



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

ZÁŽEHOVÝ PÍSTOVÝ SPALOVACÍ MOTOR S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

SPARK IGNITION PISTON ENGINE WITH AN EXTENDED EXPANSION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Koštuřík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Vojtěch Košťuřík**
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:

Zážehový pístový spalovací motor s prodlouženou expanzí

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout mechanismus zážehového pístového spalovacího motoru s prodlouženým expanzním zdvihem.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši a výběr vhodných mechanismů umožňujících prodloužit expanzní zdvih v porovnání s mechanismem klikovým.

Pro vybraný typ mechanismus a zadané parametry válcové jednotky provést konstrukční návrh mechanismu motoru.

Stanovit kinematické veličiny mechanismu.

Provést pevnostní kontrolu hlavních součástí mechanismu.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

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.

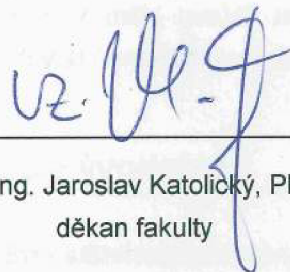
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

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

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píšťek, DrSc.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem zážehového pístového spalovacího motoru s prodlouženou expanzí. Je vysvětlen princip prodloužené expanze s využitím Atkinsonova nebo Millerova cyklu a možnosti jejího dosažení. Dále je proveden konstrukční návrh a sestaven pracovní oběh. Následně je stanoven průběh kinematických veličin a sil v mechanismu. Na závěr je provedena pevnostní kontrola ojnice navrženého mechanismu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Atkinsonův cyklus, Millerův cyklus, ojnice, planetový mechanismus, prodloužená expanze, víceprvkový mechanismus

ABSTRACT

This thesis deals with the design of a spark-ignition internal combustion engine with extended expansion. It explains the principle of extended expansion using the Atkinson or Miller cycle and the possibilities of achieving it. In addition, a design study and engine cycle is carried out. Subsequently, the course of the kinematic quantities and forces in the mechanism is determined. At the end, the strength analysis of the connecting rod of the designed mechanism is performed.

KEYWORDS

Atkinson cycle, Miller cycle, connecting rod, planetary gear mechanism, extended expansion, multilink mechanism

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOŠTUŘÍK, V. *Zážehový pístový spalovací motor s prodlouženou expanzí*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 61 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Pištěk, 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

.....

Vojtěch Koštuřík

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za cenné rady a připomínky poskytnuté při tvorbě této diplomové práce. Poděkování patří také mé rodině za veškerou podporu během studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Princip motoru s prodlouženou expanzí	11
1.1 Atkinsonův cyklus	11
1.1.1 Výpočet atkinsonova cyklu	11
1.2 Možnosti dosažení prodloužené expanze	14
1.2.1 Atkinsonův motor	14
1.2.2 Andreaův motor	16
1.2.3 Víceprvkový mechanismus	17
1.2.4 Planetový mechanismus	19
1.2.5 Časování sacích ventilů	20
1.3 Millerův cyklus	21
2 Motory s prodlouženou expanzí	22
3 Konstrukční návrh mechanismu motoru	24
3.1 Základní rozměry	24
3.2 3D model mechanismu	26
3.2.1 Píst a pístní čep	27
3.2.2 Ojnice	27
3.2.3 Klikový hřídel	28
3.2.4 Korunové kolo a satelit	31
4 Pracovní oběh motoru	32
5 Průběhy kinematických veličin	34
5.1 MBS model	35
5.2 Kinematika pístní skupiny	36
5.2.1 Harmonická analýza zrychlení	37
5.3 Kinematika ojnice	38
6 Průběhy sil v mechanismu	40
6.1 Síly v pístním čepu	40
6.2 Síly v excentrickém čepu satelitu	41
6.3 Síly v čepu satelitu	42
6.4 Točivý moment	43
7 Pevnostní kontrola	44
7.1 Metoda konečných prvků	44
7.2 Stanovení zátěžných stavů	44
7.3 Příprava modelu	45
7.3.1 Aplikace kontaktů	45

7.3.2	Tvorba sítě	46
7.3.3	Okrajové podmínky	46
7.4	Výsledky analýzy napjatosti	48
7.4.1	Namáhání tlakem	48
7.4.2	Namáhání tahem	49
7.5	Stanovení bezpečnosti.....	49
7.5.1	Stanovení napětí cyklického namáhání	49
7.5.2	Faktory ovlivňující bezpečnost.....	51
7.5.3	Bezpečnost k mezi únavy	53
	Závěr	55
	Použité informační zdroje.....	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	58
	Seznam příloh	61

ÚVOD

Neustálý tlak na snižování emisí a spotřeby vede výrobce uchylovat se k technickým řešením, která, jsou známá již dlouhou dobu, ale buď z důvodu složitosti konstrukce, nebo neuspokojivých výsledků nebyla dosud širě využívána. Takovýmto řešením je motor s prodlouženou expanzí. Ten využívá k dosažení vyšší tepelné účinnosti, většího expanzního poměru, než je poměr kompresní, ovšem na úkor nižšího výkonu. Realizace prodloužené expanze je možná pomocí dvou základních způsobů. Prvním z nich je nahrazení konvenčního klikového mechanismu jiným vhodným mechanismem. Druhý způsob je využití proměnného časování sacích ventilů, při zachování klasické konstrukce klikového ústrojí. Motory s prodlouženou expanzí sice neoplývají vysokým výkonem, ale například v kombinaci s elektromotorem mohou nalézt uplatnění v hybridních vozidlech. Nižší výkon navíc může být kompenzován přeplňováním.

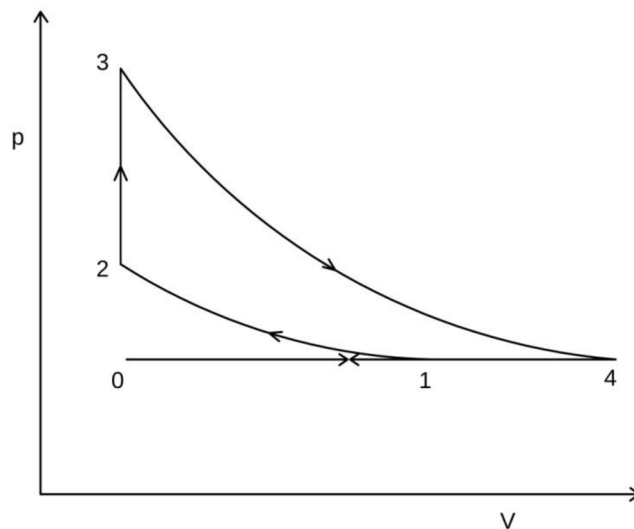
Cílem této práce je navrhnout mechanismus zážehového pístového spalovacího motoru s prodlouženým expanzním zdvihem. V úvodu je vysvětlen princip prodloužené expanze s využitím Atkinsonova nebo Millerova cyklu. Dále jsou rozebrány možnosti, jakými lze prodloužené expanze dosáhnout a jsou uvedeny příklady vozidel, respektive pohonných jednotek, které prodloužené expanze využívají. V následující kapitole je rozebrán samotný konstrukční návrh mechanismu a jeho jednotlivých částí. Po kapitole zaměřené na pracovní oběh navrženého motoru, následuje stanovení kinematických veličin mechanismu a sil v něm působících. Na závěr je provedena pevnostní kontrola ojnice navrženého mechanismu.

1 PRINCIP MOTORU S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

Zážehový pístový spalovací motor s prodlouženou expanzí se od klasického motoru, pracujícího dle Ottova cyklu, liší tím, že jeho kompresní poměr je menší než expanzní, tedy je i rozdílná délka kompresního a expanzního zdvihu. Expanzní zdvih je oproti kompresnímu delší, což má za následek nižší teplotu spalin na konci expanze a nižší tlak, který se v ideálním případě blíží atmosférickému tlaku. Díky tomu se zvýší tepelná účinnost motoru, ovšem dochází ke snížení středního tlaku oběhu a zhoršení mechanické účinnosti. Vedle vyšší tepelné účinnosti je přínosem také menší množství oxidů dusíku v důsledku nižších teplot při spalovacím procesu. [1][2]

1.1 ATKINSONŮV CYKLUS

Poprvé byl tento cyklus využit roku 1882 Jamesem Atkinsonem při konstrukci prvního Atkinsonova motoru. Vznikl modifikací Ottova cyklu, oproti kterému má větší expanzní poměr. Výsledkem je větší tepelná účinnost v porovnání s Ottovým cyklem. [2]



Obr. 1 Porovnávací diagram ideálního Atkinsonova cyklu [3]

1.1.1 VÝPOČET ATKINSONOVA CYKLU

- 0 – 1 sání
- 1 – 2 adiabatická komprese
- 2 – 3 izochorický přívod tepla
- 3 – 4 adiabatická expanze
- 4 – 1 izobarický odvod tepla

Kompresní poměr [4]:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2}. \quad (1)$$

Expanzní poměr:

$$r_e = \frac{V_4}{V_3}, \quad (2)$$

kde V je objem válce.

Poissonova konstanta:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}, \quad (3)$$

kde c_p je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku a c_v je měrná tepelná kapacita za konstantního objemu.

Stupeň izochorického zvýšení tlaku [4]:

$$\psi = \frac{p_3}{p_2} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^\kappa \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^\kappa = \left(\frac{r_e}{r_c}\right)^\kappa, \quad (4)$$

kde p je tlak ve válci.

Výpočet teploty a tlaku v charakteristických bodech.

Pro děj **1 – 2** a známé T_1 a p_1 [4]:

$$T_2 = T_1 r_c^{\kappa-1}, \quad (5)$$

$$p_2 = p_1 r_c^\kappa. \quad (6)$$

Pro děj **2 – 3**

$$T_3 = \psi T_2 = \psi T_1 r_c^{\kappa-1} = \frac{r_e^\kappa}{r_c} T_1, \quad (7)$$

$$p_3 = \frac{p_2 T_3}{T_2} = \frac{p_1 r_c^\kappa \frac{r_e^\kappa}{r_c} T_1}{T_1 r_c^{\kappa-1}} = p_1 r_e^\kappa. \quad (8)$$

Pro děj 3 – 4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{\kappa-1} = T_3 \left(\frac{1}{r_e} \right)^{\kappa-1} = \frac{r_e^\kappa}{r_c} T_1 \left(\frac{1}{r_e} \right)^{\kappa-1} = \frac{r_e}{r_c} T_1, \quad (9)$$

$$p_4 = p_1. \quad (10)$$

Pro výpočet tepelné účinnosti je třeba znát dodané a odevzdané teplo.

Tepelná účinnost cyklu [4]:

$$\eta = 1 - \frac{Q_{41}}{Q_{23}}. \quad (11)$$

Dodané teplo [4]:

$$Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2), \quad (12)$$

kde m je hmotnost směsi.

Odevzdané teplo:

$$Q_{41} = mc_p(T_4 - T_1). \quad (13)$$

Po dosazení do vztahu (11) dostáváme [4]:

$$\eta = 1 - \frac{\kappa \left(\frac{r_e}{r_c} - 1 \right) T_1}{\left(\frac{r_e^\kappa}{r_c} - r_c^{\kappa-1} \right) T_1} = 1 - \kappa \frac{r_e - r_c}{r_e^\kappa - r_c^\kappa}. \quad (14)$$

Pro výpočet vykonané práce dosadíme získaná tepla do vztahu [4]:

$$\begin{aligned} W = Q_{23} - Q_{41} &= m [c_v(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1)] \\ &= mc_v T_1 \left[r_c^{\kappa-1} (\psi - 1) - \kappa \left(\frac{r_e}{r_c} - 1 \right) \right] \\ &= \frac{mR}{\kappa - 1} T_1 \left[r_c^{\kappa-1} \left(\frac{r_e^\kappa}{r_c^\kappa} - 1 \right) - \kappa \left(\frac{r_e}{r_c} - 1 \right) \right] \\ &= \frac{mR}{\kappa - 1} T_1 \left[\frac{r_e^\kappa}{r_c} - r_c^{\kappa-1} - \frac{\kappa}{r_c} (r_e - r_c) \right] \\ &= \frac{mR}{\kappa - 1} T_1 \frac{1}{r_c} [r_e^\kappa - r_c^\kappa - \kappa(r_e - r_c)], \end{aligned} \quad (15)$$

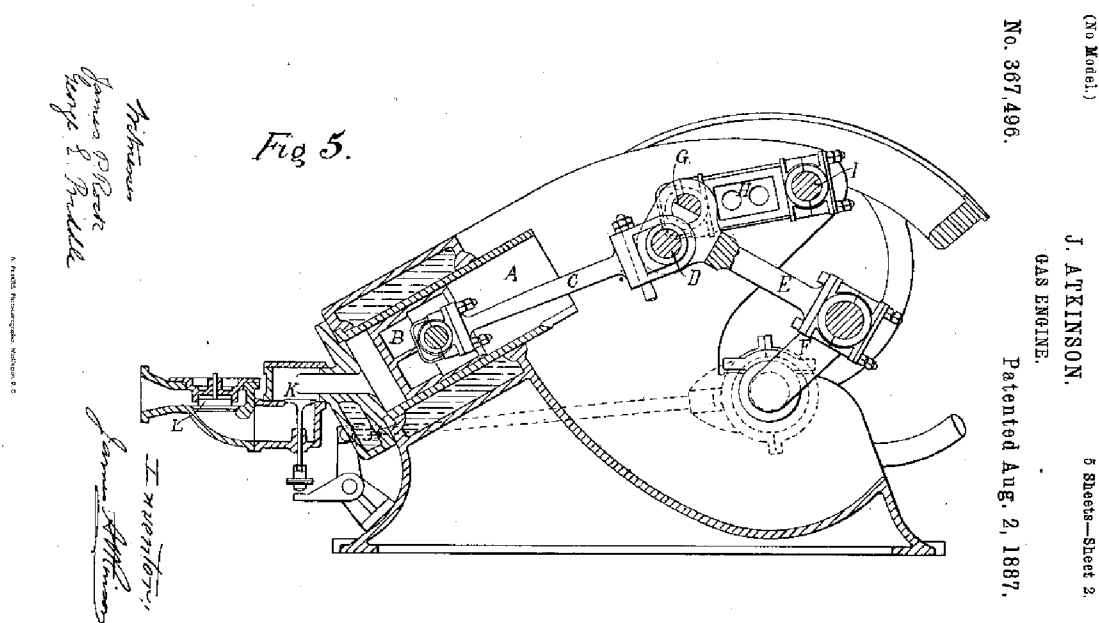
kde $R = 8\,314,47 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je univerzální plynová konstanta.

1.2 MOŽNOSTI DOSAŽENÍ PRODLOUŽENÉ EXPANZE

Dosáhnout prodloužené expanze lze v podstatě dvěma způsoby. Prvním z nich je využití mechanismu, který nahrazuje klasický klikový mechanismus a umožňuje dosažení rozdílné délky zdvihu pístu při kompresi a při expanzi. Takovýchto mechanismů existuje hned několik a Druhý způsob je využití klasického klikového mechanismu, ale prodloužená expanze je realizována pomocí změny otevírání a uzavírání sacích ventilů. V současnosti se k dosažení prodloužené expanze u zážehových motorů používá nejvíce právě proměnné časování sacích ventilů. To je výhodné jednak z důvodu, že k dosažení prodloužené expanze není nutný složitý mechanismus, ale také že v případě požadavku vyššího výkonu lze změnou časování ventilů přejít na klasický Ottův cyklus. [2]

1.2.1 ATKINSONŮV MOTOR

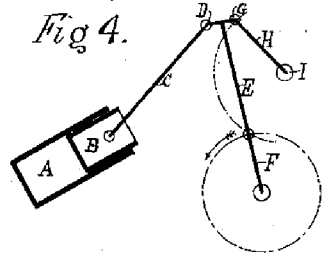
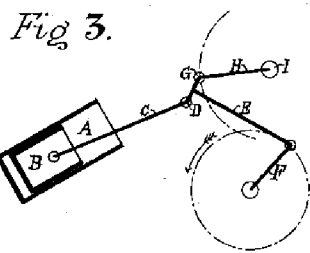
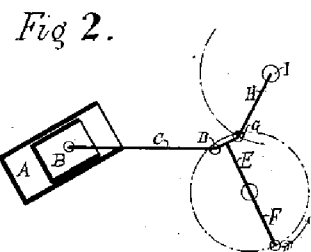
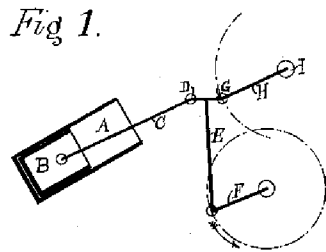
Patent Jamese Atkinsona z roku 1887. Základem mechanismu je klikový hřídel F, ke kterému je připojena ojnice E. K této ojnici jsou v její horní části připojeny další dvě ojnice. Přes čep G je připojena ojnice H, která je přes čep I uchycena k bloku motoru a přes čep D je připojena ojnice C umožňující pohyb pístu B ve válci A. Viz obrázek 2. Expanzní poměr tohoto motoru byl přibližně 1,78krát větší než kompresní poměr. K nevýhodám Atkinsonova motoru lze zařadit větší složitost a rozměry mechanismu a značné třecí ztráty. [2][5]



Obr. 2 Schéma Atkinsonova motoru [5]

Na obrázku 3 je znázorněný princip mechanismu. Poloha 1 odpovídá poloze mechanismu na konci expanzního zdvihu. Natačením klikového hřídele ve směru šipky se posouvá píst směrem k dolní úvrati a dochází k nasávání směsi při nejkratším zdvihu, jak je znázorněno v poloze 2. Klikový hřídel se dále natáčí a dochází ke kompresi, dokud se nedostane do polohy 3, kdy dochází k zážehu směsi. Při expanzi tlak plynů pohání píst směrem k dolní úvrati. V tomto okamžiku dochází k nejdelšímu zdvihu, jak je znázorněno v poloze 4. [5]

*James P. Black
George F. Riddle
Atkinson*



*James P. Black
George F. Riddle
Atkinson*

(No Model.)
No. 367,496.

J. ATKINSON,
GAS ENGINE.

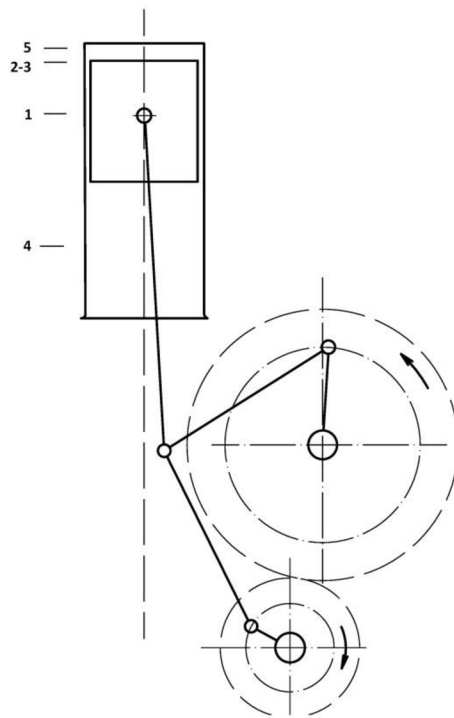
Patented Aug. 2, 1887.

