

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301R016 Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Dvuhmotový setrvačník

Autor: **Tomáš ZÍDEK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš ZÍDEK**
Osobní číslo: **S11B0256P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Dvouhmotový setrvačník**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte popis činnosti čtyřdobého spalovacího motoru se zaměřením na klikový mechanismus, na působení sil v klikovém mechanismu a na vznik točivého momentu. Dále se zaměřte na nerovnoměrnosti v činnosti tohoto motoru, vznik nevyváženosti rotujících hmot a způsoby eliminace jejich působení. Proveďte konstrukční návrh vybrané strojní součásti.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Základní analýza činnosti spalovacího motoru
2. Problematika torzních kmitů na klikovém hřídeli
3. Způsoby tlumení torzních kmitů
4. Návrh konstrukčního řešení vybrané strojní součásti
5. Zhodnocení a možnosti dalšího vývoje v řešené oblasti

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

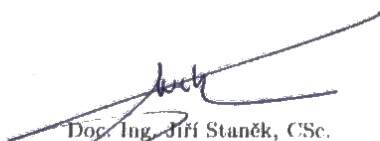
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Computer Press, 1999

VLK, F. *Vozidlové spalovací motory.* Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2003

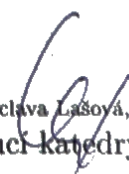
GSCHEIDLE, R. A KOL. *Tabulky pro automechaniky.* Praha: Europa-Sobotáles, 2009

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jan Roubal**
SPŠ dopravní a SOU dopravní
Datum zadání bakalářské práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání bakalářské práce: **27. června 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Zídek	Jméno Tomáš		
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Dvuhmotový setrvačnick			

FAKULTA	strojn	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	--------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	48	TEXTOVÁ ČÁST	48	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Cílem bakalářské práce je popis funkce a využití dvuhmotového setrvačnicku pro tlumení torzních kmitů klikového hřídele spalovacích motorů používaných k pohonu osobních automobilů. Práce se zabývá vznikem torzních kmitů a možnostmi jejich eliminace s důrazem na využití dvuhmotového setrvačnicku. Popisuje jednotlivé části dvuhmotového setrvačnicku, jeho činnost, dosavadní vývoj a předpoklady do budoucna. Součástí práce je též návrh primární části dvuhmotového setrvačnicku. Pro účely pevnostního výpočtu byl použit software Siemens NX 8.5.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p style="text-align: center;">dvuhmotový setrvačnick, torzní kmity, spalovací motor, píst, ojnice, energie, cyklus, komprese, klikový mechanismus, zrychlení, točivý moment, kroutivé namáhání, vibrace</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Zidek	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	2301R016 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Dual mass flywheel		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	48	TEXT PART	48	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>The theme of the bachelor thesis is the description of the function and application of dual mass flywheel for absorb torsional oscillations from combustion engine's crankshaft in passenger cars. The work deals with the emergence of the torsional oscillations and possibilities of their elimination with emphasis on the dual mass flywheel. This work describes the individual parts of the dual mass flywheel, its development and look to the future. The work also contain the proposition of the primary dual mass flywheel. The strength control of final concept was done by software simulation Siemens NX 8.5.</p>
KEY WORDS	<p>dual mass flywheel, torsional oscillations, combustion engine, piston, connecting rod, energy, cyclus, compression, crank mechanism, acceleration, torque, twisting stress, vibration</p>

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce Doc. Ing. Ladislavu Němcovi, CSc. a konzultantovi Ing. Janu Roubalovi za ochotu a vstřícnost při poskytování informací a rad potřebných pro vypracování bakalářské práce.

Obsah

1	ZÁKLADNÍ ANALÝZA ČINNOSTI SPALOVACÍHO MOTORU	11
1.1	Princip spalovacího motoru.....	11
1.2	Rozdělení pístových spalovacích motorů	11
1.3	Zdroj energie spalovacích motorů	12
1.3.1	Oktanové číslo.....	12
1.3.2	Cetanové číslo	12
1.4	Průběh hoření ve válci	13
1.5	Růst teploty a tlaku	14
1.6	Pracovní cykly	14
1.6.1	Carnotův cyklus.....	14
1.6.2	Ottův cyklus	15
1.6.3	Dieselův cyklus	15
1.6.4	Sabatův cyklus.....	15
1.7	Základní parametry pístu a válce	17
1.7.1	Kompresní poměr	17
1.7.2	Válec.....	18
1.7.3	Zdvihový objem	18
1.8	Klíkový mechanismus	19
1.9	Pohyb pístu ve válci a jeho rychlost.....	21
1.9.1	Střední pístová rychlost.....	21
1.9.2	Dráha pístu	21
1.9.3	Rychlost pístu.....	23
1.9.4	Zrychlení pístu.....	23
1.10	Průběh sil, rychlostí a točivého momentu	24
2	PROBLEMATIKA TORZNÍCH KMITŮ VE SPALOVACÍM MOTORU	25
2.1	Nerovnoměrnosti při činnosti motoru	25
2.2	Vznik torzních kmitů	27
2.3	Namáhání hlavních čepů klikového hřídele v průběhu pracovního cyklu	28
2.4	Torzní namáhání hlavních čepů klikového hřídele.....	30
2.5	Kinetická energie setrvačnicku.....	31
3	ZPŮSOBY TLUMENÍ TORZNÍCH KMITŮ	32
3.1	Setrvačnick	32
3.2	Spojková lamela.....	33
3.3	Dvouhmotová řemenice	34

3.4	Dvouhmotový setrvačnick	35
4	NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ DVOUHOTOVÉHO SETRVAČNÍKU ..	40
4.1	Návrh primární části.....	40
4.2	Okrajové podmínky	42
4.3	Vypočtené hodnoty a zhodnocení.....	43
5	ZHODNOCENÍ A MOŽNOSTI DALŠÍHO VÝVOJE	45
6	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	46
7	SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE.....	48

Přehled důležitých značek a zkratek

CAD – Computer aided design (Počítačem podporované navrhování)
CNG – Compressed natural gas (Stlačený zemní plyn)
CO₂ – Oxid uhličitý
DMF – Dual mass flywheel (Dvouhmotový setrvačnick)
DPF – Diesel particulate filter (Filtr pevných částic)
DÚ – Dolní úvrat' pístu
E85 – 85% ethanol (palivo)
E_k – Kinetická energie
EFTA – European Free Trade Association (Evropské sdružení volného obchodu)
HC – Uhlovodík
HÚ – Horní úvrat' pístu
LPG – Liquefied petroleum gas (Zkapalněný ropný plyn)
LuK – Přední světový výrobce dvouhmotových setrvačnicků
MKP – Metoda konečných prvků
NO_x – Oxidy dusíku
Sachs – Přední světový výrobce dvouhmotových setrvačnicků (skupina ZF)
SCR – Selective catalytic reduction (Selektivní katalytická redukce)
Von-Mises – Kritérium maximálního napětí

c_s – střední pístová rychlost
ε_k – kompresní poměr
V_k – kompresní objem válce
V_m – zdvihový objem motoru
V_v – zdvihový objem válce
z – zdvih pístu
λ – ojnicní poměr

Užité veličiny a jejich jednotky

p	[bar]	tlak
f	[Hz]	frekvence
P	[kW]	výkon
p	[MPa]	tlak
F	[N]	síla
M	[Nm]	kroučící moment

1 Základní analýza činnosti spalovacího motoru

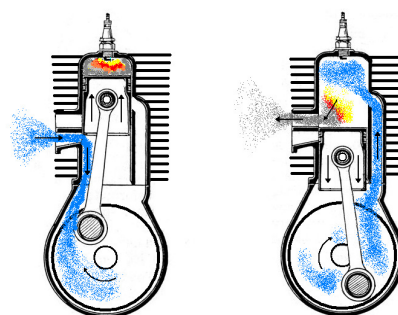
1.1 Princip spalovacího motoru

Spalovací motor je mechanický tepelný stroj, který oxidací uhlovodíků přeměňuje jejich chemickou energii nejprve na energii tepelnou a pak na mechanickou. Mechanická energie vzniká působením tlaku plynů na píst, jehož přímočarý pohyb je klikovým mechanismem převeden na rotační pohyb. Vzniklý točivý moment pak využíváme k pohonu dopravního prostředku. V této práci se dále budu zabývat pouze pístovými spalovacími motory, které obvykle slouží k pohonu silničních vozidel.

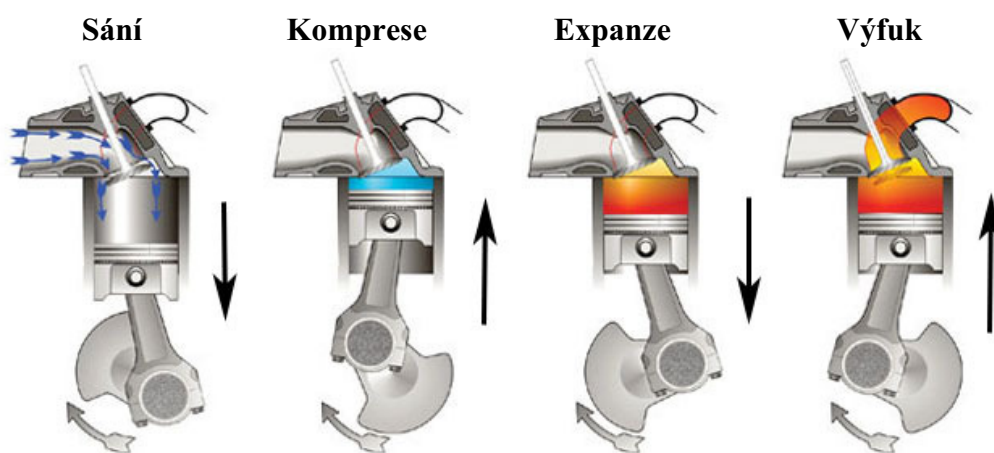
1.2 Rozdělení pístových spalovacích motorů

Rozděluje se dle různých hledisek. Mezi nejčastěji používaná patří:

- 1) Podle pracovních dob
 - dvoudobé
 - čtyřdobé



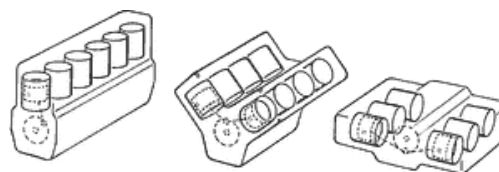
obr. 1: schéma dvoudobého spalovacího motoru -
1) sání a expanze; 2) výfuk a přefuk [1]



obr. 2: schéma čtyřdobého spalovacího motoru [2]

- 2) Podle zapalování
 - zážehové (benzín, alkoholy, plyn, vodík)
 - vznětové (motorová nafta, lehké oleje)

- 3) Podle počtu a uspořádání válců
 - řadové
 - vidlicové
 - W motory
 - s protilehlými písty



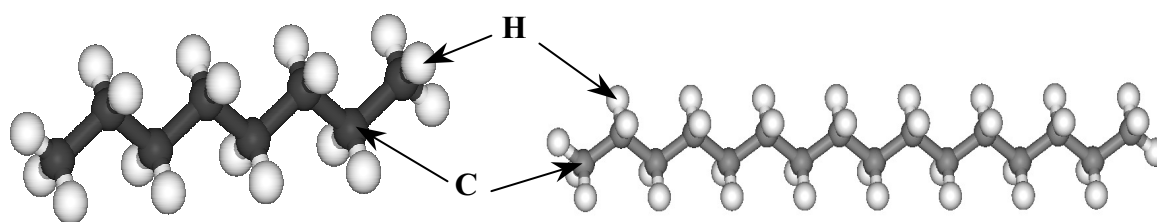
obr. 3: schéma uspořádání válců - zleva
řadové, vidlicové, s protilehlými písty [3]

1.3 Zdroj energie spalovacích motorů

Zdrojem energie jsou směsi uhlovodíků v různých formách, případně čistý vodík. Tyto látky nazýváme palivo nebo pohonné hmoty a používají se ve skupenství kapalném i plynném. Nejrozšířenější jsou kapalná paliva ropného původu, která jsou pro použití ve spalovacích motorech upravována aditivy, látkami zlepšujícími jejich potřebné vlastnosti.

Pro pohon automobilů jsou často palivem různé směsi. V minulosti byl používán např. petrolej či generátorový plyn, dnes je pro pohon vozidel používáno především benzín, nafta, bioetanolu E85, metylesteru řepkového oleje, či plyných látek, kterými je především zkapalněný ropný plyn (LPG) nebo stlačený zemní plyn (CNG). Samostatnou kapitolou je pak využívání vodíku či elektřiny v elektromobilech.

Hlavními palivy pro pohon silničních vozidel jsou dnes benzín a nafta. Benzín a nafta jsou hořlavé kapaliny získávané frakční destilací ropy. Ropa je směs alkanů, cykloalkanů a arenů, jejichž vzájemný poměr se různí podle místa výskytu. Některé ropy obsahují i větší množství dusíkatých a sírných látek, které ztěžují jejich chemické zpracování. Po odstranění vody a hrubých částic se ropa zpracovává kontinuálně v destilačních kolonách. V nich se získávají mj. benzínová frakce s teplotou varu do 180 °C a plynový olej s teplotou varu do 400 °C. Benzínová frakce je dále zpracovávána a jejím hlavním použitím je palivo pro zážehové motory. Plynový olej se dále krakováním zpracovává a používá se především jako motorová nafta. [4] Základní složkou benzínu je oktan (C_8H_{18}), obdobně pak u nafty cetan ($C_{16}H_{34}$).



obr. 4: model oktan (vlevo) a cetan (vpravo)

Palivo	Benzín	Nafta
Chemický vzorec	C_8H_{18}	$C_{16}H_{34}$
Výhřevnost [MJ/kg]	43,6	42,7
Hustota [kg/m^3]	750	840

tab. 1: základní parametry benzínu a nafty

1.3.1 Oktanové číslo

Základním parametrem benzínu je oktanové číslo. To udává odolnost paliva proti samovznícení při kompresi ve válci zážehového motoru. V Evropě je dnes používáno palivo s oktanovým číslem 95 nebo 98 pod označením Natural 95, resp. Natural 98.

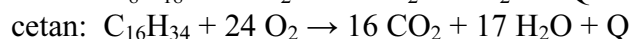
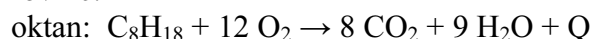
1.3.2 Cetanové číslo

Cetanové číslo udává kvalitu motorové nafty z hlediska její vznětové charakteristiky a popisuje tak ochotu nafty vznítit se po vstříknutí do spalovacího prostoru motoru.

1.4 Průběh hoření ve válci

Pohonné látky jsou přiváděny do motoru a jsou směřovány se vzduchem. U zážehových motorů dochází ke smísení před vstupem do válců motoru a vytvoření palivové směsi. U vznětových pak až přímo ve válcích. Ve spalovacím motoru proběhne sloučení uhlovodíků s kyslíkem, který je do motoru přiveden v podobě vzduchu. Při této chemické reakci se uvolní tepelná energie, která je využívána pro činnost spalovacího motoru. Cílem směšovacího procesu je dosáhnout co nejjemnějšího rozptýlení uhlovodíků ve vzduchu a dosažení tím co nejlepších podmínek pro průběh oxidace uhlovodíků, tj. hoření jejich směsi se vzduchem.

Oxidace uhlovodíků (viz předcházející kapitola), tedy hoření probíhá podle následujících rovnic:



Rovnice jsme upravili a získali tak stechiometrické koeficienty. Z toho vychází směšovací poměr pohonné látky a vzduchu, který je potřebný pro co nejdokonalejší průběh reakce.

Dosadíme relativní atomové hmotnosti do levé strany rovnice. Relativní atomová hmotnost uhlíku (C) je 12,01, vodíku (H) 1,01 a kyslíku (O) 16,00. Zapsáním v poměru uhlovodík : vzduch získáme:

$$\text{oktan: } 8 \times 12,01 + 18 \times 1,01 : 12 \times 2 \times 16,00$$

$$\text{cetan: } 16 \times 12,01 + 34 \times 1,01 : 24 \times 2 \times 16,00$$

Po vynásobení a sečtení dostáváme:

$$\text{oktan: } 114,26 : 384$$

$$\text{cetan: } 226,50 : 768$$

Protože se na spalování nepoužívá čistý kyslík, ale vzduch a hmotnostní podíl kyslíku ve vzduchu je přibližně 0,23 kg/kg, vydělíme relativní hmotnost kyslíku tímto poměrem, tedy:

$$\text{oktan: } 114,26 : 1669,57$$

$$\text{cetan: } 226,50 : 3339,13$$

Nyní poměr vydělíme tak, aby na levé straně byla vždy 1, získáme tak relativní množství vzduchu potřebné na 1 jednotku paliva.

$$\text{oktan: } 1 : 14,61$$

$$\text{cetan: } 1 : 14,74$$

Lze tedy psát, že relativní potřeba vzduchu na 1 kg benzínu je 14,61 kg. U nafty pak analogicky je pro spálení 1 kg nafty teoreticky potřeba 14,74 kg.

