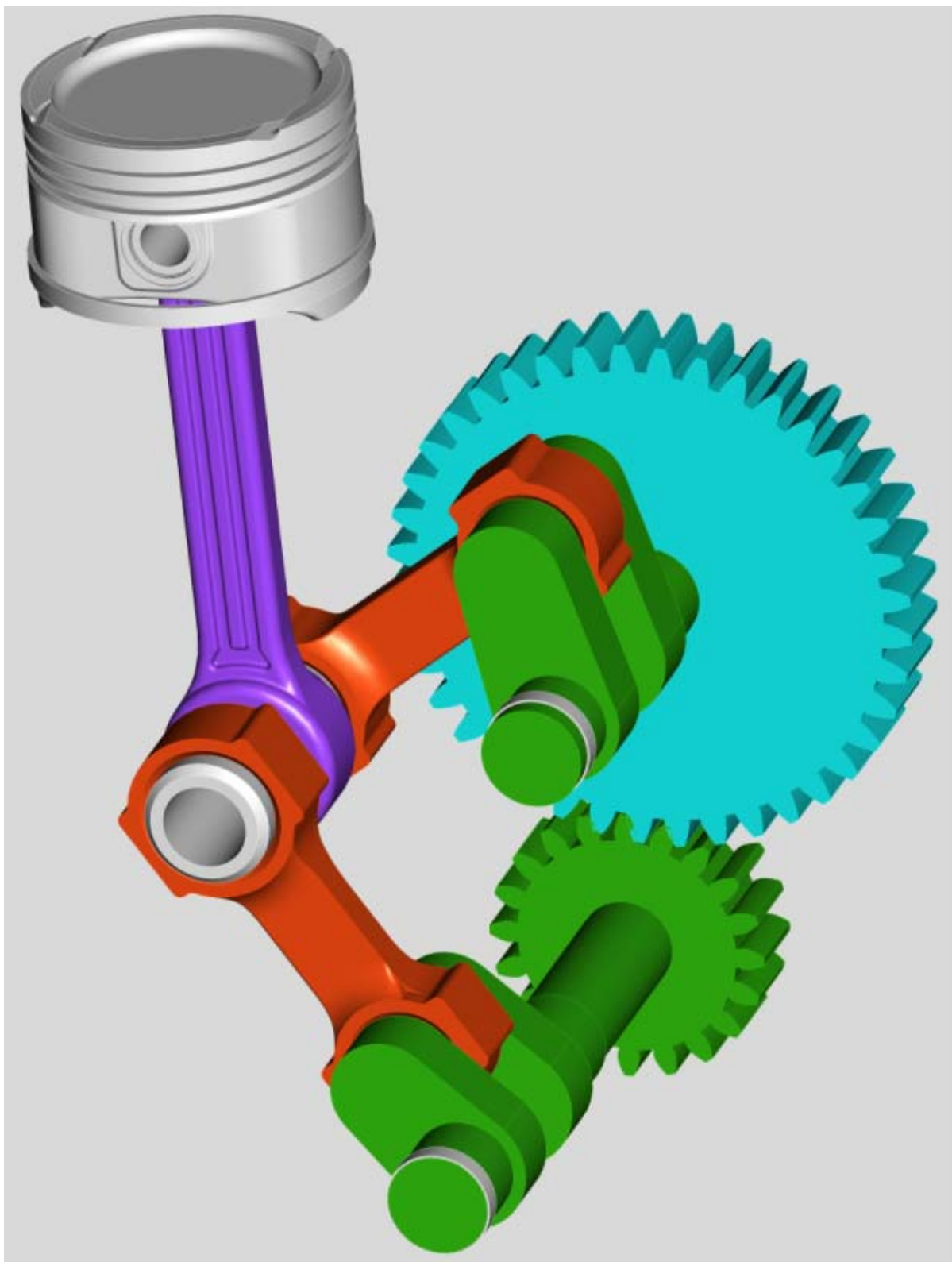
- 1) přepracováním délek táhel abychom zvětšili vzdálenost hřídelů od osy čepu táhel a ojnice (to by ovšem vyžadovalo začít zcela od začátku)
- 2) upravit velikost rozměrů průměru čepu táhel a ok ojnice a táhel

Neboť šlo jenom o částečné prolínání, zvolil jsem druhou variantu úpravy i za cenu, že jsem musel upravit ojnici. Ojnici jsem nakonec použil nedělenou s ohledem na to, že stejně jako obě táhla bude na společný čep jednoduše nasunuta. Navíc jsem upravit velikost průměru čepu táhel z $\varnothing d_c = 42$ [mm] na $\varnothing d_c = 30$ [mm]. Tím jsem zajistil dostatečný prostor pro pohyb ojnice.



Obr. 16 Model upravené ojnice v Pro/ENGINEER

Výhodou tohoto programu je, že veškeré součásti sestavy jsou na sobě navázané ve vzájemné posloupnosti (která je zobrazena ve stromu prvků). Proto když změním parametr jednoho prvku, projeví se změna i u dalších navazujících částí, což nám výrazně ulehčuje následná úpravy modelu.



Obr. 17 Model 3D sestavy v Pro/ENGINEER

Veškeré ostatní rozměry zůstaly zachovány s původním modelem. Z takto upravené sestavy, viz obr. č. 17, byly odečteny hmotnosti a tenzory setrvačnosti jednotlivých součástí abychom je mohli dále použít pro vyšetření působících setrvačných sil v jednotlivých vazbách.

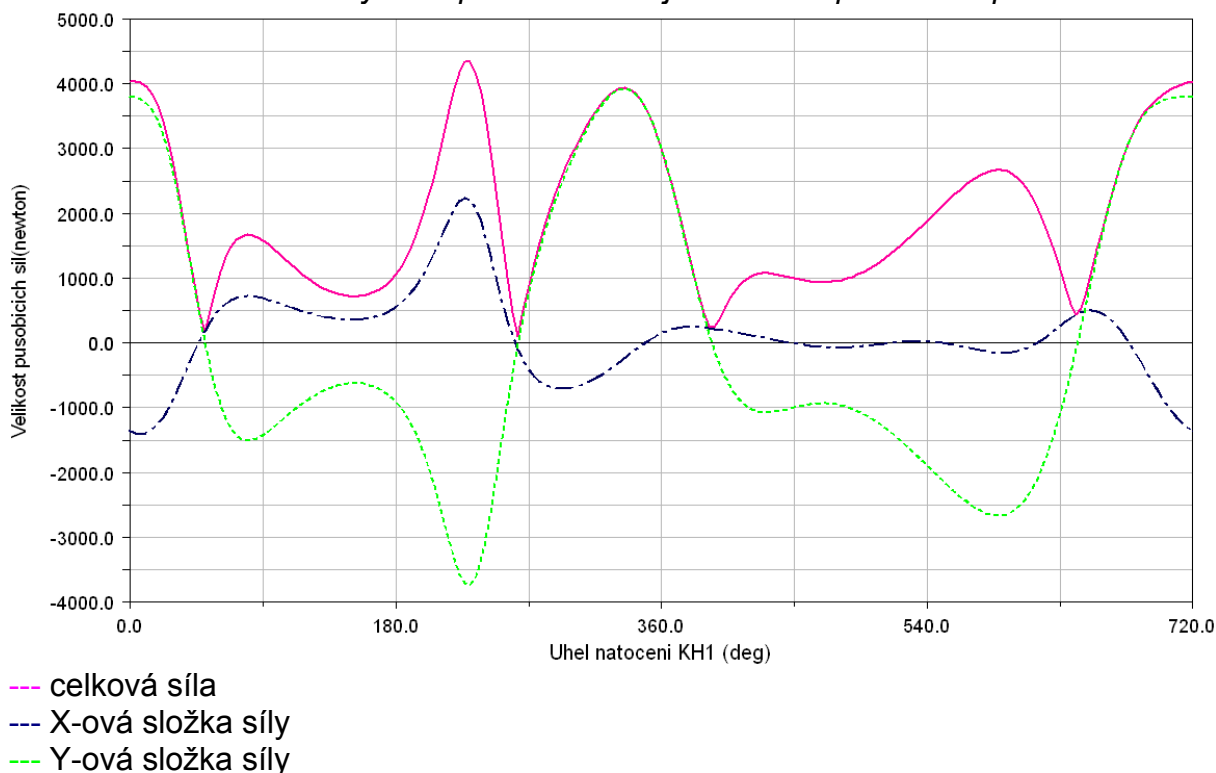
4.3. Síly působící v jednotlivých vazbách

Pomocí získaných tenzorů setrvačnosti a hmotnosti jednotlivých součástí z výše uvedeného modelu zjistíme v programu ADAMS síly a momenty působící v jednotlivých vazbách mechanismu.