5 Sheets—Sheet 1.

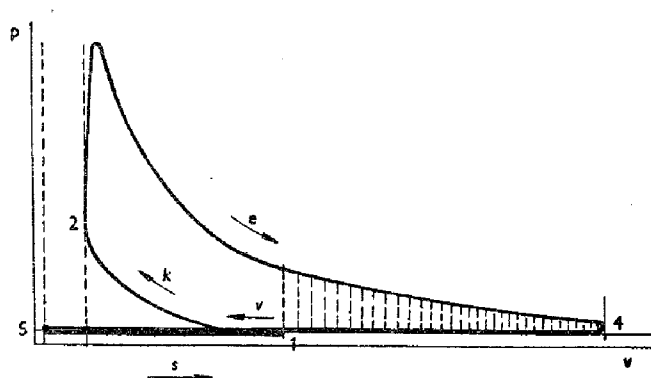
Obr. 3 Princip mechanismu Atkinsonova motoru [5]

1.2.2 ANDREAŮV MOTOR

Motor navržený ve dvacátých letech minulého století Francouzem Andreauem. Klikový hřídel tohoto motoru poháněl pomocí ozubených kol s převodem 1:2 druhý klikový hřídel, který za pomoci táhla prolamoval hlavní ojnici, skládající se ze dvou částí. Takovýto mechanismus umožňoval proměnlivou délku ojnice. Díky tomu byl kompresní zdvih k kratší, než expanzní zdvih e . Při výfukovém zdvihu v dobíhal píst téměř do zadní úvrti, jak je vidět na obrázku 5. Díky tomu bylo zajištěno dobré vytlačení zbytku výfukových plynů z kompresního prostoru a byla zaručena čistá nová náplň válce. Motor měl poměrně příznivou spotřebu, ale byl složitý, těžký a následkem nižšího středního tlaku měl malý měrný výkon. [1]



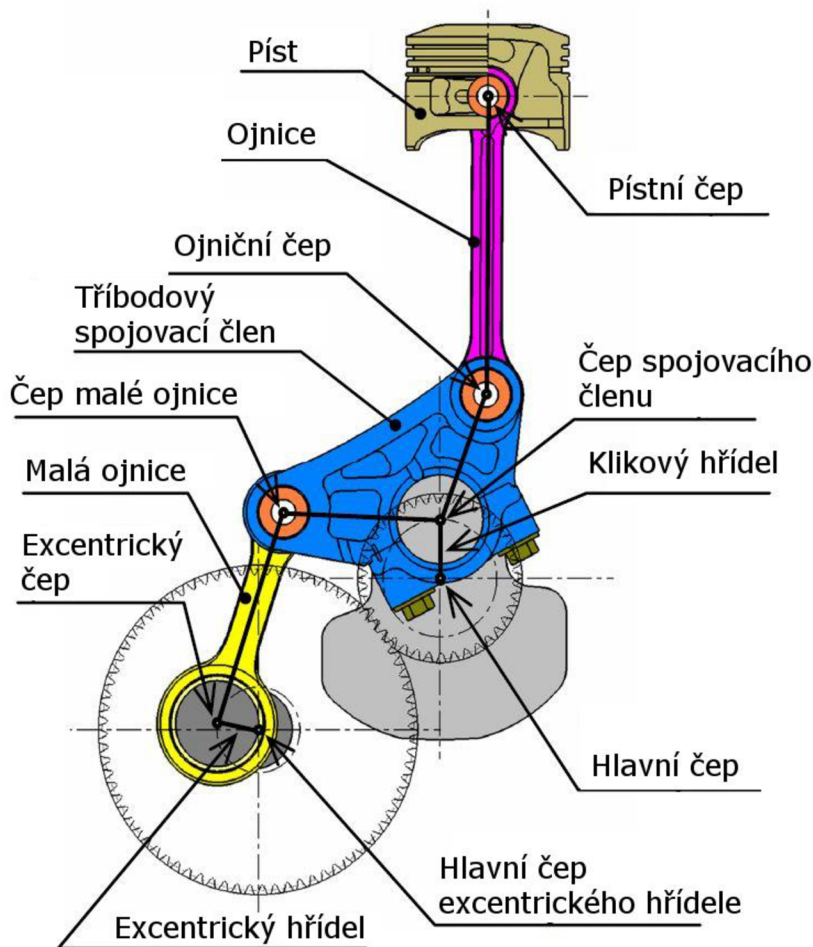
Obr. 4 Schéma Andreauova motoru - upraveno [1]



Obr. 5 Indikátorový diagram Andreauova motoru [1]

1.2.3 VÍCEPRVKOVÝ MECHANISMUS

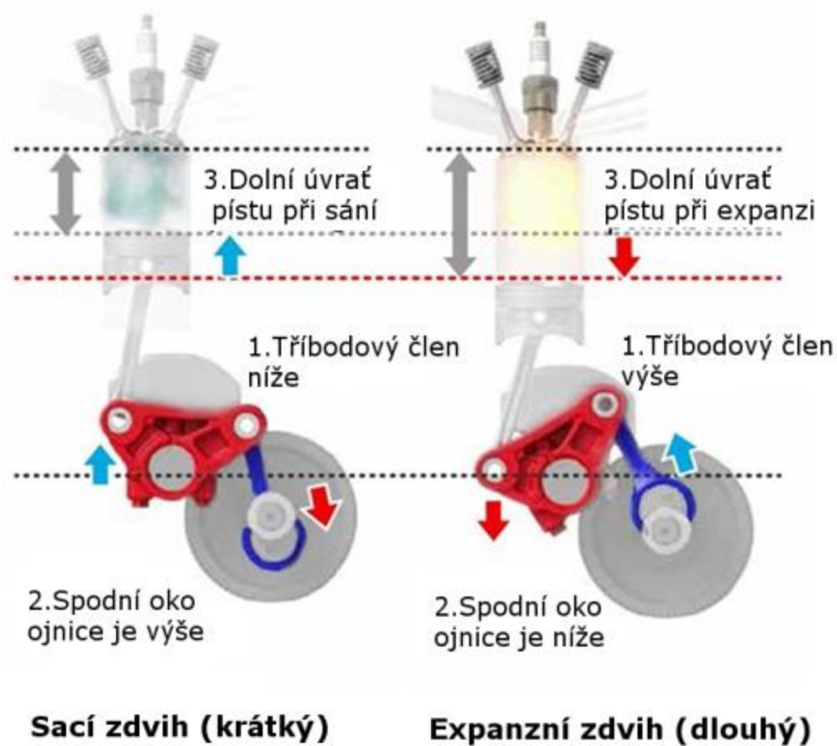
Mezi zařízení umožňující dosáhnout prodloužené expanze patří i mechanismus EXlink (Extended Expansion linkage engine) od firmy Honda. Motor s tímto ústrojím je využíván v kogeneračních jednotkách a dosahuje kompresního poměru 12,2:1 při expanzním poměru 17,6:1. Základ tvoří tříbodový spojovací člen, který je umístěn mezi ojnicí s pístem a klikovým hřídelem. Tento člen je spojený pomocí malé ojnice s excentrickým hřídelem, který zajišťuje prodloužený expanzní zdvih. Excentrický hřídel se otáčí stejným směrem, ale poloviční rychlostí jako klikový hřídel, od kterého je poháněn pomocí ozubených kol. [2][6]



Obr. 6 Schéma mechanismu EXlink - upraveno [6]

V důsledku většího množství kinematických členů není tento mechanismus příliš vhodný pro vysoké otáčky. Lze také očekávat větší třecí ztráty než u klasického klikového ústrojí. Nicméně tato koncepce umožňuje velmi malý úhel vychýlení ojnice během expanze, díky čemuž jsou třecí ztráty mezi pláštěm pístu a stěnou válce nižší. Jak sám výrobce uvádí, jsou třecí ztráty více jak o polovinu menší než u konvenčního klikového mechanismu. Ve výsledku jsou tak třecí ztráty obou mechanismů v podstatě stejné. [2][6]

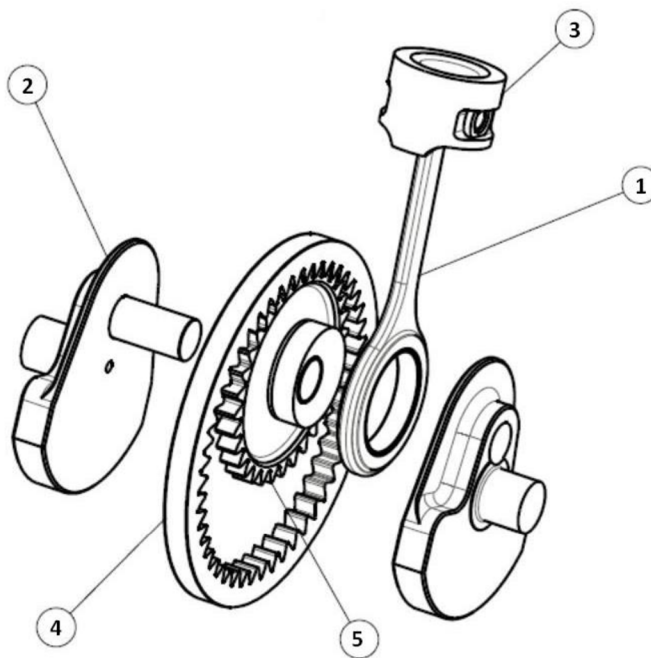
Princip mechanismu EX-link je vysvětlen na obrázku 7. Dolní úvrať pístu závisí na poloze spodního oka malé ojnice. Pokud je spodní oko ojnice v nejnižším bodě, pravá část spojovacího členu je níže než levá část, ke které je připojena ojnice s pístem. V tomto případě je zdvih pístu relativně malý, což odpovídá sacímu respektive kompresnímu zdvihu. Pokud je ale spodní oko malé ojnice v nejvyšším bodě, pravá část spojovacího členu je výš než levá a tedy i zdvih pístu je větší. [2][6]



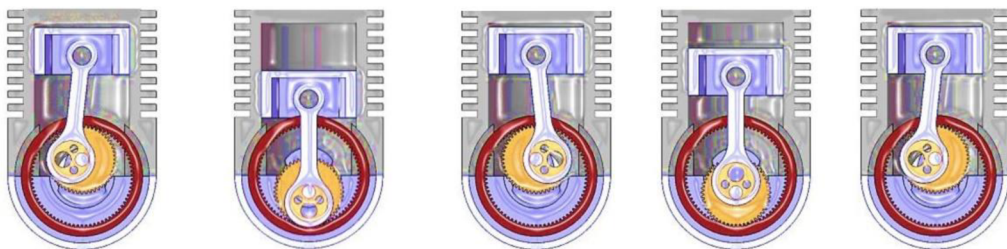
Obr. 7 Sací a expanzní zdvih mechanismu EXlink upraveno [6]

1.2.4 PLANETOVÝ MECHANISMUS

Mechanismus je realizován pomocí korunového kola (4) s vnitřním ozubením, po kterém obíhá satelit (5) s vnějším ozubením. Atkinsonova cyklu je dosaženo složením pohybu satelitu a klikového hřídele (2), na kterém je satelit excentricky uložený. Výsledný pohyb pístu (3) na ojnici (1) umožňuje dosáhnout expanzního zdvihu, který je téměř dvojnásobný ve srovnání se zdvihem kompresním. Poloha pístu v jednotlivých fázích cyklu je na obrázku 9. Tento mechanismus je poměrně kompaktní, má méně kinematických členů než výše uvedené koncepce a umožňuje víceválcové uspořádání při zachování jednoho korunového kola a satelitu. [2][7]



Obr. 8 Konstrukce planetového mechanismu [7]

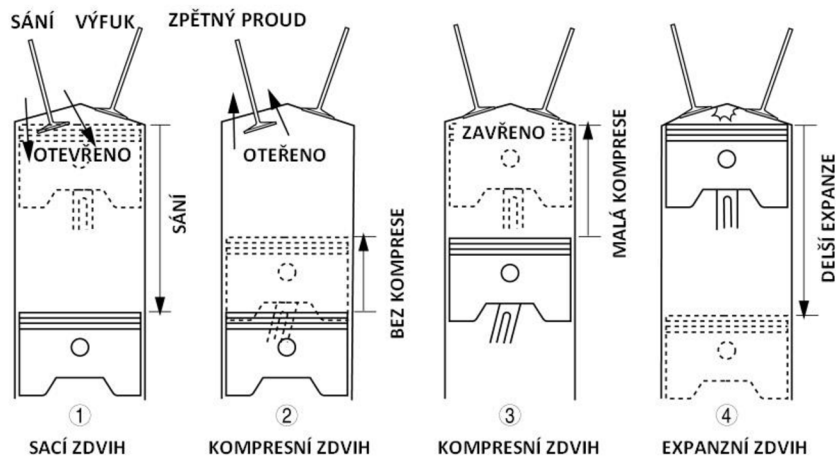


Obr. 9 Zdvihy pístu planetového mechanismu [2]

Alternativně by bylo možné využít místo korunového kola pevné centrální kolo, po kterém by obíhal satelit excentricky uložený na klikovém hřídeli. Tato varianta ale není příliš vhodná vzhledem k setrvačným silám působícím na klikový hřídel. [8]

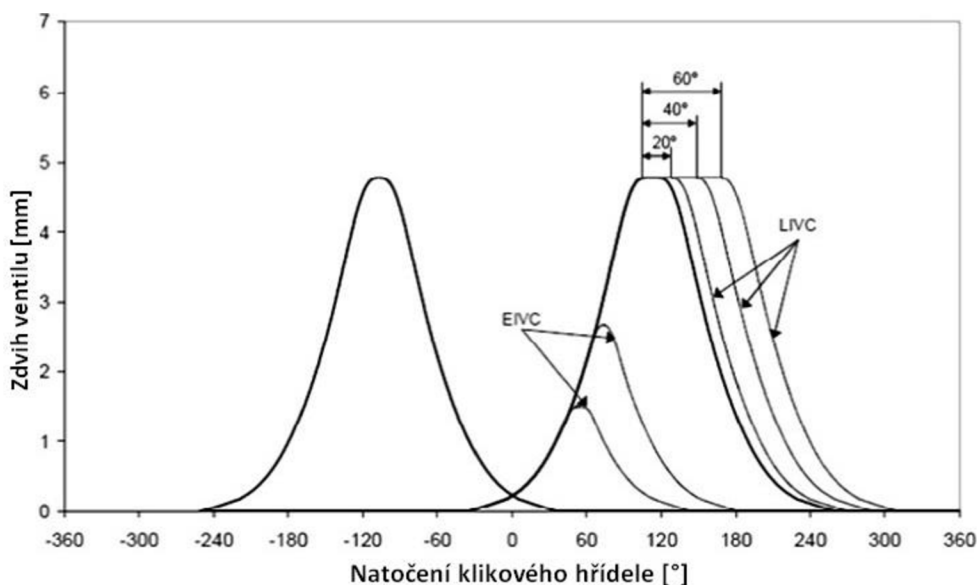
1.2.5 ČASOVÁNÍ SACÍCH VENTILŮ

V tomto případě se nemění dráha pístu, ale prodloužené expanze je dosaženo rozdílným časováním sacích ventilů. První možností je pozdější uzavření sacích ventilů LIVC (Late Intake Valve Closing). Sací ventil zůstává otevřen déle a zavírá se až za dolní úvrati pístu, v průběhu kompresního zdvihu. Díky tomu je část směsi vtačena zpět do sání a ke kompresi zbylé směsi tak v podstatě dochází, až při uzavření sacího ventilu, viz. obrázek 10. To vede ke snížení kompresního poměru, zatímco expanzní poměr zůstane stejný. [2][9][10]



Obr. 10 Princip pozdního zavírání sacích ventilů - upraveno [11]

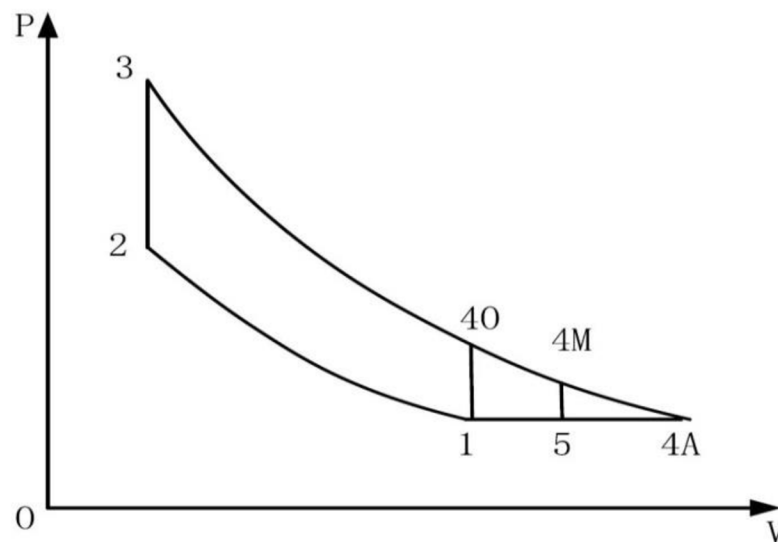
Další možností je naopak dřívější uzavření sacích ventilů EIVC (Early Intake Valve Closing). K uzavření sacího ventilu dochází již během sacího zdvihu ještě před tím, než píst dosáhne dolní úvrati. Do válce se tak dostane méně směsi, která po uzavření sacího ventilu, při pohybu pístu směrem k dolní úvrati, začne expandovat, čímž se sníží její teplota. Nižší teplota při kompresi a na začátku spalování má příznivý vliv na množství oxidů dusíku. [2][9][10]



Obr. 11 Porovnání zdvihu sacích ventilů EIVC a LIVC - upraveno [2]

1.3 MILLERŮV CYKLUS

Některé zdroje označují za Millerův takový cyklus, při kterém se využívá buď předčasného, nebo pozdního uzavření sacích ventilů. Často také bývá systém předčasného uzavírání sacích ventilů uváděn jako způsob k dosažení Millerova cyklu a systém pozdního uzavírání sacích ventilů bývá přiřazován Atkinsonovu cyklu. Alternativně bývá Atkinsonův cyklus popisován jako nepřepřňovaný a Millerův cyklus jako přepřňovaný. Původní koncepce Ralpa Millera využívala proměnného časování sacích ventilů, ne přímo pro dosažení prodloužené expanze, ale jako způsob pro snížení teploty ve válci na konci kompresního zdvihu, u přepřňovaných i nepřepřňovaných motorů. U Millerova cyklu nedochází k expanzi až na úroveň atmosférického tlaku jako je to v případě ideálního Atkinsonova cyklu, nicméně ve srovnání s Ottovým cyklem může být více tepelné energie přeměněno na práci, z čehož plyne také vyšší tepelná účinnost, viz. obrázek 12. Reálný Atkinsonův cyklus více odpovídá ideálnímu Millerovu cyklu. [2][12]

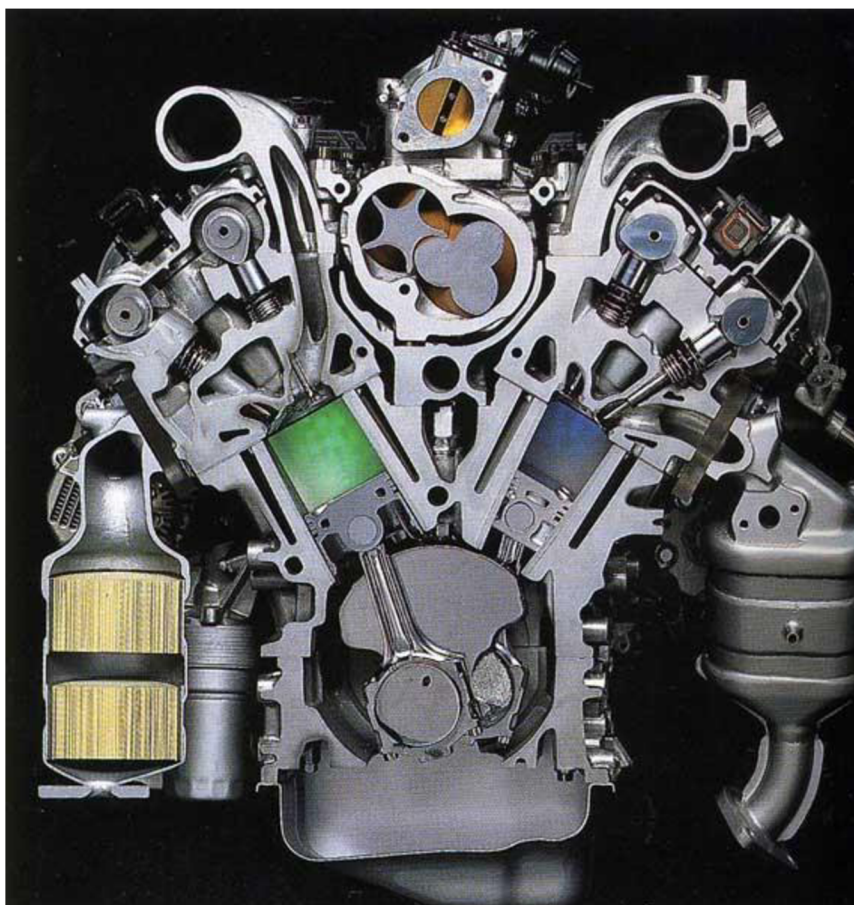


Obr. 12 Porovnávací diagram Ottova, Millerova a Atkinsonova cyklu [2]

2 MOTORY S PRODLOUŽENOU EXPANZÍ

Motory pracující podle Atkinsonova cyklu se vyskytují převážně u hybridních vozidel. U těchto vozidel je hlavní ekonomika provozu a nízké emise. Nižší výkon je kompenzován elektromotorem. Jedním z prvních vozidel využívajících pozdního uzavření sacích ventilů k dosažení Atkinsonova cyklu byla Toyota Prius s motorem s označením 1NZ-FXE. Jedná se o zážehový řadový čtyřválec o zdvihovém objemu $1\,497\text{ cm}^3$ s přirozeným plněním a čtyřmi ventily na válec s rozvodem DOHC. O časování ventilů se stará systém VVT-i (Variable Valve Timing-intelligent). Geometrický¹ kompresní poměr motoru je 13:1 a efektivní² kompresní poměr je 8:1. [13][14]

Prvním vozidlem s motorem pracujícím dle Millerova cyklu byla Mazda s motorem 2,3 KJ-ZEM. Zážehový vidlicový šestiválec o zdvihovém objemu $2\,255\text{ cm}^3$ se čtyřmi ventily na válec a rozvodem DOHC. Sací ventil zůstával otevřen prvních 20 % kompresního zdvihu. Ke skutečné kompresi tak docházelo až ve zbývajících 80 % zdvihu. V důsledku toho byl efektivní kompresní poměr 8:1, zatímco geometrický kompresní poměr byl udáván 10:1. Tlakové ztráty byly kompenzovány přeplňováním Lysholmovým dmychadlem. [14][15]

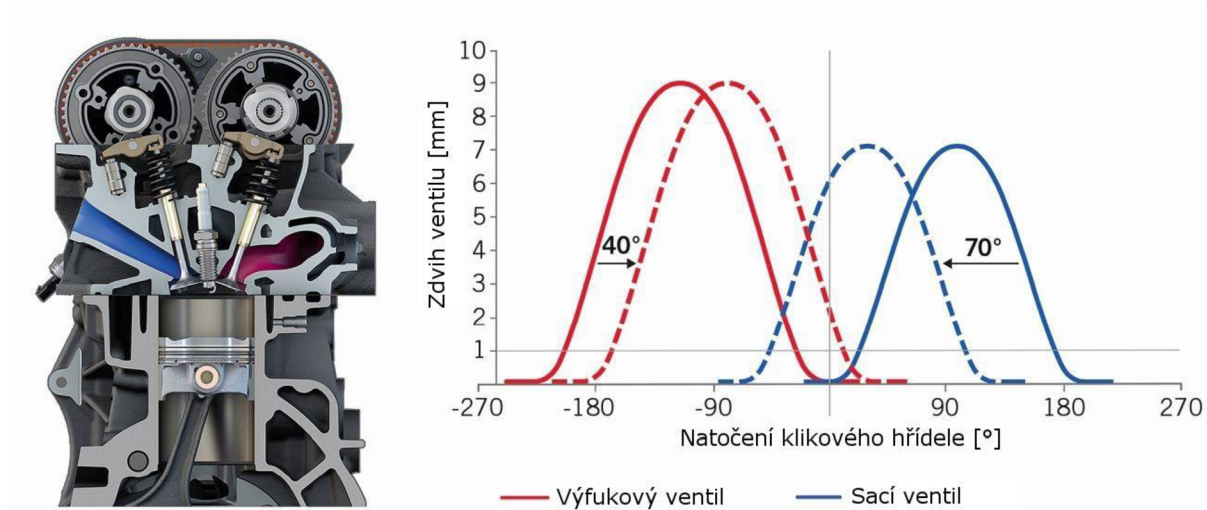


Obr. 13 Motor KJ-ZEM s Lysholmovým dmychadlem [14]

¹ Poměr maximálního a minimálního objemu válce.

