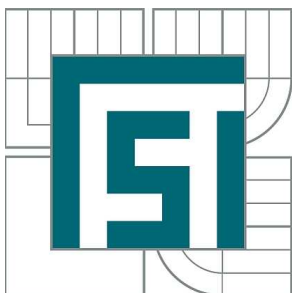


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## ŘÍZENÍ VÝKONU SPALOVACÍCH MOTORŮ

POWER CONTROL OF COMBUSTION ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ SLAVÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. LUBOR ZHÁŇAL

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Tomáš Slavík

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

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

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

### **Řízení výkonu spalovacích motorů**

v anglickém jazyce:

### **Power control of combustion engines**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Náplní diplomové práce je porovnání různých způsobů řízení výkonu vznětových i zážehových spalovacích motorů z hlediska ekonomicko-ekologických parametrů, vlivu na chod motoru a vibrace, včetně srovnávacích simulací s využitím multi-body systému.

Cíle diplomové práce:

- vypracování přehledu základních metod řízení výkonu
- simulace vlivu jednotlivých metod řízení výkonu na průběh kroutícího momentu a torzní vibrace klikové hřídele vybraných motorů
- analýza a zhodnocení výsledků, navržení optimální metody nebo kombinace metod pro vybrané motory

Seznam odborné literatury:

- KOŠTÁL, J. - SUK, B. Pístové spalovací motory. SNTL Praha, 1973.
- RAUSCHER, K. Spalovací motory. VUT Brno, 1996 (elektronický text).

Vedoucí diplomové práce: Ing. Lubor Zháňal

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 14.10.2009

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## ***ABSTRAKT***

Náplní této diplomové práce je porovnání různých způsobů řízení výkonu vznětových a zážehových spalovacích motorů z hlediska ekonomicko-ekologických parametrů, vlivu na chod motoru a vibrace. V práci jsou uvedeny základní druhy regulace výkonu, jejich princip, výhody a nevýhody. V závěru práce jsou uvedeny a popsány srovnávací simulace vytvořené s využitím multi-body systému. Výpočty parametrů a simulace byly voleny tak, aby se výsledné hodnoty co nejvíce blížily hodnotám reálným.

**Klíčová slova:** výkon, regulace, motor, torzní kmitání, klikový hřídel, simulace.

## ***SUMMARY***

The main subject of this dissertation is a comparison between different methods of controlling the output in compression and spark ignition engines in light of economic-ecological parameters, effects on engine functioning as well as vibrations. Main types of power control, their principle, advantages and disadvantages are presented in the text. There are several comparative simulations described and presented at the end of this work that were created by using a multi-body system. Calculation of parameters and simulations were selected to approximate resulting values to real values as much as possible.

**Key words:** Output, regulation, engine, torsional vibration, crankshaft, simulation.

**Bibliografická citace:**

SLAVÍK, T. Řízení výkonu spalovacích motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubor Zháňal.

## ***ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ***

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci Řízení výkonu spalovacích motorů jsem napsal samostatně pod vedením Ing. Lubora Zháňala a s použitím uvedených zdrojů literatury.

V Brně ..... 2010 .....

Podpis autora

## ***PODĚKOVÁNÍ***

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Luborovi Zháňalovi za jeho odborné vedení při tvorbě této diplomové práce, za jeho rady a cenné připomínky.

## Obsah

|                                                                     |           |
|---------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>1) Úvod.....</b>                                                 | <b>4</b>  |
| <b>2) Historický přehled.....</b>                                   | <b>6</b>  |
| <b>3) Charakteristiky spalovacích motorů .....</b>                  | <b>7</b>  |
| 3.1) Otáčková charakteristika .....                                 | 7         |
| 3.1.1) Příklad ideálního motoru.....                                | 8         |
| 3.1.2) Příklad skutečného motoru .....                              | 8         |
| 3.1.3) Uvažování mechanických ztrát.....                            | 8         |
| 3.2) Zátěžová charakteristika .....                                 | 10        |
| 3.3) Regulační charakteristika .....                                | 10        |
| 3.4) Speciální charakteristika .....                                | 10        |
| 3.5) Úplná charakteristika.....                                     | 11        |
| <b>4) Účel regulace výkonu spalovacího motoru .....</b>             | <b>12</b> |
| <b>5) Hlavní metody regulace výkonu spalovacích motorů .....</b>    | <b>13</b> |
| 5.1) Regulace vynecháváním .....                                    | 13        |
| 5.2) Kvalitativní regulace.....                                     | 14        |
| 5.3) Kvantitativní regulace.....                                    | 16        |
| 5.3.1) Starší koncepce zážehového motoru.....                       | 17        |
| 5.3.2) Moderní koncepce zážehového motoru .....                     | 17        |
| 5.4) Kombinovaná regulace .....                                     | 18        |
| 5.4.1) Koncepce plynového přeplňovaného zážehového motoru .....     | 18        |
| 5.4.2) Moderní koncepce vznětového motoru.....                      | 19        |
| <b>6) Aktuální možnosti regulace výkonu spalovacích motorů.....</b> | <b>20</b> |
| 6.1) Přeplňování.....                                               | 20        |
| 6.1.1) Motory s mechanicky poháněným dmychadlem .....               | 20        |
| 6.1.2) Motory s turbodmychadlem.....                                | 21        |
| 6.1.3) Kompaudní přeplňování .....                                  | 21        |
| 6.2) Variabilní délka sacího potrubí .....                          | 22        |
| 6.3) Variabilní časování ventilů.....                               | 22        |
| 6.4) Seřízení předstihu .....                                       | 23        |
| <b>7) Dynamický model klikového mechanismu.....</b>                 | <b>24</b> |
| 7.1) Náhradní soustava klikového mechanismu .....                   | 24        |