Zjištěné tenzory setrvačnosti a hmotnosti přiřadíme jednotlivým prvkům modelu vytvořeného v ADAMSu viz bod č. 3.1. Dále pak upravíme polohy těžiště jednotlivých součástí modelu, tak aby byly shodné s polohami těžiště součástí s reálnými tvary. Následně generátorem pohybu uvedeme model do pohybu. Otáčky generátoru jsou nastaveny na hodnotu $n = 6000$ ot/min.

Poté si v programu ADAMS můžeme vykreslit průběhy sil v jednotlivých vazbách popřípadě tyto síly rozložit i do jednotlivých složek. Souřadný systém pro rozložení silových složek je shodný se základním souřadnicovým systémem modelu v programu ADAMS. Z takto získaných průběhů sil ve vazbách pak můžeme získat silové namáhání jednotlivých součástí. Pro příklad uvedeme průběh sil působících na ojnici v horním oku pístního čepu.

Graf 12 Průběh setrvačných sil působících v ojničím oku pístního čepu

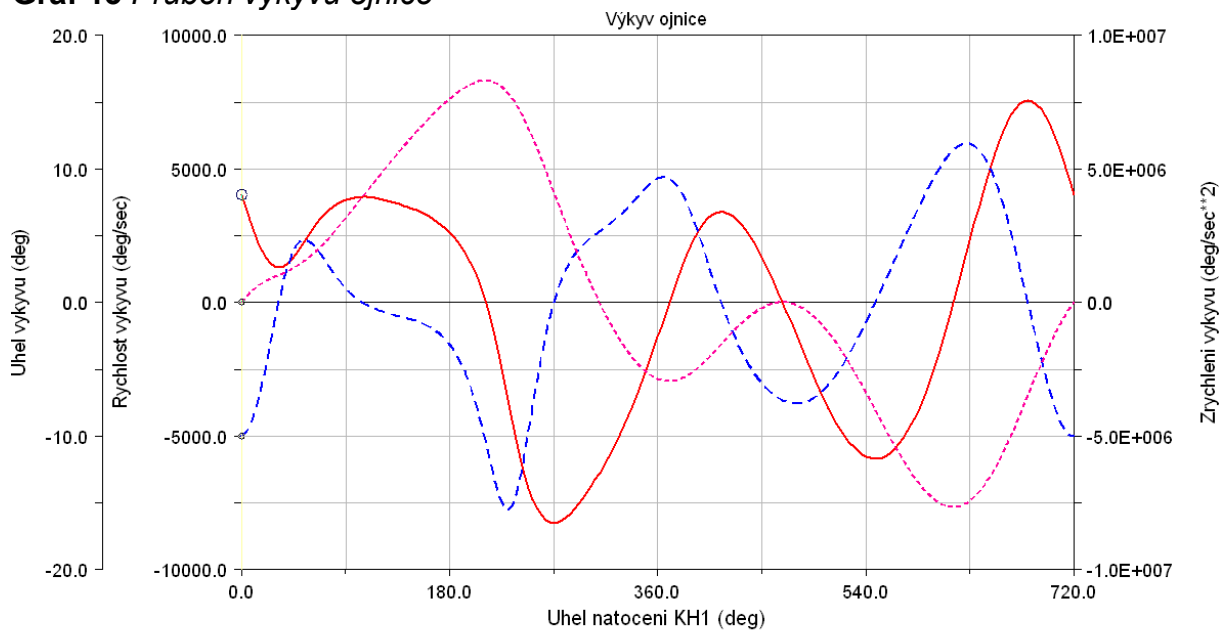


Síla působící v horním oku je rovna setrvačné síle od pístní skupiny. V této působící síle v horním oku ojnice není zahrnuto působení síly od tlaků plynu na píst. Neboť u tohoto motoru není znám indikátorový diagram tlaku plynů. Protože motor roztáčíme až na jmenovité maximální otáčky $n = 6000$ ot/min, dovolíme si tuto sílu zanedbat, protože v takto vysokých otáčkách už je vliv této síly na celkovou působící sílu poměrně malý.

4.3.1. Vybrané zátěžné účinky na ojnici motoru s prodlouženou expanzí

Pro analýzu napjatosti v programu ANSYS jsem zvolil mnou upravenou ojnici. Vybral jsem dva zátěžné stavy, které jsou ekvivalentem pro zátěžné účinky konvenčního motoru. Zátěžné účinky zjistím z průběhu zrychlení a silových působení v programu ADAMS.

Graf 13 Průběh výkyvu ojnice



- úhel výkyvu
- rychlost výkyvu
- zrychlení výkyvu

U průběhu úhlu výkyvu β musíme myslet na to, že již první výchozí bod (v grafu č. 13 má hodnotu 0) má reálnou hodnotu $\beta = 8,1$ deg kterou musíme vždy přičíst.

1. Stav

Úhly natočení klikové hřídele a odklonu ojnice:

- $\alpha = 0$ deg
- $\beta = 8,1$ deg

Píst se nachází v horní úvrati. Ojnice je zatěžována velkými setrvačnými silami.

2. Stav

Úhly natočení klikové hřídele a odklonu ojnice:

- $\alpha = 194,4$ deg
- $\beta = 24,3$ deg

Píst se nachází v dolní úvrati sání. Výkyv ojnice od osy válce dosahuje svého maxima a také zrychlení pístu dosahuje téměř své maximální hodnoty.

Tab. 6 Výpis hodnot jednotlivých zátěžných stavů motoru s prodlouženou expanzí

Stav	a [m/s^2]	F_c [N]	ω_o [s^{-1}]	ϵ_o [s^{-2}]
1	-17651	4032	405,5	-49891
2	6691	1700	180,2	-27059

4.3.2. Vybrané zátěžné účinky na ojnici konvenčního motoru

Pro porovnání analýzy napjatosti jsem si vybral ojnici konvenčního tříválcového zážehového motoru o zdvihovém objemu 1198 cm^3 výše uváděného jako Škoda 1,2 HTP. Dále uvedené zátěžné hodnoty a analýza napjatosti pro ojnici konvenčního motoru jsou čerpány z diplomové práce Pavla Vetešníka z roku 2008 [6].

Jak uvádí autor ve své diplomové práci:

1. Stav

Úhly natočení klikové hřídele a odklonu ojnice:

$$\alpha = 0 \text{ deg}$$

$$\beta = 0 \text{ deg}$$

Píst se nachází v horní úvrati. Má největší zrychlení a proto je ojnice zatěžována největšími setrvačnými silami. Celková síla v ose válce způsobuje tahové namáhání ojnice.

2. Stav

Úhly natočení klikové hřídele a odklonu ojnice:

$$\alpha = 90 \text{ deg}$$

$$\beta = 16,72 \text{ deg}$$

Klikový hřídel se nachází v poloze kolmé k ose válce. Výkyvný pohyb dosahuje největšího zrychlení. Největší namáhání ojnice je ohybové.

Tab. 7 Výpis hodnot jednotlivých zátěžných stavů konvenčního motoru

Stav	a [m/s^2]	F_c [N]	ω_o [s^{-1}]	ϵ_o [s^{-2}]
1	18270	-5028	178,05	0
2	-4375	979,8	0	-106100

(Vetešník, P., str. 38 a 45)

5. Analýza napjatosti ojnice pomocí MKP

Metoda konečných prvků (MKP) neboli také Finitel element method (FEM) je numerická metoda pro řešení rozsáhlé třídy problémů. Název metody zdůrazňuje skutečnost, že základním stavebním kamenem je prvek konečných rozměrů.

MKP vyžaduje rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí - prvků. Je tedy třeba na modelu tělesa vytvořit síť konečných prvků. Pro každý typ prvku je kromě dimenze a tvaru charakteristický počet a poloha jeho uzlů. Uzly sítě jsou body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, z kterých dále počítáme napětí atd.). Hustota, a topologie prvků sítě zásadně ovlivňuje kvalitu výsledků a potřebnou kapacitu pro řešení. [6]

5.1. Vytvoření modelu pro analýzu napjatosti

Analýzu napjatosti jsem provedl v programu ANSYS Workbench 11. Nejprve jsem z programu Pro/ENGINEER exportoval model upravené ojnice (viz obr. č. 16). Před importováním do ANSYSu jsem upravil hlavní souřadný systém tak aby se mi lépe zadávaly zátěžné účinky.