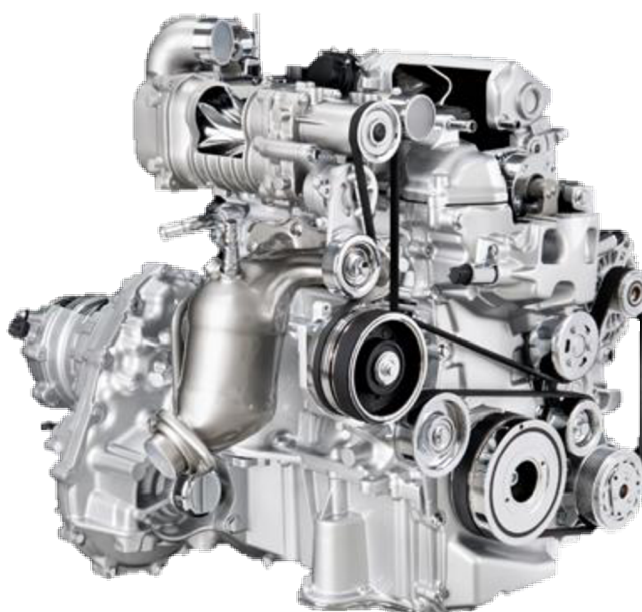
² Poměr objemu válce při uzavření sacích ventilů a objemu válce při horní úvrati, na konci komprese.

V současnosti se s Millerovým cyklem můžeme setkat například u zážehového řadového čtyřválcového motoru VW 1,5 TSI Evo řady EA211, který využívá předčasného uzavření sacích ventilů. Udávaný geometrický kompresní poměr je 12,5:1. Tento motor je přeplňovaný turbodmychadlem s variabilní geometrií lopatek VTG. [16]



Obr. 14 Ventilový rozvod a zdvih ventilů motoru VW – upraveno [17]

Dalším zástupcem je řadový tříválcový zážehový motor Nissan 1,2 DIG-S s označením HR12DDR, s pozdějším uzavíráním sacích ventilů a kompresním poměrem 12:1. Ztráty způsobené prodlouženou expanzí jsou kompenzovány mechanickým kompresorem, který je při nízkém zatížení motoru odpojován pomocí elektromagnetické spojky, aby zbytečně neodebíral výkon. [18]



Obr. 15 Motor Nissan HR12DDR [18]

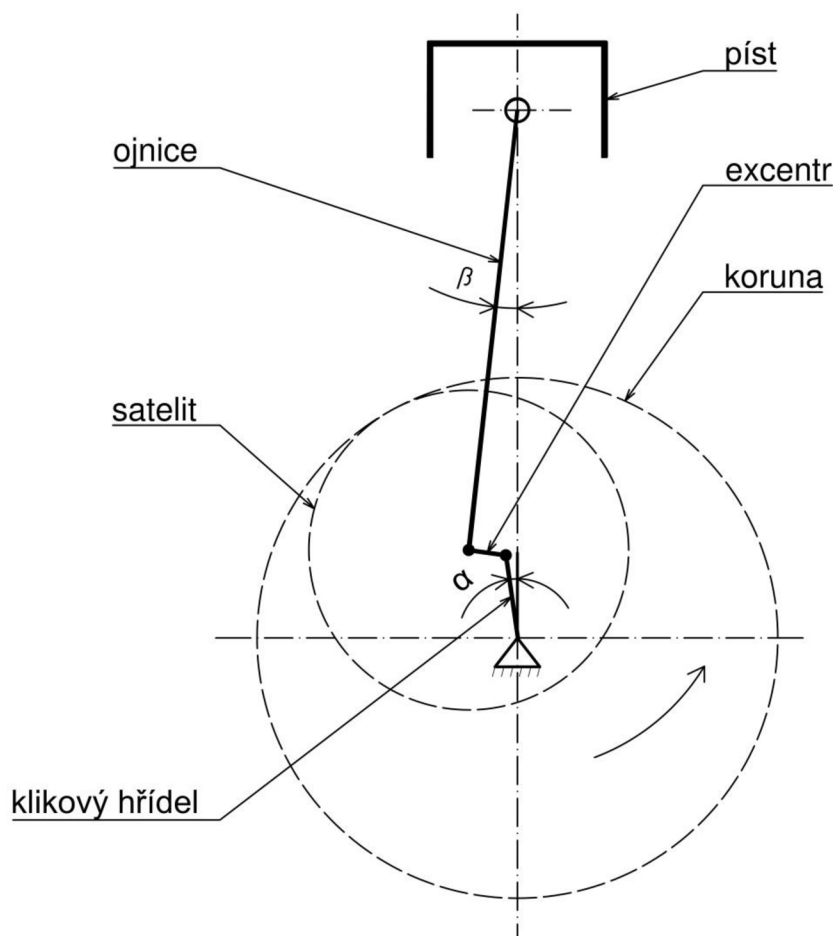
3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MECHANISMU MOTORU

Z výše uvedených mechanismů byl pro konstrukční návrh zvolen planetový mechanismus. Má proti klikovému mechanismu navíc pouze jeden kinematický člen v podobě satelitu a umožňuje dosáhnout téměř dvojnásobného expanzního zdvihu v porovnání se zdvihem kompresním.

Při návrhu bylo vycházeno ze základních rozměrů válcové jednotky Škoda 1,2 HTP s označením AZQ. Jedná se o tříválcový řadový zážehový motor s přirozeným plněním se čtyřmi ventily na válec a zdvihovým objemem $1\,198\text{ cm}^3$. Motor dosahuje výkonu 47 kW při $5\,400\text{ min}^{-1}$ a točivého momentu 112 Nm při $3\,000\text{ min}^{-1}$. Z této válcové jednotky byl převzat píst a některé rozměry ojnice.

3.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

Na obrázku 16 je schéma navrženého mechanismu. α je úhel natočení klikového hřídele a β je úhel vychýlení ojnice. Rozměry jednotlivých součástí jsou uvedeny v tabulce 1.



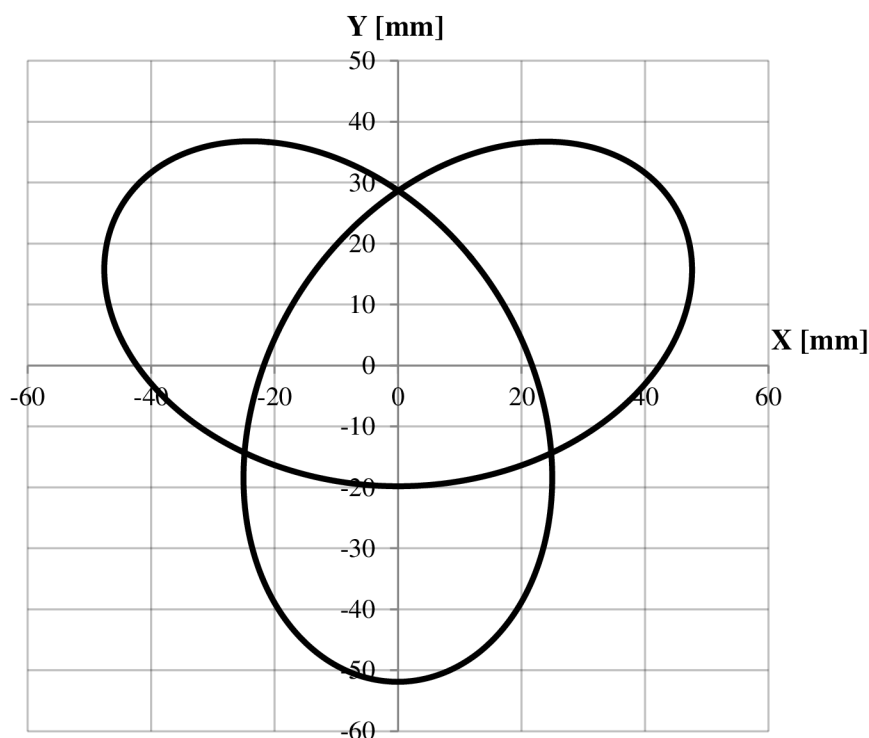
Obr. 16 Schéma navrženého mechanismu

Tab. 1 Základní rozměry mechanismu

Součást	Parametr	Rozměr [mm]
Korunové kolo	Průměr roztečné kružnice d_r	216
Satelit	Průměr roztečné kružnice d_t	144
Excentr	Rozteč mezi osou excentrického čepu a osou satelitu e_x	16
Klikový hřídel	Poloměr zalomení r	35,85
Ojnice	Rozteč mezi oky l	188

Při návrhu bylo důležité nejprve stanovit převodový poměr mezi satelitem a korunovým kolem. Pro převodový poměr 1:3 by jedna otáčka klikového hřídele odpovídala jednomu pracovnímu cyklu, obdobně jako u dvoudobého motoru. Z tohoto důvodu byl zvolen převodový poměr 2:3, při kterém jeden pracovní cyklus proběhne během dvou otáček klikového hřídele.

V důsledku odvalování satelitu po korunovém kole a excentrickému uložení ojnice, má trajektorie, kterou opisuje spodní oko ojnice tvar hypotrochoidy jak je znázorněno na obrázku 17.

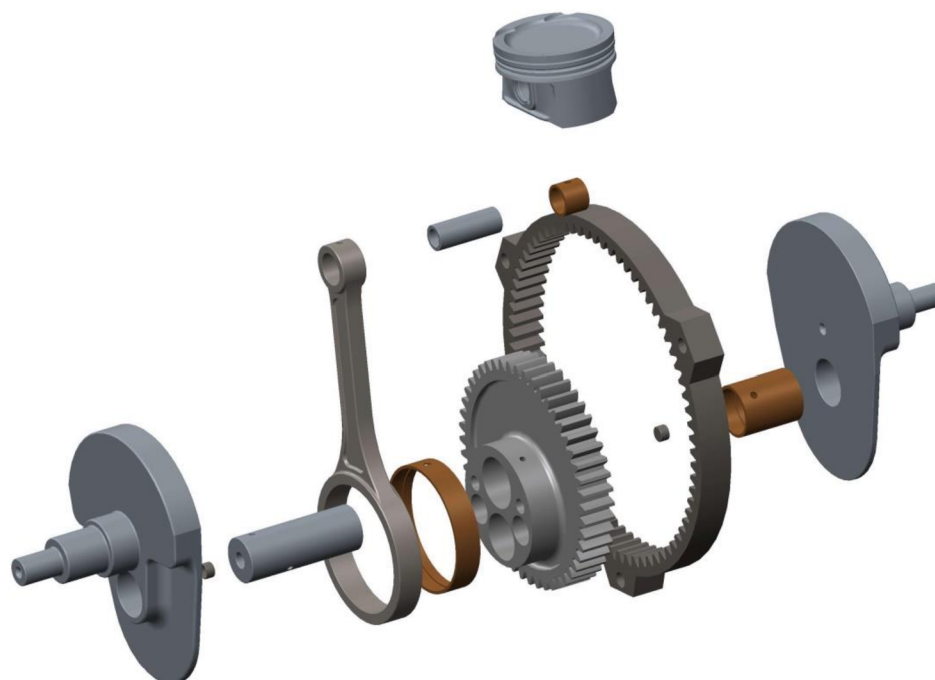


Obr. 17 Trajektorie pohybu spodního oka ojnice

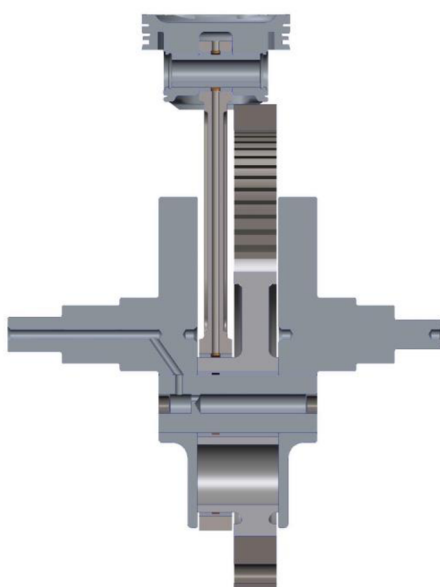
Velikost excentricity v uložení ojnice na excentrickém čepu satelitu ovlivňuje poměr délek sacího a expanzního zdvihu. S rostoucí excentricitou dochází ke zvětšování expanzního zdvihu, ovšem délka kompresního zdvihu, respektive sacího zdvihu se zmenšuje a naopak.

3.2 3D MODEL MECHANISMU

Aby bylo možné určit hmotnosti, polohy těžišť a tenzory setrvačnosti jednotlivých součástí a následně provést pevnostní kontrolu, byl vytvořen 3D model mechanismu v programu Creo Parametric 2.0. Tvorba modelu mechanismu byl také nutná k ověření jeho funkčnosti a ke kontrole zda nedochází ke kolizím mezi jednotlivými komponenty.



Obr. 18 Mechanismus s jednotlivými komponenty



Obr. 19 Řez mechanismem

3.2.1 PÍST A PÍSTNÍ ČEP

Píst i pístní čep jsou jedny z nejvíce namáhaných součástí mechanismu. Píst je namáhán silami od tlaku plynů a vysokými teplotami spalin. Pístní čep přenáší silové účinky mezi pístem a ojnici a je uložen volně v nálitcích pístu. Hmotnost pístní skupiny ovlivňuje celkovou hmotnost posuvných částí. Píst byl kompletně převzat z válcové jednotky 1,2 HTP. Materiál pístu je hliníková slitina, hmotnost pístní skupiny včetně pístních a pojistných kroužků je 285 g. Průměr pístu je 76,5 mm a celková výška je 49,27 mm.



Obr. 20 Píst a pístní čep

3.2.2 OJNICE

Na ojnici působí několik druhů sil, které se mění jednak v průběhu jednoho cyklu, ale také v závislosti na zatížení motoru. K hlavním silám působícím na ojnici patří síly od tlaku plynů na píst, setrvačné síly posuvných hmotností, setrvačné síly vznikající torzním kmitáním klikového hřídele, odstředivé síly hmotnosti ojnice, třecí síly a síly způsobené nepřesnostmi při výrobě ojnice. Kromě unášivého posuvného pohybu spolu s pístem, koná ojnice kolem pístního čepu ještě pohyb kývavý, což vede k ohybovému namáhání vlivem odstředivých sil. [19]

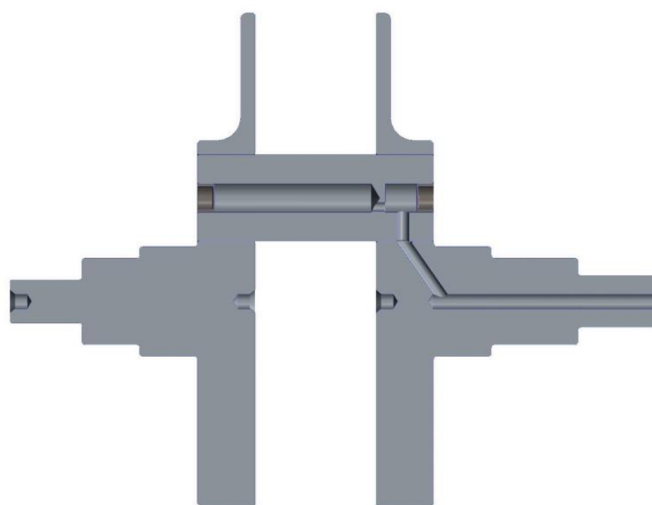
Konstrukce planetového mechanismu umožňuje využít neděleného spodního oka ojnice, obdobně jako v případě ojnic využívaných u dvoudobých motorů. Takováto konstrukce vede k nižší hmotnosti, konstrukční jednoduchosti a snadnější výrobě ojnice. V případě použití děleného spodního oka, by při jeho průměru, byla celková hmotnost ojnice podstatně vyšší. Dřík ojnice je ve tvaru I, má tloušťku 8 mm a jeho středem je veden kanálek o průměru 4 mm pro přívod oleje k pístnímu čepu. Mazací otvor je i v horní části horního oka. V horním i spodním oku ojnice jsou zalisovaná bronzová pouzdra. Celková hmotnost ojnice včetně pouzder je 634 g.



Obr. 21 Ojnice se zalisovanými pouzdry a s řezem dřívku

3.2.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

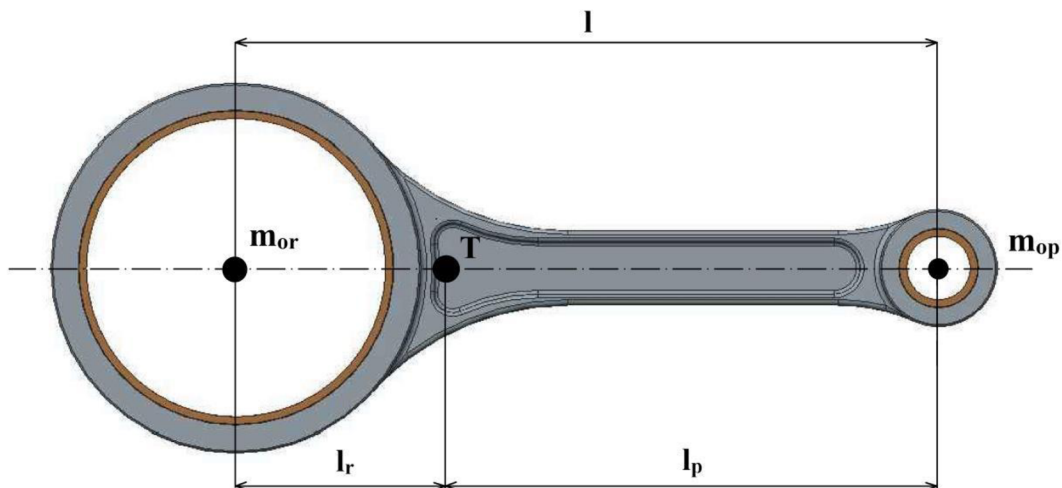
V důsledku uspořádání ústrojí se satelitem a použití ojnice s neděleným spodním okem, je klikový hřídel skládaný. Na čep satelitu klikového hřídele je nasazen satelit s ojnicí a následně je spolu s rameny slisován. Ramena jsou v oblasti čepu satelitu zvětšena o rozměry spodního oka ojnice. V ose hřídele rameno je otvor pro přívod tlakového oleje k čepu satelitu. Čep satelitu o průměru 30 mm je osazen vývrty pro vedení oleje z ramene kliky dále k pouzdru satelitu a odlehčovacími otvory, které jsou uzavřeny zalisovanými víčky.



Obr. 22 Řez klikovým hřídelem

VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Vyvážení setrvačných sil rotujících částí bylo provedeno pomocí vývažků, které jsou součástí ramene klikového hřídele. Pro stanovení rozměrů vývažků bylo potřeba k rotujícím částem hřídele přičíst hmotnost rotačních částí ojnice. Pro určení této hmotnosti byla provedena redukce hmotností ojnice do dvou hmotných bodů.



Obr. 23 Náhrada ojnice dvěma hmotnými body

Podmínky ekvivalence jsou vyjádřeny rovnicemi [19]:

$$m_{op} + m_{or} = m_o, \quad (16)$$

$$m_{or}l_r = m_{op}l_p, \quad (17)$$

$$m_{or}l_r^2 + m_{op}l_p^2 = I_o, \quad (18)$$

kde m_{op} je část hmotnosti ojnice redukována do osy pístního čepu, m_{or} je část hmotnosti ojnice redukována do osy spodního oka, m_o je celková hmotnost ojnice, l_r je vzdálenost osy spodního oka od těžiště ojnice, l_p je vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice a I_o je moment setrvačnosti ojnice vzhledem k jejímu těžišti.

Pro danou ojnici, jejíž hmotnost a rozměry získáme z 3D modelu potom platí [19]:

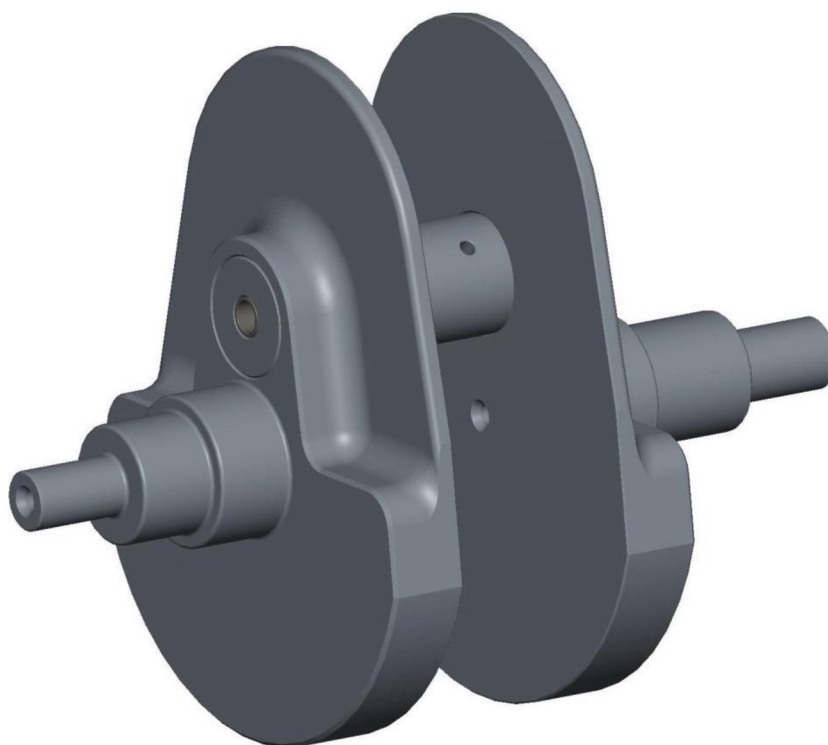
$$m_{op} = m_o \frac{l_r}{l}, \quad (19)$$

$$m_{or} = m_o \frac{l_p}{l}, \quad (20)$$

kde $l = l_r + l_p$ je délka ojnice.

Následně bylo pomocí funkce optimalizace v programu Creo Parametric 2.0 zajištěno, aby celkové těžiště klikového hřídele leželo v ose jeho rotace. Jako proměnná byl zvolen poloměr vývažku, a na čep satelitu klikového hřídele bylo přidáno závaží, které odpovídalo hmotnosti rotačních částí ojnice. Takto byly vyváženy setrvačné síly rotujících částí.