Dosažením hustoty lze též vypočítat poměr objemů. Dosadíme-li za vzduch 1,29 kg/m³, za benzín 750 kg/m³ a za naftu 840 kg/m³, pak získáme:

$$\text{benzín: } 0,0013 : 11,3256$$

$$\text{nafta: } 0,0012 : 11,4264$$

Po úpravě tedy 1 litru benzínu teoreticky odpovídá 8712 litrů vzduchu, resp. 9522 litrů vzduchu u nafty.

1.5 Růst teploty a tlaku

Při činnosti spalovacího motoru je vzduch nebo jeho směs s pohonnou látkou nasáván do válců motoru a stlačován tak, aby teplota ve válci dosáhla hodnoty potřebné pro zapálení směsi. Chemická reakce, tj. hoření směsi je pak zahájena samovznícením v případě nafty nebo zapálením elektrickou jiskrou u benzínových motorů. K samovznícení dochází při dosažení komprese, kdy se nasátý vzduch vlivem stlačení extrémně zahřeje a vstříknuté palivo se okamžitě samovolně vznítí. V průběhu reakce se uvolní tepelná energie, která způsobí prudký nárůst teploty a následně tlaku ve válci. Tento tlak pak působí na dno pístu a posunuje jej ve válci směrem k dolní úvrati.

1.6 Pracovní cykly

Spalovací motor vykonává výše popsané děje, které se neustále opakují a pokaždé se vrací do původního stavu. Z termodynamického hlediska tak mluvíme o kruhovém ději, běžně nazývaném cyklu.

1.6.1 Carnotův cyklus

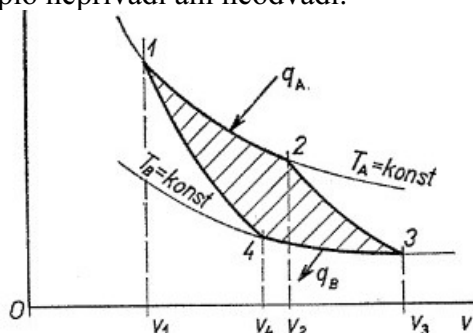
Carnotův cyklus byl navržen Sadi Carnotem r. 1824 za účelem definování cyklu, který by získal maximální možnou práci z tepla přivedeného v pracovní látce. [5] Carnotův cyklus se skládá z izotermické expanze (body 1 - 2), adiabatické expanze (body 2 - 3), izotermické komprese (body 3 - 4) a adiabatické komprese (body 4 - 1). Přivedené teplo mezi body 1 - 2 lze vyjádřit jako:

$$q_A = r \cdot T_A \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [5] \quad \begin{array}{l} T \dots \text{Teplota} \\ v \dots \text{přivedené teplo} \end{array}$$

Analogicky pak odebrané teplo mezi body 3 - 4 popisuje vztah:

$$q_B = r \cdot T_B \cdot \ln \frac{v_3}{v_4} \quad [5] \quad \begin{array}{l} T \dots \text{Teplota} \\ v \dots \text{přivedené teplo} \end{array}$$

Mezi body 2 - 3 a 4 - 1 se teplo nepřivádí ani neodvádí.



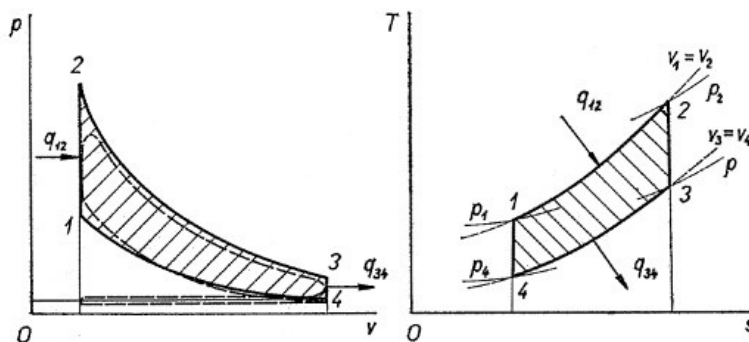
obr. 5: p - v diagram Carnotova cyklu [6]

Není však možné sestavit spalovací motor, který by pracoval podle Carnotova cyklu. Proto byly zavedeny teoretické, tzv. porovnávací cykly. Jejich účinnost je ale vždy menší než u Carnotova cyklu a zároveň vždy větší než u skutečných motorů. Pro porovnávací cykly platí následující předpoklady [7]:

- cyklus je uzavřený a periodicky se opakuje se stejnou látkou
- pracovní látka je ideální plyn s konstantními měrnými tepley
- stroj pracuje bez tření a bez tepelných ztrát způsobených sdílením tepla

1.6.2 Ottův cyklus

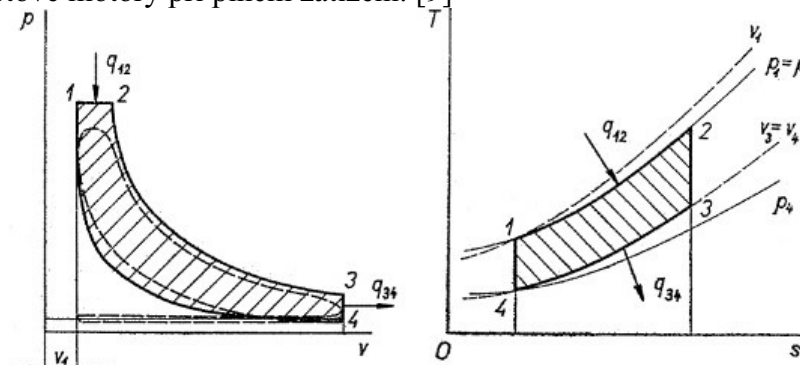
Ottův cyklus popisuje práci tepelného stroje, kde přívod a odvod tepla se uskutečňuje ve velmi krátkém čase, tedy beze změny pohybu pístu. Takové zjednodušení lze použít pouze pro zážehové motory, kde je rychlost spalování (přívod tepla) dostatečně vysoká. [8] Odvod tepla je realizován výměnou plynů. Teplo je přiváděno a odváděno podle izochor (body 1 - 2 a body 3 - 4).



obr. 6: p - v a T - s diagram Ottova cyklu [6]

1.6.3 Dieselův cyklus

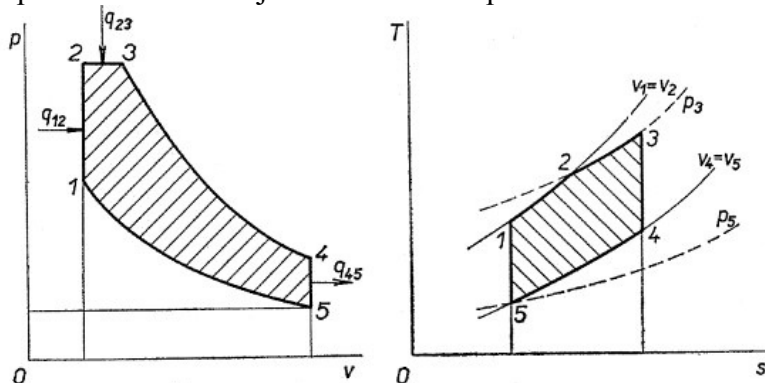
U Dieselova cyklu probíhá přívod tepla plynule během expanze. Odvod tepla se pak uskuteční ve velmi krátkém čase, tzn. beze změny pohybu pístu. Takovéto zjednodušení lze použít pro vznětové motory při plném zatížení. [9]



obr. 7: p - V a T - s diagram Dieselova cyklu [6]

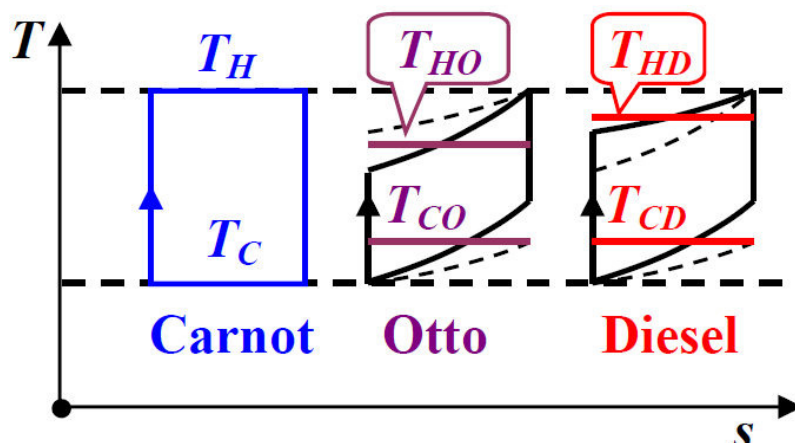
1.6.4 Sabatův cyklus

Sabatův cyklus vychází z Dieselova cyklu, narozdíl od něj však počítá se smíšeným přívodem tepla. Tajemství smíšeného přívodu tepla tkví ve velmi rychlé indukci nafty do válce. Palivo pak hoří částečně při konstantním objemu a částečně i při konstantním tlaku. [10]



obr. 8: p - V a T - s diagram Sabatova cyklu [6]

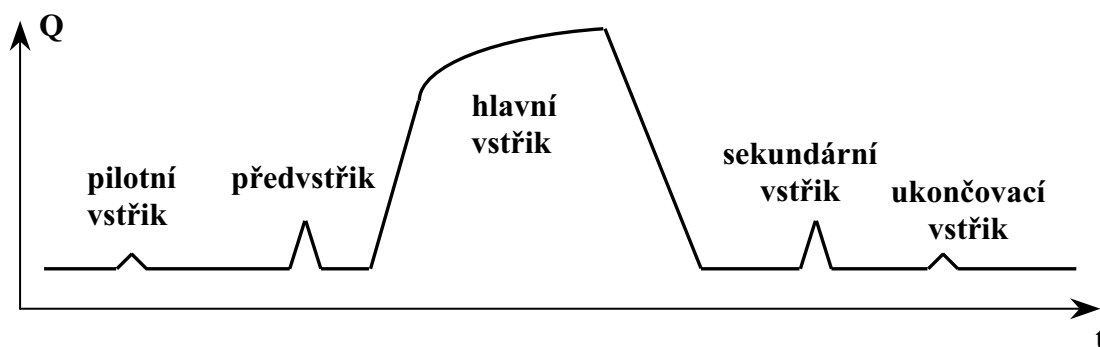
Skutečné cykly reálných motorů však nekopírují výše uvedené cykly a jejich účinnost je tak ještě nižší.



obr. 9: porovnání účinnosti cyklů v T - s diagramu [11]

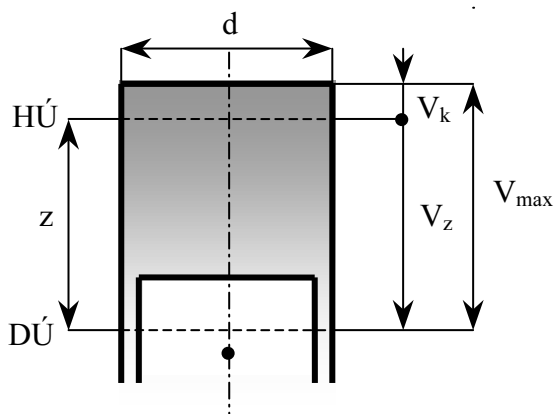
Ottův cyklus má oproti Carnotovu cyklu relativně malou termickou účinnost, jelikož se jeho průměrné teploty v oblasti přívodu a odvodu tepla výrazně liší od Carnotova cyklu. Dieselův cyklus má větší termickou účinnost než Ottův cyklus, protože jeho průměrná teplota v oblasti přívodu tepla se více blíží Carnotovu cyklu. [11]

U dieselových motorů dochází k efektu tzv. prodlevy vznícení. První částice paliva vstříknuté do spalovacího prostoru se nevznítí ihned, ale až po určité době během níž se kapičky paliva částečně odpaří a dochází k jejich chemickému štěpení. Od začátku vstříku do vznícení prvních částic paliva bylo však do motoru dopraveno další palivo, které po vznícení prvních částic velmi prudce detonačně shoří. Tím velmi rychle vzroste tlak plynů ve válci a nastává tlakový ráz, který se projevuje akusticky klepáním motoru. Další vstříkované palivo již odhořívá průběžně. [12] Tento jev lze tedy označit za jednu z hlavních příčin hlučnosti naftového motoru. Detonační hoření se též negativně projevuje lokálním tepelným zatížením motoru a mechanickými rázy. Z důvodu co největší eliminace tohoto jevu využívají vozidla s přímým vstříkem paliva tzv. předvstřík. Předvstřík je menší dávka paliva vstříknutá do válce těsně před samotným hlavním vstříkem (viz schéma). K dosažení takového vstříku se používají dvoupružinové vstříkovače nebo dnes především elektronicky řízené vstříkávání, které umožňují i další vstříky. To je především sekundární vstřík, jehož cílem je redukovat (spálit) pevné částice, tj. saze. A dále se ještě provádí pilotní vstřík a ukončovací vstřík. Pilotní vstřík slouží ke správnému načasování a ukončovací vstřík má za úkol regulovat teplotu spalin.



obr. 10: schéma množství vstříku paliva v závislosti na čase

1.7 Základní parametry pístu a válce



HÚ – horní úvrať pístu
DÚ – dolní úvrať pístu
 V_{\max} – maximální objem válce
 V_k – kompresní objem válce
 V_v – zdvihový objem válce
 d – průměr válce
 z – zdvih pístu
 l – délka ojnice
 r – vyosení čepu od kliky
 i – počet válců motoru

obr. 11: schéma válce a pístu

1.7.1 Kompresní poměr

Kompresní poměr udává poměr mezi objemem nasáté a stlačené směsi. Lze ho vyjádřit pomocí vztahu:

$$\varepsilon_k = \frac{V_k + V_v}{V_k}$$

Kompresní poměr je třeba při konstrukci motoru volit s ohledem na užití vozu a na technologickou náročnost výroby. Tento poměr má také zásadní vliv pro využití energetického potenciálu paliva při nízkých emisích výfukových plynů. [13]

Vzhledem k vlastnostem spalované směsi a způsobu zapalování, které byly uvedeny v předchozí kapitole, je zřejmé, že vyššího kompresního poměru budou dosahovat vznětové motory. Obecně lze říci, že vyšší kompresní poměr přináší vyšší výkon při velkých zatíženích a vyšší účinnost. Tento nárůst však není lineární. [14]

Zážehové motory

Kompresní poměr se u zážehových motorů obvykle pohyboval od 8:1 do 13:1. K dosažení vysokých kompresí je potřeba vhodné palivo. To by mělo mít co nejvyšší oktanové číslo. Dnes zpravidla atmosférické zážehové motory nepřesahují poměr 11:0 z důvodu omezení jevu zvaného "klepání". Ke klepání dochází, když palivová směs ve válci nemá správnou odezvu na zapalovací svíčku, ale v jednom nebo více ohniscích dojde k zážehu mimo běžný spalovací postup. [15] V nespálené části směsi se překročí zápalná teplota ještě před čelem plamene a tím nastane prudké nekontrolovatelné spalování s rychlostí šíření plamene až 1000 m/s. [12] To se projevuje klepavým chodem motoru U přeplňovaných motorů, ať už turbodmychadlem nebo kompresorem, bývá poměr 10,5:1 a nižší. Vzduch a palivová směs je totiž již značně komprimovaná před vstupem do válce.

Vznětové motory

U vznětových motorů kompresní poměr obvykle dosahuje hodnot od 14:1 do 23:1. Vhodný kompresní poměr pro daný motor závisí mimo jiné na konstrukci hlavy válců. U přímého vstřikování paliva jsou běžné hodnoty od 14:1 do 16:1, u nepřímého pak od 18:1 do 23:1. [16]

V posledních dvou desetících let dochází ke zvětšování plnicího tlaku stále výkonnějšími turbodmychadly a růstu vstřikovacích tlaků. Současná třetí generace nejrozšířenějšího vstřikovacího systému common-rail s piezoelektrickými vstřikovači dosahuje vstřikovacího tlaku paliva až 3000 barů, tj. 300 MPa. [17] Tomu je potřeba upravit kompresní poměr, a tak můžeme sledovat jeho vývoj.