Nadefinování vlastností materiálu:

- Modul pružnosti v tahu
- Součinitel příčného přetvoření
- Hustota materiálu
- Mez kluzu

$$E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$$

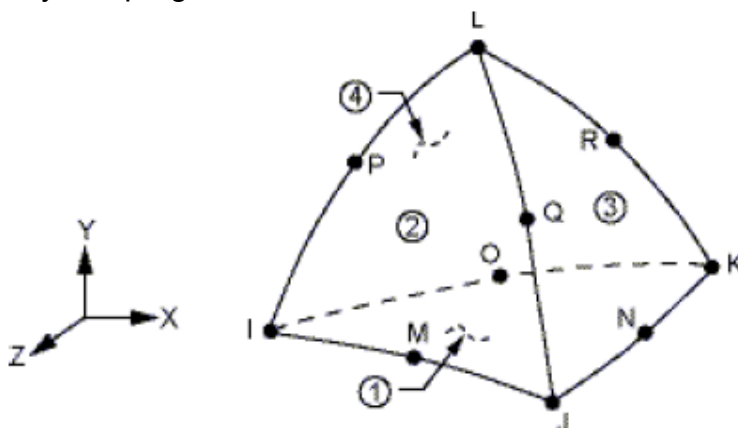
$$\mu = 0,3$$

$$\rho = 7850 \times 10^{-12} \text{ t/mm}^3$$

$$Re = 250 \text{ MPa}$$

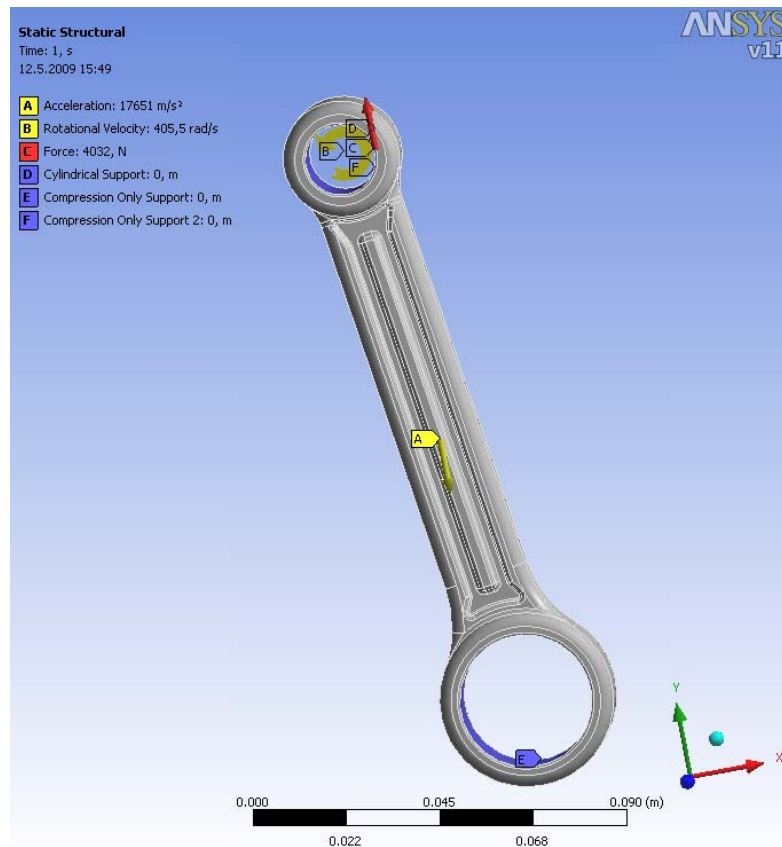
Volba typu elementu:

Pro vysítování modelu jsem zvolil z nabídky elementů prvek SOLID 187. Jedná se o 3-D prvek s deseti uzly, každý uzel má tři stupně volnosti. Je nejvhodnějším prvkem pro volné síťování, z důvodu schopnosti vytvoření objemové sítě u složitých objemů vytvořených v programech CAD.

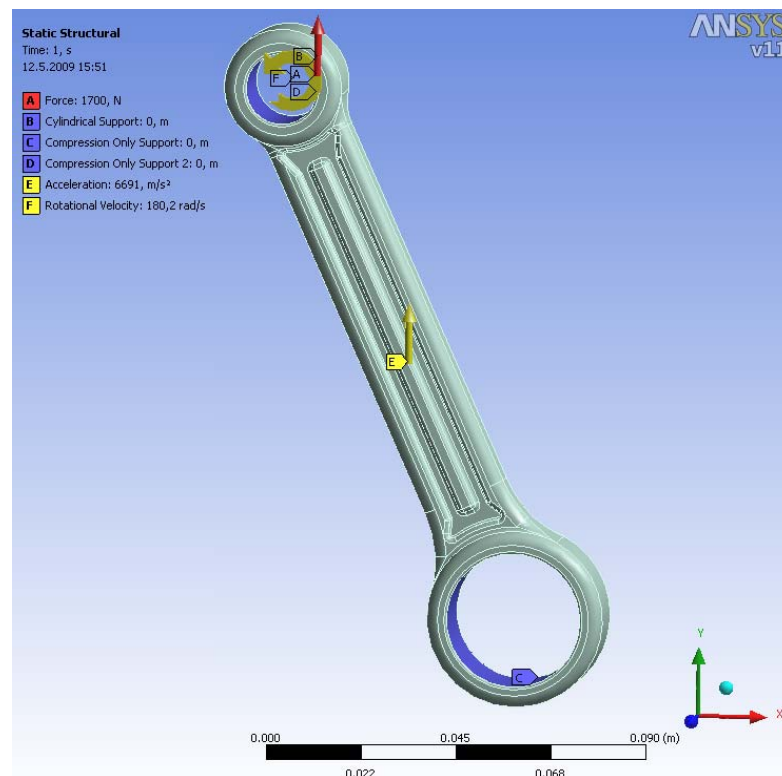


Obr. 18 Element SOLID 187 [12]

Zátěžné účinky pro jednotlivé stavy jsou zadány přesně dle hodnot uvedených v bodě č. 4.3.1. Tyto zátěžné stavy včetně okrajových podmínek jsou vyobrazeny na obr. č. 19 a 20.



Obr. 19 Zátěžný Stav 1 (viz tab. 6)



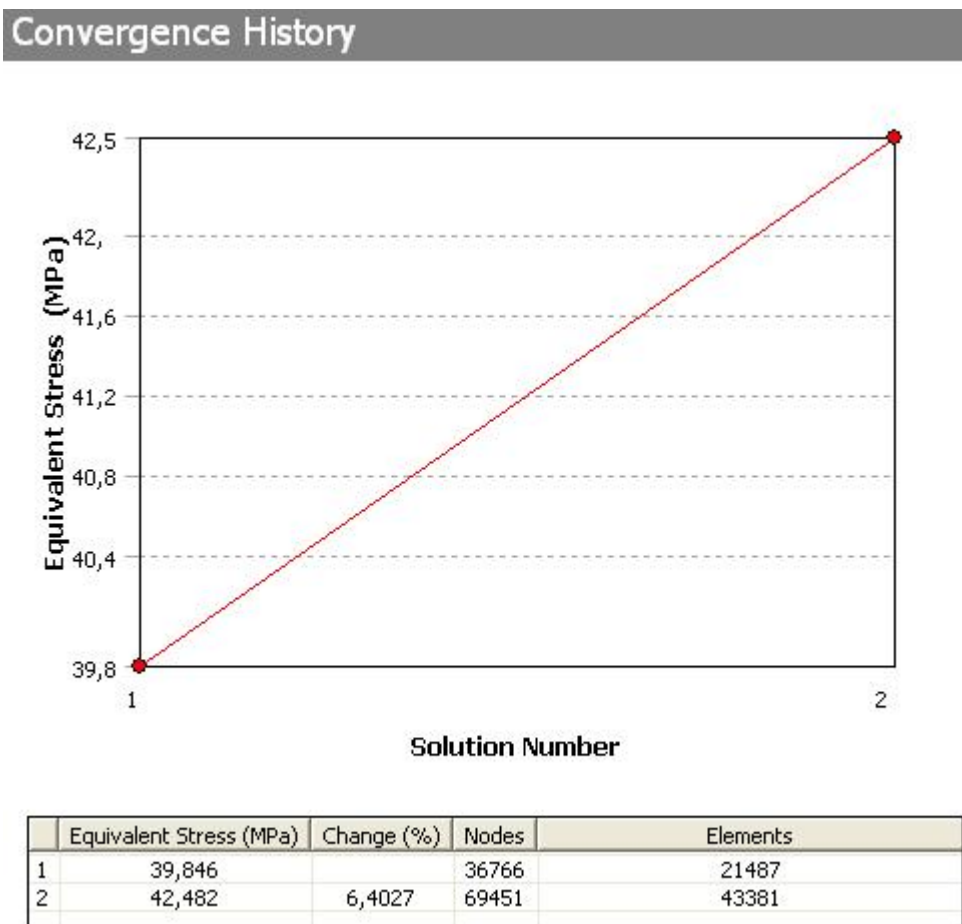
Obr. 20 Zátěžný Stav 2 (viz tab. 6)