|                                                                             |           |
|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 7.2) Redukce hmot.....                                                      | 25        |
| 7.2.1) Redukce hmot zalomení klikového hřídele .....                        | 26        |
| 7.2.2) Redukce hmot na straně setrvačníku .....                             | 27        |
| 7.2.3) Redukce hmot na straně řemenice .....                                | 27        |
| 7.3) Redukce délek klikového hřídele .....                                  | 27        |
| 7.3.1) Výpočet redukované délky zalomení klikového hřídele.....             | 28        |
| 7.3.2) Výpočet redukované délky konce klikového hřídele - setrvačník.....   | 29        |
| 7.3.3) Výpočet redukované délky konce klikového hřídele - řemenice .....    | 29        |
| 7.4) Výpočet torzní tuhosti .....                                           | 29        |
| <b>8) Kinematika, průběhy sil a momentů v klikovém mechanismu.....</b>      | <b>31</b> |
| 8.1) Výpočet dráhy pístu.....                                               | 32        |
| 8.2) Výpočet rychlosti pístu.....                                           | 32        |
| 8.3) Výpočet zrychlení pístu .....                                          | 33        |
| 8.4) P- $\alpha$ diagram .....                                              | 34        |
| 8.5) P-v diagram.....                                                       | 34        |
| 8.6) Výpočet sil v klikovém mechanismu.....                                 | 35        |
| 8.6.1) Výpočet sil působících na pístní čep v ose válce.....                | 36        |
| 8.6.2) Výpočet sil přenášených ojnicí.....                                  | 37        |
| 8.6.3) Výpočet sil působících na ojnicí čep .....                           | 38        |
| 8.7) Výpočet krouticího momentu na jedno zalomení klikového hřídele .....   | 39        |
| 8.8) Výpočet krouticího momentu při aplikaci regulace vynecháváním.....     | 39        |
| <b>9) Simulace vlivu torzních kmitů v multi-body systému ADAMS .....</b>    | <b>41</b> |
| 9.1) Motory určené pro simulaci.....                                        | 41        |
| 9.2) Tvorba modelu.....                                                     | 41        |
| 9.3) Simulace vlivu torzních kmitů na klikový hřídel motoru.....            | 44        |
| 9.3.1) Simulace vlivu torzních kmitů s aplikací regulace vynecháváním ..... | 44        |
| 9.3.2) Vliv regulace vynecháváním na průběh krouticího momentu .....        | 46        |
| 9.3.3) Numerická simulace .....                                             | 48        |
| 9.4) Výsledky simulací .....                                                | 48        |
| 9.4.1) Výsledky simulací pro čtyřválcový řadový motor.....                  | 49        |
| 9.4.2) Výsledky simulací pro šestiválcový vidlicový motor.....              | 50        |
| 9.4.3) Výsledky simulací pro osmiválcový vidlicový motor .....              | 51        |
| 9.4.4) Shrnutí výsledků simulací.....                                       | 52        |

|                                                     |           |
|-----------------------------------------------------|-----------|
| <b>10) Závěr.....</b>                               | <b>53</b> |
| <b>11) Seznam použitých zdrojů literatury .....</b> | <b>54</b> |
| <b>12) Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>  | <b>56</b> |
| <b>13) Seznam příloh .....</b>                      | <b>60</b> |

## 1) Úvod

V dnešní době musí vozidlový spalovací motor, jako produkt vyspělé strojírenské výroby, splňovat náročná provozní a uživatelská kritéria. Mezi zmíněná kritéria patří přísné plnění energetických, výkonových a hlavně ekologických parametrů. Soudobé konstrukce vozidlových spalovacích motorů se neobejdou bez masivní podpory automatického řízení funkčních systémů motoru.

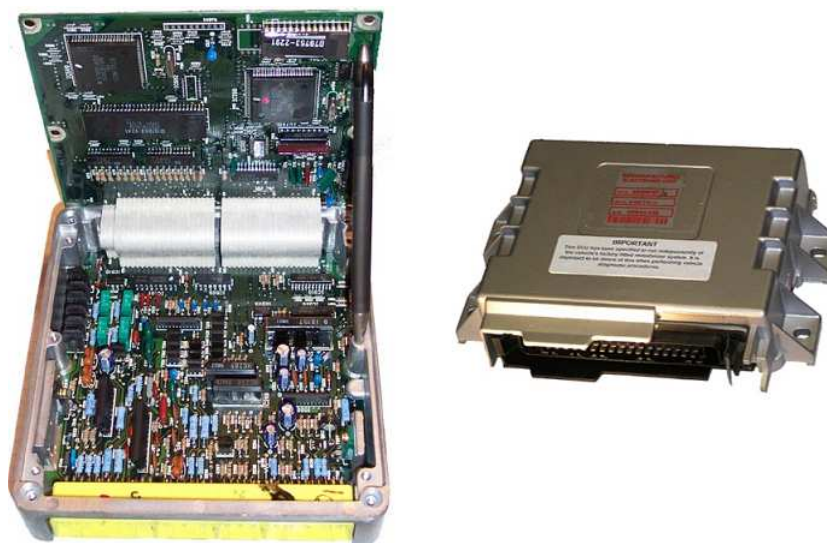


**Obr. 1.1** Moderní diesellový motor s označením DCi [14]

Základem současné regulační techniky spalovacího motoru je aktivní propojení jednotlivých komponent mechanického charakteru a charakteru elektronického. Mezi prvky mechanické povahy patří prvky mechanicko-hydraulické a mechanicko-pneumatické. Tímto způsobem propojení zmíněných prvků se značně urychlují progresivní inovace a vývoj nových koncepcí ve všech odvětvích strojírenského průmyslu. Největší využití je však zastoupeno v automobilovém průmyslu a u motorových vozidel.

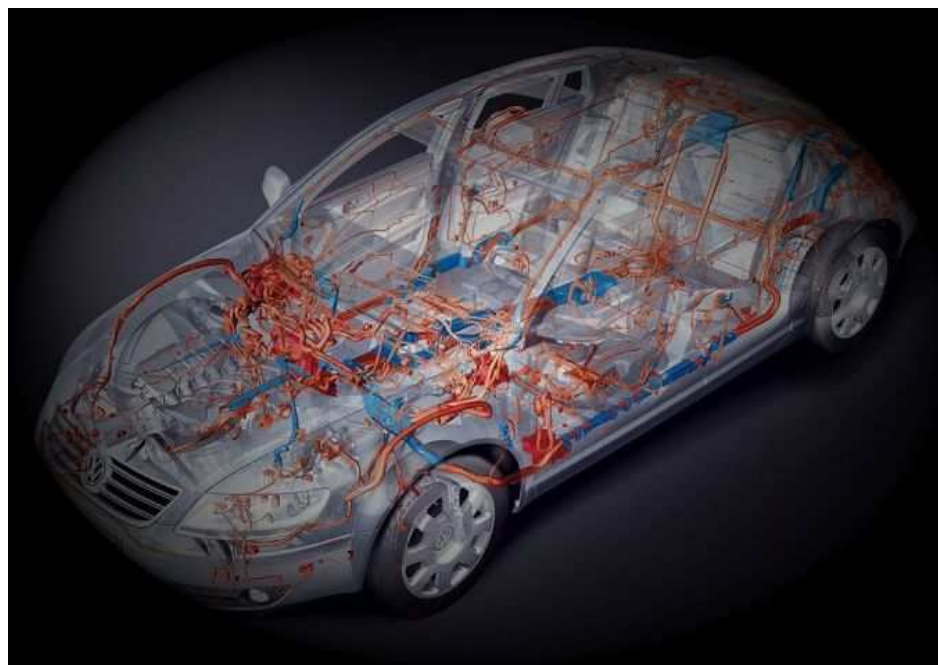
Mechatronické prvky jsou u vozidlových spalovacích motorů základem pro ovládání, automatické řízení a provozní bezpečnost spalovacího motoru. Moderní motory v dnešní době řídí elektronická řídicí jednotka, která ovládá činnost palivového systému, bohatost směsi, předstih zážehu směsi, vstřik paliva do válce motoru, recirkulaci výfukových plynů, plnicí tlak u přeplňovaných motorů, nastavení ovládacích prvků včetně škrticí klapky, regulaci otáček a mnoho dalších prvků spalovacího motoru.