V následující tabulce si jej ukážeme na německých vozech vyšší střední třídy BMW řady 5 a Audi A6. Konkrétně tedy na vznětových motorech BMW a koncernu Volkswagen. V tabulce je navíc pro zajímavost uveden jeden z nejúspěšnějších sériově vyráběných vozidel všech dob - Volkswagen Lupo 3L, s udávanou kombinovanou spotřebou 3 litry nafty na 100 km. Za tuto dodnes nepřekonanou cifru vděčí jednak velmi nízké hmotnosti, kdy bylo mnoho dílů sériového Lupa nahrazeno odlehčenými - hliníkovými, a pak právě motoru 1.2 TDI upravenému speciálně pro tuto verzi Lupa.

Vůz	Zdvihový objem [cm ³]	Počet a uspořádání válců	Kompresní poměr
BMW 525tds (1995)	2498	R6 TA	22,0
Audi A6 2.5 TDI (1995)	2461	R5 TA	20,0
BMW 525d (2003)	2497	R6 TA	17,5
Audi A6 2.5 TDI (2003)	2496	V6 TA	18,5
BMW 535d (2013)	2993	R6 TA	16,5
Audi A6 3.0 TDI (2013)	2967	V6 TA	16,8
Volkswagen Lupo 3L (2002)	1191	R3 TA	19,5

tab. 2: vybrané parametry některých automobilů [18]

1.7.2 Válec

Válec je dole spojen s prostorem klikového mechanismu tak, aby zde mohla běhat ojnice. Nahoře je válec uzavřen hlavou válce. Ta obsahuje ventily, zapalovací svíčky nebo vstřikovače. Dále kanály pro přívod vzduchu či palivové směsi a pro odvod spalin.

1.7.3 Zdvihový objem

Zdvihový objem válce se vypočte jako objem mezi jednotlivými úvratěmi pístu HÚ a DÚ, tedy:

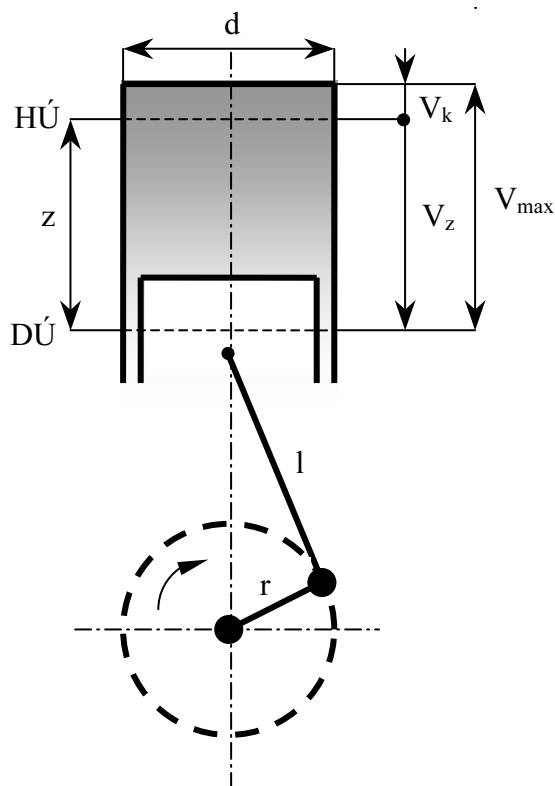
$$V_v = \frac{\pi d^2}{4} z$$

Zdvihový objem motoru pak získáme přenásobením výše zmíněného vztahu počtem válců i , tedy:

$$V_m = \frac{\pi d^2}{4} z \cdot i$$

1.8 Klikový mechanismus

Základním účelem klikového mechanismu je přeměňování posuvného pohybu pístu ve válcí na pohyb rotační.

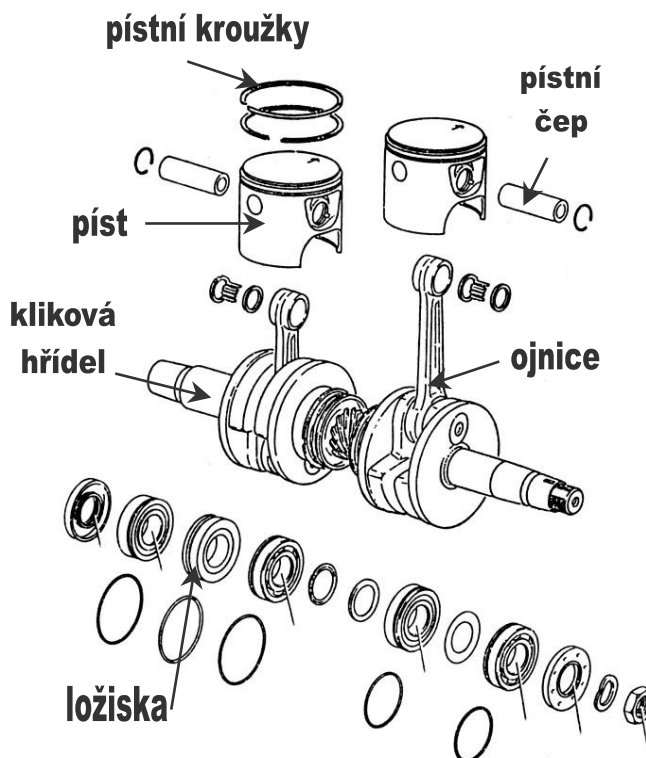


HÚ – horní úvrať pístu
DÚ – dolní úvrať pístu
 V_{max} – maximální objem válce
 V_k – kompresní objem válce
 V_z – zdvihový objem válce
 d – průměr válce
 z – zdvih pístu
 l – délka ojnice
 r – vyosení čepu od kliky
 i – počet válců motoru

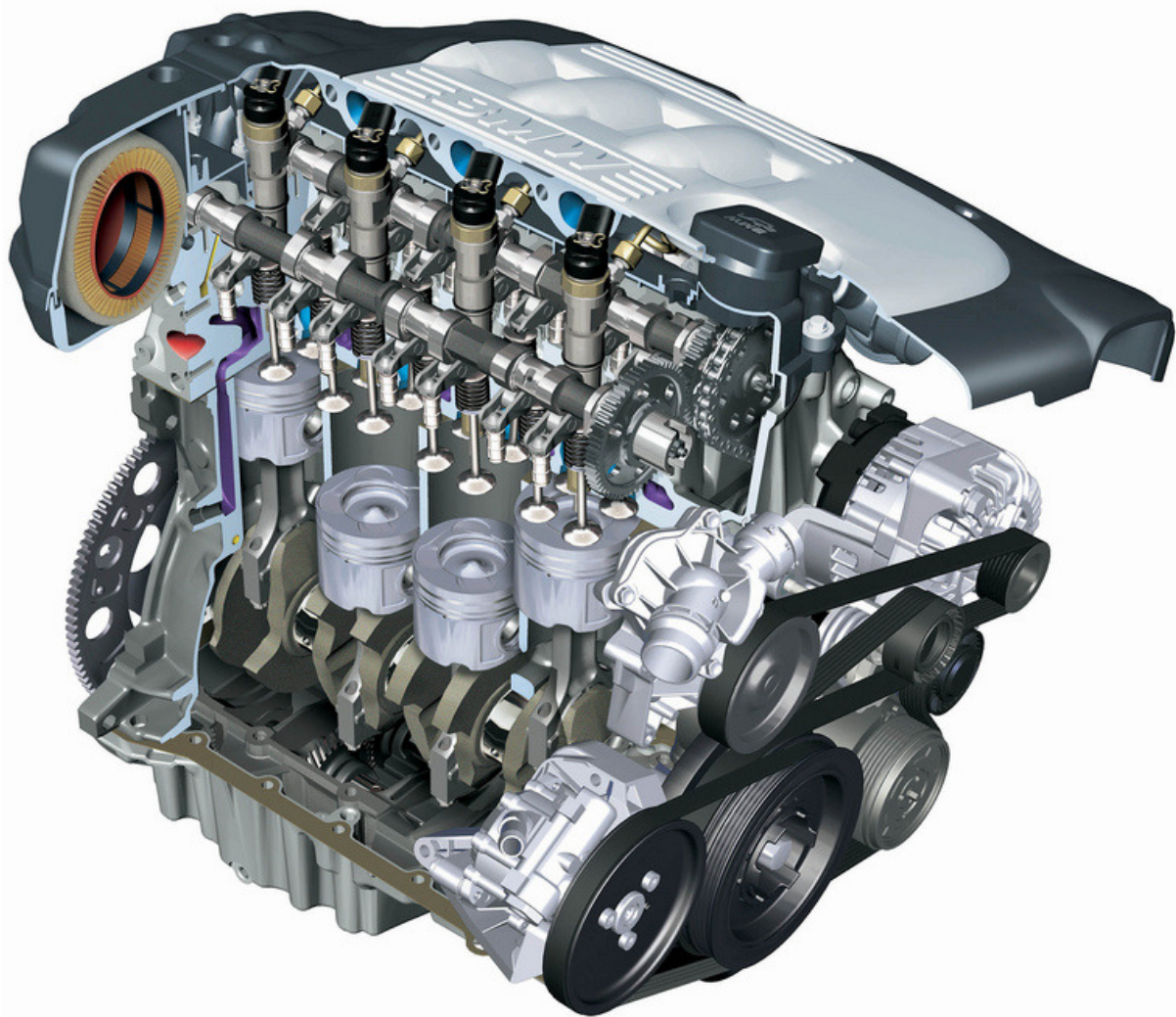
obr. 12: schématické znázornění klikového mechanismu

Klikový mechanismus se skládá z pístu, který zachytává spalovací tlak a přenáší ho dále. Na pístu jsou nasazeny pístní kroužky (těsnící a stírací), které utěsňují spalovací prostor a očišťují válec od nečistot z oleje. Dále z pístního čepu, který zajišťuje otočné spojení s ojnici. Ojnice přenáší síly na klikovou hřídel a převádí posuvný pohyb na rotační. Kliková hřídel pak spojuje síly z jednotlivých pístů a uložení v ložiskách zajišťuje spojení s blokem motoru.

Píst a pístní čep konají přímočarý vratný pohyb, ojnice koná pohyb obecný a klika pak pohyb rotační.



obr. 13: sestava klikového mechanismu [19]



obr. 14: průhled motorem BMW [20]

Základním parametrem klikového mechanismu je tzv. ojnicní poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

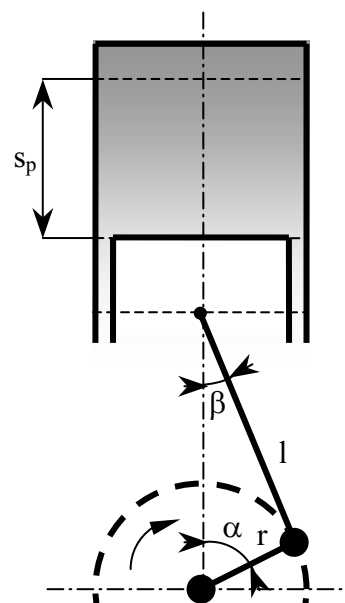
Poměr obvykle nabývá hodnot v rozmezí 0,2 - 0,4.

Důležitým parametrem klikového mechanismu je úhel α , který udává otočení kliky od počáteční polohy. Pomocí následujících vztahů pak lze vyjádřit úhel odklonu ojnice β a dráhu pístu s_p :

$$l \cdot \sin \beta = r \cdot \sin \alpha$$

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)$$

$$s_p = l + r - l \cdot \cos \beta - r \cdot \cos \alpha$$



obr. 15: schématické znázornění klikového mechanismu

1.9 Pohyb pístu ve válci a jeho rychlost

1.9.1 Střední pístová rychlost

Hodnota střední pístové rychlosti je závislá na zdvihu pístu a na otáčkách motoru. Její hodnota je hlavním měřítkem rychloběžnosti motoru. Můžeme ji vypočítat jako:

$$c_s = \frac{2 \cdot n \cdot z}{60}$$

c_s = střední pístová rychlost
 n = otáčky za minutu
 z = zdvih pístu [m]

[21]

Motory pak dle střední pístové rychlosti můžeme rozdělit na:

c_s [m/s]	Typ
< 6,5	pomaloběžné motory
6,5 - 10	středněběžné motory
> 10	rychloběžné motory

tab. 3: rozdělení motorů

1.9.2 Dráha pístu

Bod H zobrazuje pozici pístního čepu, je-li píst poloze pro horní úvrať. Tato pozice je v každé poloze natočení klikového mechanismu posunuta o vzdálenost a , která udává rozdíl mezi účinnou plochou pístu a pístního čepu. Vzdálenost b pak udává rozdíl poloh pístních čepů v každém okamžiku. Můžeme ji vypočítat jako:

$$b = l + r - (l \cdot \cos \beta + r \cdot \cos \alpha)$$

což lze upravit na tvar:

$$b = l(1 - \cos \beta) + r(1 - \cos \alpha)$$

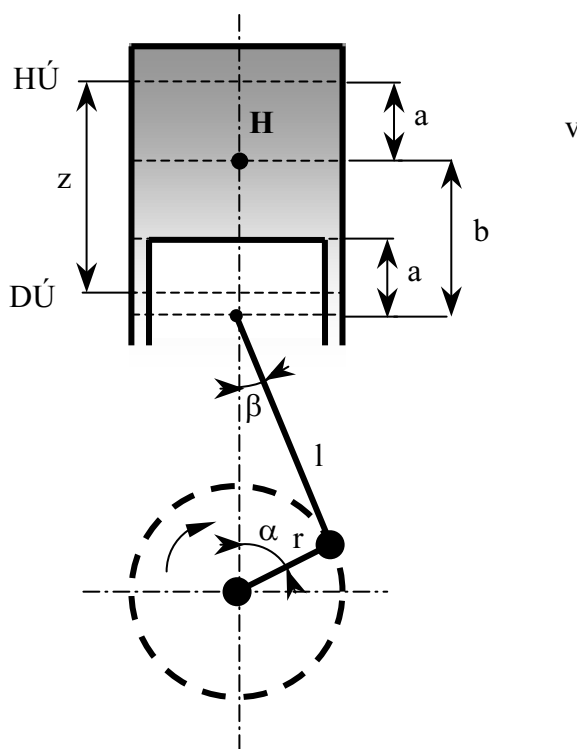
$$b = r \cdot \left((1 - \cos \alpha) + \frac{l}{r} (1 - \cos \beta) \right)$$

Následně využijeme vztahu pro tzv. ojnicní poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l}$$

Po dosazení do vztahu odvozeného v kapitole klikový mechanismus dostaneme:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha)$$



obr. 17: schématické znázornění klikového mechanismu

Upravíme jej do tvaru vhodného pro dosazení do vzorce na výpočet vzdálenosti b:

$$\sin \beta = \lambda \cdot \sin \alpha$$

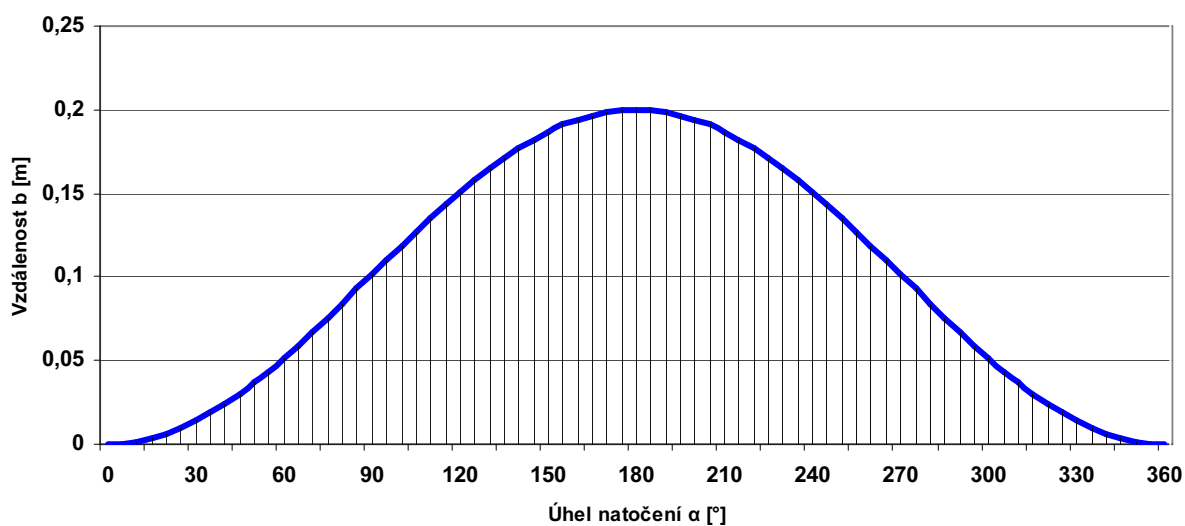
$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Výchylka β dosahuje hodnot asi $\pm 20^\circ$. Do rovnice výše dosadíme pouze pro kladnou hodnotu a dostaneme:

$$b = r \cdot \left((1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - (\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \right) \right)$$