Setrvačná síla posuvných částí je tvořena složkami jednotlivých řádů. V praxi se uvažují pouze složky I. a II. řádu z důvodu velmi malých amplitud setrvačných sil vyšších řádů. K vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu je možné použít dva přístupy. Prvním z nich je jako v případě vyvažování rotujících částí, přidání vývažku, o hmotnosti, která odpovídá hmotnosti posuvných částí. V tomto případě se ovšem setrvačná síla posuvných částí přenesla z osy válce do osy k ní kolmé. Takovýto způsob vyvážení je vhodný spíše pro ležaté stacionární motory, u nichž výsledná síla působí v ose upevňovacích šroubů, kterými je zachycována. Alternativou je také přesunutí pouze části setrvačné síly posuvných hmot menším protizávažím a přidáním vyvažovací hřídele s protiběžným závažím. Druhým způsobem je použití dvou vyvažovacích hřídel s protiběžnými závažími. Zde je ovšem limitující zástavbový prostor. Pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu se rovněž používá systém dvou vývažků, které rotují proti sobě dvojnásobnou úhlovou rychlostí jako je rychlost klikového hřídele. Použití vyvažovacích hřídel pro vyvážení setrvačných sil I. a II. řádu je ovšem konstrukčně složitější a zvyšuje celkovou hmotnost motoru. [19][20]



Obr. 24 Klikový hřídel

3.2.4 KORUNOVÉ KOLO A SATELIT

Korunové kolo s vnitřním ozubením je pevně uchyceno v bloku motoru. Po vnitřní straně korunového kola se odvaluje satelit s vnějším ozubením. Převodový poměr mezi koly je 2:3. Pro korunové kolo i satelit bylo zvoleno čelní ozubení s přímými zuby, ve kterém na rozdíl od ozubení s šikmými zuby nedochází ke vzniku axiálních sil během záběru zubů. Nevýhodou je ovšem vyšší hlučnost. Základní parametry ozubení jako šířka a modul byly stanoveny dle literatury. [19]

Tabulka 2 Parametry ozubení

Parametr	Hodnota	Jednotka
Šířka ozubení obou kol b_z	22	[mm]
Počet zubů korunového kola z_r	72	[-]
Počet zubů satelitu z_t	48	[-]
Modul ozubení m_z	3	[-]

Součástí satelitu je excentrický čep o průměru 80 mm, na který je nasazována ojnice. V ose satelitu je otvor se zalisovaným pouzdrem pro nasazení satelitu na klikový hřídel. Kolmo na osu tohoto otvoru je čepem veden mazací otvor pro přívod oleje od klikového hřídele k ojnici. Stejně jako v případě vývažků, bylo pomocí odlehčovacích otvorů v excentrickém čepu a funkce optimalizace v programu Creo Parametric 2.0 přesunuto těžiště satelitu do jeho osy.

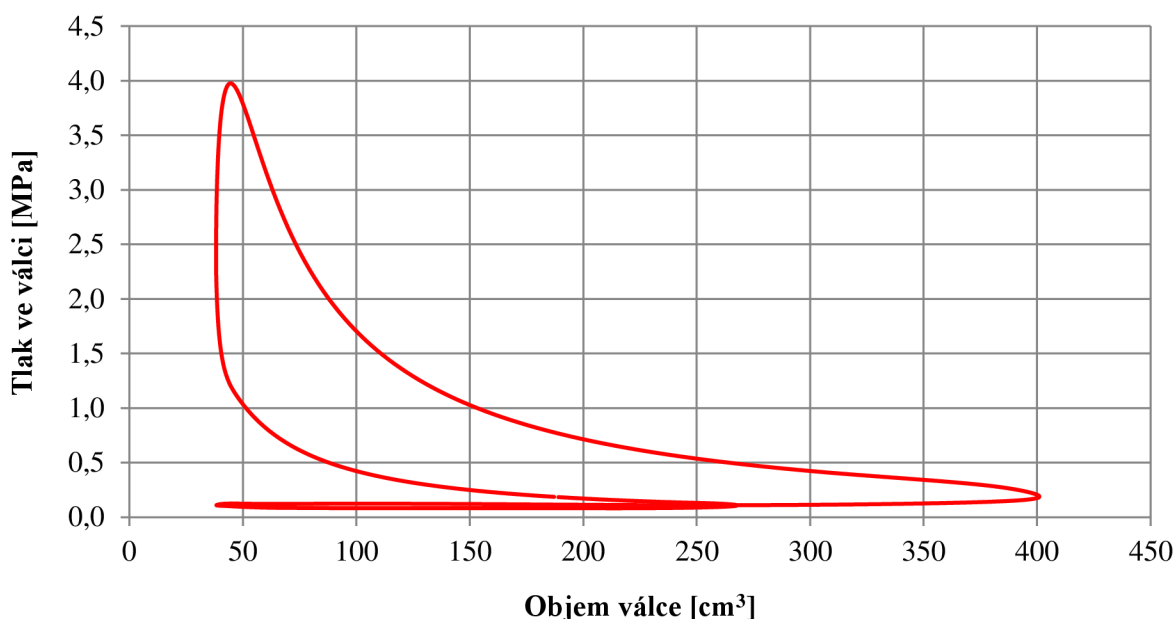


Obr. 25 Korunové kolo a satelit

4 PRACOVNÍ OBĚH MOTORU

Pro stanovení silových poměrů v mechanismu a provedení pevnostní kontroly navrženého mechanismu, je nutné znát průběh tlaku ve válci, který je potřebný pro stanovení síly od tlaku plynů působících na píst. Z tohoto důvodu byl sestaven termodynamický model v komerčním programu a provedena simulace 1D proudění.

Při kratším kompresním zdvihu lze očekávat nižší kompresní poměr. Nicméně pro lepší porovnání byl kompresní poměr nastaven na hodnotu 10,5:1 stejně jako u motoru 1,2 HTP. Simulace byla provedena pro jmenovité otáčky $n = 5\,000\text{ min}^{-1}$. Výsledkem simulace byl indikátorový diagram, a závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele α .

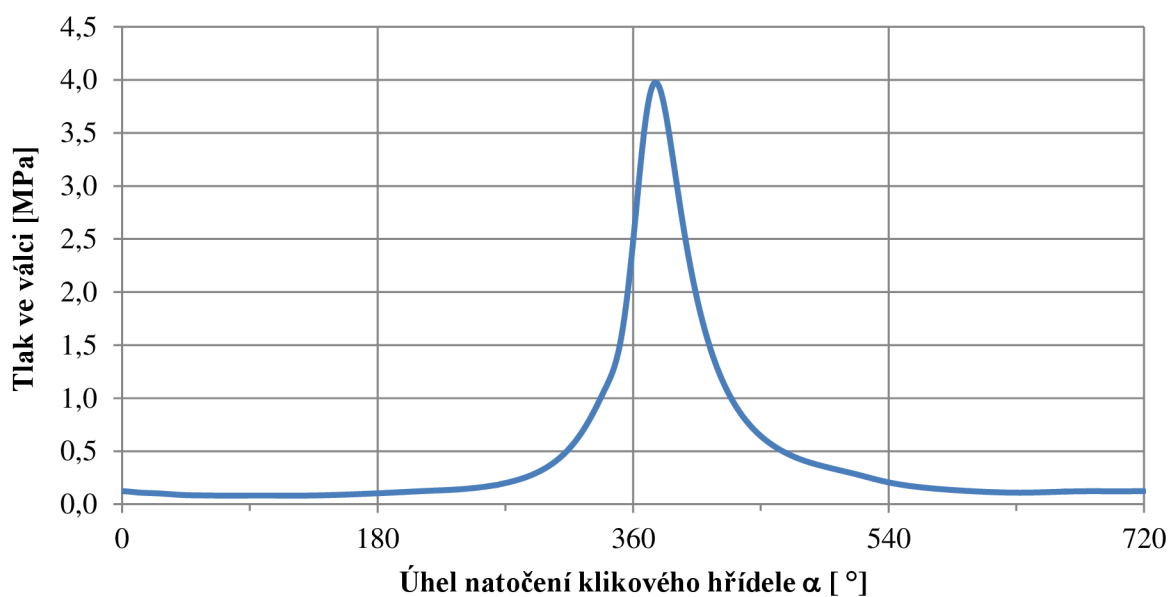


Obr. 26 Indikátorový diagram navrhovaného motoru

Kompresní objem válce je $254,2\text{ cm}^3$ a expanzní objem je $401,6\text{ cm}^3$. Tlak na konci expanzního zdvihu dosahuje hodnoty $0,188\text{ MPa}$. V tabulce 3 jsou údaje získané ze simulace cyklu navrhovaného motoru porovnány s hodnotami motoru 1,2 htp. Z výsledků je patrné, že při stejných kompresních poměrech, je tepelná účinnost ideálního Atkinsonova cyklu navrhovaného motoru je vyšší než účinnost Ottova cyklu.

Tab. 3 Porovnání klikového a planetového mechanismu

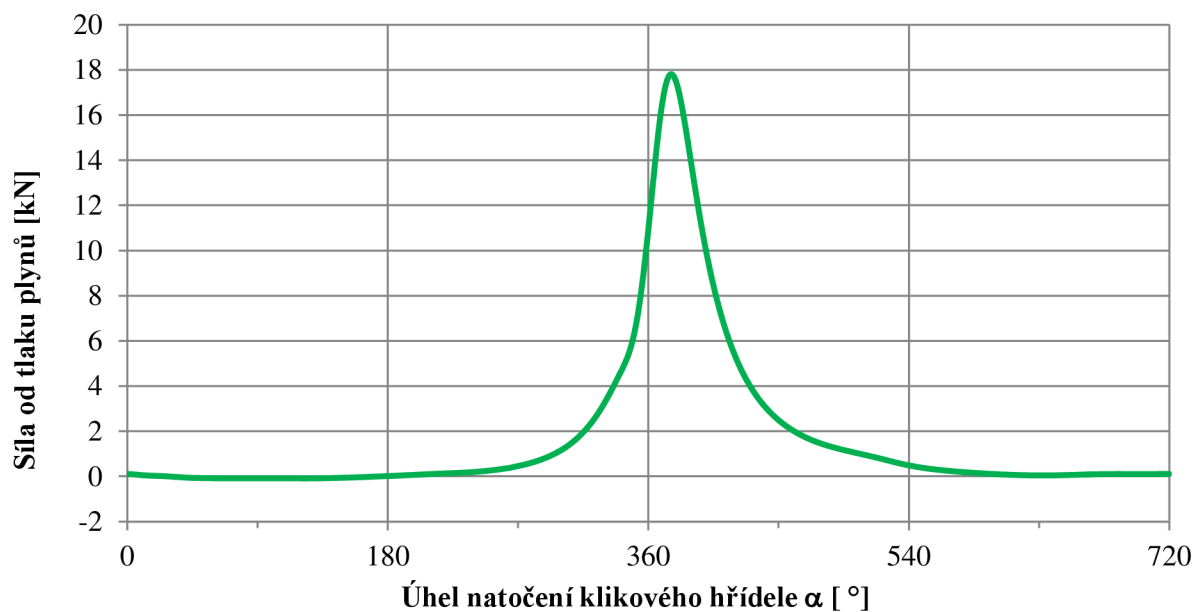
Mechanismus	Sací / kompresní zdvih [mm]	Expanzní / výfukový zdvih [mm]	Kompresní poměr [-]	Expanzní poměr [-]	Tepelná účinnost ideálního cyklu [%]
Klikový	86,9	86,9	10,5:1	10,5:1	60,9
Planetový	55,3	87,4	10,5:1	16:1	64,3

Obr. 27 Průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu α

Tlak ve válci dosahuje maximální hodnoty 3,976 MPa. Z průběhu tlaku ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele byla následně stanovena síla od tlaku plynů na píst. Ta je dána vztahem [19]:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0), \quad (21)$$

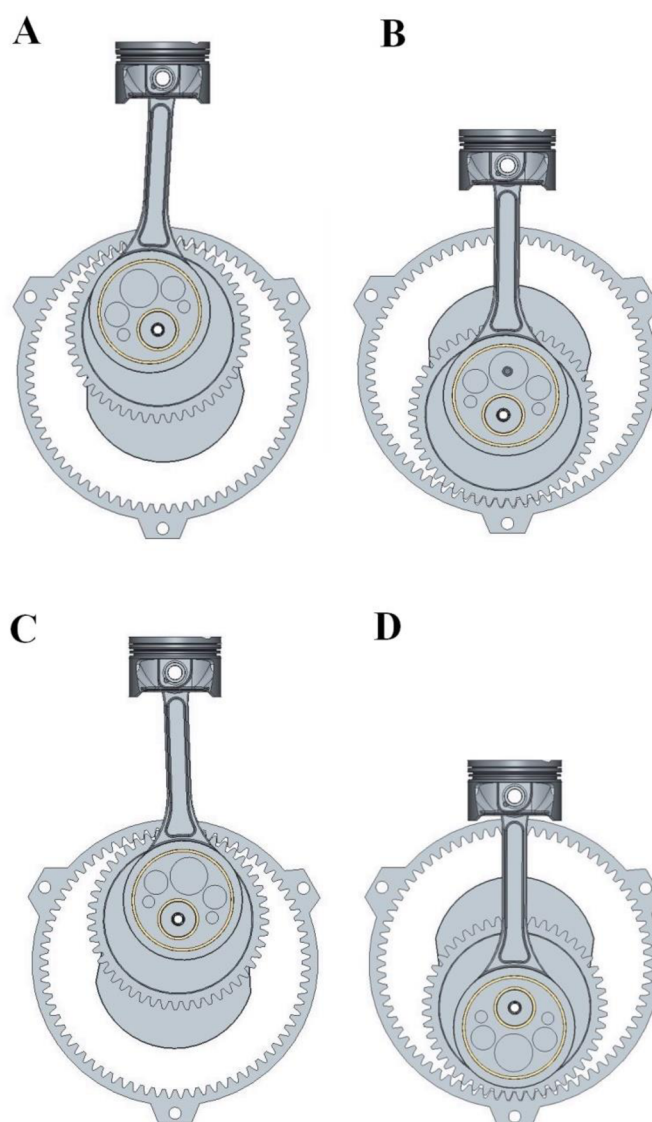
kde p je okamžitá hodnota tlaku plynů ve válci nad pístem, p_0 je tlak atmosférický a D je vrtnání válce. Síla od tlaku plynů má nejvyšší hodnotu 17,8 kN. Její průběh je vidět na obrázku 28.



Obr. 28 Průběh síly od tlaku plynů

5 PRŮBĚHY KINEMATICKÝCH VELIČIN

U jednotlivých součástí byly stanoveny dráhy, rychlosti a zrychlení. V případě ojnice byla navíc určena úhlová rychlost, úhlové zrychlení a úhel jejího vychýlení. Kinematika ústrojí byla určována při konstantních otáčkách $n = 5\,000\text{ min}^{-1}$. Všechny kinematické veličiny byly vyjadřovány v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele α . Základní polohou navrženého ústrojí je horní úvrať, od které je odměřován úhel α a dráha pístu. Vzhledem k uspořádání planetového mechanismu není při horní úvrati poloha klikového hřídele rovnoběžně s osou válce, ale je od této osy vychýlena o úhel 8° . Průběhy jednotlivých veličin se neopakují, jako v případě klikového mechanismu, s periodou 360° , ale s periodou 720° , což odpovídá dvěma otočeními klikového hřídele, tedy jednomu pracovnímu cyklu. Na obrázku 29 je vidět mechanismus v charakteristických polohách. Poloha A odpovídá horní úvrati pístu na počátku sacího zdvihu. Poloha B dolní úvrať a počátek komprese. Poloha C horní úvrať a počátek expanze a poloha D dolní úvrať na konci expanze a počátek výfukového zdvihu.

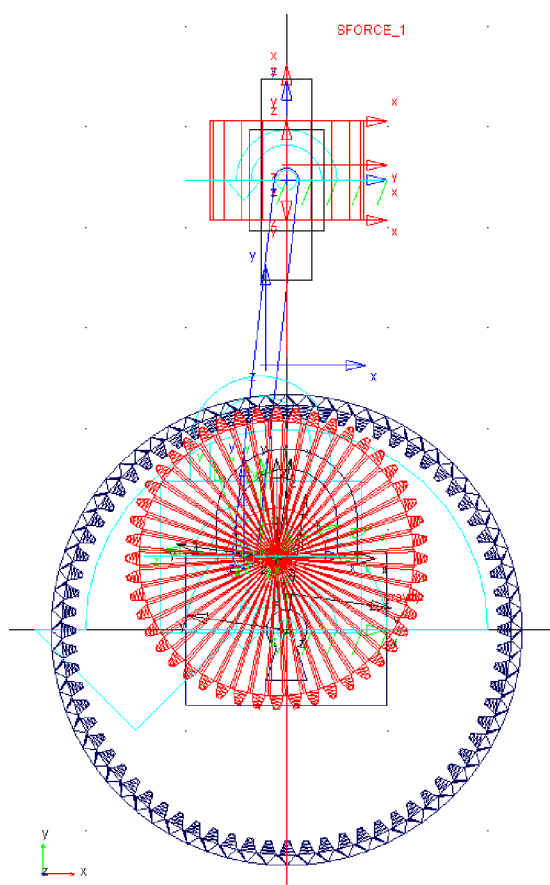


Obr. 29 Horní a dolní úvrati mechanismu

5.1 MBS MODEL

Jelikož navržený mechanismus koná složitý pohyb, byla pro stanovení kinematických veličin, provedena simulace v programu MSC Adams, ve kterém byl sestaven zjednodušený MBS model mechanismu.

MBS neboli Multibody system je soustava tuhých nebo poddajných těles vzájemně spojených kinematickými vazbami a pružně tlumícími členy. Tato tělesa se v rámci mechanických vazeb, definovaných silových účinků a dalších okrajových podmínek mohou pohybovat v prostoru. Simulace takovéto soustavy umožňuje vyšetření požadovaných kinematických veličin. [23]

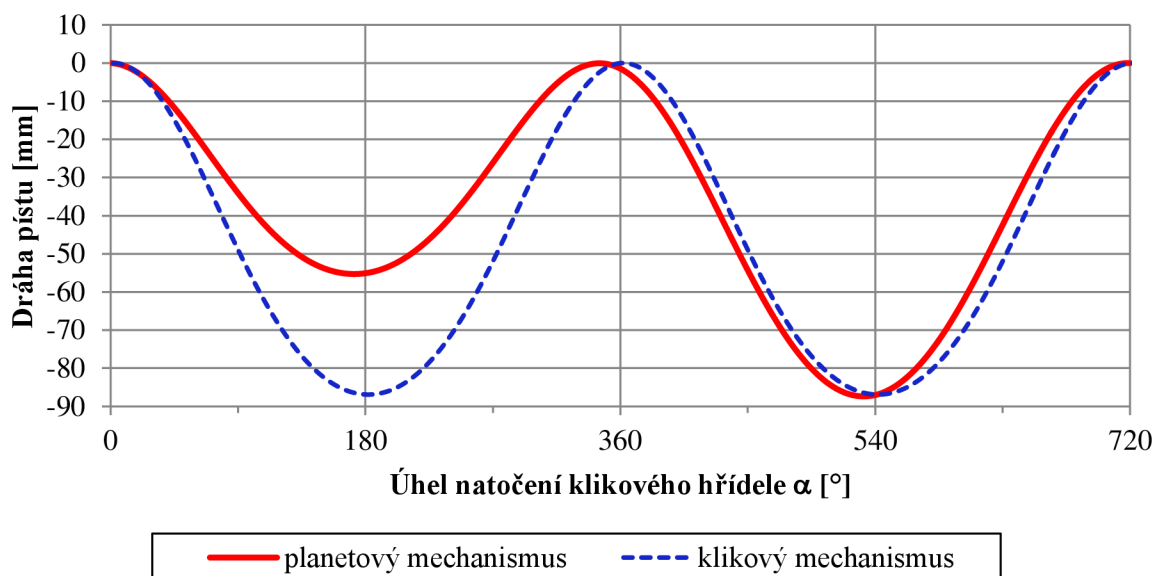


Obr. 30 Zjednodušený MBS model v prostředí MSC Adams

Jednotlivé prvky modelu byly vytvořeny z jednoduchých těles tak, aby odpovídaly základním rozměrům skutečných součástí, a byly spojeny pomocí vhodných kinematických vazeb. Následně jim byly přiřazeny vlastnosti získané z 3D modelu, které jsou potřebné pro simulaci. Konkrétně hmotnost, poloha těžiště a tenzory setrvačnosti. Píst modelu byl zatížen silou od tlaku plynů získanou v kapitole 4. Klikovému hřídeli byly uděleny otáčky $n = 5\,000 \text{ min}^{-1}$. Souřadný systém byl zvolen tak, že osa y leží v ose válce, resp. pístu a osa x je na ni kolmá. Smysl otáčení klikového hřídele je proti směru hodinových ručiček.