5.2. Výsledky analýzy napjatosti

Po zadání zátěžných účinků a okrajových podmínek zadám v programu ANSYS výpočet (*Solution*) v něm si zvolím vyobrazení výsledného redukovaného napětí. Pro zobrazení redukovaného napětí jsem použil podmínku plasticity HMM.

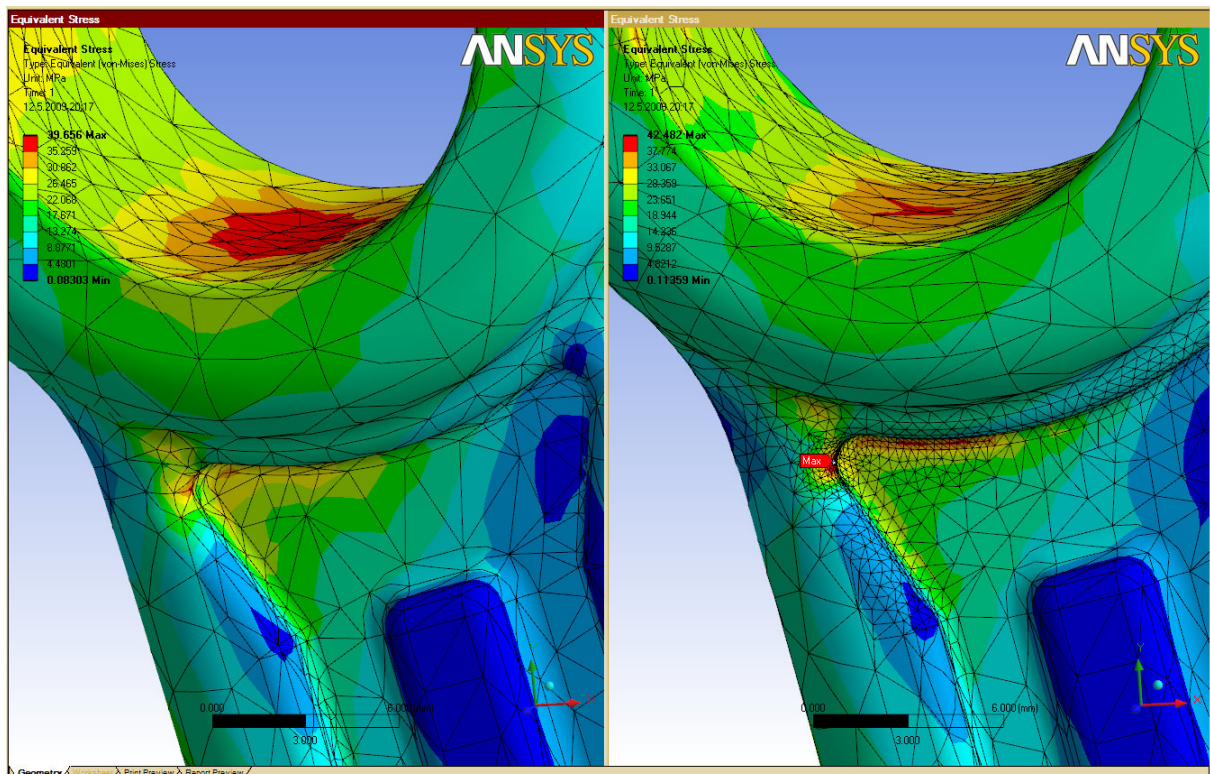
5.2.1. Ověření konvergence sítě

Ověření konvergence sítě jsem provedl, abych zjistil, jak přesně zcelená síť popisuje napjatost v součásti. Při prvotní volbě velikosti síťovacího elementu byla zvolena jednotná velikost prvku 4mm. Při zjemnění na polovinu se změnilo napětí o 6,5 % viz obr. č 21 čili nejistota ve velikosti napětí způsobná diskretizací je menší než 7%. Elementy velikosti 4 mm jsem zvolil abych srovnal výsledky s výsledky dosaženými u porovnávané ojnice kde nebyla síť zjemňována v místech maximálních napětí, proto byla ojnice nameshována stejně. Tento postup jsem provedl u obou zátěžných stavů.



Obr. 21 Nárůst napětí po zjemnění sítě Stav 1

Z obr. č. 21 je patrný nárůst maximálního napětí, stejně tak se zvětšil počet elementů, čímž nám vzrostly požadavky na výpočet. Porovnání obou variant v kritickém místě je na obr. č. 22.

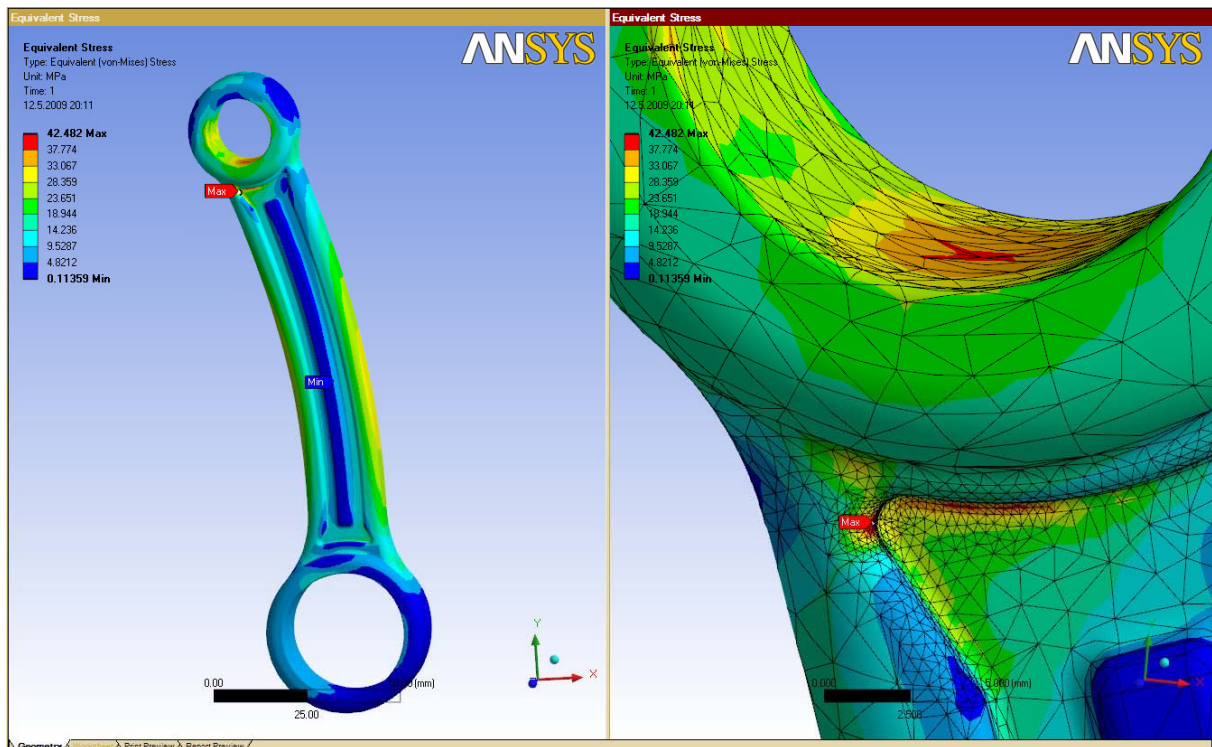


Obr. 22 Vlevo: síť před konvergencí elementu v kritickém místě
Vpravo: síť po konvergenci elementu v kritickém místě