Jádro jednotky tvoří mikroprocesor, který je spojen datovou sběrníci s programovatelnou pamětí (EPROM) a přepisovatelnou pamětí (RAM). V přepisovatelné paměti jsou obsaženy programovatelné kódy a data parametrů funkcí. Tato paměť je určena k ukládání adaptačních hodnot. Přepisovatelná paměť je stále propojena s akumulátorem, aby se z ní nesmazala data po vypnutí motoru. Data vstupují do mikroprocesoru přes signálový interface, který je upravuje tak, aby je mohl mikroprocesor zpracovat.



**Obr. 1.2** Elektronická řídicí jednotka [16]

Mechatronické prvky také přispívají ke zkvalitnění užitných a provozních vlastností vozidla využitím dalších konstrukčních skupin s mechatronickými prvky. Patří sem například zabezpečovací a diagnostické systémy.



**Obr. 1.3** Objekty diagnostiky na voze VW Phaeton [15]

## 2) Historický přehled

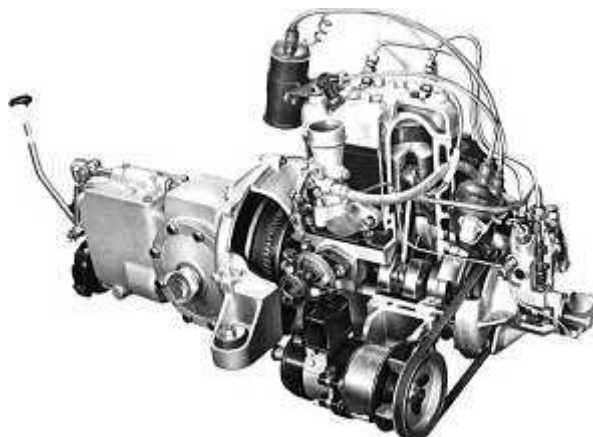
Veškerý rozvoj automobilové dopravy 20. století je založen na principu motoru s vnitřním spalováním (ICE – Internal Combustion Engine). Z hlediska řízení se jedná o velmi složitý nelineární objekt, který je v mnoha ohledech nestacionární. Matematický popis tohoto objektu není stále přesně k dispozici.

Téměř po celé století vývoje spalovacích motorů byly tyto motory řízeny primitivním způsobem. U tohoto způsobu řízení probíhala regulace řízením tvorby palivové směsi v karburátoru a předstih zážehu zde byl řízen odstředivým a podtlakovým regulátorem. I když v současnosti je tento způsob řízení nedostačující, historie ukazuje, že tento způsob řízení spalovacích motorů byl dostačující po celé století vývoje spalovacích motorů.

V 80. letech se začaly používat elektronické systémy pro řízení zapalování a současně i zavádění katalytického spalování výfukových plynů. Tyto aspekty kladly větší nároky na tvorbu palivové směsi, které ani sebelepší karburátory nedokázaly plnit.

Už v roce 1952 firma Bosch představila světovou novinku, když sériově vybavila vozy Gutbrod Superior 600 a Goliath 700GP přímým vstřikováním paliva. Při porovnání s motory, které byly vybaveny spalovacím motorem s tvorbou směsi v karburátoru, zde byla snížena spotřeba o 20% a o 20% zvýšen výkon motoru. Myšlenku přímého vstřiku technici přejali ze stavby letadel, kam firma Bosch od roku 1937 dodávala benzínová vstřikovací čerpadla. V roce 1967 dodala společnost Bosch na trh systém D-JETRONIC. Jednalo se o první systém, který elektronicky řídil vstřikování paliva do válce motoru. Přednosti vstřikovacích systémů byly zřejmé. Technici dokázali zvýšit výkon a snížit spotřebu a emise exaktním dávkováním paliva. Další milník automobilového průmyslu se objevil roku 1976. Milníkem byl systém vstřikování paliva s lambda regulací, který umožnil účinné čištění výfukových plynů v třicestném katalyzátoru. V roce 1979 sloučili technici firmy Bosch systém JETRONIC a plně elektronické zapalování s řízením podle datového pole do jedné řídicí jednotky. Systém nesl označení MOTRONIC. V roce 2000 debutovala firma Bosch se systémem DI-MOTRONIC s vrstveným plněním válců. Systém je založen na tlakovém zásobníku, který plní vysokotlaké čerpadlo.

Přesné dávkování paliva značně snížilo množství škodlivých emisí ve výfukových plynech, a tím umožnilo plnění náročných exhalačních limitů soudobých automobilů. Revoluční změny v řízení spalovacích motorů by nemohly nastat bez nástupu integrované elektroniky, přesného výkonového spínání, vývoje bezpečného softwaru a vyspělé technologie.