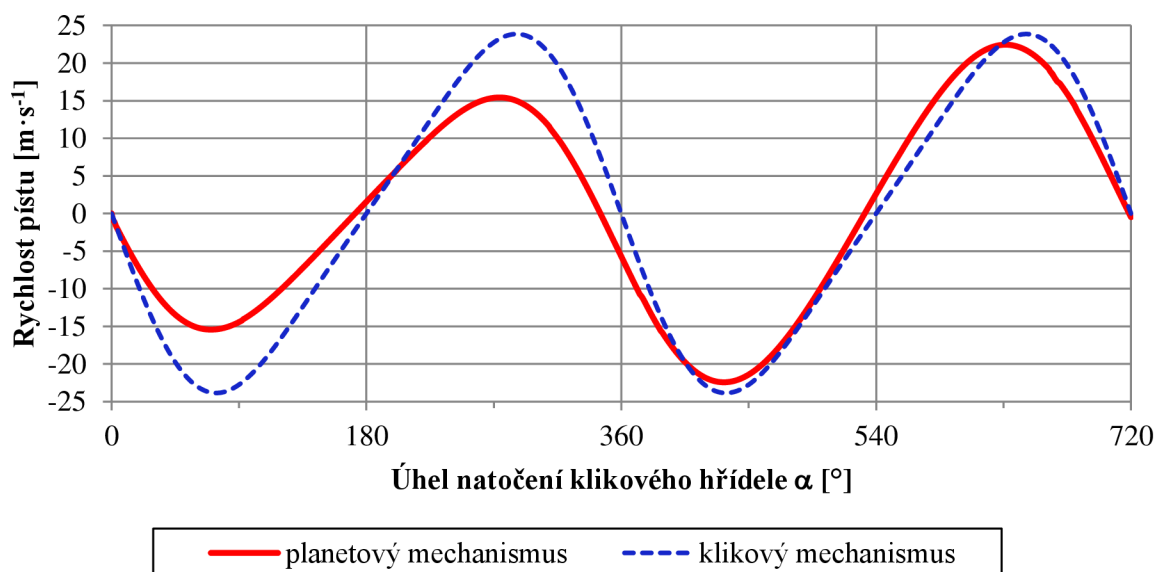
5.2 KINEMATIKA PÍSTNÍ SKUPINY

Na obrázku 31 je průběh dráhy pístu v porovnání s dráhou pístu klikového ústrojí motoru 1,2 HTP. Na počátku se píst nachází v horní úvratí před započítáním sacího zdvihu. Jak bylo zmíněno výše, při horní úvratí je klikový hřídel pootočený o úhel 8° a ojnice je vychýlena o úhel $6,4^\circ$. Doba sacího a kompresního zdvihu je oproti klikovému mechanismu kratší, díky čemuž je i méně času pro nasátí a stlačení směsi. Délka sacího, resp. kompresního zdvihu je 55,3 mm a expanzního, resp. výfukového je 87,4 mm.

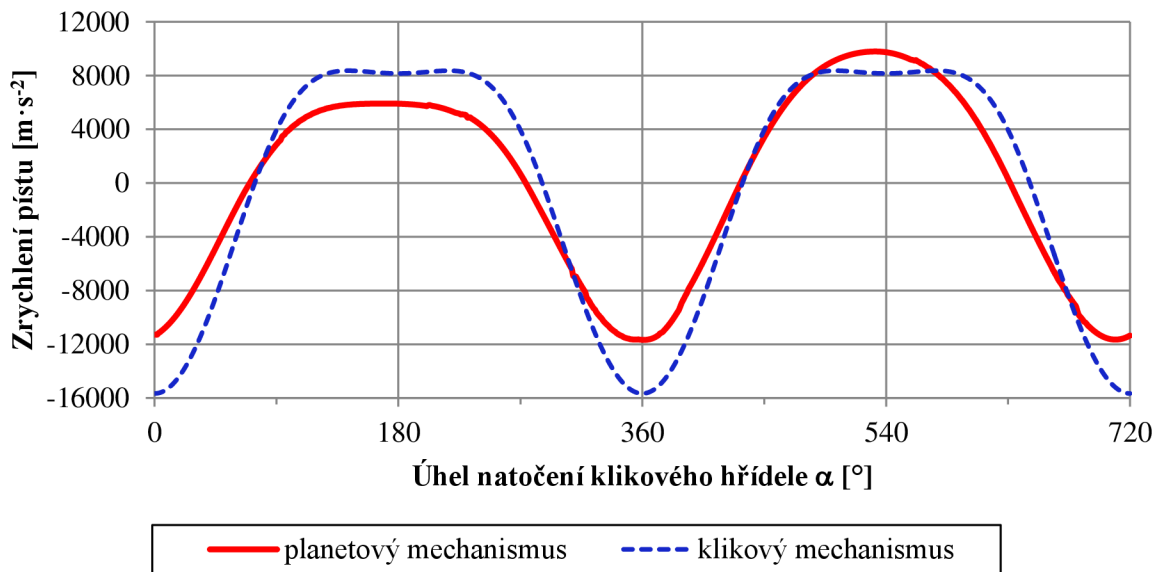


Obr. 31 Průběh dráhy pístu

Rychlosti a zrychlení pístu odpovídá také rychlosti a zrychlení pístního čepu a horního oka ojnice. Maximální hodnota rychlosti je $22,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, největší zrychlení je $11\,671 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.



Obr. 32 Průběh rychlosti pístu



Obr. 33 Průběh zrychlení pístu

5.2.1 HARMONICKÁ ANALÝZA ZRYCHLENÍ

Protože se průběh zrychlení pístu navrženého mechanismu periodicky opakuje každé dvě otáčky klikového hřídele, lze jej rozložit do Fourierovy řady sinusových a kosinusových harmonických průběhů. Rozklad periodicky opakující se funkce na harmonické složky se nazývá harmonická analýza. Pro představu byl porovnán planetový a klikový mechanismus. Kosinová složka je dána vztahem [24][25][26]:

$$A_k = \frac{2}{n_h} \sum_{j=0}^{n_h-1} \left[y_j \cos \left(\frac{2\pi k j}{n_h} \right) \right], \quad (22)$$

kde n_h je počet vzorků, k je harmonická složka a y_j je příslušný vzorek.

Pro sinovou složku platí vztah:

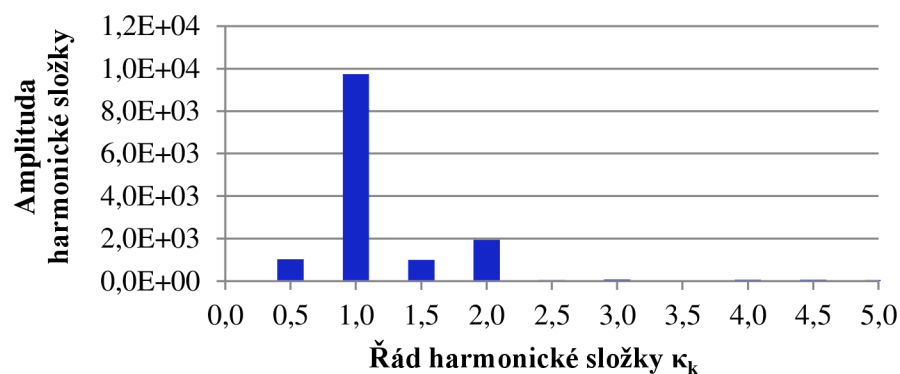
$$A_k = \frac{2}{n_h} \sum_{j=0}^{n_h-1} \left[y_j \sin \left(\frac{2\pi k j}{n_h} \right) \right]. \quad (23)$$

Pro výslednou amplitudu platí:

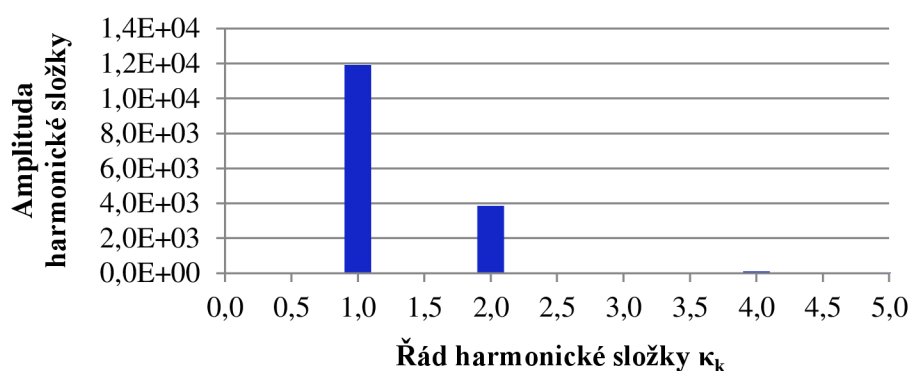
$$C_k = \sqrt{A_k^2 + B_k^2}. \quad (24)$$

Řád harmonické složky κ_k je dán počtem period harmonické složky. Jelikož se průběh zrychlení opakuje každé dvě otáčky, je řád harmonické složky [19]:

$$\kappa_k = \frac{1}{2} k. \quad (25)$$



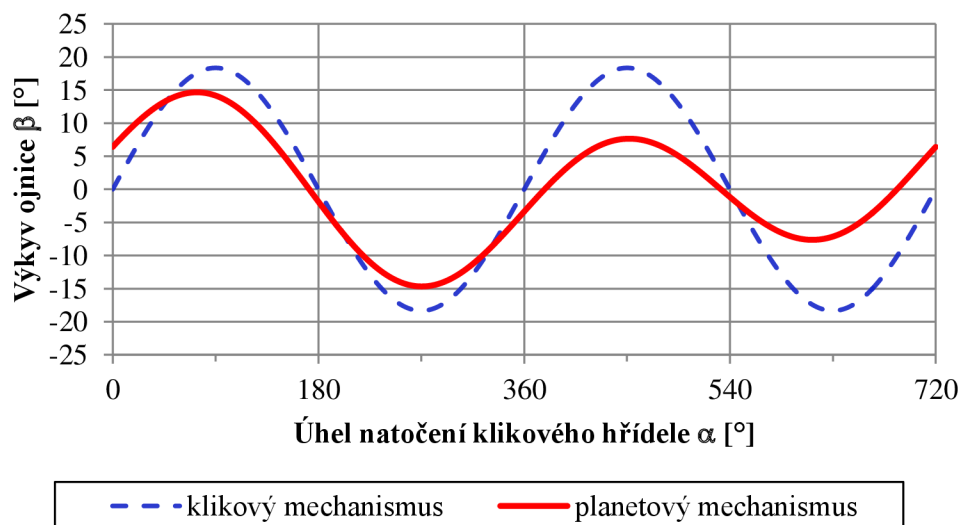
Obr. 34 Harmonická analýza zrychlení planetového mechanismu



Obr. 35 Harmonická analýza zrychlení klikového mechanismu

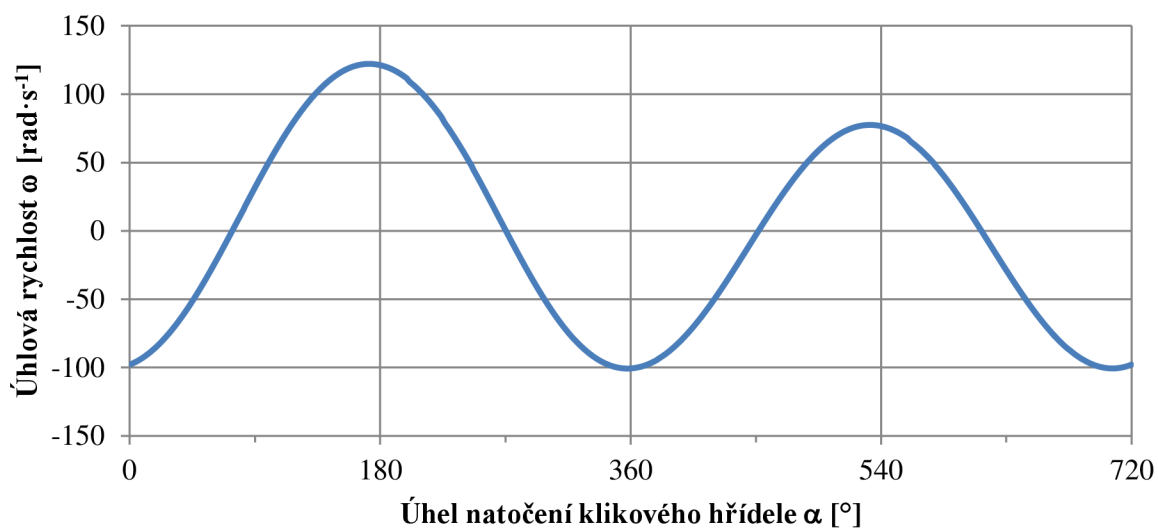
5.3 KINEMATIKA OJNICE

Trajektorie spodního oka ojnice byla znázorněna na obrázku 17. Z průběhu výkyvu ojnice na obrázku 36 je vidět, že hlavně v průběhu expanze, je výkyv ojnice oproti klikovému mechanismu mnohem menší, což má za následek menší třecí ztráty mezi pístem a stěnou válce.

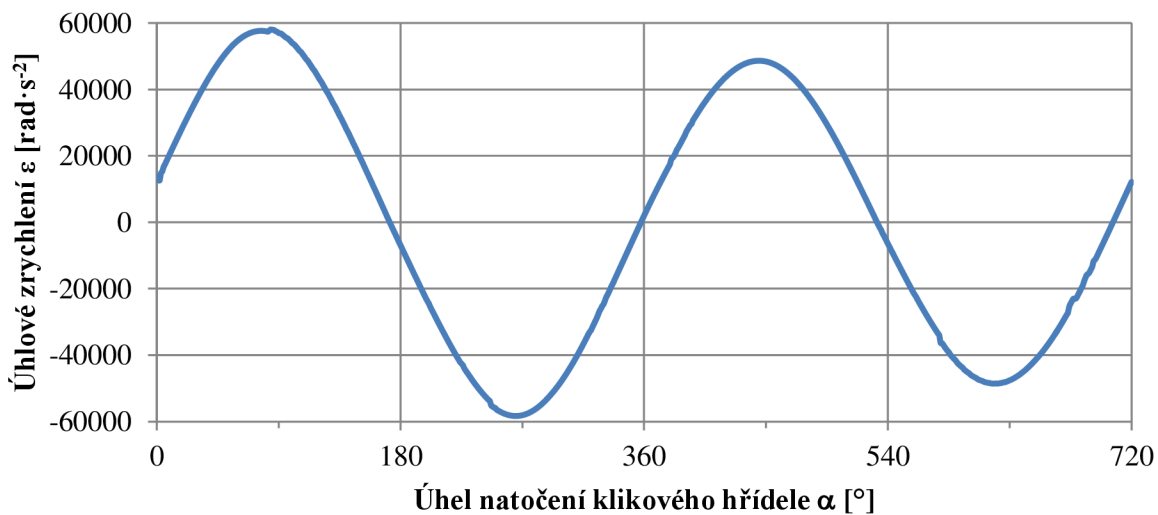


Obr. 36 Výkyv ojnice

Pro potřeby pevnostní kontroly je potřeba znát také průběh úhlové rychlosti a úhlového zrychlení ojnice.



Obr. 37 Průběh úhlové rychlosti ojnice



Obr. 38 Průběh úhlového zrychlení ojnice

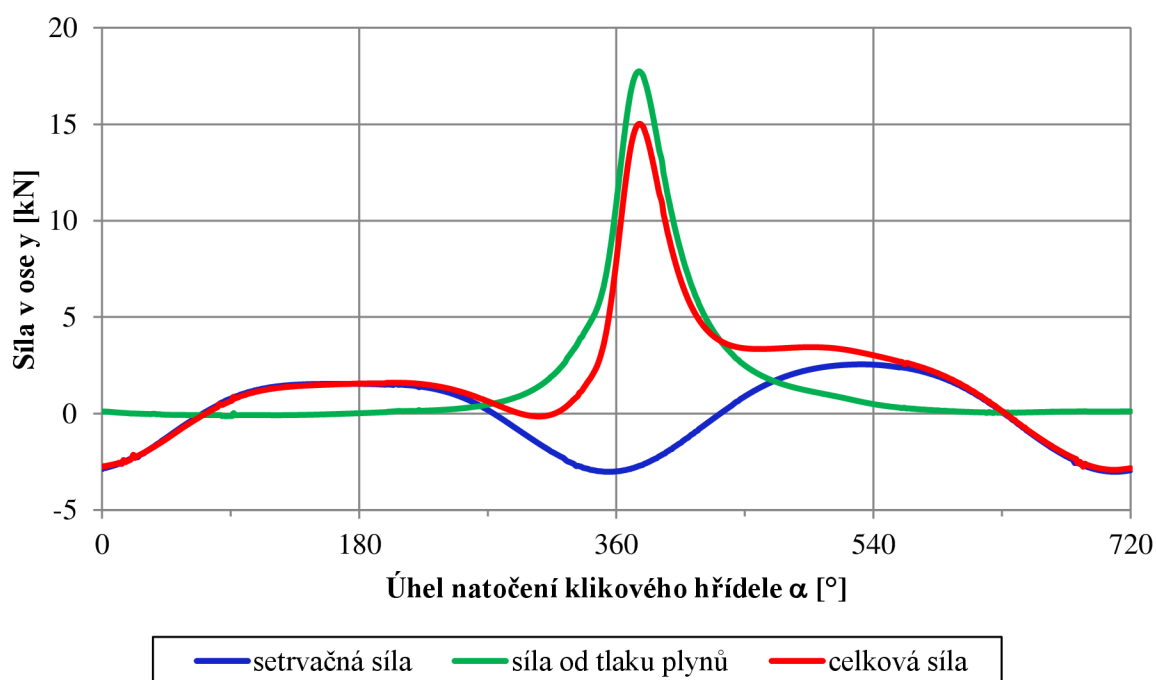
6 PRŮBĚHY SIL V MECHANISMU

V každém mechanismu, ať už planetovém nebo klikovém působí několik druhů sil. Síly vyvolané tlakem plynů na píst, které jsou dále přenášeny do ústrojí, síly setrvačné, které jsou ústrojím přenášeny na pevné části motoru, síly třecí, síly vznikající torzním, ohybovým a prostorovým kmitáním a podobně. Pro pevnostní výpočty konstrukčních částí motoru jsou podstatné zejména síly od tlaku plynů a síly setrvačné. [19]

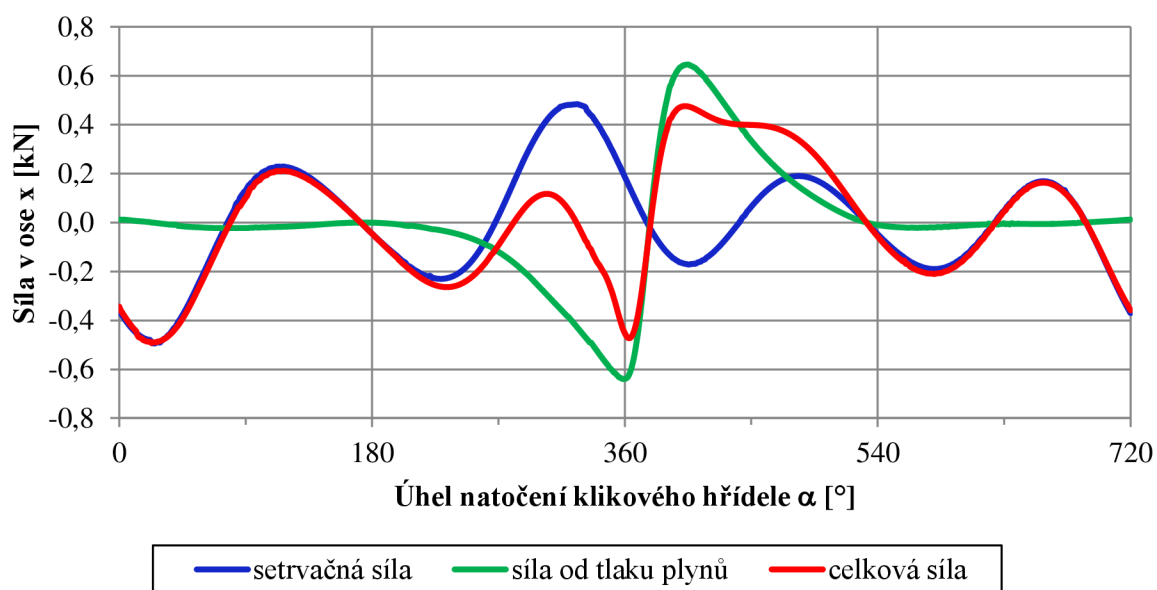
Stejně jako v případě kinematických veličin, byly průběhy sil působících v mechanismu získány pomocí simulace v programu Adams. Průběhy sil byly stanoveny v ose y , ležící v ose válce a v ose x , která je k ní kolmá.

6.1 SÍLY V PÍSTNÍM ČEPU

Dominantní silou v pístním čepu je síla od tlaku plynů. Celková síla je tvořena silou od tlaku plynů a silou setrvačnou. Největší celková síla působí v ose válce a má hodnotu 15 kN.