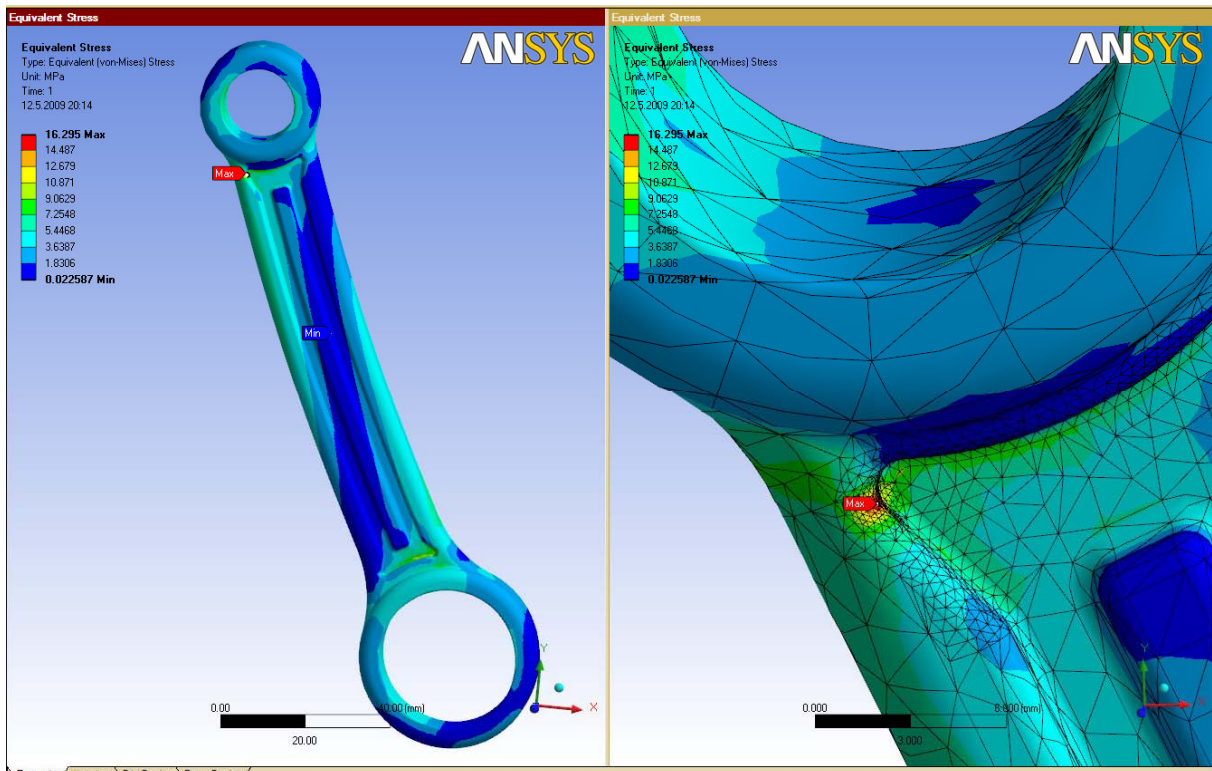
5.2.2. Výsledky výpočtu analýz ve stavu 1 a 2

Na obr. č. 23 je zobrazen zátěžný stav 1, u kterého bylo zvětšeno měřítko deformace pro její lepší zřetelnost, a je zde také zobrazen detail v místě maximálního napětí.

Se stejnou úpravou je na obr. č. 24 zobrazen zátěžný stav 2.