**Obr. 2.1** První motor se vstřikováním paliva [17]

### 3) Charakteristiky spalovacích motorů

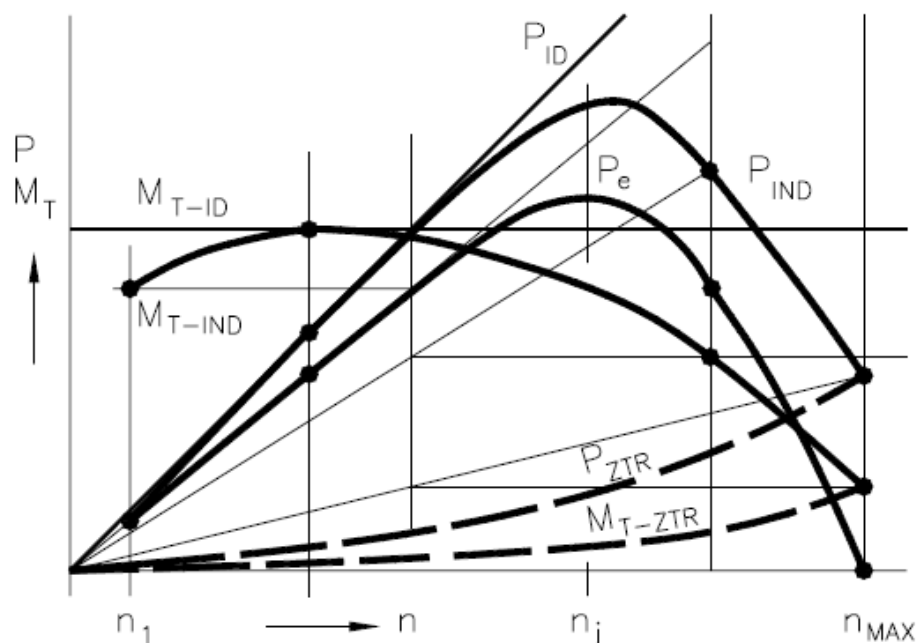
Charakteristiky spalovacích vozidlových motorů jsou závislosti mezi hlavními veličinami spalovacího motoru. Mezi tyto veličiny patří otáčky motoru, výkon, točivý moment, měrná spotřeba paliva, teplota výfukových plynů, plnicí tlak u přeplňovaných motorů, účinnosti motoru atd. Charakteristiky spalovacích motorů slouží jako doklad o vlastnostech motoru.

Mezi základní druhy charakteristik patří:

- otáčková (rychlostní) charakteristika
- zatěžovací charakteristika
- regulační charakteristika
- úplná charakteristika
- zvláštní charakteristiky.

#### 3.1) Otáčková (rychlostní) charakteristika

Pro otáčkovou charakteristiku platí, že nezávislou proměnnou jsou zde otáčky motoru. Zjišťování charakteristiky se provádí při stálém nastavení ovládacího prvku motoru (škrticí klapka, ovládací páka regulátoru vstřikovacího čerpadla).



**Obr. 3.1** Základní tvar rychlostní charakteristiky [11]

Na obrázku 3.1 jsou znázorněny tři různé pohledy na průběh efektivního výkonu  $P_e$  a točivého momentu  $M_T$  spalovacího motoru. Tyto pohledy jsou vysvětleny v následujících podkapitolách.

### 3.1.1) Případ ideálního motoru

V tomto případě se zanedbávají veškeré ztráty. Točivý moment  $M_{T-ID}$  má tedy konstantní průběh a výkon motoru  $P_{ID}$  lineárně roste v závislosti na otáčkách motoru  $n$ .

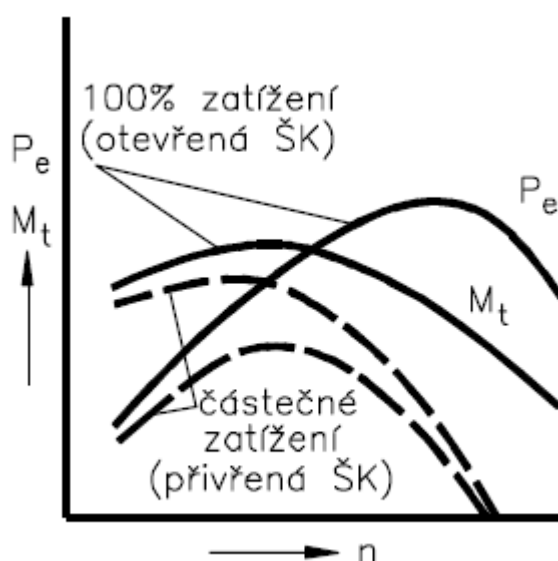
### 3.1.2) Případ skutečného motoru

Promítá se zde vliv okolností, které odchyľují točivý moment od konstantní velikosti. V režimu nižších otáček se projevuje zhoršená příprava směsi, a tím i zhoršené hoření směsi, což má za následek snížení točivého momentu oproti případu ideálního motoru. V režimu vyšších otáček se točivý moment sníží vlivem obtížnější výměny náplně válce vlivem hydraulických odporů při plnění válce. Odchyľky jsou vyjádřeny průběhem  $M_{T-IND}$  (točivý moment, který odpovídá hodnotám středního indikovaného tlaku  $p_i$  pracovního oběhu). Průběh výkonu motoru znázorňuje křivka indikovaného výkonu  $P_{IND}$ .

### 3.1.3) Uvažování mechanických ztrát

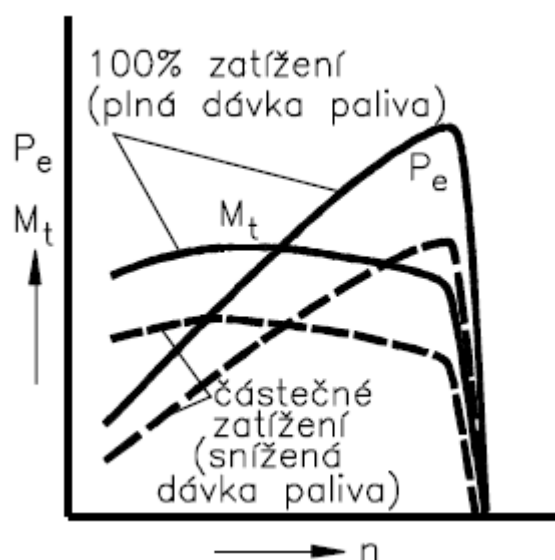
Chod motoru je doprovázen mechanickými ztrátami. Průběhy ztrátového točivého momentu  $M_{T-ZTR}$  a ztrátového výkonu  $P_{ZTR}$  jsou znázorněny čárkovaně. Pokud jsou odečteny ztrátové položky v jednotlivých režimech otáček motoru, dostaneme průběh efektivního točivého momentu  $M_T$  a efektivního výkonu  $P_e$ . Rozsah provozních otáček je od otáček s přijatelnou rovnoměrností chodu  $n_1$  do jmenovitých otáček  $n_j$  nebo až do maximálních dosažitelných otáček  $n_{MAX}$ , které nevystavují motor havárii.