Po použití věty pro binomický rozvoj a rozepsání $\sin \alpha$ podle sinové věty dojdeme k výslednému vztahu:

$$b = r \cdot \left((1 - \cos \alpha) + \frac{r}{4 \cdot l} (1 - \cos(2\alpha)) \right) \quad [22]$$



obr. 18: graf vzdálenosti pístu od horní úvrati v závislosti na úhlu natočení ojnice

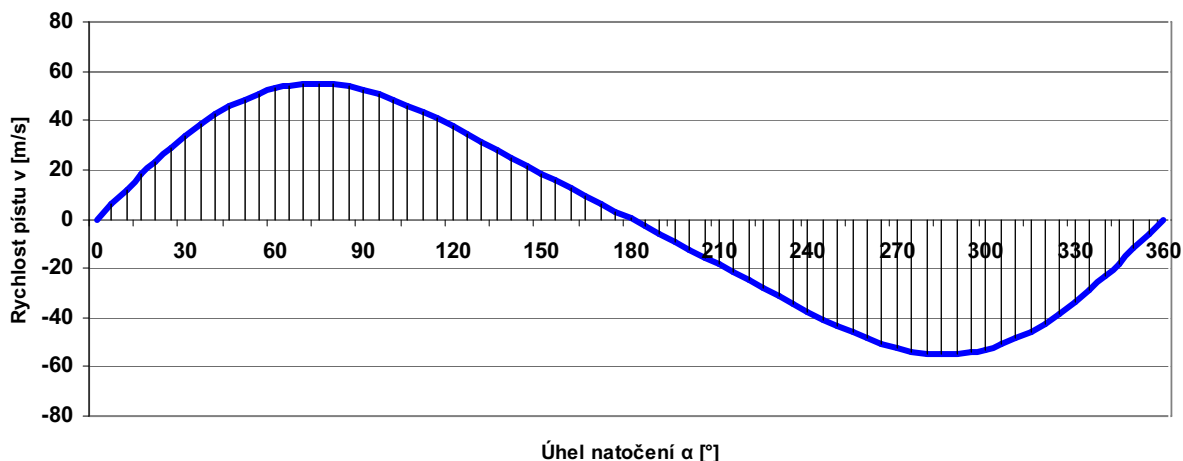
1.9.3 Rychlost pístu

Rovnici popisující rychlost pístu získáme derivováním rovnice pro dráhu podle času, tj.:

$$v = \frac{db}{dt}$$

a získáme:

$$v = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad [22]$$



obr. 19: graf rychlosti pístu v závislosti na úhlu natočení ojnice

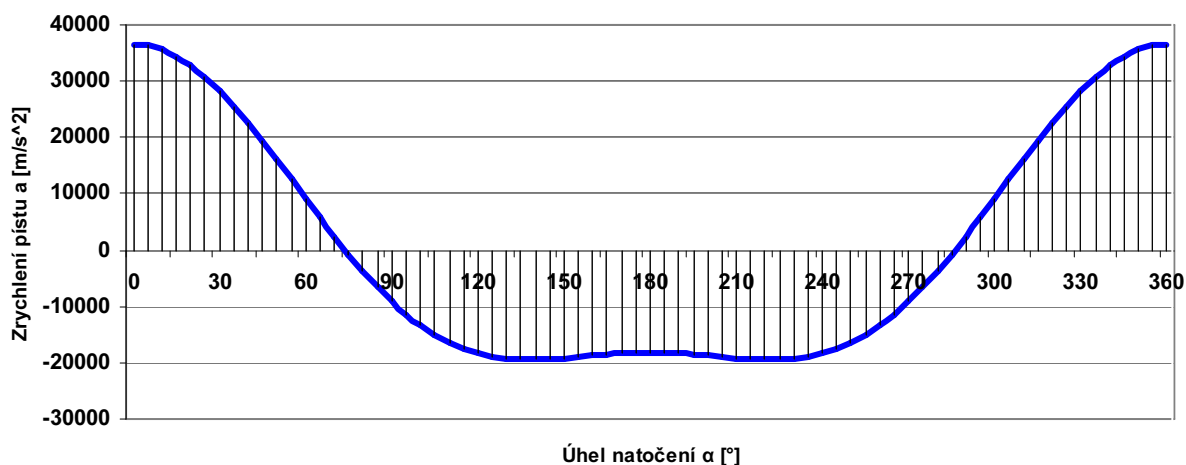
1.9.4 Zrychlení pístu

Obdobně jako rychlost získáme i zrychlení. Můžeme jej získat derivací rychlosti dle času nebo z rovnice pro dráhu, tj.:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2b}{dt^2} = \frac{d(v)^2}{2db}$$

Využijeme prvního vztahu a získáme:

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad [22]$$



obr. 20: graf zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení ojnice

1.10 Průběh sil, rychlostí a točivého momentu

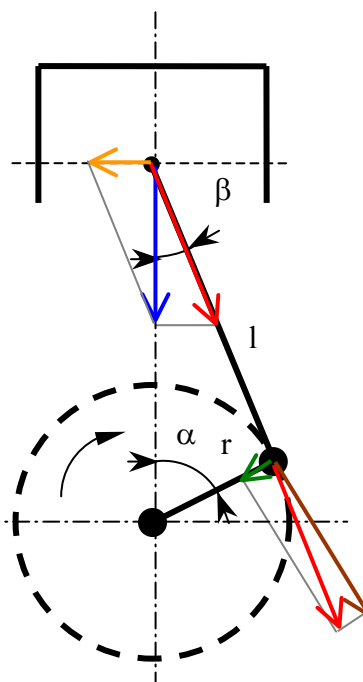
Tlak spalín ve spalovacím prostoru vyvolá sílu F_p , působící směrem dolů v ose válce. Tu lze v pístním čepu rozložit na dvě složky - složku F_o působící v ose ojnice a normálovou složku F_N působící kolmo na osu válce. Sílu F_o můžeme posunout po směru působení do místa spojení s klikovou hřídelí. Zde sílu rozložíme do radiální složky F_R a tečné F_T . Točivý moment je pak dán jako součin síly a ramene. Můžeme tedy vyjádřit točivý moment:

$$M = F_T \cdot r$$

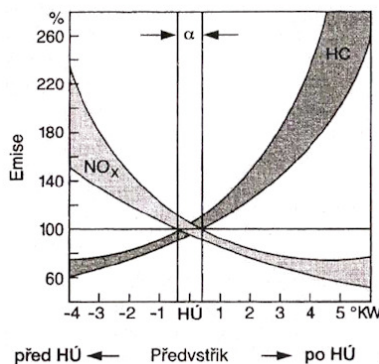
Maximální točivý moment je dosažen tehdy, svírá-li ojnice a klika pravý úhel. V takovém případě je totiž síla $F_R = 0$, neboť při rozkladu síly F_o na složky se síla F_T rovná síle F_o . F_T tak dosahuje maximální hodnoty. Ze vzorce výše je pak zřejmé, že je v tomto okamžiku i největší moment, neboť poloměr kliky r je konstantní.

Největší tlak plynů by měl na píst působit tehdy, je-li klikový mechanismus natočen o 15° po průchodu horní úvratí.

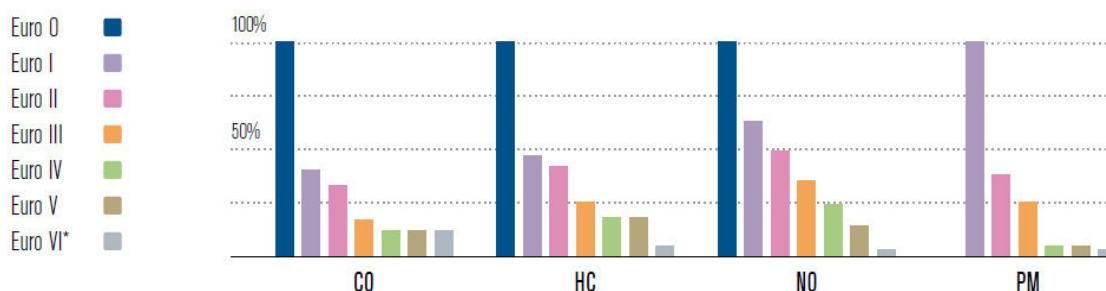
Správné načasování je též důležité z důvodu optimálních emisí, resp. co nejnižších oxidů dusíku a nespálených uhlovodíků. Maximální množství obou těchto složek je v Evropské Unii regulováno emisními předpisy EURO (viz obr. 23).



obr. 21: schématické znázornění klikového mechanismu se zanesenými silami



obr. 22: graf vyprodukovaných emisí NO_x a HC v závislosti na úhlu natočení ojnice [23]



obr 23: vývoj emisí výfukových plynů u komerčních vozidel dle specifikace EURO [24]

2 Problematika torzních kmitů ve spalovacím motoru

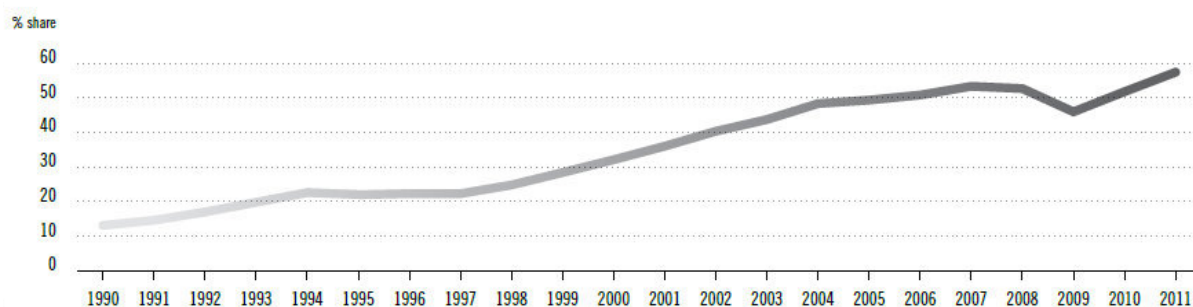
2.1 Nerovnoměrnosti při činnosti motoru

Z první kapitoly vyplývá, že hrubší chod mají motory vznětové, které tedy také vytvářejí nerovnoměrnější chod. Proto se v následujících kapitolách budeme věnovat pouze jim.

Vznětové motory se nacházejí v téměř 60% nově prodaných vozidlech v Evropské Unii. Průběh nárůstu jejich podílu na trhu dokazuje graf níže. Přesto jsou naftové motory v osobních automobilech doménou pouze "starého kontinentu". V ostatních částech světa mají výrazně nižší význam. Je to způsobeno především dvěma faktory.

Za prvé tlak Evropské Unie na snižování emisí, což se u naftových motorů dalo dosáhnout dosazením turbodmychadla a mezichladiče plnicího vzduchu, a splnit tak snáze EURO limity. Navíc se tak vznětovým motorům výrazně zvýšila dynamika a přiblížily se tak benzínovým motorům. Od emisních limitů EURO 4, resp. EURO IV (čísla jsou označovány normy pro osobní vozy, římskými číslicemi pak pro nákladní) došlo k výraznému poklesu pevných částic (viz obr. 23), což u naftových motorů vyžaduje přítomnost filtrů pevných částic (DPF) či systému SCR. To výrazně komplikuje a prodražuje provoz vozidel s naftovými motory. [25] Dalším významným milníkem bude v tomto směru emisní předpis Euro 6, který dále dramaticky snižuje množství emisí. Trendem posledních let je tak příklon zpět k zážehovým jednotkám, které s nástupem modernějších technologií mohly být též osazeny turbodmychadly. Osazení turbodmychadel na naftové motory je jednodušší z důvodu nižší teploty spalin než u benzínových motorů. U benzínových motorů jsou tak kladeny vyšší nároky na materiály turbodmychadel.

Za druhé pak velmi vysoká cena pohonných hmot v Evropské Unii. Cena benzínu a nafty je v Evropě mnoho desítek let výrazně vyšší než např. v USA, Rusku či většině asijských států, kde je cena benzínu dlouhodobě přibližně poloviční. [26] Zážehové jednotky, které jsou levnější, avšak mají vyšší spotřebu pohonných hmot. Jsou tak při levném benzínu ekonomičtější.



obr. 24: podíl nově prodaných diesellových vozidel v zemích EU15 + EFTA v % [27]

Každé mechanické kmitání je vyvoláno a udržováno periodicky proměnnými silami, které působí na hmotnou soustavu s pružnou vazbou, tj. na soustavu schopnou kmitat. Klikový mechanismus je soustava hmot spojená klikovým hřídelem a je tedy soustavou schopnou kmitat. Čím větší je délka klikového hřídele a pružnost použitého materiálu, tím je pravděpodobnost vzniku kmitání větší.

Klikové mechanismy vykazují nejčastěji tyto druhy kmitání:

- podélné osově, hřídel se periodicky prodlužuje a zkracuje
- ohybové ve směru kolmém na podélnou osu
- torzní kroutivé kolem osy hřídele

Torzní kmitání vzniká rychle se měnícím zkrucováním klikového hřídele kolem podélné osy a superponuje se na statická nakroucení vlivem tangenciálních sil na jednotlivých ojnicích čepích.

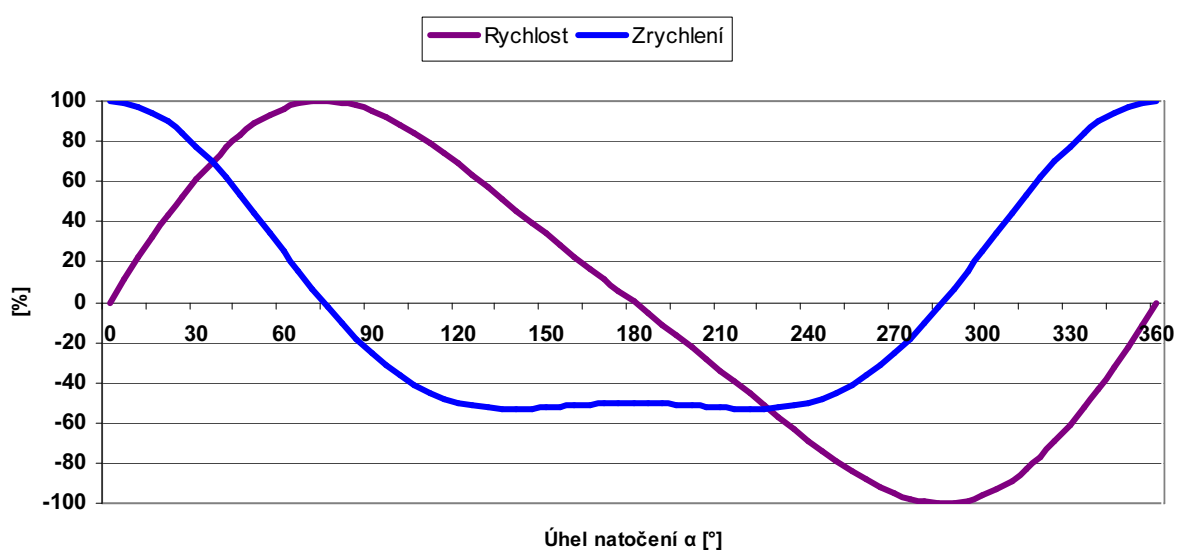
Jestliže frekvence budících sil souhlasí s vlastní frekvencí dané hmotné soustavy, dochází k rezonancím. Otáčky, při kterých se tento nebezpečný jev vyskytuje, nazýváme kritické. Kritické otáčky se projevují značným zvýšením hluku a chvěním soustavy - motoru. Delší setrvání v těchto otáčkách může být příčinou destrukce materiálu klikového hřídele, případně vést k únavovému lomu.

Následkem cyklického průběhu spalovacích procesů v motoru a dalším opakujícím se působením vzniklých sil na klikový hřídel, v něm dochází ke krátkému a rychle se opakujícímu namáhání hlavních čepů na krut. Tento jev nazýváme torzní kmity. Hluky a vibrace, které následkem přenášení těchto kmitů vznikají, se prostřednictvím hnacího traktu a uložení motoru přenáší do celého vozidla a projevují se jako rachocení v převodovce, hučení v karoserii a rezonance při změnách otáček a zatížení motoru. Všechny tyto jevy jsou důvodem pro vývoj součástí, které jsou schopné do určité míry tlumit torzní kmity, zamezit jejich škodlivému vlivu v motoru a následnému přenášení do dalších částí vozidla.