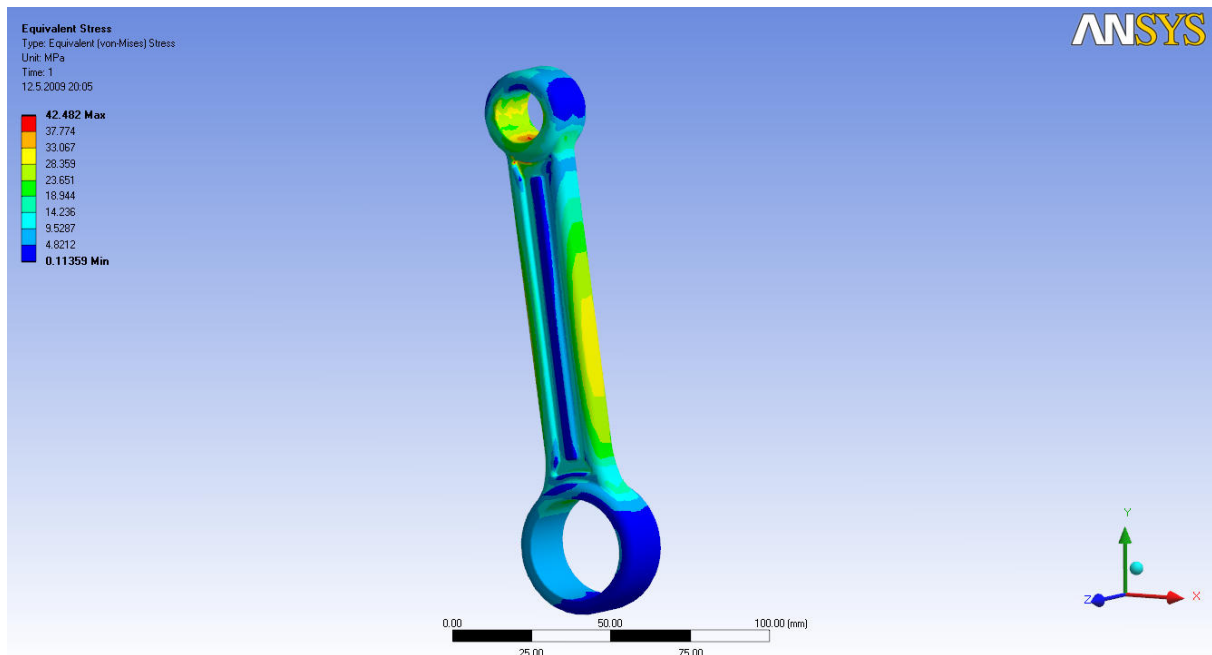


Obr. 23 Deformace a kritické místo zátěžného stavu 1

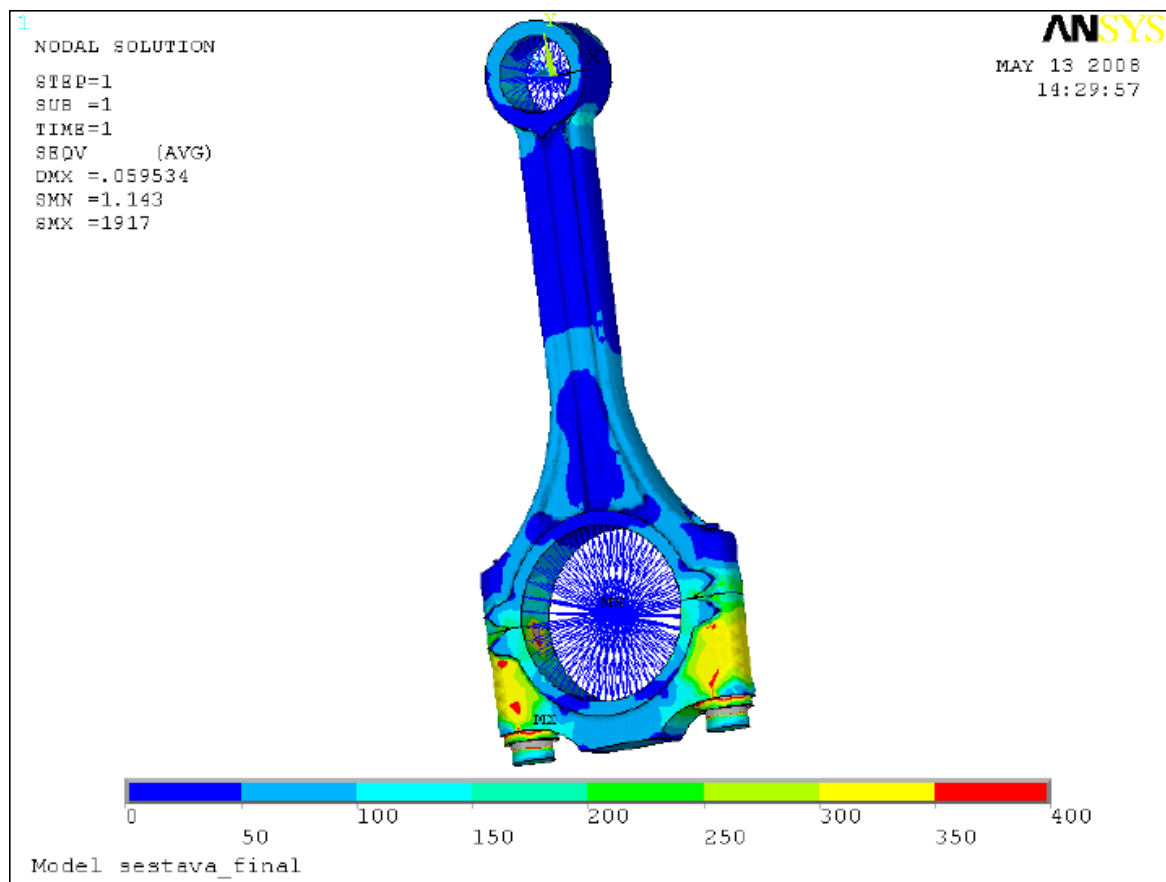


Obr. 24 Deformace a kritické místo zátěžného stavu 2

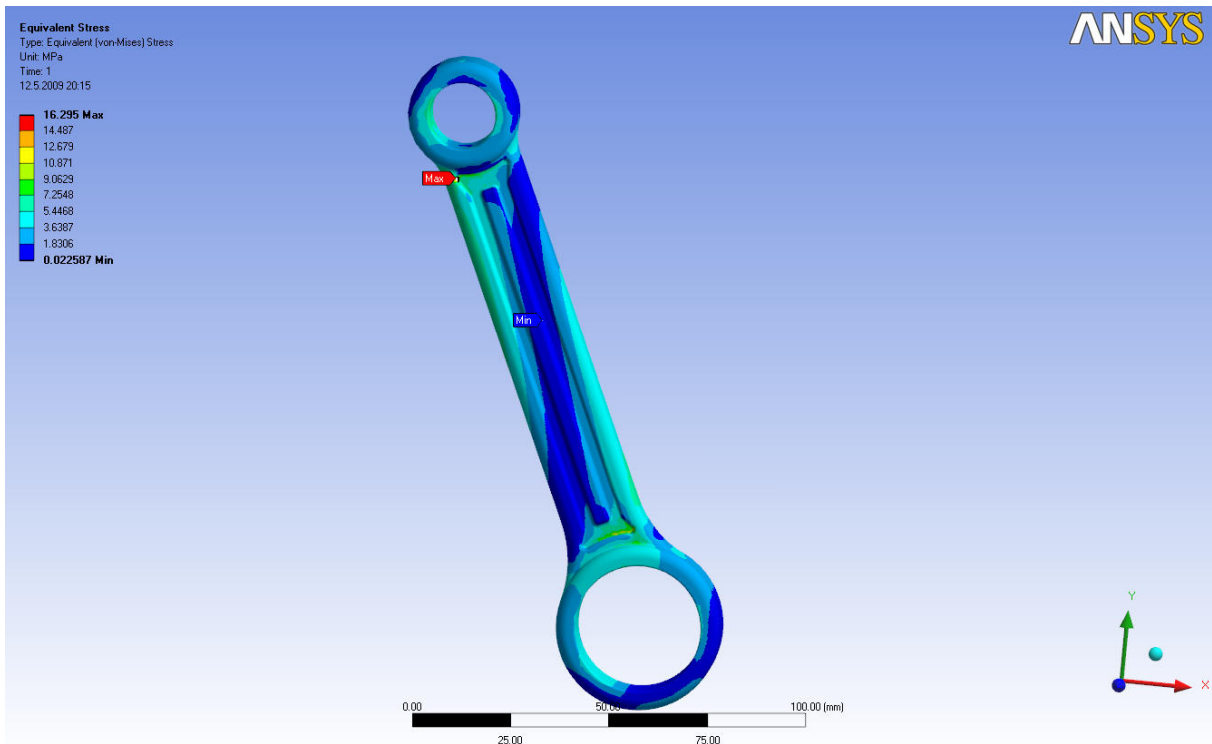
5.2.3. Porovnání napjatosti ojnice s ojnicí konvenčního motoru



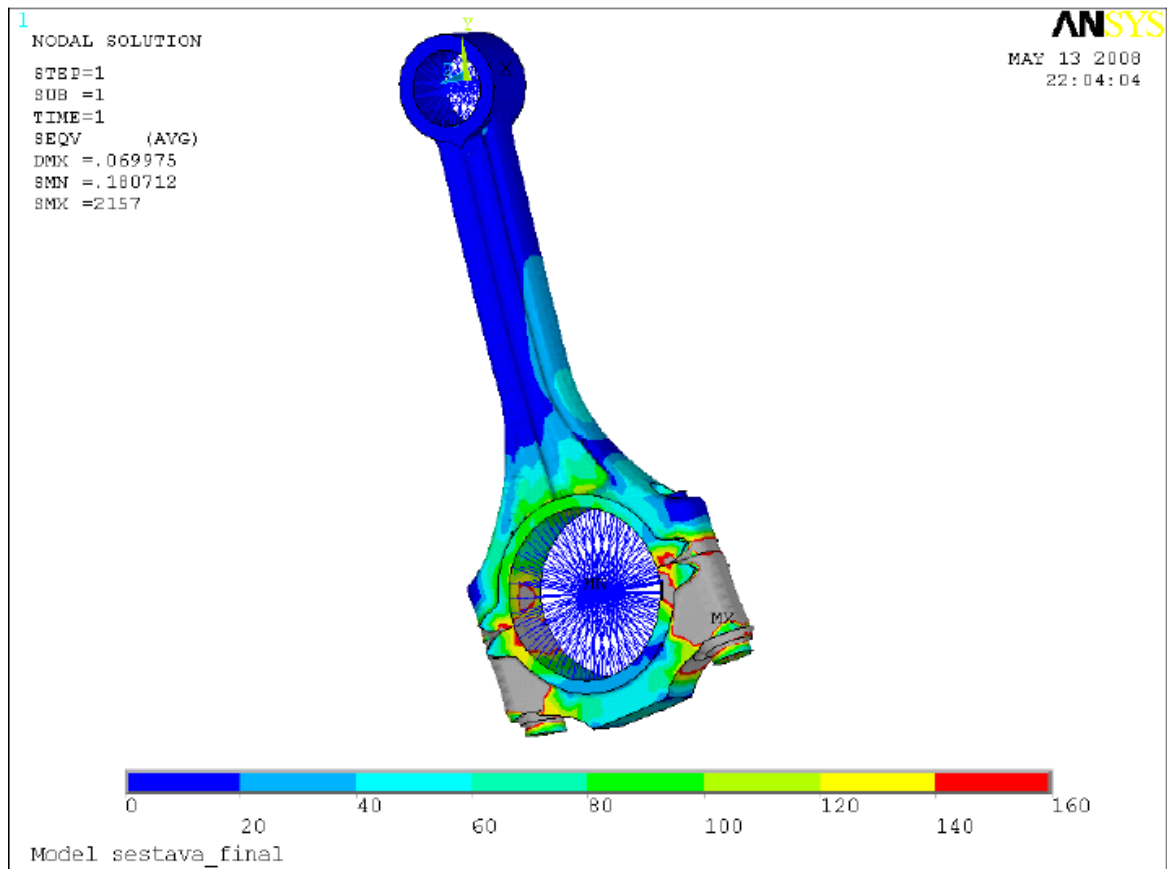
Obr. 25 Ojnice motoru s prodlouženou expanzí v zátěžném stavu 1



Obr. 26 Ojnice konvenčního motoru v zátěžném stavu 1[6]



Obr. 27 Ojnice motoru s prodlouženou expanzí v zátěžném stavu 2



Obr. 28 Ojnice konvenčního motoru v zátěžném stavu 2 [6]

5.2.4. Zhodnocení výsledků porovnání ojníc

Při porovnání ojníc jsou jejich napětí natolik odlišná, že jsem byl nucen u zobrazení redukováných napětí použít různá měřítka škály napětí. Tento rozdíl je zejména způsoben použitím předepjatých šroubů u ojnice konvenčního motoru. Proto je důležité věnovat pozornost rozmezí zobrazených napětí patřičnou pozornost.