Rychlostní charakteristika zjišťovaná v režimech plného zatížení motoru se nazývá vnější rychlostní (otáčkovou) charakteristika. Typické průběhy vybraných charakteristik jsou znázorněny v následujících obrázcích.



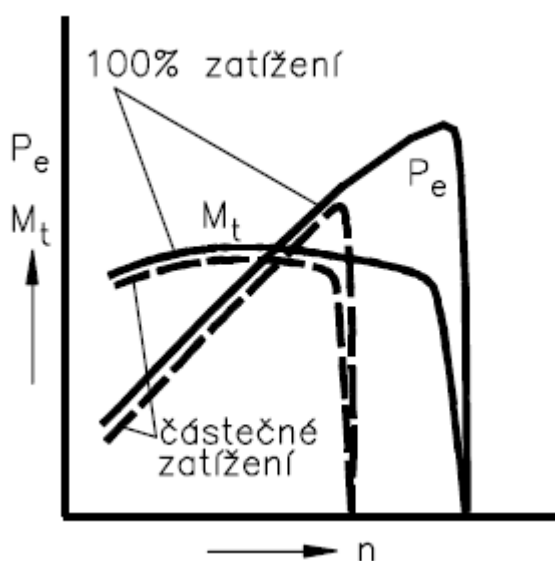
**Obr. 3.2** Schéma plného a částečného zatížení zážehového motoru [11]

Na obrázku 3.2 jsou znázorněny průběhy  $M_t$  a  $P_e$  pro zážehový motor v plném a částečném zatížení. Charakteristické pro zážehový motor v režimu částečného zatížení je snížení otáček motoru vlivem škrcení průtoku směsi sacím potrubím. Razantní pokles točivého momentu  $M_t$  nastane až při značném přivření škrticí klapky.



**Obr. 3.3** Průběhy  $M_t$  a  $P_e$  pro vznětový motor s omezovací regulací [11]

Na obrázku 3.3 jsou znázorněny průběhy  $M_t$  a  $P_e$  pro vozidlový vznětový motor s omezovací regulací. Kvalitativní regulace výkonu má v režimu částečného zatížení za následek snížení točivého momentu  $M_t$ , a to v celém rozsahu otáček motoru. Maximální otáčky při plném a částečném zatížení jsou pak totožné.



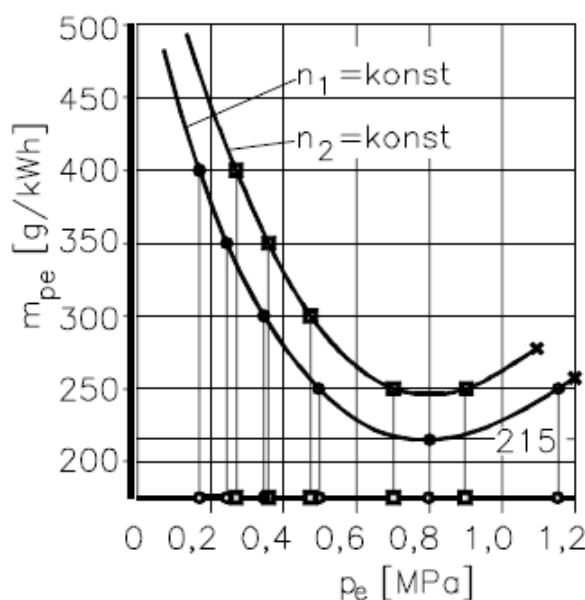
**Obr. 3.4** Průběhy  $M_t$  a  $P_e$  pro vznětový motor s výkonovou regulací [11]



Obrázek 3.4 ukazuje průběhy  $M_t$  a  $P_e$  v plném a částečném zatížení u vznětového motoru s výkonnostní regulací. Tyto motory se nejčastěji používají u pracovních strojů (traktory, manipulátory). Je zde zajištěna stabilita otáček motoru i za proměnlivosti vnější zátěže. Výkonnostní regulace slouží k posunu regulované charakteristiky do různých otáčkových režimů.

### 3.2) Zatěžovací charakteristika

U této charakteristiky je proměnnou zatížení motoru a zjišťuje se při konstantních otáčkách motoru. Znázorňuje závislost spotřeby paliva, zpravidla měrné, respektive dalších důležitých veličin, na některé veličině charakterizující zatížení spalovacího motoru, mezi které patří například efektivní výkon  $P_e$ , střední efektivní tlak  $p_e$ , točivý moment  $M_t$  atd.



Obr. 3.5 Zatěžovací charakteristika [11]

### 3.3) Regulační charakteristika

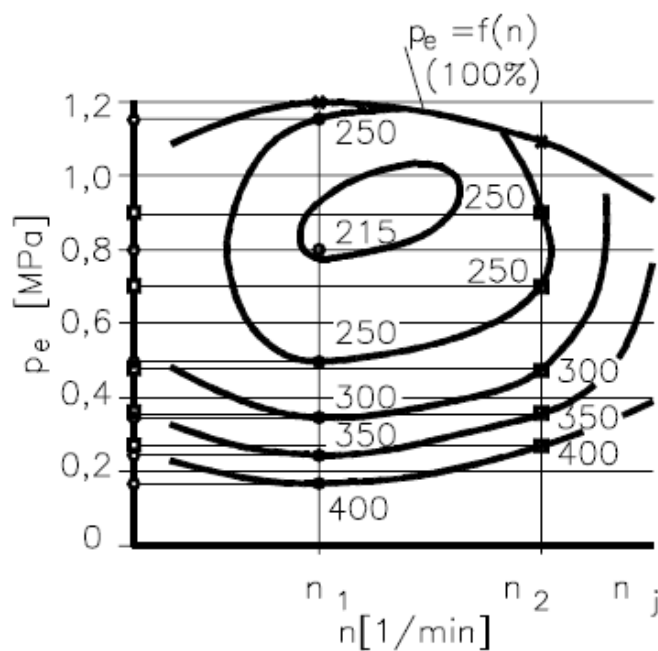
Znázorňuje závislost veličin spalovacího motoru na některé konstrukční veličině charakterizující nastavení motoru.

### 3.4) Speciální charakteristika

Je charakteristika, která popisuje vlastnosti spalovacího vozidlového motoru a jeho chování z jiných hledisek.