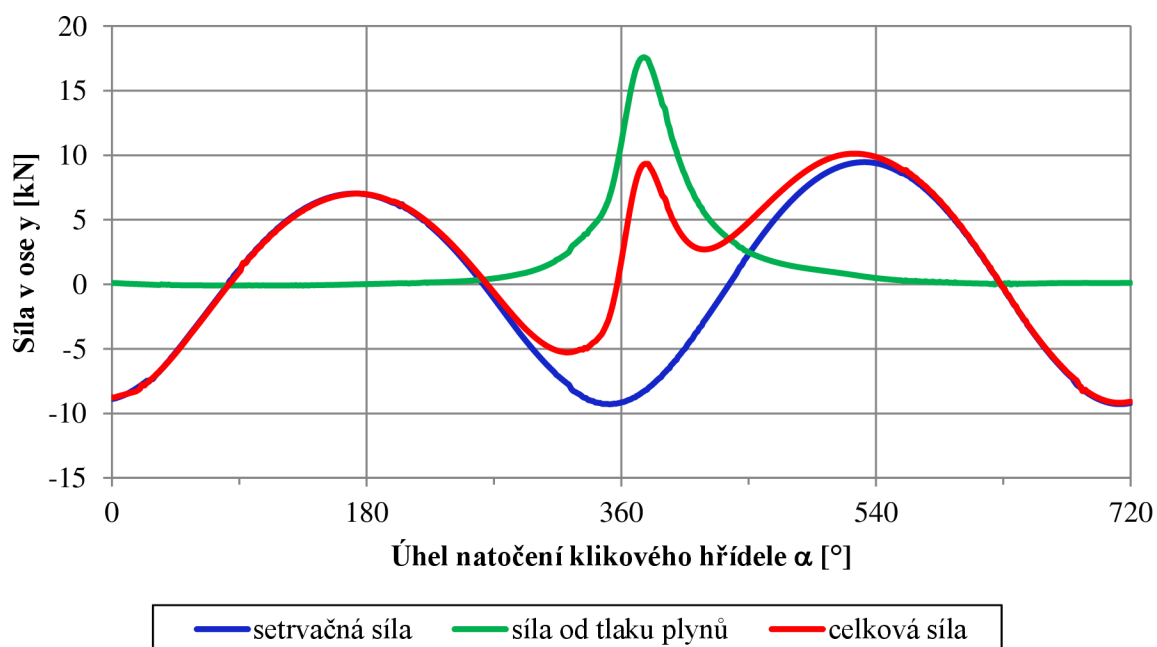
Obr. 39 Síly v pístním čepu v ose y



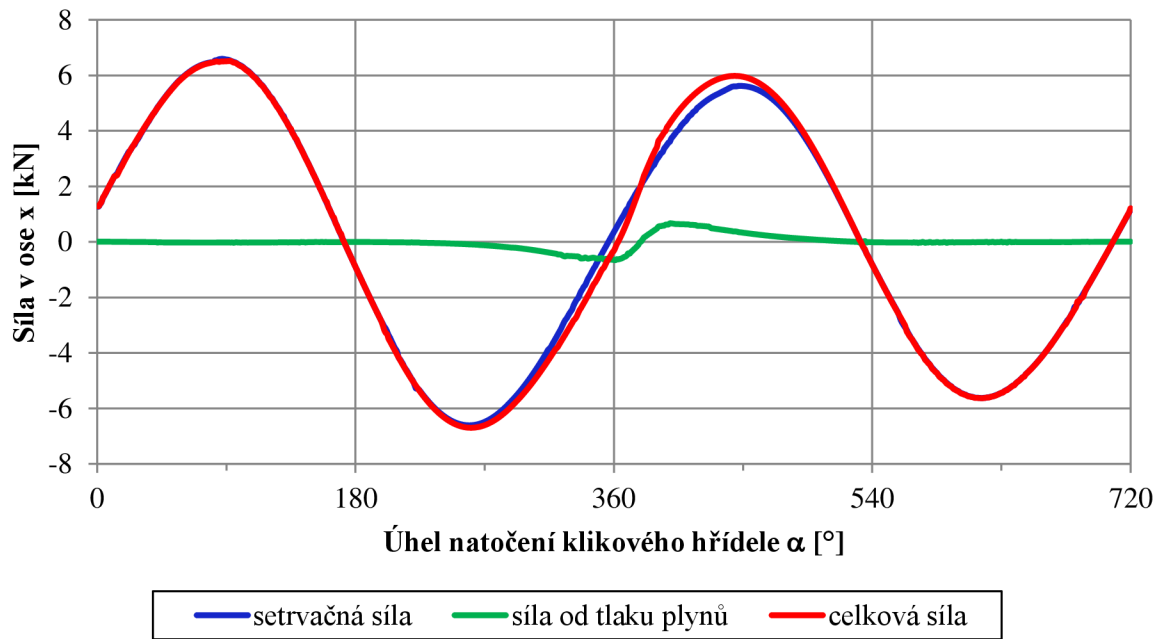
Obr. 40 Síly v pístním čepu v ose x

6.2 SÍLY V EXCENTRICKÉM ČEPU SATELITU

V excentrickém čepu satelitu jsou již setrvačné síly značnější. Jsou ovlivněny jednak hmotností pístní skupiny a hmotností ojnice, ale hlavně hmotností samotného satelitu. Celková síla v ose y dosahuje nejvyšší hodnoty 10,1 kN a v ose x 6,5 kN.



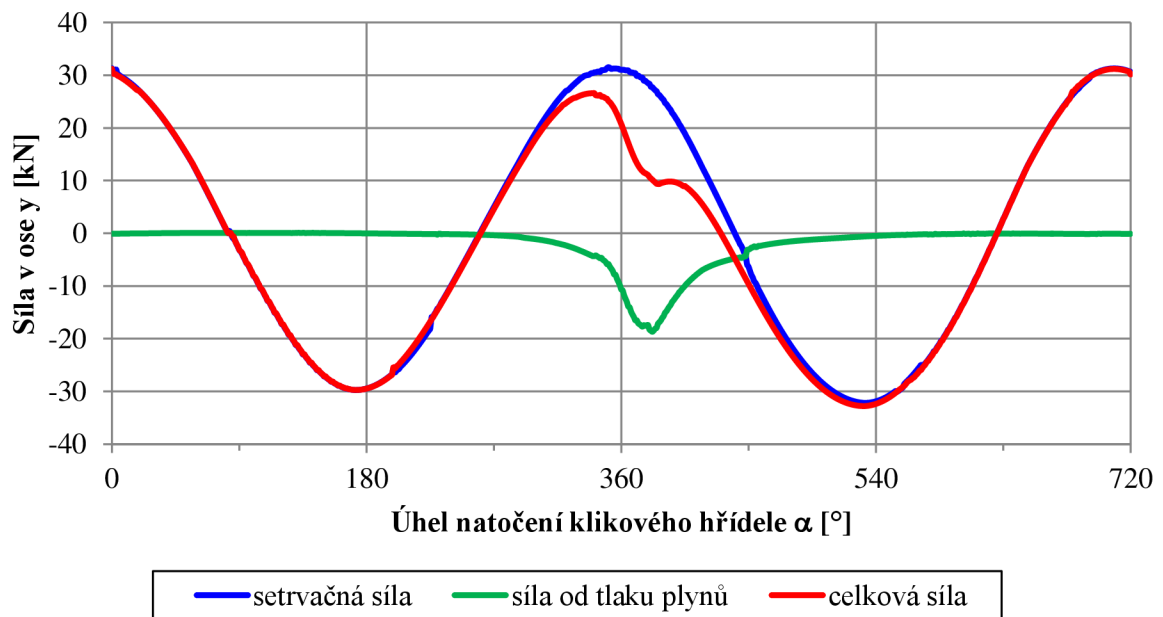
Obr. 41 Síly v excentrickém čepu satelitu v ose y



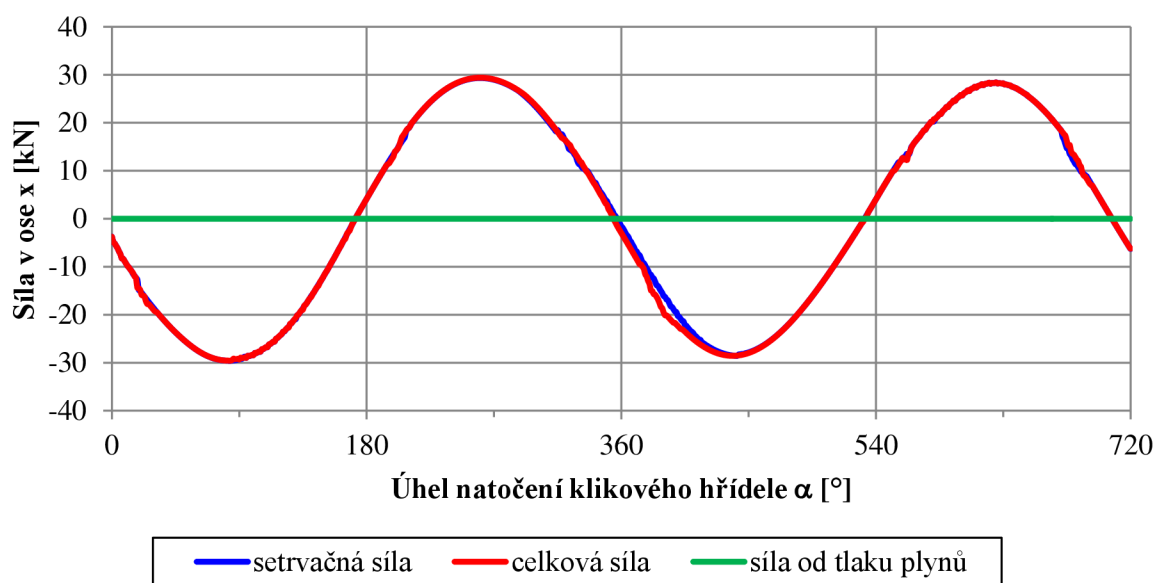
Obr. 42 Síly v excentrickém čepu satelitu v ose x

6.3 SÍLY V ČEPU SATELITU

V čepu satelitu převažují setrvačné síly, a v obou osách dosahují velmi vysokých hodnot. V ose y je nejvyšší celková síla 31,2 kN. V ose x je síla od tlaku plynů prakticky nulová, a celková síla zde dosahuje hodnoty 29,3 kN. Velké setrvačné síly jsou způsobené poměrně hmotným satelitem. Lze předpokládat, že tyto síly budou částečně rozloženy v ozubení satelitu a koruny.

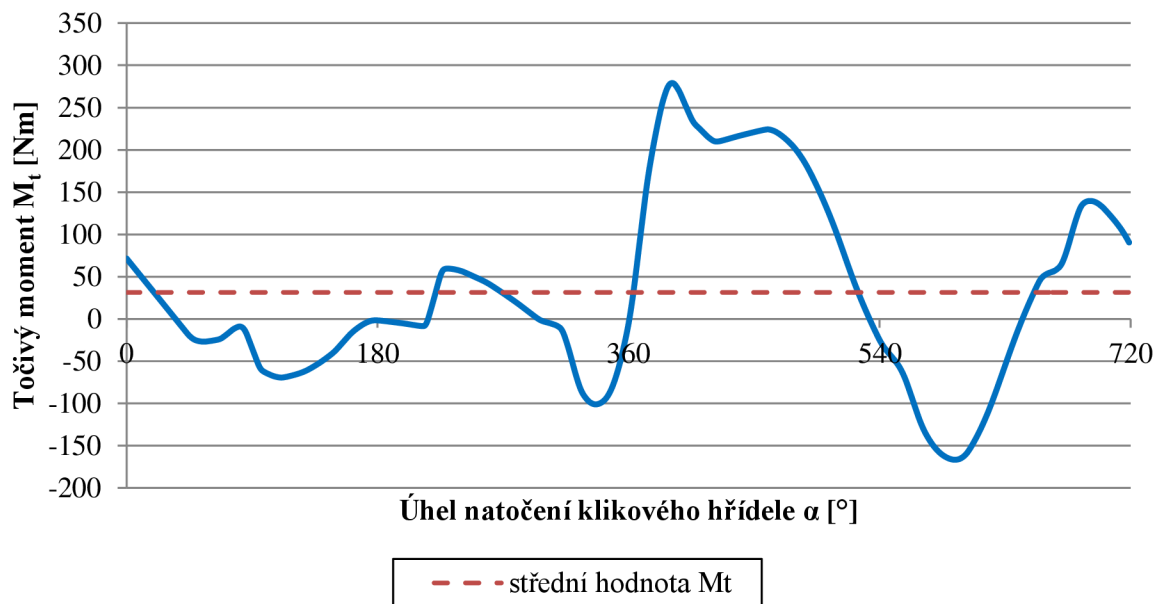


Obr. 43 Síly v čepu satelitu v ose y

Obr. 44 Síly v čepu satelitu v ose x

6.4 TOČIVÝ MOMENT

Při otáčkách $n = 5\,000\text{ min}^{-1}$ dosahuje točivý moment M_t na klikovém hřídeli maximální hodnoty 279 Nm na počátku expanze. Střední hodnota momentu točivého je 31,4 Nm.



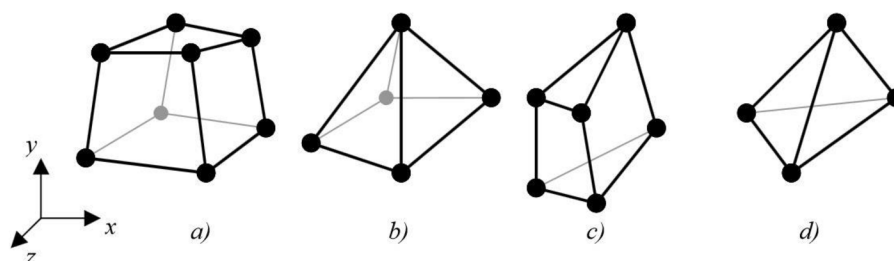
Obr. 45 Průběh točivého momentu

7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Pro pevnostní kontrolu byla vybrána ojnice navrženého mechanismu. Analýza napjatosti byla provedena pomocí MKP (metoda konečných prvků) v programu Ansys Workbench.

7.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků je numerická metoda využívající síť, která rozdělí řešenou oblast na konečný počet prvků. Každý prvek je charakterizován, kromě dimenze a tvaru také počtem a polohou jeho uzlů. Uzly sítě tvořené prvky jsou body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení, například posuvy a natočení, ze kterých je pak dále počítáno napětí. Množství prvků ovlivňuje kvalitu výsledků. [27]



Obr. 46 Příkladů prvků s uzlovými body

7.2 STANOVENÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Ojnice je namáhána proměnnými silami po celou dobu oběhu. Z průběhu sil v pístním čepu byl jako zátěžný stav pro pevnostní kontrolu vybrán počátek expanze, kdy celková síla dosahuje svého maxima a ojnice je zatěžována tlakem a konec výfuku kdy, jsou dominantní setrvačné síly, a ojnice je namáhána tahem. Jednotlivé veličiny definující tyto stavy jsou vypsány v tabulce 4. Celková síla je rozložena do složek F_x a F_y . Vychýlení ojnice od osy válce je dáno úhlem β . Jako okrajové podmínky je také nutné zadat úhlovou rychlost ojnice ω , úhlové zrychlení ε a zrychlení v ose válce a_s .

Tab. 4 Vybrané provozní stavy

Zatížení	α [°]	β [°]	F_x [N]	F_y [N]	a_s [m·s ⁻²]	ω [rad·s ⁻¹]	ε [rad·s ⁻²]
tlak	376	4,32	-150,37	15 022,73	10,97	-95,98	15 146,75
tah	709	-0,33	-240,13	-3 023	-11,65	-100,53	2 371,9

7.3 PŘÍPRAVA MODELU

Před samotným výpočtem je potřeba importovat model součásti, definovat materiálové vlastnosti, vazby, zatěžující síly a ostatní okrajové podmínky. Následně je vytvořena síť a definovány požadované výstupy, jako je napětí, deformace, apod.

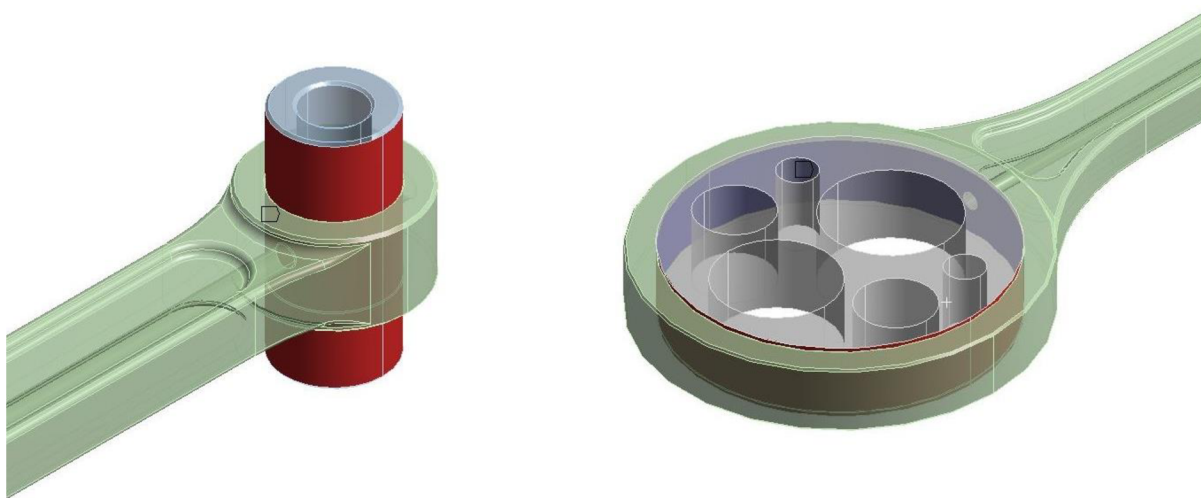
Jako materiál ojnice byla zvolena dle [21] ocel 14 240.6. Základní vlastnosti oceli jako hustota, Youngův modul a Poissonovo číslo byly již v programu předdefinovány. Změněna byla pouze mez pevnosti v tahu R_m a mez kluzu R_e .

Tab. 5 Mechanické vlastnosti oceli 14 240.6

R_m [MPa]	R_e [MPa]	σ_C [MPa]	σ_{Co} [MPa]
740	530	300	360

7.3.1 APLIKACE KONTAKTŮ

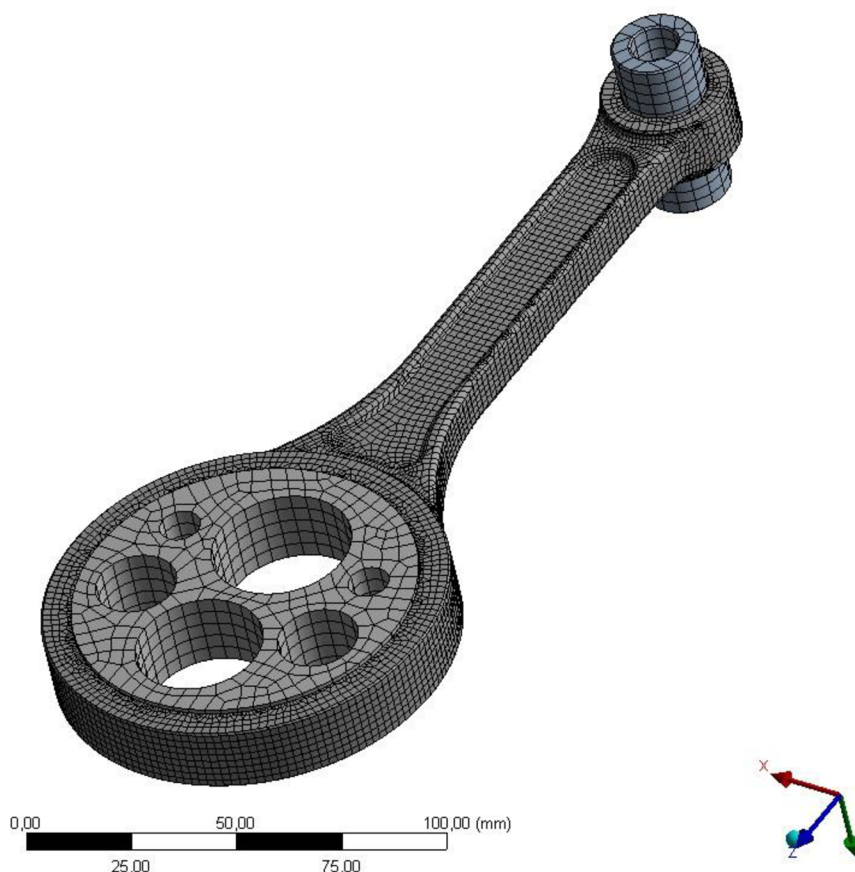
Po naimportování geometrie ojnice včetně čepů a zadání materiálových vlastností, byly definovány kontakty mezi ojnicí a pístním a excentrickým čepem satelitu. Byl nastaven třecí kontakt s koeficientem tření 0,16 dle [28].



Obr. 47 Kontaktní vazby

7.3.2 TVORBA SÍŤE

Ojnice byla vysítována metodou *Hex Dominant*. Velikost prvků byla nastavena na 2 mm a v nebezpečných místech, kde bylo možné očekávat větší koncentrace napětí, byla síť zjemněna na 1 mm. Na jednotlivých čepích byla síť vytvořena metodou *Sweep*. Ve výsledku byl celkový počet uzlů 144 673 a počet prvků 45 470.



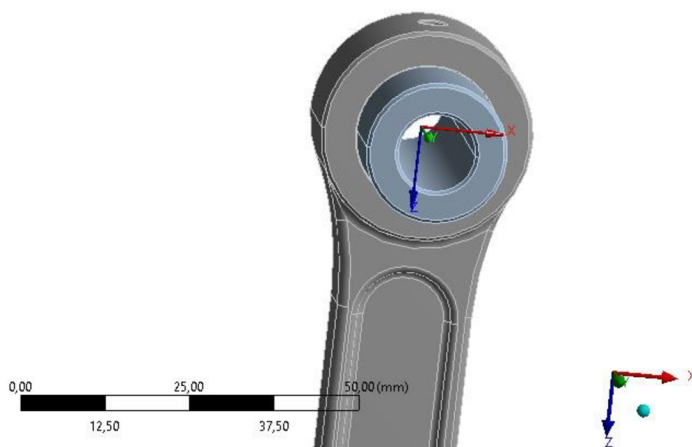
Obr. 48 Síť ojnice a čepů

7.3.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

K okrajovým podmínkám patří uchycení ojnice v prostoru, tvorba pomocného souřadného systému a aplikace zatížení.

POMOCNÝ SOUŘADNÝ SYSTÉM

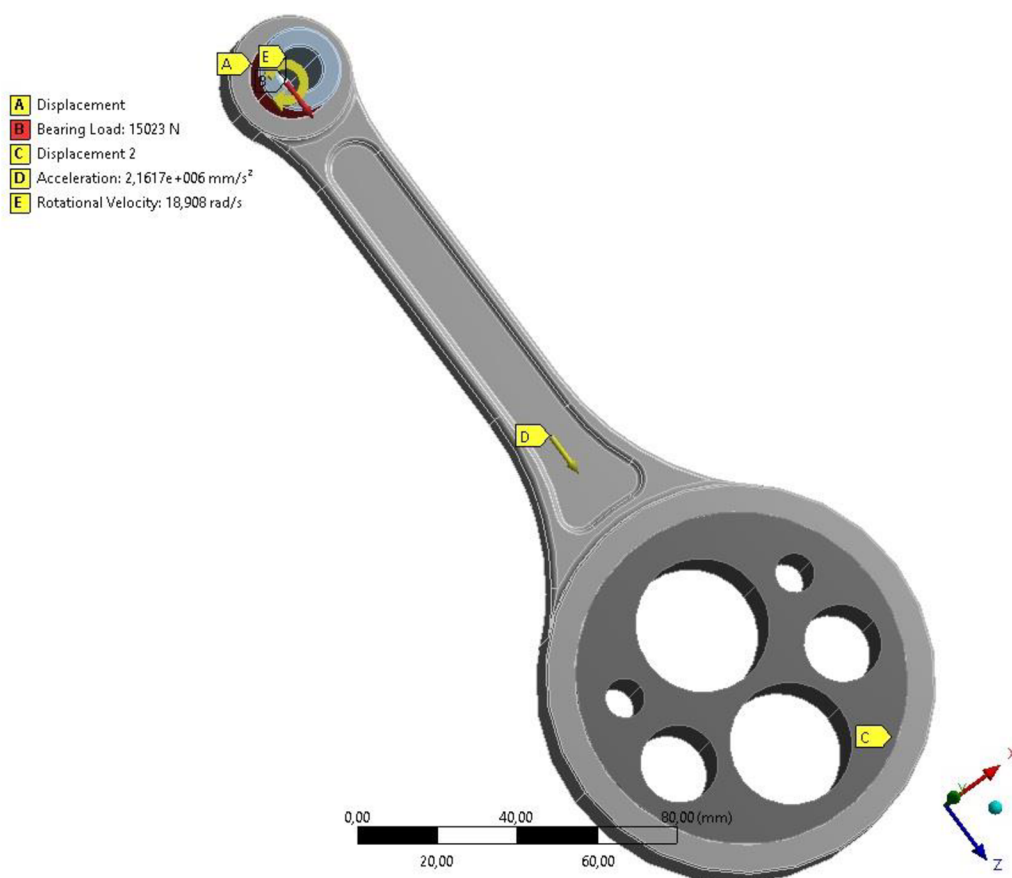
Nejprve byl v ose horního oka ojnice vytvořen pomocný souřadný systém, který je vůči ose ojnice natočený o úhel β . Silové účinky které budou následně zadávány, budou vztahovány právě k tomuto souřadnému systému.