2.2 Vznik torzních kmitů

Příčinou vzniku torzních kmitů je namáhání čepů hlavních ložisek klikového hřídele vlivem cyklického působení sil. Tyto síly jsou na čepy přenášeny ojnici a vytváří namáhání krutem. Dle vzniku je můžeme rozdělit na 3 skupiny:

- kmity 1. řádu způsobuje setrvačná síla v ojnici změnami rychlosti pístu ve válci (ve čtyřválcovém motoru 16 kmitů za jednu otáčku)
- kmity 2. řádu vznikají jednostranným namáháním klikového čepu silou v ojnici, která vzniká při kompresi a expanzi (ve čtyřválcovém motoru 6x za otáčku)
- kmity 3. řádu vznikají oboustranným namáháním klikového čepu silami s opačným smyslem působení - z jedné strany komprese, z druhé expanze (ve čtyřválcovém motoru 1 kmit za otáčku)



obr. 25: Schematické znázornění teoretického průběhu rychlosti a zrychlení pístu

2.3 Namáhání hlavních čepů klikového hřídele v průběhu pracovního cyklu

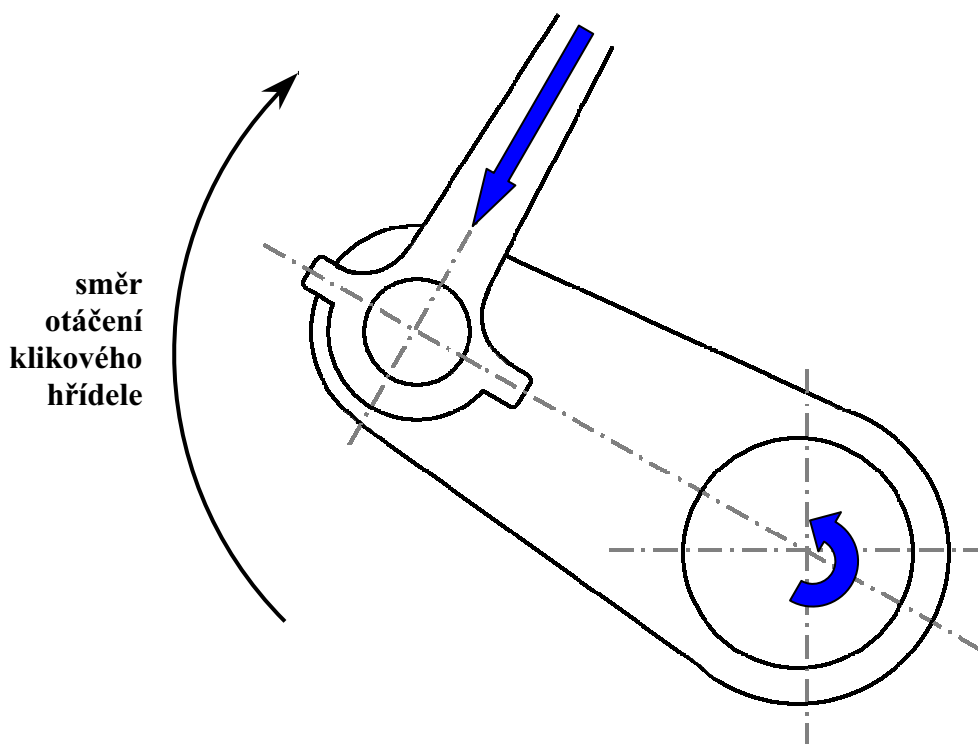
Za pracovní cyklus u čtyřdobého spalovacího motoru považujeme průběh čtyř taktů v jednom válci motoru. Tyto takty jsme si představili v úvodu první kapitoly (viz obr. 2) a představují: 1. sání, 2. komprese, 3. expanze, 4. výfuk.

1. takt - sání:

Sací ventil je otevřen, píst pohybem k DÚ nasává vzduch do válce. Namáhání klikového mechanismu je pouze změnou rychlosti pístu, která se mění dle obr. 25.

2. takt - komprese:

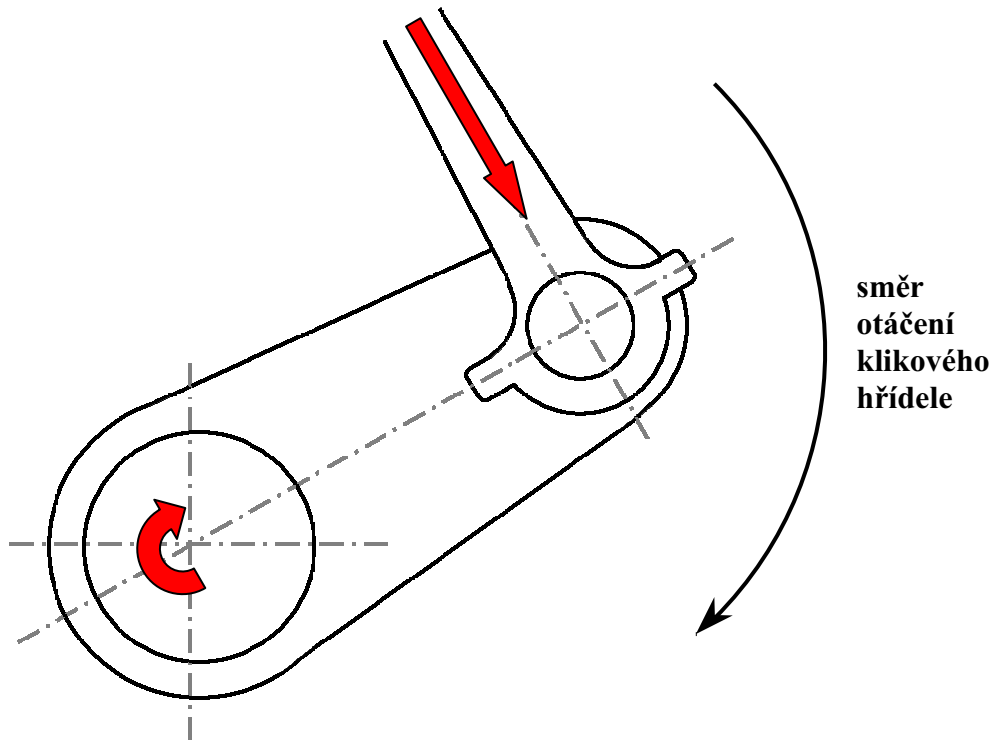
Píst stlačuje ve válci nasátou směs za působení tlaku plynů. V ojnici vzniká síla proti směru otáčení, která přes rameno klikového hřídele vytváří krouticí moment. Ten je v hlavním čepu klikového hřídele příčinou torzního kmitu.



obr. 26: schématické znázornění namáhání hlavních čepů klikového hřídele v průběhu pracovního cyklu pro 2. takt

3. takt - expanze:

Píst je stlačován nárůstem tlaku plynů ve válci, v ojnici vzniká síla ve směru otáčení, která přes rameno klikového hřídele vytváří kroutící moment, který je opět zdrojem torzního kmitu.



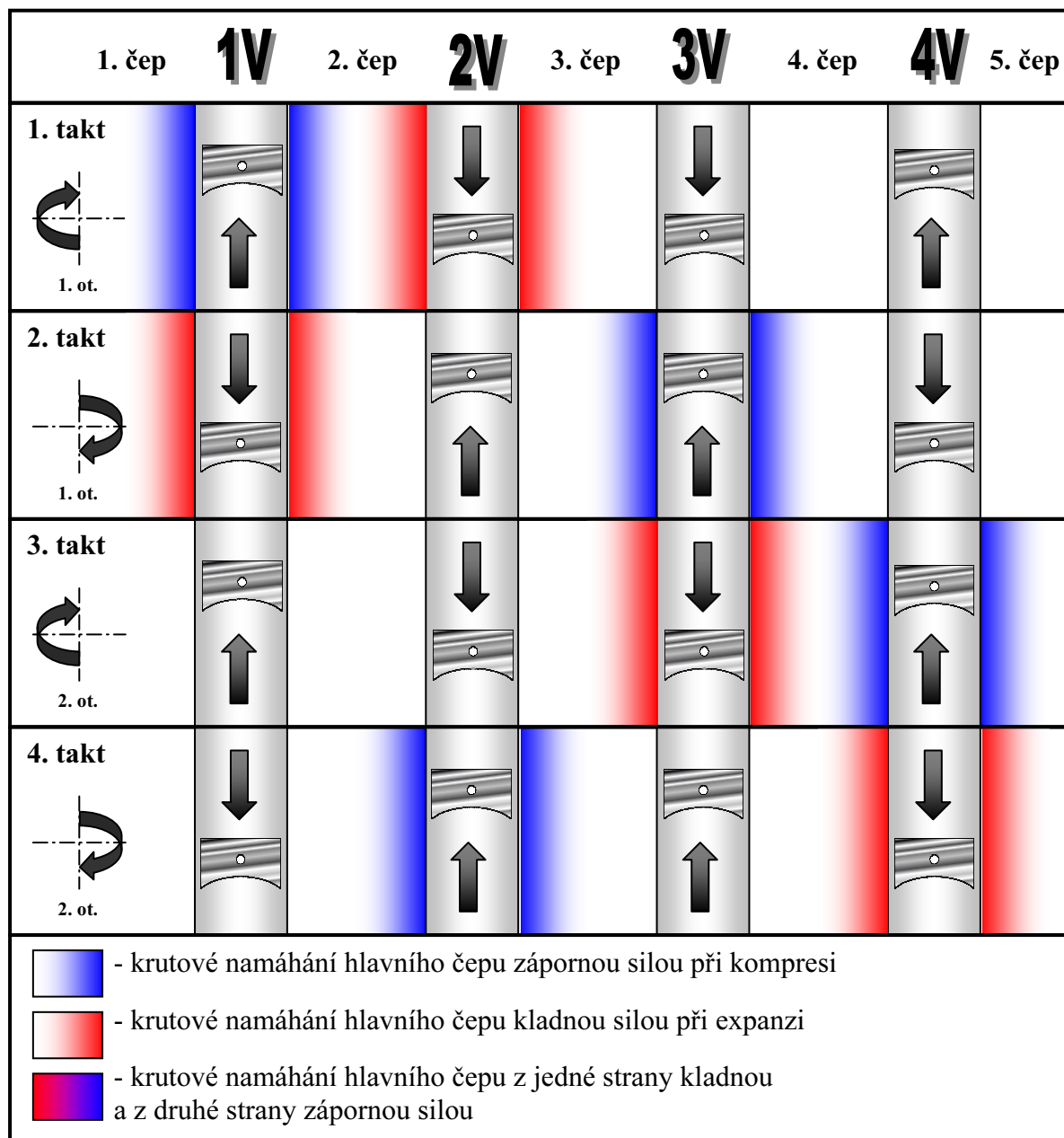
obr. 27: schématické znázornění namáhání hlavních čepů klikového hřídele v průběhu pracovního cyklu pro 3. takt

4. takt - výfuk:

Výfukový ventil je otevřen a píst pohybem k HÚ vytlačuje spaliny z válce. Namáhání klikového mechanismu je, stejně jako u prvního taktu, pouze změnami rychlosti pístu.

2.4 Torzní namáhání hlavních čepů klikového hřídele

Následující schéma znázorňuje vzniklé krutové namáhání ve všech pěti hlavních ložiskových čepích klikového hřídele u všech čtyř taktů spalovacího čtyřválcového motoru ve všech válcích. Schéma zachycuje dvě otáčky motoru s pořadím zapalování 1 – 3 – 4 – 2 .



obr. 28: průběh torzního namáhání klikového hřídele u čtyřválcového motoru

2.5 Kinetická energie setrvačníku

Kinetická energie je mechanická energie tělesa, kterou má dané těleso při svém pohybu. Nepohybující se těleso má kinetickou energii rovnou nule. Kinetickou energii obvykle označujeme E_k a lze jí vyjádřit jako:

$$E_k = \frac{1}{2} m \cdot v^2$$

m ... hmotnost tělesa [kg]
 v ... rychlost tělesa [$m \cdot s^{-1}$]

U rotačních těles je to pak obdobně:

$$E_k = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2$$

ω^2 ... úhlová rychlost [$rad \cdot s^{-1}$]

I je moment setrvačnosti a lze jej vyjádřit jako integrál poloměru přes hmotnost dle vztahu:

$$I = \int r^2 dm$$

Kinetickou energii je obtížné uchovávat. Nejjednodušším způsobem je využití setrvačníku. Setrvačník je rotační zařízení (obvykle 1 těleso tvaru válce), které je nasazeno na hřídeli. Omezené množství kinetické energie je tak možné uložit do pohybu setrvačníku, neboť rotující hmoty vytváří setrvačnou sílu:

$$F_R = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

m_r ... hmotnost rotujícího tělesa [kg]
 r ... poloměr rotujícího tělesa [m]
 ω ... úhlová rychlost [$rad \cdot s^{-1}$]

Ze vztahu je zřejmé, že množství akumulované energie je omezeno danými veličinami, kdy m_r a r je konstantní a ω^2 může dosahovat pouze omezených hodnot v závislosti na daném provedení setrvačníku.

3 Způsoby tlumení torzních kmitů

3.1 Setrvačnick

Automobilový setrvačnick je rotační zařízení využívající momentu setrvačnosti rotačních těles k akumulaci kinetické energie. Jeho hlavním účelem v automobilovém průmyslu je stabilizace otáček spalovacích motorů a vyrovnávání tak nerovnoměrností vznikajících ve spalovacích motorech. To je docíleno výdejem akumulované kinetické energie k překování pasivních odporů při nepracovních zdvících pístů, neboť čtyřdobý spalovací motor získává energii pro otáčivý pohyb klikového hřídele pouze v jednom ze svých čtyř taktů. Konkrétně v průběhu třetího taktu – expanze plynů. K provedení zbývajících tří taktů musí být energie dodána. Aby byla energie pro tento účel k dispozici, musí být akumulována v průběhu pracovního taktu do setrvačnicku v podobě kinetické energie. Pak je dostupná pro využití při provádění zbylých tří taktů, jež nejsou pracovní. U automobilových setrvačnicků je obvykle na obvodu nalisován ozubený věnec do něhož při startování zabírají zuby startéru. Tím roztáčí setrvačnick a s ním celý motor. Při startování je tak energie dodávána skrz setrvačnick z autobaterie.



obr. 29: setrvačnick pro Dodge Neon SRT [28]

3.2 Spojková lamela

Ve spojkové lamele jsou tlumící prvky pružiny. Vinuté pružiny jsou umístěny v okruží drážkovaného náboje spojkové lamely, proti kterým je pružně uložen pracovní disk lamely s třecím obložení. Počet pružin je závislý od konstrukčního provedení. Nejčastěji bývá použito 4 nebo 6 pružin. Torzní kmity, které sebou nese klikový hřídel, jsou pak v průběhu zapínání spojky i po jejím zapnutí částečně tlumeny. Primárním účelem pružin ve spojkové lamele je však umožnění plynulejšího záběru spojky při jejím sepnutí.



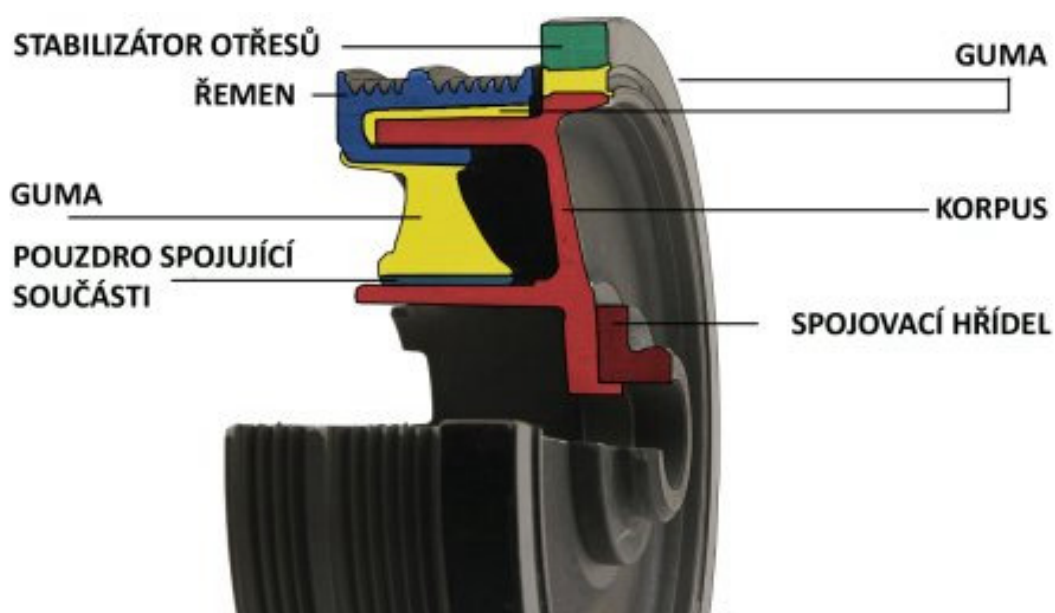
obr 30: pružiny ve spojkové lamele Ducati [29]



obr. 31: spojková lamela [30]

3.3 Dvouhmotová řemenice

Dvouhmotová řemenice je umístěná na klikovém hřídeli. Přes klínový řemen pohání alternátor, případně čerpadlo chladící kapaliny. Na okružním disku náboje řemenice je navulkanizovaná vrstva pryže, na kterou je z opačné strany stejným způsobem připevněn kotouč s drážkou pro klínový řemen. Pryžová vrstva mezi oběma kovovými částmi je schopna do určité míry tlumit torzní kmity na klikové hřídeli od motoru a omezit tak jejich působení na zařízení, která jsou řemenicí poháněná.