### 3.5) Úplná charakteristika

Úplná charakteristika je diagram, který znázorňuje závislost sledované veličiny na dvou základních veličinách zanesených na osách souřadnic soustavou křivek. Každé křivce diagramu přísluší určitá stálá hodnota sledované veličiny jako její parametr. Ve skutečnosti je úplná charakteristika prostorový diagram.



Obr 3.6 Úplná charakteristika [11]

## 4) Účel regulace výkonu spalovacího motoru

Hlavním úkolem při řízení výkonu spalovacího motoru je změna výkonu od nulového až po maximální tak, aby se co nejrychleji přizpůsoboval okamžitému množství energie odebrané na klikovém hřídeli motoru.

V reálném provozu je třeba výkon spalovacího motoru často měnit podle požadavků vnější zátěže. Při regulaci výkonu spalovacího motoru dochází k přizpůsobování výkonové otáčkové charakteristiky spalovacího motoru charakteristice vnější zátěže. Jako nejdůležitější hledisko je zde takové seřízení výkonu, provozního stavu a charakteristiky spalovacího motoru, které vede k bezproblémovému a stabilnímu chodu spalovacího motoru i poháněného stroje.

Přizpůsobování obou charakteristik jak spalovacího motoru, tak i vnější zátěže je v mnoha případech zjednodušeno převodem, který je mechanického charakteru nebo i charakteru jiného.

Regulace výkonu spalovacího motoru se řídí základní rovnicí pro mechanický výkon spalovacího motoru:

$$P_e = M_k \cdot \omega. \quad [4.1]$$

Výkon spalovacího motoru lze obecně regulovat otáčkami motoru nebo změnou točivého momentu motoru, popřípadě změnou otáček i točivého momentu motoru. Při regulaci výkonu spalovacího motoru změnou otáček jsou možnosti regulace často značně omezené. Proto se za hlavní princip regulace výkonu spalovacího motoru považuje změna točivého momentu motoru  $M_k$ , respektive změna středního efektivního tlaku  $P_e$ .

Platí:

$$P_e = \frac{V_z \cdot p_e \cdot n}{k \cdot 60} \Rightarrow p_e = \frac{60 \cdot k \cdot P_e}{V_z \cdot n} \quad [4.2]$$

$$P_e = m_p \cdot H_u \cdot \eta_c, \quad m_p = \frac{m_v}{\lambda_v \cdot L_{VT}}, \quad m_v = V_z \cdot \frac{n}{k \cdot 60} \cdot \rho \cdot \eta_d \quad [4.3]$$

Po dosazení:

$$p_e = \frac{H_u}{\lambda_v \cdot L_{VT}} \cdot \rho_v \cdot \eta_d \cdot \eta_c \quad [4.4]$$

Pokud bude splněn předpoklad, že celková účinnost se bude měnit pouze málo, můžeme na změnu středního efektivního tlaku  $p_e$  působit změnou hodnot součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$ , hustoty vzduchu  $\rho_v$  a dopravní účinnosti  $\eta_d$ , popřípadě změnami všech činitelů.

U spalovacích motorů se používají všechny jmenované možnosti včetně jejich kombinací, které představují základní způsoby regulace výkonu spalovacích motorů. Základní způsoby regulace výkonu jsou popsány v následující kapitole.

## 5) Hlavní metody řízení výkonu spalovacích motorů

Vlastní regulace, při prakticky konstantním nebo proměnlivém počtu otáček, se provádí změnou množství paliva, které je dodáváno do válce motoru. Této změny množství paliva můžeme docílit několika způsoby, které jsou libovolně volitelné podle pracovního způsobu, druhu paliva, typu a účelu motoru.

Mezi hlavní způsoby řízení výkonu spalovacích motorů patří:

- regulace vynecháváním
- kvalitativní regulace
- kvantitativní regulace
- kombinovaná regulace.

### 5.1) Regulace vynecháváním

Nejstarším a také nejjednodušším způsobem, který byl použit už u Ottova atmosférického motoru, je řízení výkonu spalovacího motoru vynecháváním. Tento způsob tedy využívá změny poměru mezi počtem pracovních zdvihů a počtem otáček daného spalovacího motoru.

Mezi pracovní oběhy, které odpovídají plně zatíženému motoru, se zařazují při menším zatížení motoru pracovní oběhy, které odpovídají chodu naprázdno. Výkon jednoho pracovního oběhu je zde stálý, proto zde mohou být poměry voleny tak, aby chod motoru byl co nejvýhodnější. Například je-li zatížení motoru menší, než odpovídá výkonu daného pracovního oběhu, otáčky zde rostou a regulátor nastaví rozvod tak, aby motoru nebylo dodáváno palivo. Energie nastřádaná v setrvačnicku se nyní využívá a otáčky klesají, dokud regulátor nezapne přívod paliva. Poté motor začne pracovat v normálním režimu.

Konstrukce této regulace jsou různé a závisí například na typu motoru, konstrukčním provedení a použitém palivu.

U čtyřdobých motorů se dříve velmi často užívala úprava, kdy zůstával uzavřený sací ventil, což vyžadovalo dostatečné zatížení obou rozvodových ventilů danými pružinami, aby se ventily neotevřely podtlakem, který vznikne ve válci při sacím zdvihu.

U naftových motorů s přímým vstřikem paliva se vypíná z činnosti palivové čerpadlo a u motorů s elektrickým zapalováním je možno vypnout elektrický proud. Tento způsob je ale ne hospodárný a pro trvalou regulaci tedy nevhodný. Uplatnil se však u velkých motorů jako bezpečnostní regulace.

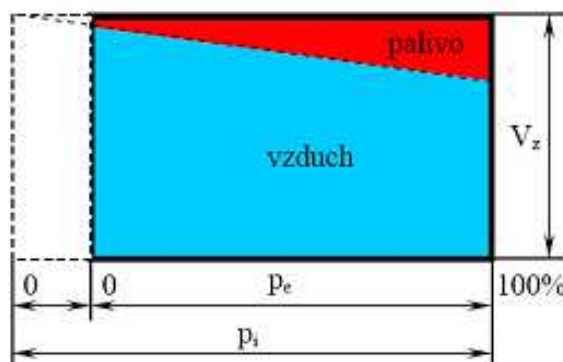
Mezi výhody regulace vynecháváním patří konstrukční jednoduchost celého provedení a tepelná účinnost pracovních oběhů. Proto je zde také poměrně dobrá celková účinnost, která je nepříznivě ovlivňována při menším zatížení motoru průběhem změny mechanické účinnosti.