Obr. 49 Aplikace pomocného souřadného systému

VAZBY A ZATÍŽENÍ

Excentrickému čepu satelitu byly zamezeny posuvy ve všech směrech. Pístnímu čepu byly zamezeny posuvy v ose x a y pomocného souřadného systému. Na pístní čep byly aplikovány jednotlivé složky celkové síly. Dále bylo aplikováno zrychlení a , úhlová rychlost ω a úhlové zrychlení ε , které byly uvedeny v tabulce 4.



Obr. 50 Zadání okrajových podmínek

7.4 VÝSLEDKY ANALÝZY NAPJATOSTI

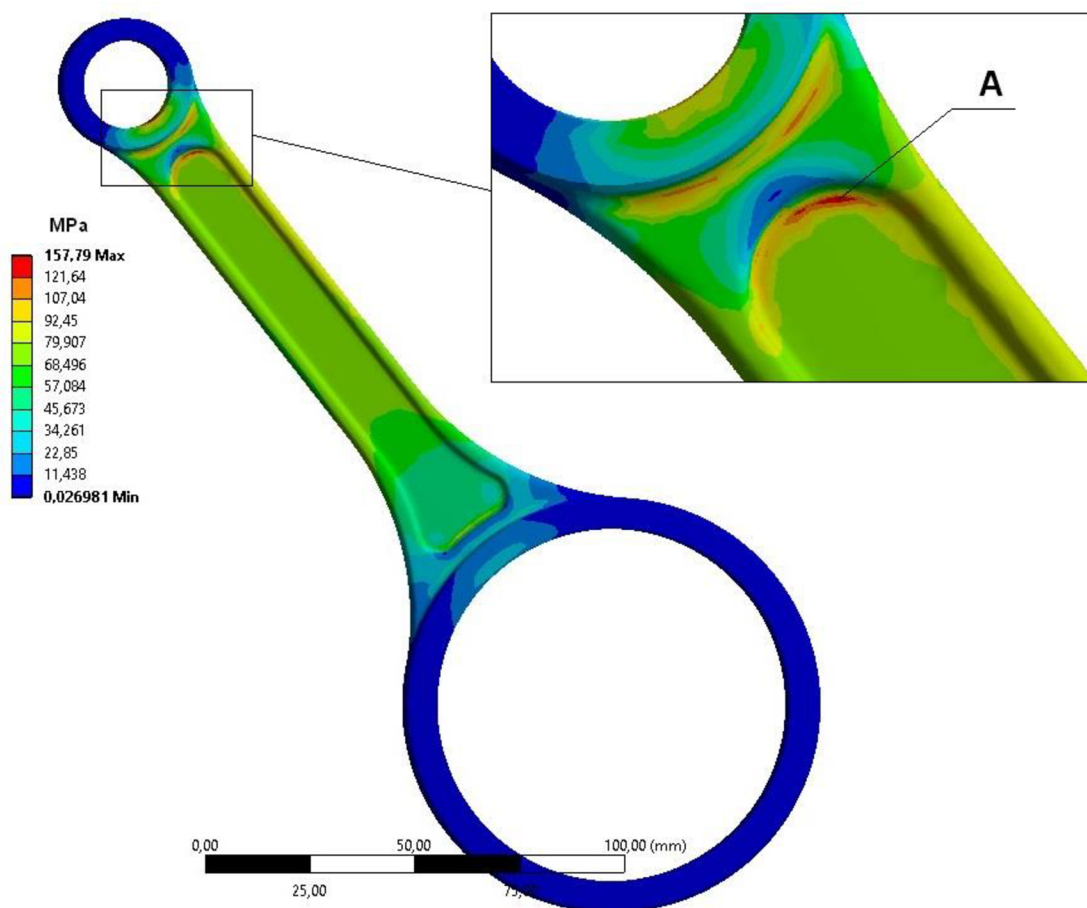
Výsledkem analýzy je redukované napětí stanovené podle podmínky HMH a hlavní napětí σ_1 a σ_3 , která jsou potřebná pro další výpočty. Redukované napětí dle HMH je definováno takto [29]:

$$\sigma_{HMH} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]}, \quad (26)$$

kde $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ jsou hlavní napětí, přičemž platí: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

7.4.1 NAMÁHÁNÍ TLAKEM

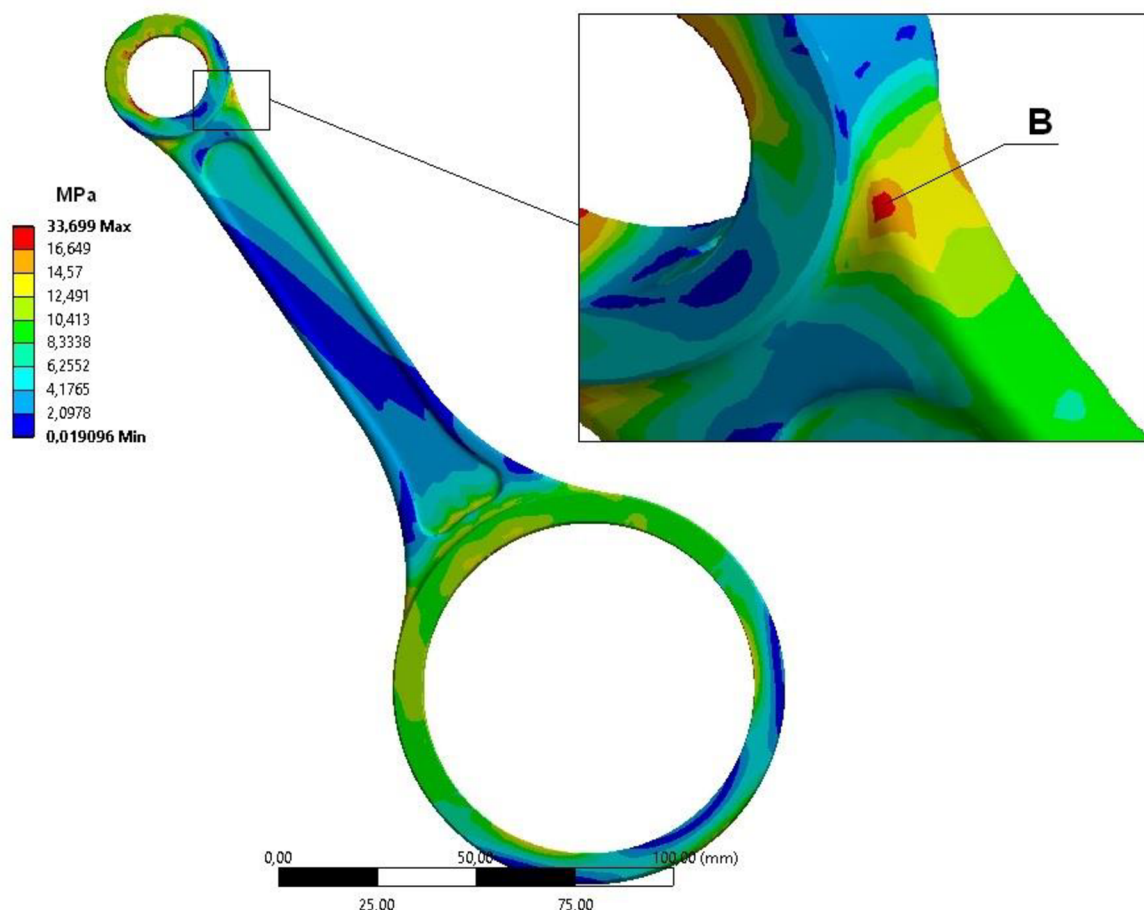
Maximální napětí je v oblasti kontaktu čepu s horním okem ojnice. Za nebezpečné místo lze považovat tvarový přechod dřívku pod horním okem označené písmenem A na obrázku 51. Zde dosahovalo redukované napětí hodnoty 135,99 MPa.



Obr. 51 Redukované napětí při zatížení tlakem

7.4.2 NAMÁHÁNÍ TAHEM

Maximální napětí je opět v místě kontaktu písního čepu a horního oka. Kritické místo, označené písmenem B na obrázku 52, se nachází na hraně dřívku pod horním okem ojnice. Redukované napětí v tomto bodě má hodnotu 15,8 MPa.



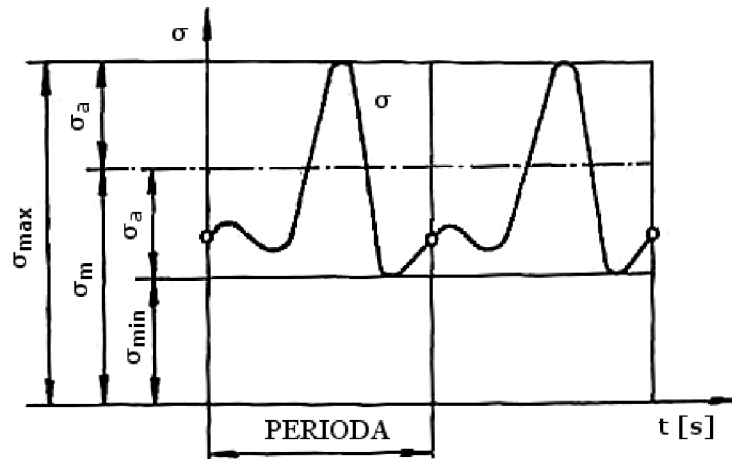
Obr. 52 Redukované napětí při zatížení tahem

7.5 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI

Jelikož zatížení ojnice zážehového motoru se v čase mění, je potřeba stanovit bezpečnost vůči mezi únavy. Z MKP analýzy bylo zjištěno, že největší redukované napětí je v oblasti tvarového přechodu dřívku do malého oka ojnice. Protože je výpočet bezpečnosti prováděn analyticky, je nutné brát přesnost výsledků s určitou rezervou.

7.5.1 STANOVENÍ NAPĚTÍ CYKlickÉHO NAMÁHÁNÍ

Sledujeme-li se v určitém místě součásti průběh napětí, které se periodicky mění, pak průběh těchto změn za dobu jedné periody se nazývá cyklem. Takovýto cyklus je charakterizován maximálním a minimálním napětím, středním napětím a amplitudou napětí. [19]



Obr. 53 Průběh napětí při proměnném zatížení [19]

Střední napětí σ_{em} a amplituda napětí σ_{ea} cyklu, jsou dány ekvivalentním napětím σ_e . Aby bylo možné toto napětí stanovit, je nutné znát hlavní napětí σ_1, σ_3 a redukované napětí σ_{HMH} , která působí ve zkoumaném místě při zatěžování tahem i tlakem. Hodnoty hlavních napětí a redukovaného napětí byly zjištěny z MKP analýzy viz. tabulka 6.

Tab. 6 Hlavní a redukované napětí

Zatížení	σ_1 [MPa]	σ_3 [MPa]	σ_{HMH} [MPa]
tlak	3,29	-139,00	135,99
tah	16,03	-0,12	15,80

Ekvivalentní napětí je dáno redukovaným napětím σ_{HMH} se znaménkem největšího hlavního napětí, a stanoví se následovně [29]:

$$\sigma_e = \text{sign}(\sigma_{hn}) \sigma_{HMH}, \quad (27)$$

kde σ_{hn} je největší hlavní napětí, dané vztahem:

$$\sigma_{hn} = \max(|\sigma_1|, |\sigma_3|). \quad (28)$$

Známe-li ekvivalentní napětí pro tah i tlak, lze již přistoupit k určení středního napětí a amplitudy napětí. Pro amplitudu napětí platí [29]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2}. \quad (29)$$

Střední napětí je [29]:

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2}. \quad (30)$$

Tab. 7 Charakteristická napětí

σ_{emax} [MPa]	σ_{emin} [MPa]	σ_{ea} [MPa]	σ_{em} [MPa]
15,80	-135,99	75,89	-60,10

7.5.2 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ BEZPEČNOST

U materiálu definovaného v kapitole 6.3, byly uvedeny hodnoty meze únavy σ_C a σ_{Co} . Ty jsou stanovovány ze zkušebních vzorků za laboratorních podmínek. Aby mez únavy více odpovídala skutečné součásti, je potřeba zavést součinitele, které tuto mez a tím i výsledky bezpečnosti ovlivňují. [21]

SOUČINITEL VLIVU JAKOSTI POVRCHU

V součiniteli vlivu jakosti povrchu je zahrnuta mez pevnosti reálné součásti a jakost opracování povrchu. Součinitel je dán vztahem [21]:

$$\eta_\sigma = aR_m^b, \quad (31)$$

kde R_m je minimální hodnota meze pevnosti v tahu a parametry a , b jsou uvedeny v tabulce 8.

Tab. 8 Parametry pro součinitel vlivu jakosti povrchu [21]

Povrch dokončený	součinitel a [-]	exponent b [-]
broušením	1,58	-0,085
obráběním nebo tažením za studena	4,51	-0,265
válcováním za tepla	57,7	-0,718
kováním	272,0	-0,995

Ojnice navrženého mechanismu je vyráběna kováním.

SOUČINITEL SPOLEHLIVOSTI

Součinitel spolehlivosti je dán vztahem [21]:

$$v_\sigma = 1 - 0,08z_a, \quad (32)$$

kde z_a je normovaná náhodná veličina. Hodnoty z_a pro jednotlivé spolehlivosti jsou uvedeny v tabulce 9. Byla zvolena spolehlivost 99,9%

Tab. 9 Součinitel spolehlivosti [21]

spolehlivost [%]	normovaná náhodná veličina z_a [-]	součinitel spolehlivosti v_σ [-]
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,62

KOREKČNÍ SOUČINITEL

Dle [29] je korekční součinitel definován takto:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{Co} - 1}{\sigma_C}}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \kappa_R, \quad (33)$$

kde σ_{Co} je mez únavy v ohybu, σ_C je mez únavy v tahu/tlaku, d_{vzorek} je průměr zkušební vzorku s hodnotou 7,5 mm a κ_R je poměrný gradient.

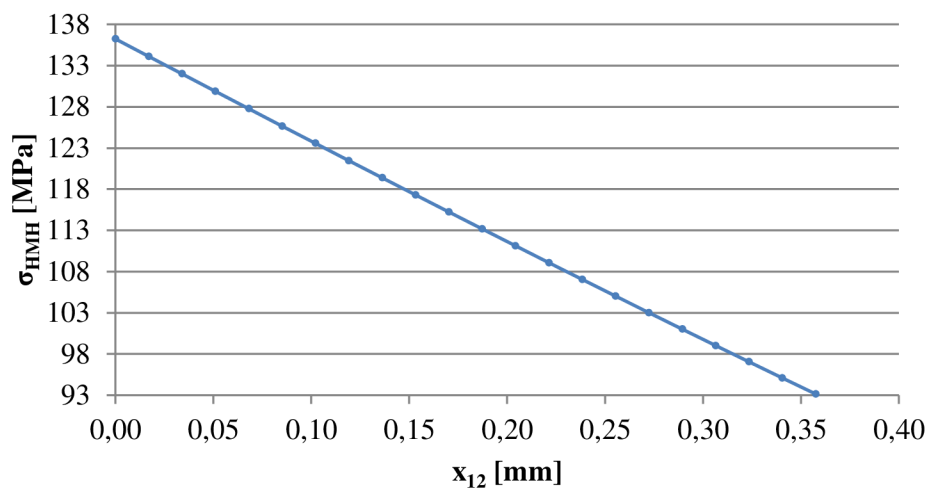
POMĚRNÝ GRADIENT

Koncentraci napětí v sledovaném místě lze popsat pomocí gradientu napětí [29]:

$$\kappa_R = \frac{1}{\sigma_{HMH_1}} \left(\frac{\sigma_{HMH_1} - \sigma_{HMH_2}}{|x_{12}|} \right), \quad (34)$$

kde σ_{HMH_1} je napětí v uzlu na povrchu součásti, σ_{HMH_2} je napětí v uzlu uvnitř součásti a x_{12} je vzdálenost mezi jednotlivými uzly.

Hodnoty napětí a vzdálenost mezi uzly byly získány z MKP analýzy. Napětí σ_{HMH_2} získáme, vedeme-li z uzlu s napětím σ_{HMH_1} na povrchu součásti kolmici směrem dovnitř součásti. Námí hledané napětí σ_{HMH_2} je napětí v nejbližším uzlu ležícím na této kolmici. Průběh napětí v závislosti na vzdálenosti mezi sledovanými uzly je na obrázku 54.



Obr. 54 Průběh napětí mezi sledovanými uzly

SOUČINITEL VRUBU A KONCENTRACE NAPĚTÍ

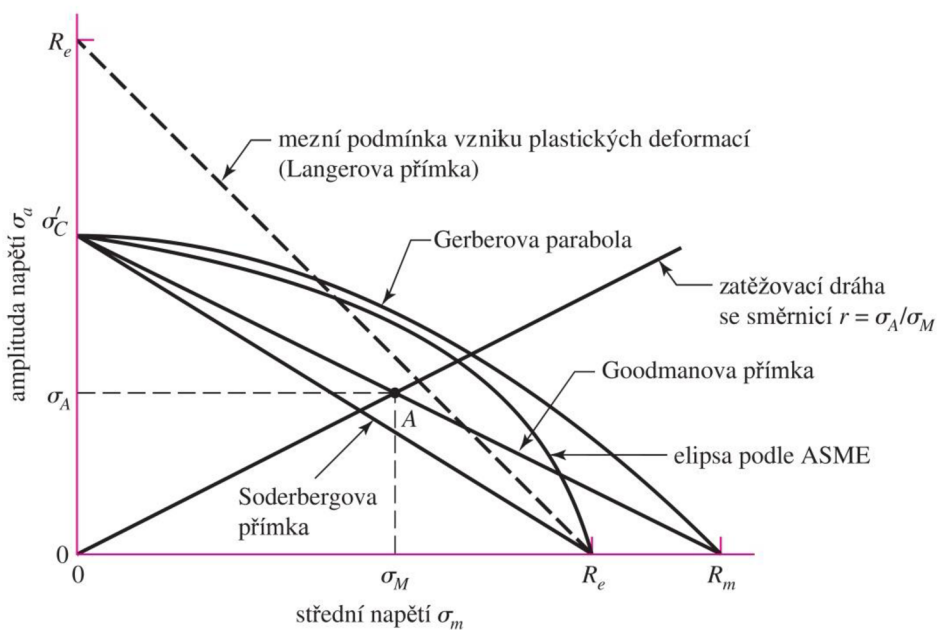
Tvarové nepravidelnosti nebo nespojitosti vedou ke značnému zvýšení napětí v jejich blízkosti. [21] Poměr β_k/α_k zahrnuje do výpočtu tento vliv. [29]

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1 + \sqrt{\kappa_R} 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}, \quad (35)$$

kde R_e je dolní mez kluzu materiálu součásti.

7.5.3 BEZPEČNOST K MEZI ÚNAVY

K určení bezpečnosti byl využit Haighův diagram. Přímky odpovídající jednotlivým kritériím v diagramu nepředstavují přesnou hranici, ale spíše oblast s jistou pravděpodobností únavového porušení. Oblast bezpečných pulzujících kmitů se nachází pod přímkou kritéria, oblast kde dochází k porušení, leží nad přímkou kritéria. [21]



Obr. 55 Haighův diagram pro různá kritéria únavového porušení [21]

Pro stanovení bezpečnosti bylo zvoleno Goodmanovo kritérium porušení [29]:

$$\frac{1}{k_G} = \frac{\beta_k}{\alpha_k} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_C \eta_\sigma \nu_\sigma f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}. \quad (36)$$

Výsledná míra bezpečnosti v kritickém místě součásti $k_G = 2,03$ je vyhovující.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout mechanismus zážehového pístového spalovacího motoru s prodlouženým expanzním zdvihem. V úvodní kapitole byl popsán princip, podle kterého takovýto mechanismus funguje, a jakými způsoby lze prodlouženou expanzi dosáhnout. Jako nejjednodušší z hlediska konstrukce se jeví využití proměnného časování sacích ventilů, jelikož lze využít klasického klikového mechanismu a nejsou nutné žádné větší konstrukční úpravy stávající válcové jednotky. Drtivá většina vozidel s motory s prodlouženou expanzí využívá právě tuto technologii, protože v případě požadavku vyššího výkonu lze změnou časování přejít na Ottův cyklus. Využití proměnného časování je ale limitováno dosažitelným rozdílem kompresního a expanzního poměru. Nevýhody motorů, které k prodloužení expanze využívají jiný, než klikový mechanismus spočívají jednak v jejich konstrukční složitosti, vyšší hmotnosti a větším zástavbovým rozměrům, ale i vzhledem k většímu počtu kinematických prvků, k větším třecím ztrátám a tím i horší mechanické účinnosti. Poslední zmíněná nevýhoda neplatí zcela pro planetový a víceprvkový mechanismus, kde díky relativně malému výkyvu ojnice během expanze nedochází k tak velkým silám působícím mezi stěnou válce a pístem.