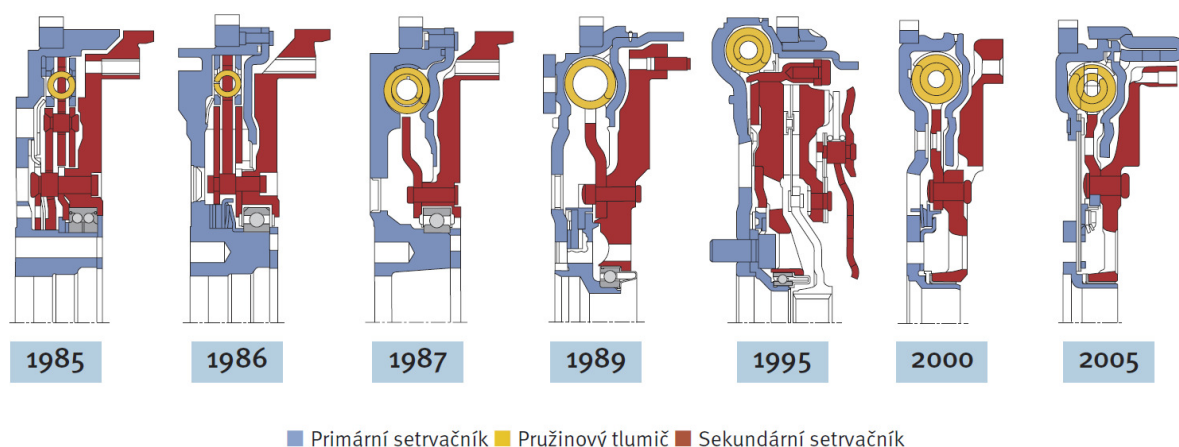


obr. 32: dvouhmotová řemenice v řezu [31]

3.4 Dvoumotový setrvačnick

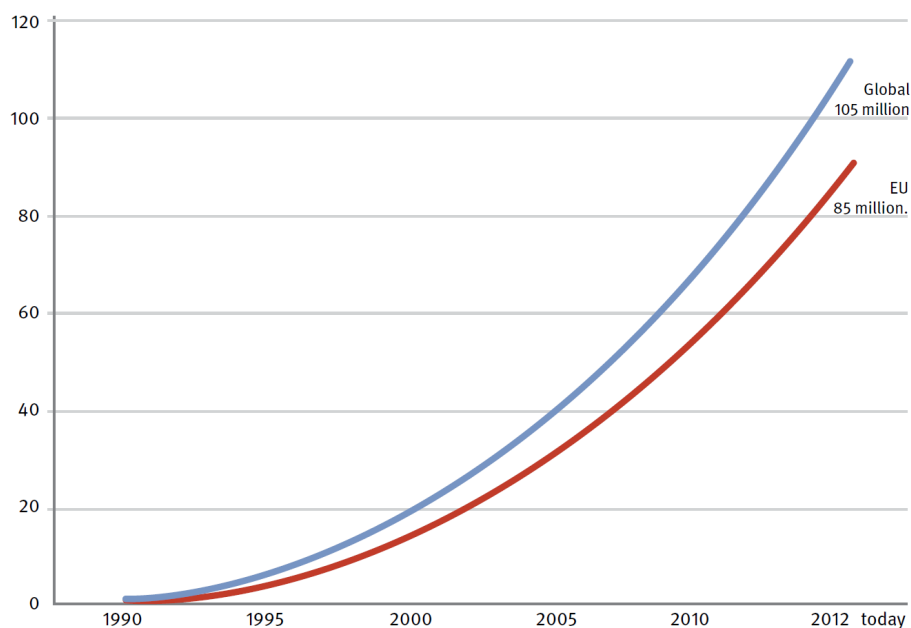
Rostoucí požadavky na zvýšení jízdního komfortu silničních vozidel a omezení negativních vlivů způsobených spalovacími motory si vyžádaly vývoj nových technických řešení, týkajících se torzních kmitů v klikovém hřídeli spalovacího motoru. Zvyšování účinnosti spalovacího procesu ve válcích motoru přináší větší síly, které jsou klikovým mechanismem přenášeny, a které jsou současně také zdrojem kmitání o větších intenzitách. Jako možné řešení těchto negativních jevů byl vyvinut dvoumotový setrvačnick. Jeho úkolem je zabránit přenosu torzního kmitání z motoru do dalších částí hnacího ústrojí. Je tedy umístěn přímo za motor namísto standardního (jednomotového, tzn. neodpruženého) setrvačnicku. Základním principem dvoumotového setrvačnicku je rozdělení hmotnosti na dva díly - primární a sekundární, a využití zpožděného nárůstu momentu setrvačnosti hmotností sekundárního dílu pomocí pružného uložení ke ztlumení torzních kmitů před jejich přenosem do hnacího ústrojí.

Dvoumotové setrvačnicky prošly dlouhým vývojem (znázorněn na obr. 33) a dnes světový trh ovládají dva přední výrobci. Firmy Luk a Sachs. Systémy obou výrobců využívají k tlumení torzního kmitání složené pružinové systémy, ovšem s trochu odlišnou mechanikou zapojování pružin do tlumícího procesu. U nejhodnější v Česku zastoupených vozidel koncernu VW (Škoda, VW, Audi, Seat a další) jsou používány jak systémy spojkových lamel LuK, tak i Sachs.



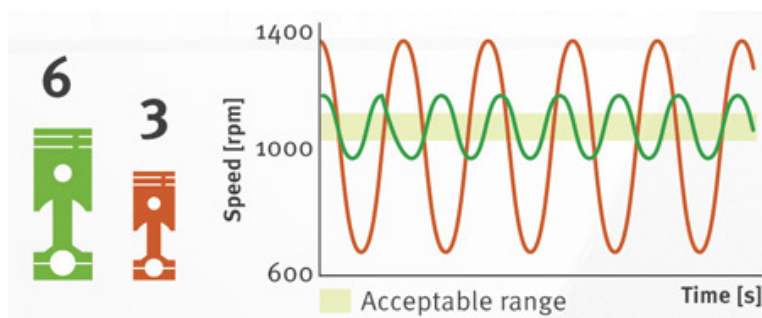
obr. 33: vývoj dvoumotových setrvačnicků firmy LUK od r. 1985 dodneška [32]

Dvoumotové setrvačnicky se začaly u sériově vyráběných vozidel objevovat přibližně v roce 1990. Od té doby jejich význam výrazně rostl a našly si cestu do velkého množství modelů. Nejdříve byly výsadou zejména velkých limuzín s výkonnými naftovými motory, postupně se ale dostaly i do nižší střední třídy (Octavia druhé generace) a dnes již i do vozidel spadajících do segmentu miniautomobilů (např. Fiat 500). Toto vhodně ilustruje obr. 34, ze kterého je vidět strmý nárůst prodeje a též je patrné dominantní postavení trhu Evropské Unie. To je způsobeno právě vysokým zastoupením vznětových motorů, jak bylo uvedeno v úvodu kapitoly 2.1. V poslední době se však začínají dvoumotové setrvačnicky objevovat i u vozů s benzínovým motorem.



obr. 34: počet vyrobených kusů dvoumotových setrvačnicků firmou LUK za jednotlivé roky (modrá křivka udává celosvětové prodeje, červená prodeje pouze v EU) [33]

Významnou silou ženoucí vývoj dvoumotových setrvačnicků a jejich nasazení v praxi je snižování emisí vozidel, diktované zejména Evropskou Unií, a to zejména CO₂. Snižování emisí CO₂ u spalovacích motorů je možné dosáhnout především snížením jejich spotřeby. Toho lze dosáhnout snížením počtu válců, které zredukuje ztrátovou energii, která vzniká při pohybu každého pístu. Redukcí počtu válců např. z šesti na tři, se tak dosáhne značné úspory paliva. Dojde však také k zásadnímu poklesu výkonu. Ten je však dnes možné opět zvednout dosazením turbodmychadla, která se za poslední dvě desetiletí posunula naprosto zásadním způsobem vpřed a dnes se již běžně používá turbodmychadel s variabilní geometrií lopatek. Rovněž jsou již na trhu vozidla s dvěma turbodmychadly, která jsou však odlišná a pracují v různých otáčkách motoru. To je rozdíl oproti dřívějším provedením, kdy se na některé velké motory montovala rovněž dvě turbodmychadla, avšak shodná, kdy každé pracovalo pro jednu řadu válců motoru. Toto řešení bylo např. užito již v roce 1983 u Tatra 815 s motorem V12. Trend zmenšování objemů motorů se nazývá downsizing.



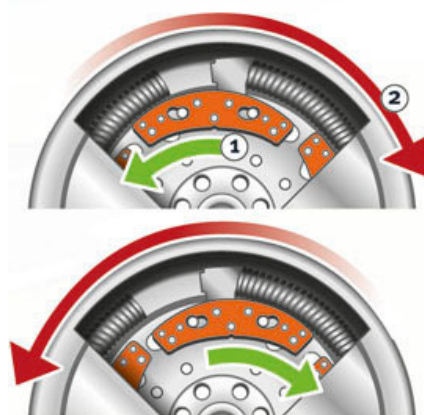
obr. 35: intenzita vibrací v závislosti na počtu válců [34]

Turbodmychadla se však podílí na snížení spotřeby i dalším způsobem. Díky turbodmychadlu je výkonová charakteristika motoru a kroutícího momentu mnohem strmější než u atmosférických jednotek. Motor tak poskytuje vysoký výkon, a též kroutící moment, od velmi nízkých otáček. Neboť spotřeba při nižších otáčkách je obvykle nižší, je tím nižší i produkce CO₂.

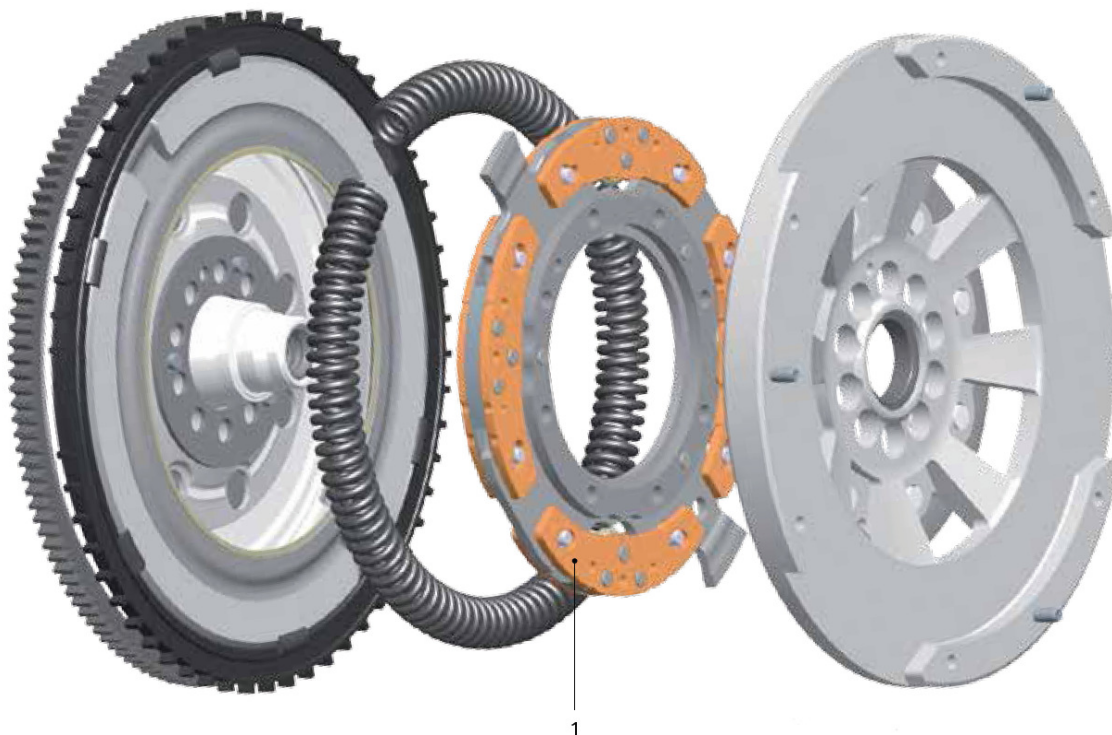
U některých, zejména ekologických verzí, moderních motorů je průběh kroutícího momentu vyladěn téměř do konstantní hodnoty v celém rozsahu otáček. Takovéto charakteristiky je dosaženo právě vhodným turbem s variabilní geometrií lopatek a elektronickým omezením na vstříkávání a plnicím tlaku motoru. Tím jsou veškeré špičky kroutícího momentu "oříznuty" na zadanou hodnotu. Motor tak mírně ztratí na dynamice, avšak je dosaženo ideálního průběhu kroutícího momentu. Komponenty hnacího traktu tak lze konstruovat na nižší kroutící moment, tedy lehčí s nižšími odpory.

Oba dva faktory - provoz vozidel v nízkých otáčkách a downsizing, resp. malý počet válců se však velmi negativně projevuje na rovnoměrnosti chodu motoru, jak bylo popsáno v předchozích kapitolách. Dochází tak k zásadnímu nárůstu intenzity vibrací, které už nelze utlumit běžnými jednohmotovými (neodpruženými) setrvačníky. Proto jsou dvouhmotové setrvačníky nasazovány ve stále větší míře, viz obr 34.