Mezi největší nevýhody této regulace patří velké teplotní namáhání válce a jiných součástí motoru, kdy se bezprostředně po sobě střídají oběhy s nejnižšími a nejvyššími teplotami a tlaky. Tato nevýhoda je u větších tepelně více namáhaných motorů nepřijatelná. Také potřebná hmota setrvačnicku musí být poměrně velká kvůli rovnoměrnosti chodu při menším zatížení motoru, kdy se pracovní oběhy střídají s větším počtem oběhů chodu naprázdno. V této situaci musí setrvačnick udržovat rovnoměrnost chodu motoru po delší dobu.

Regulace vynecháváním se využívala spíše u malých levných motorů, u kterých nebyly velké požadavky na udržování daného počtu otáček motoru. Byly to většinou motory pro hospodářské stroje. Tato regulace se využívá nyní už jen zřídka, protože požadavky na motory se stupňují a tato regulace nebyla dobře použitelná u rychloběžnějších motorů.

## 5.2) Kvalitativní regulace

Při tomto způsobu regulace se mění složení náplně, která je dodávána do válce motoru. Změna složení probíhá tak, že s klesajícím zatížením se směs stále více ochuzuje. Střední efektivní tlak pracovního oběhu je řízen změnou bohatosti směsi. Hmotnostní naplnění válce vzduchem je zde prakticky neměnné.



**Obr. 5.1** Schéma kvalitativní regulace

S klesajícím zatížením se přivádí do válce menší množství paliva a je zde větší přebytek vzduchu. Tím se mění směšovací poměr a výsledná výhřevnost směsi se snižuje.

Při malém zatížení motoru dohořívá chudá směs vždy při expanzním a často i výfukovém zdvihu, což může být příčinou známého „střílení“ do vstupního systému. Dohořívající spaliny zapálí novou směs ještě před vstupními průřezy, které se začínají otevírat dříve než výfuk.

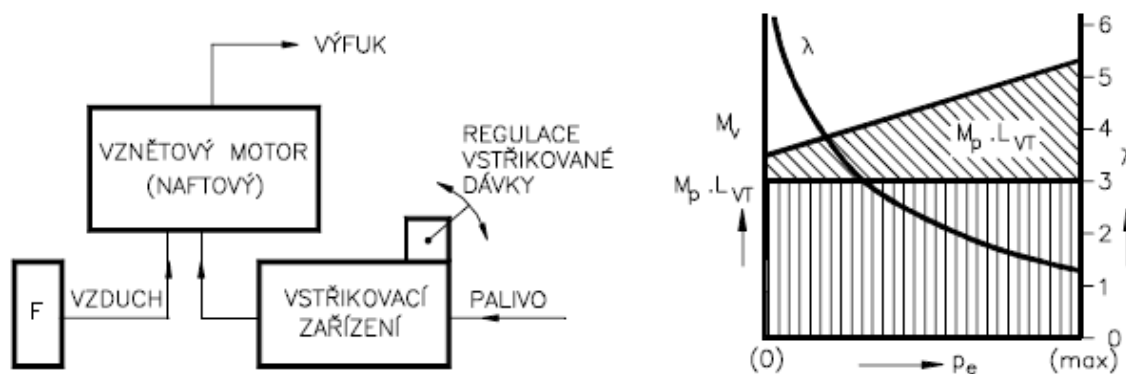
Dalším zmenšováním množství přiváděného paliva vzniká nezápalná směs. V tomto případě by nastala situace, kdy kvalitativní regulaci nahrazuje neekonomická regulace vynecháváním. V této situaci by výfukem odcházelo nespálené palivo.

Problém špatné zápalnosti zde lze řešit vrstvením směsi ve válci, kdy v oblasti zapálení je přítomna směs bohatá a dobře zápalná. Ve vzdálenějších místech spalovacího prostoru je směs velmi chudá.



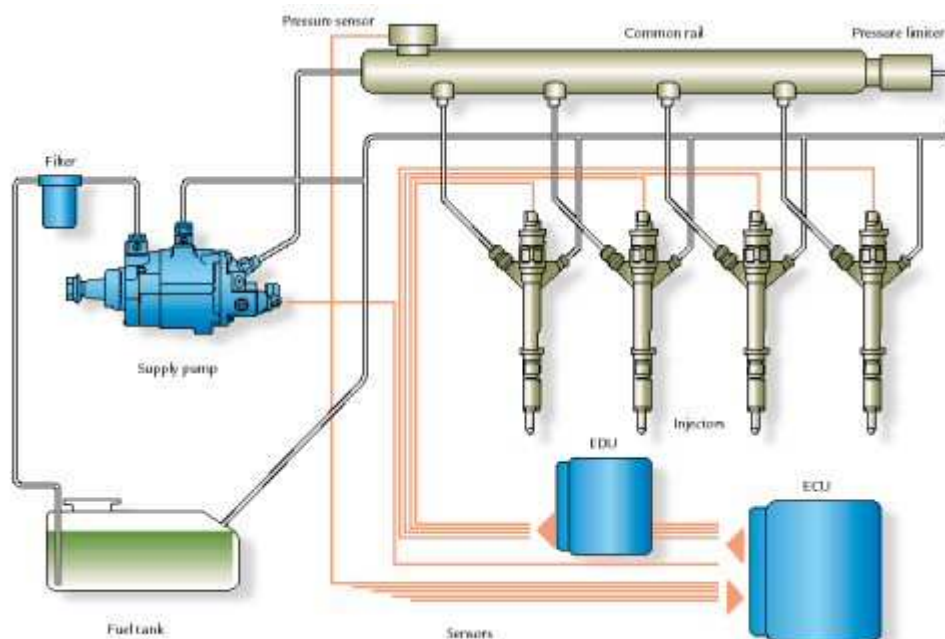
**Obr. 5.2** Režim vrstveného plnění válce u zážehového motoru Audi 2.0 FSI [18]

Teoreticky lze podmínky tohoto způsobu regulace zlepšit tím, že by se při menším zatížení motoru ohříval nasávaný vzduch. Takto by se zmenšily nevýhody kvalitativní regulace, ale je velice těžké rychle ovládat ohřívání nasávaného vzduchu při náhlé změně zatížení motoru. Nejsnazším řešením tohoto problému u čtyřdobých motorů je přisávání výfukových plynů, které však znečišťují vstupní systém, sací ventil i válec. U dvoudobých motorů se tento problém řeší dodáním menšího množství nové náplně. Tím je dosaženo většího podílu spalín.