Zátěžné stavy:

Stav 1:

Výsledky tohoto zátěžného stavu jsou na obr. č. 25 a 26. Na ojnici konvenčního motoru působí největší setrvačné síly, které způsobují její tahové namáhání. Tyto síly mají největší vliv na přechod dřívku do oka pro pístní čep kde je napětí 120 MPa. Ojnice motoru s prodlouženou expanzí je v tomto stavu namáhána také velkými setrvačnými silami, navíc tato ojnice není v rovnoběžné poloze s osou zatížení, a proto je namáhání ojnice kombinované tahové společně s ohybovým. Maximální napětí se nachází ve vrubu přechodu mezi dřívkem ojnice a okem pro pístní čep a má hodnotu 42,5 MPa. [6]

Stav 2:

Výsledky jsou vyobrazeny na obr. č. 27 a 28. U konvenčního motoru je v tomto stavu klikový hřídel v poloze kolmé k ose válce, výkyvný pohyb dosahuje největšího zrychlení a to způsobuje ohybové namáhání ojnice. To se nejvíc projevuje v místě, kde se začíná dřívík rozšiřovat hodnota napětí v tomto místě je 45 MPa. Ojnice motoru s prodlouženou expanzí se v tomto stavu také nachází v místě největšího výkyvu ojnice od osy válce. Zrychlení výkyvu dosahuje maximální hodnoty a ojnice je namáhána především na ohyb. Kritická místa napětí se nachází v přechodu dřívku do oka pro pístní čep a v přechodu dřívku do oka pro čep táhel. [6]

Napjatost jsem posuzoval k meznímu stavu pružnosti – mez kluzu, která má hodnotu $R_e = 250$ MPa. Ojnice je namáhána cyklicky, z toho důvodu bych volil koeficient bezpečnosti 2, tím pádem by mezní hodnota byla 125 MPa.

Nízké hodnoty napětí u ojnice motoru s prodlouženou expanzí jsou částečně zapříčiněné předimenzováním rozměru ojnice a to především jejího dřívku. Předimenzování ojnice je ovšem z toho důvodu že neznáme indikátorový diagram tohoto motoru a proto nedokážeme určit maximální zatížení ojnice.

Jako podnět k optimalizaci po provedení této analýzy napjatosti by mohlo být lepší provedení vrubu na těle dřívku ojnice pro zmenšení maximálního napětí optimalizací jejího tvaru.

6. Zhodnocení předností a nedostatků navrženého řešení

V této kapitole se zaměřím na zhodnocení předností a nedostatků výše navrženého mechanismu motoru s prodlouženou expanzí. Prakticky se takový oběh v pístovém motoru dosud trvale neuplatnil, ač snaha o jeho úspěšné provedení je velmi stará.

Teoreticky by bylo vhodné nechat expandovat spaliny až na výchozí tlak komprese, což je obvykle tlak přibližně atmosférický (když neberu v potaz přeplňované motory). Z historie víme, že tím se sice zvýší tepelná účinnost oběhu, současně se však snižuje střední tlak diagramu, a proto se zhoršuje mechanická účinnost motoru. [2]

Tab. 8 Historické porovnání pracovních oběhů [2]

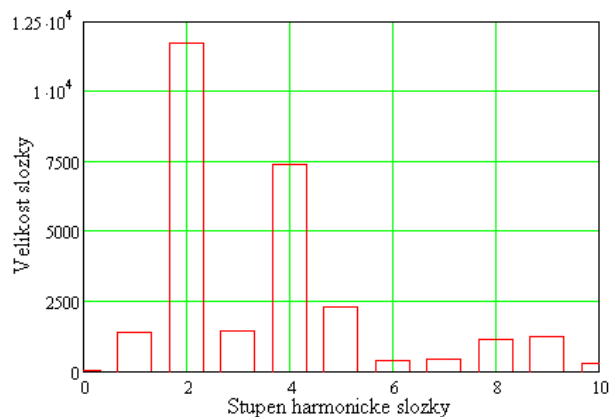
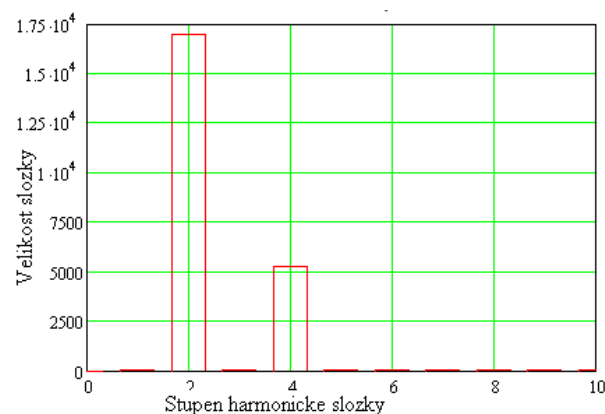
	Konvenční motor (Normální)	Motor s prodlouženou expanzí	Výsledek
Tepelná účinnost	0,52 [-]	0,59 [-]	Zlepšení o 17%
Střední tlak oběhu	18,3 [atm]	11,8 [atm]	Zhoršení o 35%

Od počátků 20. století ovšem prodělaly pístové spalovací motory dramatický vývoj (především díky pístovým leteckým motorům za 2. světové války). V dnešní době, kdy se již standardně používá přímé vstřikování paliva do válce a kompresní poměry se u zážehového motoru pohybují v rozmezí $\epsilon = 9 - 13$ by se mohla ještě více zlepšit termická účinnost a eliminovat pokles středního tlaku. Již ve své době se tento motor vyznačoval velmi příznivou spotřebou paliva v porovnání s konvenčním motorem, což by v dnešní době mohlo znamenat hlavní přínos této konstrukce motoru.

Jako hlavní nevýhodu tohoto mechanismu motoru s prodlouženou expanzí bych viděl ve složitosti mechanismu v porovnání s konvenčním motorem, u kterého zajišťuje přeměnu energie z tepelné na mechanickou pouze píst s ojnice a klikový hřídel. U tohoto provedení je potřeba navíc druhý klikový hřídel poháněný přes ozubený převod (v poměru 1:2), dvě táhla a spojovací čep ojnice s táhly.

Naopak drobnou výhodou tohoto mechanismu lze považovat použití nedělené ojnice, neboť ojnice se stejně jako táhla nasunuje na společný čep a proto odpadá potřeba dělené hlavy ojnice. Hlavní výhodou této konstrukce lze vyzorovat na analýze napjatosti v bodě č. 5, kde je patrné že když nejsou použity předepjaté šrouby pro uchycení hlavy k hlavnímu tělu ojnice značně nám tím poklesne maximální hodnota redukovaného napětí. Také se značně zjednodušuje výroba ojnice, stejně tak obě táhla mohou být jednoduché výkovky samozřejmě dále opracované.

V bodě č. 3.4 této práce byla provedena harmonická analýza kinematické veličiny provedením diskrétní Fourierovy analýzy. Pro srovnání byla analýza provedena také pro klasický motor. Výsledky analýzy si pro srovnání uvedeme na následujících dvou grafech.

Graf 14 Motor s prodlouženou expanzí**Graf 15** Klasický motor

Jak je patrné z porovnání obou grafů harmonické analýzy, tak u klasického motoru se analýza rozkládá jen do dvou složek což je příznivé pro vyvažování klikového mechanismu motoru. Naproti tomu harmonická analýza u motoru s prodlouženou expanzí nám ukazuje, že zde je rozklad i do složek vyšších řádů. Což by značně komplikovalo následné vyvážení motoru.

Snížení přenášených sil do rámu (bloku) motoru by šlo napomoci optimálním vyvážením jednotlivých komponentů mechanismu. Tím by se nám částečně eliminovaly setrvačné síly přenášené do rámu. Následně by se daly určité řády vzájemně vyrušit pomocí vhodného uspořádání víceválcové jednotky.

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout mechanismus jednoválcového zážehového motoru s prodlouženou expanzí. V hlavní části byly navrženy veškeré důležité konstrukční rozměry jednotlivých součástí s ohledem na použití určitých částí z motoru Škoda 1,2 HTP. Nadále se pak zabývá vyšetřením průběhů kinematických veličin a setrvačných sil působících v mechanismu.