Zatím posledním významným skokem vpřed bylo uvedení dvouhmotových setrvačnicků s kyvadlovým tlumičem. Tento typ dvouhmotového setrvačnicku byl v sériovém voze poprvé použit v BMW řady 3 v roce 2008. [35] Jedná se o závaží, které je navíc pružně připevněno na přírubu mezi primární a sekundární část. Tato hmotnost je zpravidla rozdělena na několik částí. Základní izolaci vibrací stále zajišťuje dvouhmotový setrvačnick a jeho systém tlumiče pružina/hmota, zbytkové vibrace jsou odstraněny odstředivým kyvadlovým tlumičem prostřednictvím tlumení frekvence zapalování. [36] Tento typ je tak vhodný zejména k tlumení vibrací zbytkových vibrací silných motorů při nízkých otáčkách. Kyvadlo o hmotnosti jednoho kilogramu dokáže snížit přenos vibrací až o 60 %. [37]

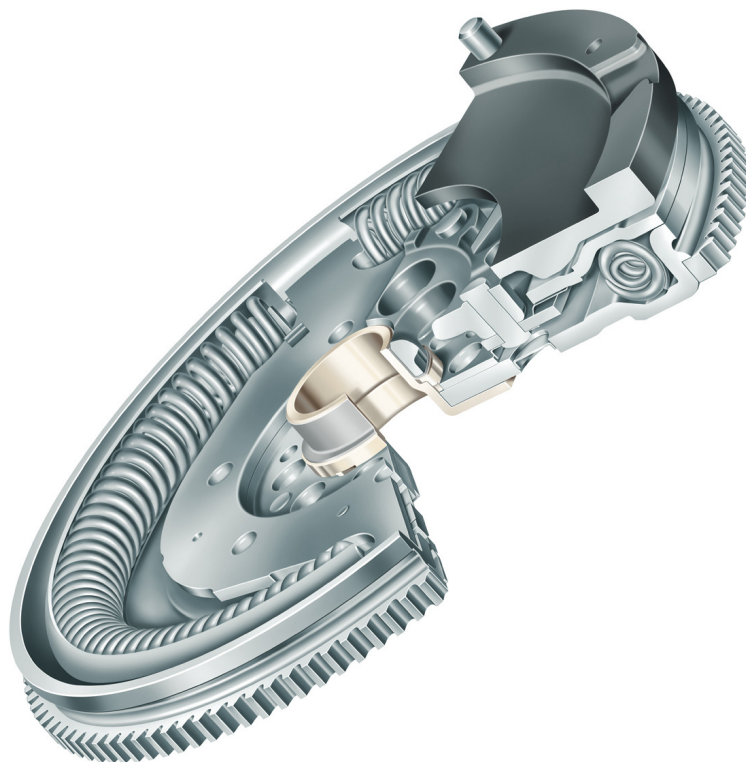


obr. 36: znázornění uložení a reakce kyvadlového tlumiče [38]



obr. 37: 1 - přídavná hmota kyvadla; vlevo primární, vpravo sekundární část [33]

Dvouhmotové setrvačnický se skládají z několika základních částí, mezi které patří primární setrvačnický, sekundární setrvačnický, pružiny, příruba a ložiska.



obr. 38: dvouhmotový setrvačnický v řezu [39]



obr. 39: dvouhmotový setrvačnický v řezu [40]

Primární setrvačnick je pevně spojen šrouby s klikovým hřídelem, má nižší hmotnost než jednohmotový, což ovlivňuje moment setrvačnosti klikového hřídele s ohledem na pružnost motoru. Zároveň tvoří spolu s primárním víkem obvodový kanál pro radiálně umístěné pružiny. Obvodový kanál bývá rozdělen dorazy pružin na více částí, nejčastěji na dvě. Na svém obvodu pak nese ozubený věnec startovacího soukolí.



obr. 40: primární část setrvačnick s víkem a pružinami [41]



obr. 41: sekundární část setrvačnicku [33]

Sekundární setrvačnick zásadně ovlivňuje tlumící proces svojí hmotností snižováním amplitudy nevyrovnaného pohybu. Tento upravený modulovaný otáčivý pohyb pak přenáší na další části hnacího ústrojí. Na straně převodovky nese přitlačnou plochu pro spojkovou lamelu. Na straně opačné je k němu připevněna příruba, kterou sekundární setrvačnick přebírá od primární části točivý moment. Na přírubu je točivý moment přenášen pomocí obloukových pružin jazýčky příruby. Setrvačnou hmotu sekundární části tvoří součet hmotností sekundárního setrvačnicku a příruby.

Ložiska jsou obvykle uložena v primární části setrvačnicku a obě části setrvačnicku (primární a sekundární) musejí být vůči sobě otočně spojeny. To zajišťuje radiální ložisko uložené v primární části, dnes většinou kluzné, které nahradilo dříve používaná ložiska valivá.



obr. 42: ložisko dvouhmotového setrvačnicku [42]



obr. 43: sekundární část setrvačnicku s pevnou přírubou [32]

Příruba je připojená k sekundární části. Zabírá do pružin uložených v primární části a tím přenáší točivý moment motoru. Může být doplněna o další tlumící prvky, čímž lze zlepšit tlumení a zajistit tak lepší izolování vibrací při zachování zástavbových rozměrů celého dvouhmotového setrvačnicku. Toto řešení je tak vhodné pro výkonnější motory a dále pro utlumení vibrací ve vysokých otáčkách, kdy odstředivá síla tlačí hlavní obloukové pružiny na stěny obvodového kanálu a snižuje tak jejich účinek.

U systémů firmy LuK jsou hlavním tlumícím elementem obvodové spirálové tlačné **pružiny** o velkém množství závitů. Vzhledem k možnostem výroby je v podstatě pro každý typ motoru vyráběn setrvačnick, který nejlépe vyhovuje jeho zátěžové charakteristice. Pro co nejdokonalejší tlumení jsou pružiny různé kombinovány a jsou z nich vytvářeny pružinové systémy složené z jednoho, dvou nebo tří stupňů.



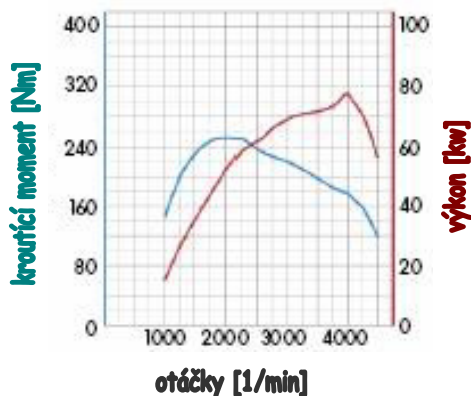
obr. 44: oblouková pružina [43]

4 Návrh konstrukčního řešení dvoumotového setrvačnicku

Součástí bakalářské práce bylo též navrhnout primární část dvoumotového setrvačnicku. Tu následně ověřit na zadané statické namáhání.

Zadán byl vůz **Volkswagen Golf V 1.9 TDI 77 kW**.

Motor tohoto vozidla má následující charakteristiku výkonu a kroutícího momentu:

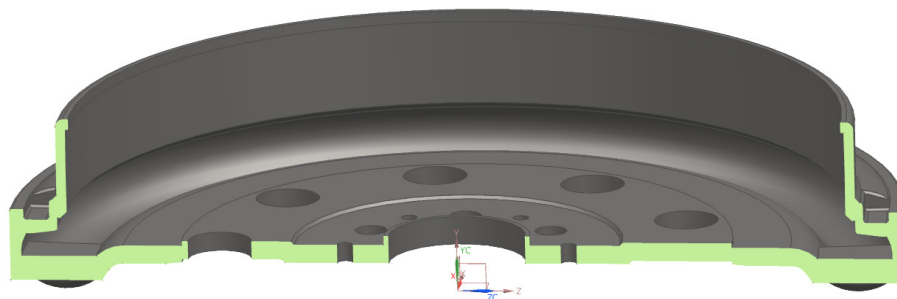


obr. 45: charakteristika motoru 1.9 TDI 77 kW [44]

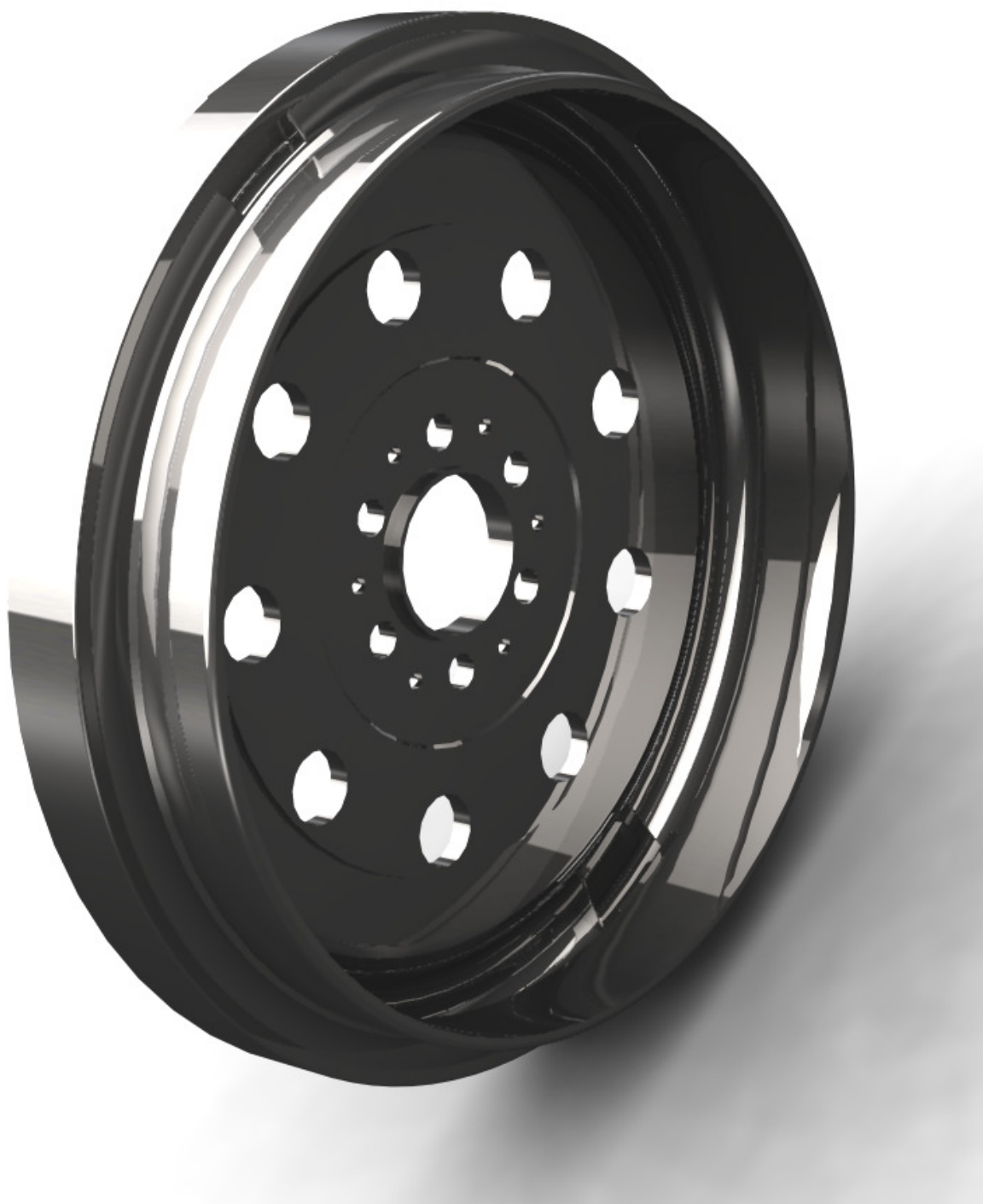
Pro návrh a dimenzování hnacího traktu (a tedy i dvoumotového setrvačnicku) je rozhodujícím kritériem kroutící moment, resp. jeho maximální hodnota. Ta pro zadaný motor činí 250 Nm.

Model byl vytvořen v softwaru Siemens NX 8.5, k řešení byl použit vestavěný řešič konečných prvků - Nastran.

4.1 Návrh primární části



obr. 46: primární část dvoumotového setrvačnicku v řezu



obr. 47: vizualizace primární části dvoumotového setrvačnicku

Ověření této konstrukční části na statické namáhání proběhlo pomocí metody konečných prvků za použití vestavěného řešiče NX Nastran. Celý model byl idealizován (očištěn o drobné hrany a části, jež mají na výpočet zanedbatelný vliv). V tomto případě se jedná především o odstranění drobných zaoblení a sražení hran na místech, jež nejsou významně namáhány. Vzhledem k povaze modelu bylo zvoleno zasítování pomocí 3D tetrahedra sítě složené z CTETRA prvků o deseti uzlových bodech. Z důvodu velmi rozdílného zatížení v modelu bylo použito vysoké škálování velikosti prvků. Celá síť modelu se skládá z 2.048.384 uzlů, což tvoří limit na dostupném hardwaru při zachování rozumné doby výpočtu. Limitujícím faktorem je zde především velikost operační paměti.

Hardwarová konfigurace:

- intel i7 920 @ 3,3 GHz
- 12GB RAM @ 1980 MHz CL9
- AMD Radeon HD7870XT
- Microsoft Windows XP x64 Professional

4.2 Okrajové podmínky

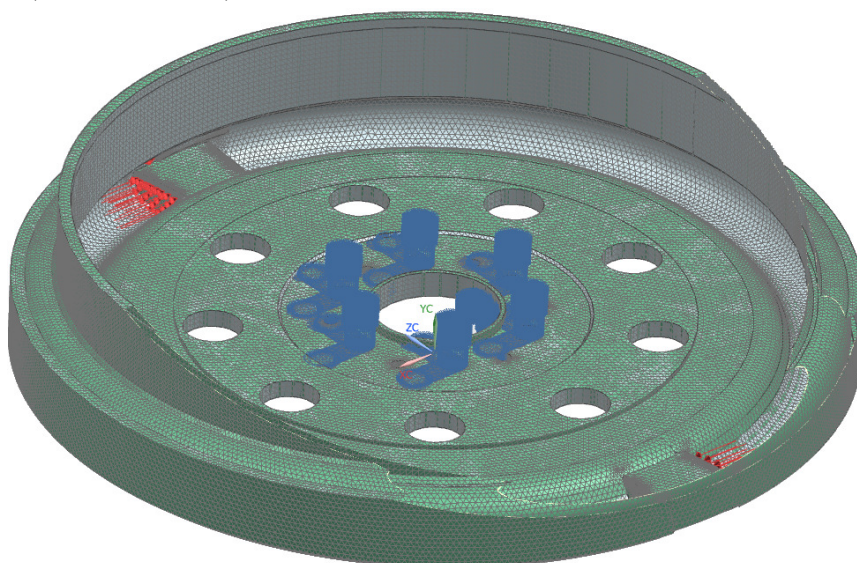
Jak bylo popsáno výše, model je zatížen kroučícím momentem, kterým působí hnací hřídel motoru na primární část prostřednictvím 6 šroubů. Tento moment otáčí se setrvačником a stlačuje pružiny. Toto stlačení vyvolává reakci v dvojici úchytů (použity 2 půlkruhové pružiny). Model byl tedy staticky ukotven v místě 6 šroubů. Vzhledem k obtížnému, a zřejmě i nepřesnému, použití momentu jako okrajové podmínky působící na dorazy pružin, byla použita síla. Jelikož platí:

$$M = F \cdot r \quad \text{pak} \quad F = \frac{M}{r}$$

M ... moment F ... síla r ... rameno na němž síla působí

Rameno r je vzdálenost mezi ukotvením šrouby a středem plochy působící síly. Moment M známe. Sílu je pak ještě třeba vynásobit 1/2, neboť každá z dvojice pružin přenáší (v ideálním případě) polovinu zatížení. Dosazované hodnoty pro r jsou však průměry - proto je závorka dělena 2. Po dosazení tedy získáme:

$$F = \frac{M}{r} = \frac{1}{2} \cdot \frac{250}{(0,2493 - 0,065)/2} \cong 1357 N$$



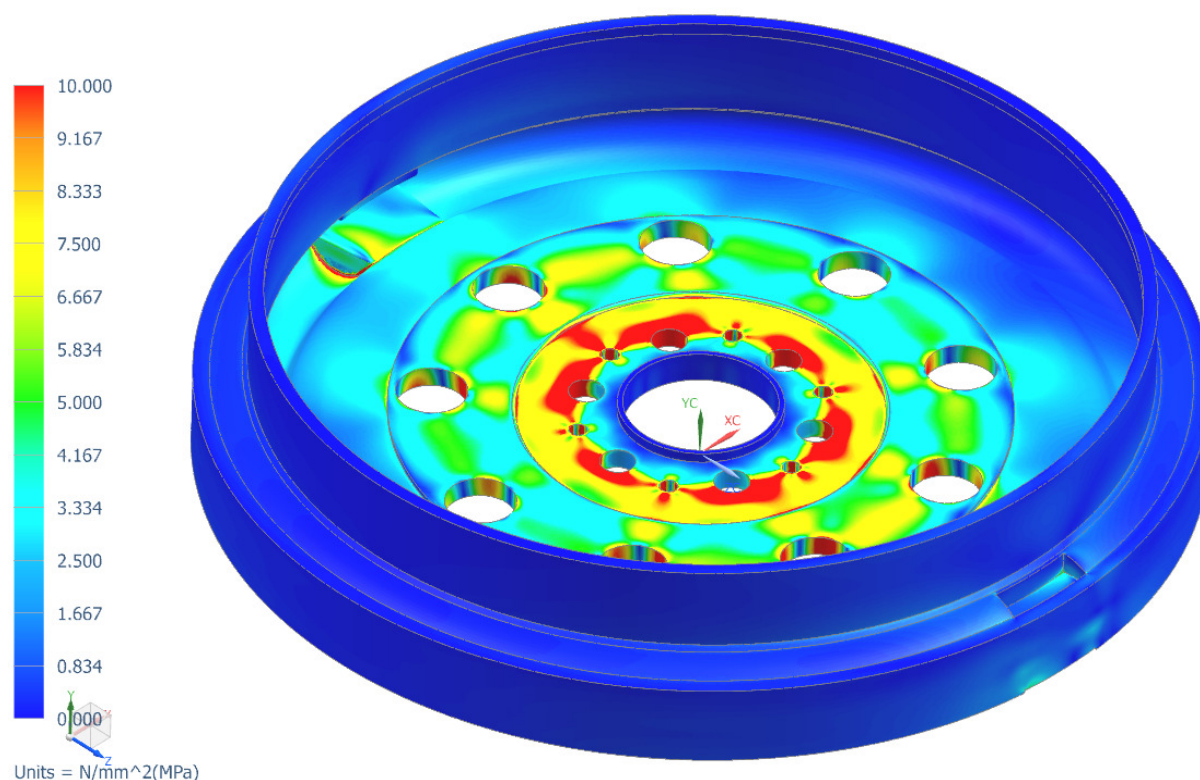
obr. 48: zasítovaný model s okrajovými podmínkami (horní část v pohledu seříznuta)