Pro konstrukční návrh byla vybrána koncepce planetového mechanismu. V části věnující se pracovnímu oběhu motoru bylo prokázáno, že při stejných kompresních poměrech dosahuje ideální Atkinsonův cyklus navrženého motoru vyšší tepelné účinnosti než Ottův cyklus. Dosažení stejného kompresního poměru, který bývá důsledkem kratšího kompresního zdvihu menší, by bylo možné úpravou spalovacího prostoru v hlavě válce, případně vhodným tvarováním dna pístu. Při nižším kompresním poměru by ale bylo možné využít přepřňování, bez obav z detonačního spalování.

Z průběhu kinematických veličin vyplývá, že sací a kompresní zdvih trvá kratší dobu na úkor expanzního a výfukového zdvihu, což znamená kratší dobu k nasátí směsi, ale delší dobu k výfuku. Lze také konstatovat, že při porovnání rychlostí pístů srovnávaných ústrojí, znamená menší rychlost pístu planetového mechanismu při kompresi menší předstih zážehu při stejných otáčkách. Provedením harmonické analýzy bylo zjištěno, že se zrychlení, které ovlivňuje setrvačné síly posuvné, rozkládá do více složek než u klikového ústrojí. Amplitudy zrychlení jsou sice poměrně malé, ale ne zcela zanedbatelné. Přidání vyvažovací jednotky, by ovšem zvětšilo rozměry a hmotnost celého mechanismu. Setrvačné síly vznikající pohybem satelitu a zatěžující mechanismus ukázaly nevhodnost této koncepce k provozu ve vysokých otáčkách. Řešením by bylo snížit hmotnost satelitu, například zmenšením jeho šířky, odebráním materiálu z jeho středu, nebo menším průměrem excentrického čepu, který je ale limitován otvorem pro nasazení satelitu na klikový hřídel.

Pevnostní kontrola ojnice prokázala, že kritická místa se nacházejí v oblasti přechodu dřívku do horního oka. Výsledná míra bezpečnosti v kritickém místě byla vyhovující.

Vzhledem k uvedeným přednostem a nedostatkům nalézají motory s prodlouženou expanzí uplatnění v aplikacích, kde hlavní prioritou není výkon, ale ekonomika provozu a nízké emise. Mechanismy jako planetový, nebo víceprvkový jsou vhodné spíše pro stacionární motory pracující při nízkých otáčkách a konstantních zatíženích. Systém proměnného časování sacích ventilů je zase vhodnější pro malá nebo hybridní vozidla.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOSTÁL, Jan a Bohuslav SUK. *Pístové spalovací motory*. Praha: ČSAV, 1963, 830 s. : il. 1 příloha.
- [2] ZHAO, Jinxing. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines. *Applied Energy* [online]. 2017(185), 300-319 [cit. 2017-09-20]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916315069>
- [3] Atkinson Cycle – Atkinson Engine. *Nuclear-power.net* [online]. [cit. 2017-09-20]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/atkinson-cycle-atkinson-engine>
- [4] GUPTA, H.N. *Fundamentals of internal combustion engines*. 2. vyd. New Delhi: PHI Learning Pvt. Ltd., 2009. 676 s. ISBN 978-81-203-2854-9.
- [5] ATKINSON, James. *Gas engine*. US. US 367496 A. 1887. [online]. [cit. 2017-10-11]. Dostupné z: <https://www.google.com/patents/US367496>
- [6] EXlink. *World.honda.com* [online]. [cit. 2017-10-15]. Dostupné z: <http://world.honda.com/powerproducts-technology/exlink>
- [7] Compact And Modular Atkinson Cycle Engine. *contest.techbriefs.com* [online]. [cit. 2017-10-15]. Dostupné z: <https://contest.techbriefs.com/2016/entries/automotive-transportation/7029>
- [8] COSTA, Tiago João Silva Sousa Azevedo. *Analysis of Internal Combustion Engines towards the improvement of its efficiency* [online]. Braga, 2014 [cit. 2017-10-15]. Dostupné z: <https://repositorium.sdum.uminho.pt/bitstream/1822/30618/1/Tese%20Mestrado%20Tiago%20Costa%202014.pdf>. Diplomová práce. Universidade do Minho.
- [9] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the internal combustion engine*. Wien ; New York: Springer, 2007, xiv, 268 s. : ill. ; 28 cm. ISBN 978-3-211-33033-3.
- [10] HOLST, Fredrik a Manne SOLBRECK. *Numerical and Experimental Investigation of the Atkinson Cycle on a 2.0 liter 4-cylinder Turbocharged SI-engine*. Göteborg, Sweden, 2014. Diplomová práce. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY.
- [11] Miller cycle engine. *nema.club* [online]. [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: <http://nema.club/2014wsm/service%20highlights/books/n6w01/html/id0110s6001900.html>
- [12] JÄÄSKELÄINEN, Hannu. Miller Cycle Engines. *Dieselnet.com* [online]. [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/tech/engine_miller-cycle.php#petrol
- [13] 1 NZ-FXE Toyota engine. *australiancar.reviews* [online]. [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: <http://australiancar.reviews/1NZ-FXE-engine.php>
- [14] Compression. *autozine.org* [online]. [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: http://www.autozine.org/technical_school/engine/Compression.html

- [15] Eunos 800 Miller cycle. *autospeed.com* [online]. [cit. 2017-11-21]. Dostupné z: <http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=108679>
- [16] Volkswagen at 37th Vienna Motor Symposium. *volkswagen-media-services.com* [online]. [cit. 2018-01-11]. Dostupné z: https://www.volkswagen-media-services.com/en/detailpage/-/detail/Volkswagen-at-the-37th-Vienna-Motor-Symposium/view/3451577/7a5bbec13158edd433c6630f5ac445da?p_p_auth=fEn4UZSX
- [17] Motor 1,5 TSI EA211 evo. *skodahome.cz* [online]. [cit. 2018-01-11]. Dostupné z: <https://forum.skodahome.cz/topic/139849-motor-15-tsi-ea-211-evo/>
- [18] HR12DDR Engine. *nissan-global.com* [online]. [cit. 2018-01-11]. Dostupné z: <https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/hr12ddr.html>
- [19] KOVAŘÍK, Ladislav, Viktor FERENCEY, Radovan SKALSKÝ a Ladislav ČÁSTEK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. 492 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [20] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé*, 1 díl. SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, Druhé vydání, Praha, 1962. 544 s. L123 - B3 - IV - 41/2490.
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE, Richard G. (Richard Gordon) BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s.: il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [22] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [23] 8.3 VIRTUÁLNÍ PROTOTYPOVÁNÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ. *Nejčtenější strojírenský časopis – MM spektrum* [online]. 2014 [cit.2018-02-03]. Dostupné z: http://www.mmspektrum.com/content/file/CNC_ukazky_Cz/8.3.pdf
- [24] Harmonická analýza. *slaboproud.sweb.cz* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <http://slaboproud.sweb.cz/elt2/stranky1/elt048.htm>
- [25] Fourierovy řady. *math.feld.cvut.cz* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <http://math.feld.cvut.cz/mt/txte/3/txc3ea3f.htm>
- [26] Vlastnosti Fourierových řad. *math.feld.cvut.cz* [online]. [cit. 2018-02-05]. Dostupné z: <http://math.feld.cvut.cz/mt/txte/3/txc3ea3g.htm>
- [27] VRBKA, Martin., VAVERKA, Michal. *Metoda konečných prvků* [online]. [cit. 2018-02-07]. Dostupné z: http://www.shigley.cz/images/texts/file/prednaska1_mkp.pdf
- [28] Coefficient of Friction Equation and Table Chart. *Engineersedge.com* [online]. [cit. 2018-02-07]. Dostupné z: https://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm
- [29] NOVOTNÝ, Pavel. *Aplikované metody řešení únavového poškození*. [přednáška]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2017.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

DOHC		Double over head camshaft
EIVC		Early intake valve closing
HMH		Hencky, Mises, Huber
LIVT		Late intake valve closing
MBS		Multibody system
MKP		Metoda konečných prvků
VTG		Variable turbine geometry
a, b	[-]	Parametry pro součinitel vlivu jakosti povrchu
A_k	[-]	Kosinová složka
a_s	[m·s ⁻²]	Zrychlení v ose válce
B_k	[-]	Sinová složka
b_z	[mm]	Šířka ozubení
C_k	[-]	Výsledná amplituda
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
c_v	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
D	[m]	Vrtání válce
d_r	[mm]	Průměr roztečné kružnice korunového kola
d_t	[mm]	Průměr roztečné kružnice satelitu
d_{vzorek}	[mm]	Průměr zkušební vzorku
e_x	[mm]	Rozteč mezi osou excentrického čepu a osou satelitu
f_G	[-]	Korekční součinitel
F_p	[N]	Síla od tlaku plynů na píst
F_x	[N]	Výsledná síla v ose x
F_y	[N]	Výsledná síla v ose y
I_o	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti ojnice vzhledem k jejímu těžišti
k	[-]	Harmonická složka
k_G	[-]	Míra bezpečnosti
l	[m]	Délka ojnice
l_p	[m]	Vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice
l_r	[m]	Vzdálenost osy spodního oka od těžiště ojnice
m	[kg]	Hmotnost směsi
m_o	[kg]	Celková hmotnost ojnice

m_{op}	[kg]	Část hmotnosti ojnice redukována do osy pístního čepu
m_{or}	[kg]	Část hmotnosti ojnice redukována do osy spodního oka
M_t	[N·m]	Točivý moment
m_z	[-]	Modul ozubení
n	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
n_h	[-]	Počet vzorků
p	[MPa], [N·m ⁻²]	Tlak plynů ve válci
p_0	[MPa], [N·m ⁻²]	Atmosférický tlak
Q_{23}	[J]	Dodané teplo
Q_{41}	[J]	Odevzdané teplo
R	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Univerzální plynová konstanta
r	[mm]	Poloměr zalomení klikového hřídele
r_c	[-]	Kompresní poměr
r_e	[-]	Expanzní poměr
R_e	[MPa]	Mez pevnosti v kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
T	[K]	Teplota
V	[m ³]	Objem válce
W	[J]	Práce
x_{12}	[mm]	Vzdálenost mezi jednotlivými uzly
y_j	[-]	Příslušný vzorek
z_a	[-]	Normovaná náhodná veličina
z_r	[-]	Počet zubů korunového kola
z_t	[-]	Počet zubů satelitu
η	[-]	Tepelná účinnost
κ_k	[-]	Řád harmonické složky
κ	[-]	Poissonova konstanta
κ_R	[-]	Poměrný gradient
α	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	Úhel vychýlení ojnice
β_k/α_k	[-]	Poměrný součinitel vrubu a koncentrace napětí
ε	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení
κ_k	[-]	Řád harmonické složky

v_{σ}	[-]	Součinitel spolehlivosti
$\sigma_{1,2,3}$	[MPa]	Hlavní napětí
σ_{am}	[MPa]	Amplituda napětí
σ_C	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_e	[MPa]	Ekvivalentní napětí
σ_{em}	[MPa]	Střední napětí
σ_{emax}	[MPa]	Maximální ekvivalentní napětí
σ_{emin}	[MPa]	Minimální ekvivalentní napětí
σ_{HMH}	[MPa]	Redukované napětí podle podmínky HMH
σ_{HMH_1}	[MPa]	Napětí v uzlu na povrchu součásti
σ_{HMH_2}	[MPa]	Napětí v uzlu uvnitř součásti
σ_{hn}	[MPa]	Největší hlavní napětí
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost
ψ	[-]	Stupeň izochorického zvýšení tlaku

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výpočty

PŘÍLOHA 1 - VÝPOČTY

TEPELNÁ ÚČINNOST

vrtání

$$D := 76.5 \text{ mm}$$

sací zdvih

$$z_s := 55.306 \text{ mm} \quad \text{při } \alpha := 172^\circ$$

expazní zdvih

$$z_e := 87.388 \text{ mm} \quad \text{při } \alpha := 531^\circ$$

kompresní poměr

$$\varepsilon_k := 10.5$$

Poissonova konstanta

$$k := 1.4$$

kompresní objem

$$V_{zk} := z_s \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot \pi$$

$$V_{zk} = 254.206 \text{ cm}^3$$

expazní objem

$$V_{ze} := z_e \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot \pi$$

$$V_{ze} = 401.666 \text{ cm}^3$$

objem spalovacího prostoru

$$V_k := \frac{V_{zk}}{\varepsilon_k - 1}$$

$$V_k = 26.758 \text{ cm}^3$$

expazní poměr

$$\varepsilon_e := 1 + \frac{V_{ze}}{V_k}$$

$$\varepsilon_e = 16.011$$

tepelná účinnost Ottova cyklu

$$\eta_{tO} := \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_k^{k-1}}\right) \cdot 100$$

$$\eta_{tO} = 60.959$$

tepelná účinnost Atkinsonova cyklu

$$\eta_{tA} := \left(1 - k \cdot \frac{\varepsilon_e - \varepsilon_k}{\varepsilon_e^k - \varepsilon_k^k}\right) \cdot 100$$

$$\eta_{tA} = 64.371$$

REDUKCE HMOTNOSTI OJNICE

celková hmotnost ojnice

$$m_o := 0.634 \text{ kg}$$

hmotnost pístní skupiny

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

vzdálenost osy čepu satelitu od těžiště ojnice

$$l_r := 55.2 \text{ mm}$$

vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice

$$l_p := 132.8 \text{ mm}$$

rozteč mezi oky ojnice

$$l := l_r + l_p$$

$$l = 188 \text{ mm}$$

redukovaná hmotnost posuvé části ojnice

$$m_{op} := m_o \cdot \frac{l_r}{l}$$

$$m_{op} = 0.186 \text{ kg}$$

redukovaná hmotnost rotační části ojnice

$$m_{or} := m_o \cdot \frac{l_p}{l}$$

$$m_{or} = 0.448 \text{ kg}$$

celková hmotnost posuvných částí

$$m_p := m_{ps} + m_{op}$$

$$m_p = 0.471 \text{ kg}$$

HARMONICKÁ ANALÝZA - PLANETOVÝ MECHANISMUS zrychlení

$X := \text{READEXCEL} (“..\backslash\text{DP}\backslash\text{zrychleni.xlsx}”, “\text{List1!A1:A721}”)$

$f := X$

$i := 0, 1 \dots 719$

$n_h := 720$ $n_{\text{harm}} := 20$

$k := 0 \dots n_{\text{harm}}$ $j := 0 \dots n_h - 1$

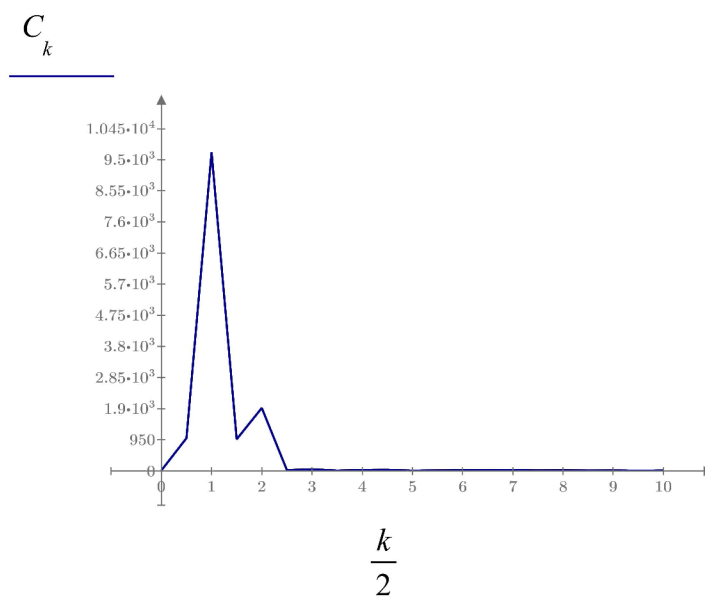
$x_j := f_j$

$$A_k := \frac{2}{n_h} \cdot \sum_{j=0}^{n_h-1} \left(x_j \cdot \cos \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_h} \right) \right)$$

$$B_k := \frac{2}{n_h} \cdot \sum_{j=0}^{n_h-1} \left(x_j \cdot \sin \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_h} \right) \right)$$

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

$$C_k = \begin{bmatrix} 15.839 \\ 1.001 \cdot 10^3 \\ 9.729 \cdot 10^3 \\ 968.1 \\ 1.923 \cdot 10^3 \\ 25.76 \\ 54.122 \\ 11.577 \\ 31.704 \\ 34.729 \\ 11.497 \\ 19.299 \\ \vdots \end{bmatrix}$$



HARMONICKÁ ANALÝZA - KLIKOVÝ MECHANISMUS zrychlení

$X := \text{READEXCEL}(\text{"..\DP\zrychleni_klik_mech.xlsx"}, \text{"List1!A1:A721"})$

$f := X$

$i := 0, 1 \dots 719$

$n_h := 720$

$n_{harm} := 20$

$k := 0 \dots n_{harm}$

$j := 0 \dots n_h - 1$

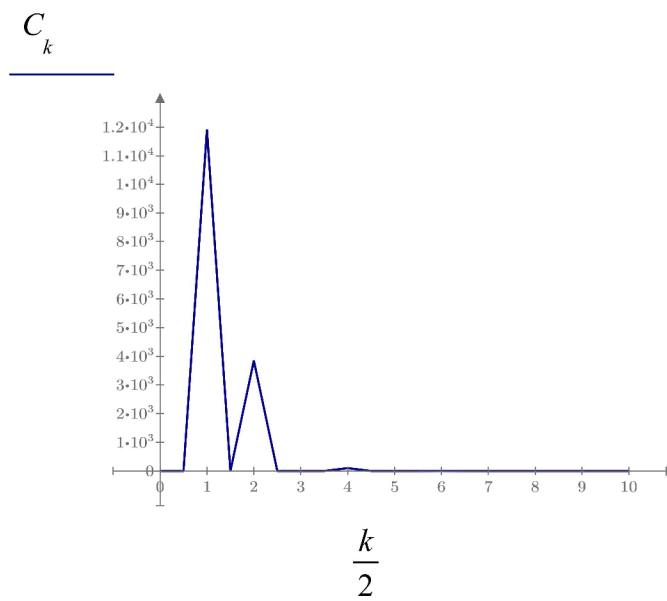
$x_j := f_j$

$$A_k := \frac{2}{n_h} \cdot \sum_{j=0}^{n_h-1} \left(x_j \cdot \cos \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_h} \right) \right)$$

$$B_k := \frac{2}{n_h} \cdot \sum_{j=0}^{n_h-1} \left(x_j \cdot \sin \left(k \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{j}{n_h} \right) \right)$$

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

$$C_k = \begin{bmatrix} 0.12 \\ 0.152 \\ 1.191 \cdot 10^4 \\ 0.006 \\ 3.848 \cdot 10^3 \\ 0.071 \\ 0.037 \\ 0.025 \\ \vdots \end{bmatrix}$$



ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ

Materiál ČSN 14 240.6 (ČSN EN 1.5069)

$$R_m := 740 \text{ MPa}$$

$$R_e := 530 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C := 300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Co} := 360 \text{ MPa}$$

$$R_m := \frac{R_m}{\text{MPa}}$$

$$R_e := \frac{R_e}{\text{MPa}}$$

$$d_{\text{vzorek}} := 7.5 \text{ mm}$$

součinitel vlivu jakosti povrchu součásti

$$a := 272$$

$$b := -0.995$$

$$\eta_\sigma := a \cdot R_m^b = 0.38$$

součinitel spolehlivosti

$$z_a := 3.091$$

$$v_\sigma := 1 - 0.08 \cdot z_a = 0.753$$

$$\sigma_{HMH_tlak} := 135.99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1_tlak} := 3.2948 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{3_tlak} := -139 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HMH_tah} := 15.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1_tah} := 16.033 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{3_tah} := -0.122 \text{ MPa}$$

hlavní napětí

$$\sigma_{hm_tlak} := \max(|\sigma_{1_tlak}|, |\sigma_{3_tlak}|)$$

$$\sigma_{hm_tlak} = 139 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{hm_tah} := \max(|\sigma_{1_tah}|, |\sigma_{3_tah}|)$$

$$\sigma_{hm_tah} = 16.033 \text{ MPa}$$

stanovení ekvivalentního napětí

$$\sigma_{e_tlak} := \text{sign}(\sigma_{3_tlak}) \cdot \sigma_{HMH_tlak}$$

$$\sigma_{e_tlak} = -135.99 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{emax} := \sigma_{e_tah} = 15.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{e_tah} := \text{sign}(\sigma_{hm_tah}) \cdot \sigma_{HMH_tah}$$

$$\sigma_{e_tah} = 15.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{emin} := \sigma_{e_tlak} = -135.99 \text{ MPa}$$

střední napětí

$$\sigma_{em} := \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} = -60.095 \text{ MPa}$$

amplituda napětí

$$\sigma_{ea} := \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} = 75.895 \text{ MPa}$$

poměrný gradient

$$\sigma_{HMH_1} := 136.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HMH_2} := 93.143 \text{ MPa}$$

$$x_{12} := 0.35758 \text{ mm}$$

$$\chi_R := \frac{1}{\sigma_{HMH_1}} \cdot \left(\frac{\sigma_{HMH_1} - \sigma_{HMH_2}}{|x_{12}|} \right) = 0.885 \frac{1}{\text{mm}}$$

korekční součinitel

$$f_G := 1 + \frac{\frac{\sigma_{Co} - 1}{\sigma_C}}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \cdot \chi_R = 1.664$$

součinitel vrubu a koncentrace napětí

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0.35 + \frac{R_e}{810}\right)} \quad S := 1 + \sqrt{\chi_R \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0.35 + \frac{R_e}{810}\right)} = 1.093$$

Goodmanovo kritérium

$$R_m := 740 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{k_G} = \frac{\beta_k}{\alpha_k} \cdot \left(\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_C \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \right)$$

$$k_G = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\alpha_k} \cdot \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_C \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}$$

$$k_G := \frac{1}{S \cdot \left(\frac{\sigma_{ea}}{\sigma_C \cdot \eta_\sigma \cdot \nu_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} \right)} = 2.03$$