Z porovnání průběhů kinematických veličin vyplynulo, že původní navržená varianta se jeví jako optimální a to především z důvodu příznivého průběhu rychlosti a zrychlení pístů. U následného vytvoření 3D – CAD modelu v programu Pro Engineer vyšlo najevo, že by docházelo ke vzájemnému kontaktu mezi jednotlivými díly sestavy. Proto bylo nutné udělat jisté úpravy, které se týkaly především ojnice. Poté byla provedena analýza napjatosti této upravené ojnice a porovnání s analýzou napjatosti ojnice klasického motoru. Z ní jsme zjistili, že především díky použití nedělené ojnice se nám značně snížily hodnoty maximálního redukovaného napětí.

Jednotlivé přednosti a nedostatky tohoto navrženého mechanismu jsou podrobněji popsány v kapitole č. 6 této práce.

S ohledem na dnes stále stoupající ekologické požadavky kladené na spalovací motory je tento mechanismus příkladnou ukázkou jak by se v budoucnu mohla ubírat cesta vývoje. Ovšem pro zřetelnější výsledky by bylo vhodné navrhnout k tomuto pracovnímu cyklu s prodlouženou expanzí termodynamický oběh. Pokud by i on podpořil předpokládanou úsporu paliva v porovnání s konvenčním motorem, bylo by vhodné zkonstruovat experimentální motor pro další měření.

Na tuto práci by bylo vhodné navázat sestavením a výpočtem příslušného termodynamického cyklu. Dále by bylo také vhodné optimalizovat jednotlivé komponenty mechanismu zejména z důvodu redukce celkové hmotnosti.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KUBÁT, A.: Automobilové motory, nakladatelství Fr. Borovský v Praze 1929
- [2] KOŠŤÁL, J. – SUK, B.: Pístové spalovací motory, NČSAV, Praha 1963. 820 s.
- [3] MACEK, J. – SUK, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství ČVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1
- [4] HEISLER, H.: Advanced engine technology, SAE 2002
- [5] HAFNER, K. E. – MAASS, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Sien-New York 1995
- [6] VETEŠNÍK, P.: Výpočtové porovnání ojníc zážehových motorů, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík
- [7] WIKIPEDIA.EN, *Atkinsonův cyklus* [on-line], poslední revize: 18. 5. 2009, Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Atkinson_cycle
- [8] WIKIPEDIA.SK, *Atkinsonův cyklus* [on-line], poslední revize: 18. 5. 2009, Dostupné z: http://sk.wikipedia.org/wiki/Motor_s_Atkinsonov%C3%BDm_cyklom
- [9] WIKIPEDIA.EN, *Millerův cyklus* [on-line], poslední revize: 18. 5. 2009, Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Miller_cycle
- [10] TUNING, *Stránky magazínů www.tuning.cz* [on-line], poslední revize: 18. 5. 2009, Dostupné z: <http://www.tuning.cz/a52:miller-cycle/>
- [11] ÚADI, VUT BRNO, *Virtuální prototypy* [on-line], poslední revize: 18. 5. 2009, Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/virtProt.html>
- [12] *Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA 2005*

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratky

CAD	Computer Aided Design – Počítačem podporované navrhování
FEM	Finite element Method – Metoda konečných prvků
MBS	Multibody Systém
MKP	Metoda konečných prvků
DÚ	Dolní úvrať
HÚ	Horní úvrať

Symboly

A_k	[m/s ²]	kosinova složka harmonické analýzy motoru s prodlouženou expanzí
A_{sh}	[m/s ²]	kosinova složka harmonické analýzy klasického motoru
a	[m/s ²]	zrychlení působící na ojnici
$a(\alpha)$	[m/s ²]	zrychlení pístu klasického motoru
a_{pMAX}	[m/s ²]	maximální zrychlení pístu
B_k	[m/s ²]	sinova složka harmonické analýzy motoru s prodlouženou expanzí
B_{sh}	[m/s ²]	sinova složka harmonické analýzy klasického motoru
C_k	[m/s ²]	absolutní hodnoty složek harmonické analýzy motoru s prodl. expanzí
C_{sh}	[m/s ²]	absolutní hodnoty složek harmonické analýzy klasického motoru
$\varnothing D_o$	[mm]	průměr ojnicního oka ojnice
$\varnothing D_{oT1}$	[mm]	průměr ojnicního oka táhla T1
$\varnothing D_{oT2}$	[mm]	průměr ojnicního oka táhla T2
$\varnothing D_{pč}$	[mm]	průměr pístního oka ojnice
$\varnothing D_{T1}$	[mm]	průměr hřídelového oka táhla T1
$\varnothing D_{T2}$	[mm]	průměr hřídelového oka táhla T2
$\varnothing d_{\check{c}}$	[mm]	průměr spojovacího čepu
$\varnothing d_{H1}$	[mm]	průměr čepu hřídele H1
$\varnothing d_{H2}$	[mm]	průměr čepu hřídele H2
$\varnothing d_p$	[mm]	průměr pístu
$\varnothing d_{Z1}$	[mm]	průměr ozubeného kola Z1
$\varnothing d_{Z2}$	[mm]	průměr ozubeného kola Z2
e	[-]	kompresní poměr Andreauova motoru
e_1	[-]	kompresní poměr Andreauova motoru
e_z	[mm]	délka expanzního zdvihu
F_c	[N]	síla působící v horním oku ojnice
FS_j	[N]	oscilující setrvačná síla
h	[-]	stupeň harmonické složky klasického motoru
h_p	[mm]	výška pístu
k	[-]	stupeň harmonické složky Andreauova motoru
k_z	[mm]	délka kompresního zdvihu
l	[m]	rozteč mezi oky ojnice klasického motoru
$l_{\check{c}}$	[mm]	délka spojovacího čepu
l_o	[mm]	rozteč mezi oky ojnice
l_{T1}	[mm]	rozteč mezi oky táhla T1

l_{T2}	[mm]	rozteč mezi oky táhla T2
M_{osc}	[kg]	celková oscilující hmotnost
m_{ojred}	[kg]	redukováná hmotnost ojnice v horním oku
$m_{píst}$	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_z	[-]	modul ozubení
n	[1/min]	otáčky motoru
$p_{pDÚe}$	[mm]	poloha pístu v dolní úvrati expanze
$p_{pDÚs}$	[mm]	poloha pístu v dolní úvrati sání
$p_{pHÚe}$	[mm]	poloha pístu v horní úvrati expanze
$p_{pHÚs}$	[mm]	poloha pístu v horní úvrati sání
R	[m]	poloměr klikové hřídele klasického motoru
Re	[MPa]	mez kluzu
r_{H1}	[mm]	poloměr ramena hřídele H1
r_{H2}	[mm]	poloměr ramena hřídele H2
s_z	[mm]	délka sacího zdvihu
t_{Td}	[mm]	šířka dřívku táhel
t_{To}	[mm]	šířka ok táhel
V	[m ³]	obsah sacího zdvihu Andreauova motoru
V_1	[m ³]	obsah pracovního zdvihu Andreauova motoru
v	[m ³]	kompresní prostor Andreauova motoru
v_{pMAX}	[m/s]	maximální rychlost pístu
v_z	[mm]	délka výfukového zdvihu
Z_{nar}	[mm]	procentuální nárůst mezi jednotlivými zdvihy
Z_{roz}	[mm]	rozdíl mezi sacím a expanzním zdvihem
α	[deg]	úhel natočení klikové hřídele
β	[deg]	odklon ojnice
ε_o	[1/s ²]	úhlové zrychlení odklonu ojnice
λ	[-]	klikový poloměr klasického motoru
μ	[-]	součinitel příčného přetvoření
ρ	[t/mm ³]	hustota materiálu
ω	[1/s]	úhlová rychlost klikové hřídele klasického motoru
ω_o	[1/s]	úhlová rychlost odklonu ojnice

Seznam příloh

Veškeré přílohy této diplomové práce jsou v elektronické podobě na přiloženém CD.

Příloha 1 – Kinematický model v programu ADAMS 2005

Příloha 2 – Výpočet harmonické analýzy v programu Mathcad 13

Příloha 3 – 3D model mechanismu v programu ProEngineer Wildfire 3.0

Příloha 4 – Analýza napjatosti v programu ANSYS Workbench 11