4.3 Vypočtené hodnoty a zhodnocení

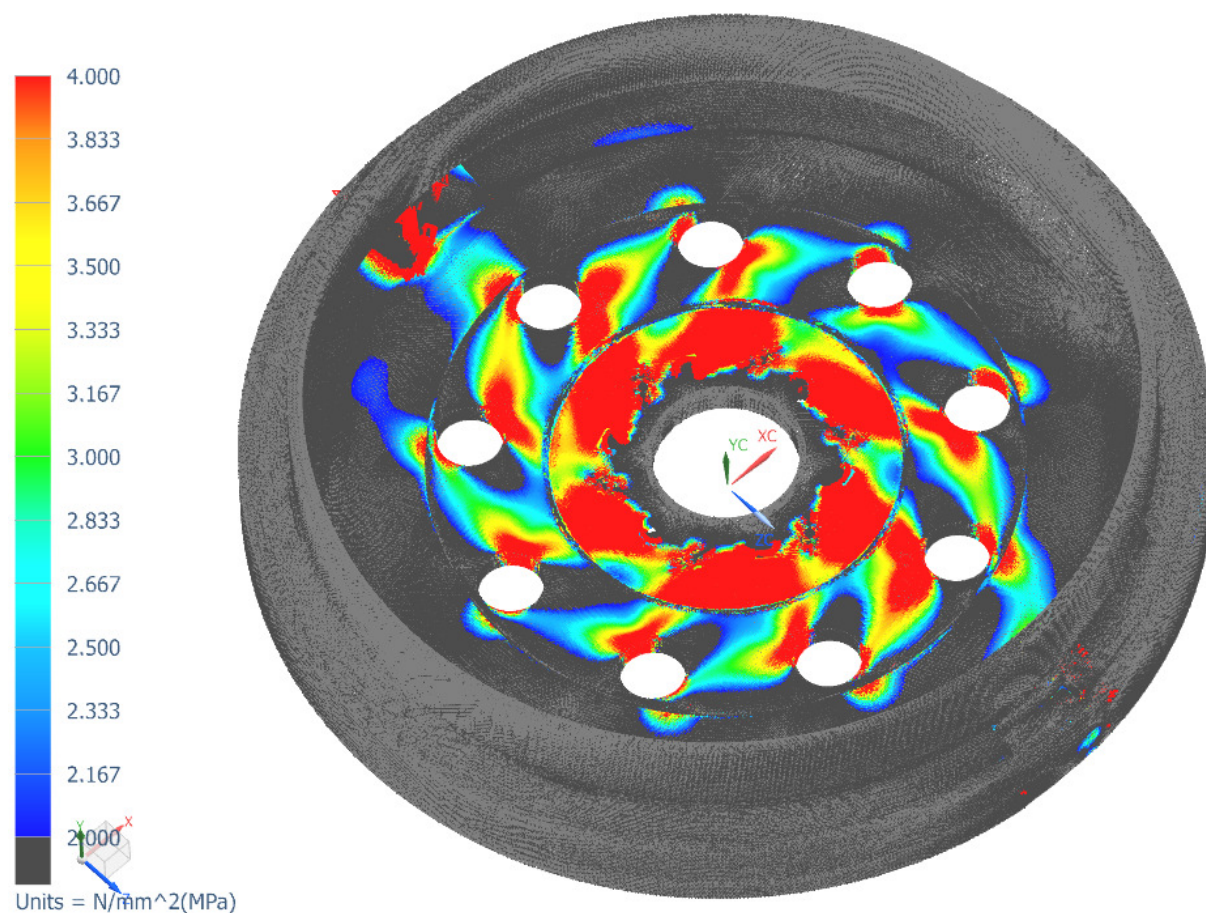
Maximální hodnota napětí dle metody Von-Mises byla pomocí MKP řešiče spočítána na 48,44 MPa, maximální průměrná hodnota pro element pak dosáhla 32,90 MPa. Z toho vyplývá významná nepřesnost výpočtu. Těchto limitních hodnot však bylo dosaženo na vnitřním okraji děr, kde byly dány okrajové podmínky - celá vazba tak byla idealizována a šrouby byly nahrazeny pevným uchycením, což mělo na takto vysoké hodnoty napětí na vnitřním povrchu děr zásadní vliv. Ve skutečnosti jsou šrouby předepruty, a celá oblast je tak namáhána především na tlak.

Nejvyšší reálné hodnoty tak dosahují přibližně 15 MPa a nachází se v oblasti roztečné kružnice děr (viz obr. 49).

Vyšší hodnoty napětí (okolo 15 MPa) byly zaznamenány i na rádiu dorazu pružin, avšak ani tyto hodnoty nelze považovat za reálné. Byly způsobeny zjednodušeným zasíťováním rádiu.



obr. 49: Průměrné hodnoty napětí v jednotlivých místech modelu v MPa



obr. 50: Maximální tahová složka napětí v jednotlivých místech modelu v MPa

Maximální dosažená hodnota napětí přibližně 15 MPa je hluboko pod mezí kluzu běžných ocelí. Daný model tak při tomto zatížení dosahuje velmi vysoké míry bezpečnosti. Je však třeba zmínit, že dvoumotový setrvačnick je namáhán především dynamicky. Výpočet na dynamické namáhání je však výrazně složitější a nebyl cílem této práce.

5 Zhodnocení a možnosti dalšího vývoje

Existence a problematika torzních kmitů klikového hřídele spalovacího motoru je známa už od doby, kdy byl při řešení jeho konstrukce využit. Vývoj spalovacího motoru vedl po celou dobu ke zvyšování jeho výkonu a točivého momentu, minimalizaci hmotnosti jeho částí a ke změně poměru hmotnosti pohyblivých a nepohyblivých částí. Zvyšovaly se tlaky ve válcích optimalizací spalovacího procesu a následně velikost sil k vytváření točivého momentu na klikovém hřídeli. Současně se zvyšovaly nároky na jízdní komfort, pohodlí posádky vozidla a ochranu jejího zdraví, tedy v oblasti, kde torzní kmity hrají důležitou roli. Jako řešení minimalizace vlivu torzních kmitů byl vyvinut dvoumotový setrvačnický, který se dnes považuje za nejúčinnější, a který rovněž za svou krátkou přítomnost v automobilech prošel výrazným vývojem. Ani toto řešení však není zajisté konečné, neboť již v současné době je k dispozici v celé řadě konstrukčních variant, které umožňují pohlcování nepříjemného kmitání a převedení této energie na jinou formu. Je využíváno pružnosti různých materiálů, a je možné jejich působení využít víceúrovňově. Lze též v procesu využít elektroniku - zvláště při zamezení rezonancím v určitých otáčkách motoru.

Dnes na poli dvoumotových setrvačnicků figurují především dvě konkurující si společnosti - LuK a Sachs. Každá z nich nabízí určité konstrukční odlišnosti, avšak fyzikální principy jsou u obou řešení shodné. V blízké budoucnosti můžeme čekat další zdokonalování konstrukční části, a zejména pak vývoj a zdokonalování použitých materiálů.

Ve vzdálenějším výhledu bude určitě snaha spalovací motor zcela nahradit, čímž se problémů s torzními kmity zcela vyhneme. Důvody k opuštění spalovacích motorů budou ale pravděpodobně úplně jiné. Jedná se především o zbavení se závislosti na ropě, odstranění výfukových plynů, snížení hluku a nerovnoměrného krouticího momentu. Téměř s jistotou lze dnes říci, že pohon budoucnosti pravděpodobně bude patřit elektřině, resp. vozidlům poháněným elektromotory. Ty totiž řeší všechny výše zmíněné nedostatky, nepotřebují tedy ani dvoumotový setrvačnický. Velká otázka však zůstává, kde se vezme elektřina pro pohon elektromotoru. Jako pravděpodobné se dnes jeví následující možnosti získávání elektřiny:

- baterie (dobíjené z elektrické sítě) - již dnes je tento způsob využíván, avšak baterie mají malou kapacitu, jsou pomalé na nabíjení, jejich životnost je velmi krátká (3 - 5 let) a jejich výroba a následná recyklace je obrovsky energeticky a surovinově náročná
- vodíkový pohon - elektrická energie je u tohoto typu vyráběna z vodíkových palivových článků; již dnes takováto vozidla existují, avšak jsou extrémně drahá a naráží na problémy s bezpečností, dále by bylo třeba vybudovat zcela novou infrastrukturu
- jaderný pohon - elektřinu je též možno získávat z jaderného štěpení nebo termojaderné syntézy; tento pohon však k pohonu běžného silničního vozidla nikdy nebyl použit a k realizaci má velmi daleko
- spalovací motor - v tomto případě je spalovací motor použit pouze jako generátor elektřiny; toto řešení se dnes již používá u některých vozidel označovaných jako hybridní, avšak takovéto řešení řeší pouze některé výše popsané problémy a lze jej tedy považovat pouze za dočasné

Z výše popsaného vyplývá, že v dnešní době není realizovatelný způsob získávání elektřiny pro pohon vozidel. Spalovací motory budou i nadále hrát významnou roli a s dvoumotovými setrvačnickými se tak budeme setkávat i nadále.

6 Seznam použité literatury

- [1] zdroj obrázku: <http://www.manet90.estranky.cz/fotoalbum/obrazky/schema-dvoudoby-motor.-.html>
- [2] zdroj obrázku: <http://planetcarz.blogspot.cz/2012/10/four-stroke-ic-engine-images.html>
- [3] zdroj obrázku:
http://www.procarcare.com/icarumba/resourcecenter/encyclopedia/icar_resourcecenter_encyclopedia_engine1.asp
- [4] *Přehled středoškolské chemie*. Čtvrté vydání. Praha: SPN, 1999, s. 274. ISBN 80-7235-108-7.
- [5] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973, s. 26.
- [6] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973, 536 s.
- [7] KALČÍK, Josef a Karel SÝKORA. *Technická termomechanika*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973, s. 302.
- [8] Ottův cyklus. In: *Wikipedie: otevřená encyklopedie* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Ottův_cyklus
- [9] Dieselův cyklus. In: *Wikipedie: otevřená encyklopedie* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Dieselův_cyklus
- [10] HRUBÝ, Jakub. *Ideální oběhy přeplňovaných spalovacích motorů*. Brno, 2010 [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/15523/BP_Hruby.pdf?sequence=1. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav.
- [11] TERMOMECHANIKA: 12. Cykly tepelných motorů. In: *TERMOMECHANIKA* [online]. 2013 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: http://ottp.fme.vutbr.cz/~pavelek/TERMO/12_Motory.pdf
- [12] Paliva a jejich spalování. In: *Paliva a jejich spalování* [online]. 2005 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CC0QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.sossoukyjov.cz%2Fstudovna%2Fsilnicni_vozidla%2Fpaliva_a_jejich_spalovani_nove.doc&ei=tINiUsngLqja4ATmmYGIBg&usg=AFQjCNFwJ2a3OywflZ0ut4sbKo4J83ZUXg&bvm=bv.54934254,d.bGE
- [13] DRAGON, Jan. *Proměnný kompresní poměr u spalovacích motorů* [online]. Brno, 2010 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/15874/Bakalářská%20práce,%20Jan%20Dragoun%20-%20Proměnný%20kompresní%20poměr%20u%20spalovacích%20motorů.pdf?sequence=1>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [14] Kompresní poměr. *Kompresní poměr* [online]. 2010 [cit. 2014-06-28]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/kompresni-pomer/>
- [15] Engine knocking. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Engine_knocking

- [16] Compression ratio. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Compression_ratio
- [17] Common rail. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Common_rail
- [18] *Autokatalog 1995/1996*. Stuttgart: Vereinigte Motor-Verlage GmbH, 1995.; *Autokatalog 2002/2003*. Stuttgart: Vereinigte Motor-Verlage GmbH, 2002.; *Autokatalog 2012/2013*. Stuttgart: Vereinigte Motor-Verlage GmbH, 2012.
- [19] zdroj obrázku: <http://mechanism1.blogspot.cz/>
- [20] zdroj obrázku: <http://www.bmwblog.com/2009/05/05/first-pre-production-mini-with-bmw-20l-diesel-engine/>
- [21] Střední pístová rychlost. In: *Wikipedie: otevřená encyklopedie* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Střední_pístová_rychlost
- [22] KLÍMA, Oto. *Návrh čtyřdobého motoru pro speciál Supermono 600 ccm* [online]. Pardubice, 2009 [cit. 2014-01-20]. Dostupné z: http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34183/1/KlímaO_Návrh%20čtyřdobého_SG_2009.pdf. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [23] zdroj obrázku: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17161
- [24] *Commercial vehicles and CO2* [online]. 2010 [cit. 2013-10-09]. Dostupné z: http://www.acea.be/images/uploads/files/20101013_Commercial_Vehicles_CO2.pdf
- [25] Doba dieselová prý v Evropě skončí, jen narovnáním pravidel. In: *Autoforum.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-11-08]. Dostupné z: <http://www.autoforum.cz/zajimavosti/doba-dieselova-pry-v-evrope-skonci-vlastne-jen-narovnanim-pravidel/>
- [26] Gasoline and diesel usage and pricing: Typical gasoline prices around the world. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2014-06-01]. Dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline_and_diesel_usage_and_pricing
- [27] *The automobile industry: Pocket guide* [online]. 2013 [cit. 2014-01-28]. Dostupné z: http://www.acea.be/images/uploads/files/ACEA_POCKET_GUIDE_2012_UPDATE_D.pdf
- [28] zdroj obrázku: <http://www.0-60mag.com/0-60Legacy/2009/05/aluminum-flywheel-for-dodge-neon-srt-4/>
- [29] zdroj obrázku: <http://store.proitalia.com/evr-ducatti-clutch-spring-cap-kits-p-137299.html>
- [30] zdroj obrázku: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/tractors/0001A67B.jpg
- [31] zdroj obrázku: <http://motofocus.cz/novinky/917,dvouhmotovaacute-remenice-ndash-novaacute-nebo-repasovanaacute>
- [32] Dvouhmotový setrvačnick: Technika, Diagnóza závad, Speciální náradí. In: [online]. [cit. 2013-11-10]. Dostupné z: http://www.ddauto.sk/pdf/zotr_v_luk_diag_broz.pdf
- [33] Dual Mass Flywheel: Technology / Failure Diagnosis, Special Tool / User Instructions. In: [online]. [cit. 2013-11-30]. Dostupné z: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/automotiveaftermarket/brochure_1/downloads_5/luk_fail_diag_zms_de_en.pdf

- [34] zdroj obrázku:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/passenger_cars_1/0001A65E.jpg
- [35] A Quarter of a Century of Damping Vibrations: LuK's Dual Mass Flywheel Celebrates its 25th Birthday. In: *Pressebox.com* [online]. 2013 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: <http://www.pressebox.com/pressrelease/schaeffler-technologies-ag-co-kg/A-Quarter-of-a-Century-of-Damping-Vibrations/boxid/366610>
- [36] Dvuhmotový setrvačnick LuK s kyvadlovým tlumicem pro zvýšené tlumení vibrací. In: [online]. 2012 [cit. 2013-11-27]. Dostupné z: http://www.eurecar.org/media/news/files/EureTechNews_Dec_2012_CZ.pdf
- [37] Centrifugal Pendulum DMFs. In: *PartInfo* [online]. [cit. 2013-11-29]. Dostupné z: <http://www.partinfo.co.uk/articles/117>
- [38] zdroj obrázku:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/passenger_cars_1/000196C6.jpg
- [39] zdroj obrázku:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/automotive_1/gear_gearbox__drive_train/017024_q_aaa_rgb.jpg
- [40] zdroj obrázku:
http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/passenger_cars_1/000196C1.jpg
- [41] zdroj obrázku: <http://us.industrysourcing.com/news/242220.aspx>
- [42] zdroj obrázku:
http://www.fag.de/content.fag.de/de/branches/industry/printing_machines/products_printingsectors_ina_fag/locating_bearings/locating_bearings.jsp
- [43] zdroj obrázku: <http://www.brand-kern-liebers.com.cn/product.html>
- [44] zdroj obrázku: <http://i5.photobucket.com/albums/y173/iieey/19tdi.jpg>

7 Seznam použitého software

- Microsoft Excel 2000
- Microsoft Word 2000
- Paint Shop Pro X6
- Siemens NX 8.5