**Obr. 5.3** Blokové schéma nepřepřehnaného vznětového motoru a schéma jeho kvalitativní regulace [11]

Kvalitativní regulace se používá u všech vysokotlakých naftových motorů. Jejich válec je v průběhu výměny náplně vždy co nejdokonalěji plněn čistým vzduchem. Do tohoto vzduchu stlačeného ve vhodně tvořeném kompresním prostoru se vstřikuje a rozprašuje palivo. Množství paliva je závislé na zatížení motoru a je dodáváno palivovým čerpadlem. Palivo se vznítí vysokou kompresí.

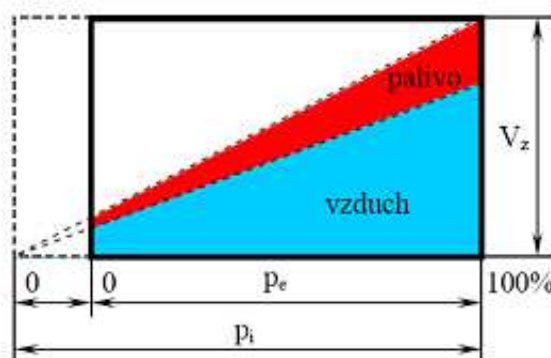


**Obr. 5.4** Schéma vstřikovacího systému Common Rail pro vznětové motory [19]

Účinnost kvalitativní regulace u vysokotlakých vznětových motorů vyplývá z toho, že i při malém zatížení odpadá nevýhoda špatně zápalné směsi. Na začátku vstřikování se tvoří automaticky nehomogenní směs, která má na jednom nebo více místech v oblasti blízké paprsku vstřikovaného paliva vhodné složení. Směs je tedy dobře zápalná.

### 5.3) Kvantitativní regulace

U tohoto způsobu regulace výkonu spalovacích motorů se mění množství směsi vstupující do válce motoru, přičemž směs má téměř vždy konstantní bohatost. Bohatost je většinou blízká stechiometrickému poměru ( $\lambda = 1$ ). Střední efektivní tlak pracovního oběhu je ovlivňován změnou množství průtočného vzduchu nebo směsi motorem. Je tedy ovlivňován změnou hmotnostního naplnění válce čerstvou směsí. Tato regulace je určena pro zážehové motory.

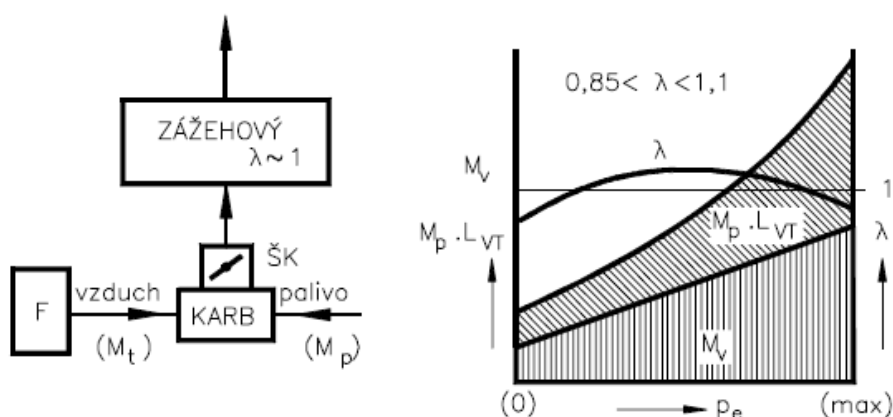


**Obr. 5.5** Schéma kvantitativní regulace

Na rozdíl od kvalitativní regulace se zde mění konečný kompresní tlak pracovního oběhu. Kompresní tlak klesá se zatížením motoru. Proto se také snižují tlaky celého oběhu včetně tlaků nejvyšších. Tato skutečnost je prakticky výhodná. Téměř vždy u tohoto druhu regulace dochází ke škrcení vstupu nové náplně, která je nasávána do válce motoru. Proto se zvětšuje negativní plocha indikátorového diagramu, což snižuje tepelnou účinnost daného oběhu. Další výhodou tohoto způsobu regulace, kromě snížení maximálních tlaků, je dobře zápalná směs, která rychle hoří i při chodu naprázdno.

Při samotné regulaci ovládá daný regulátor vhodný škrticí orgán, který odměřuje hotovou směs paliva a vzduchu nebo její jednotlivé složky.

### 5.3.1) Starší koncepce zážehového spalovacího motoru využívajícího kvantitativní regulace výkonu



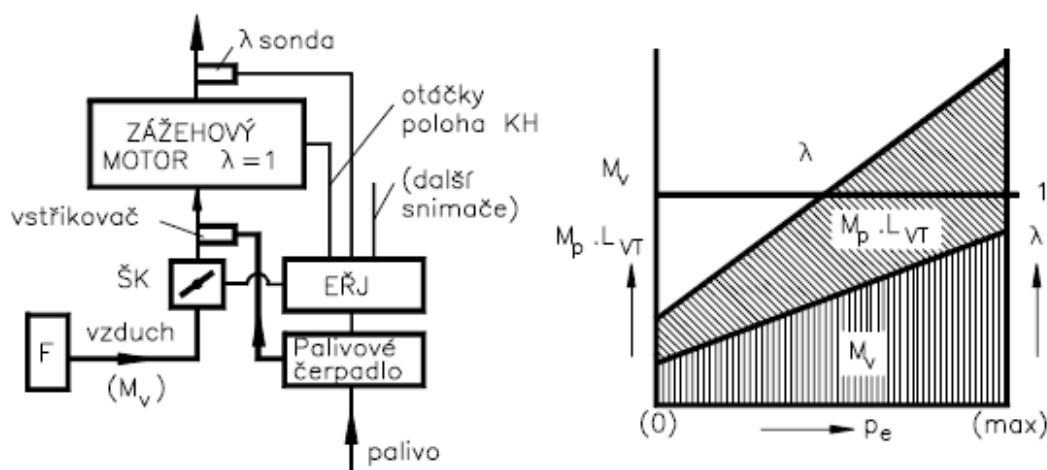
**Obr. 5.6** Schéma karburátorového zážehového motoru a jeho výkonové regulace [11]

Na obrázku 5.6 je schematicky uvedena starší koncepce zážehového spalovacího motoru, jehož palivový systém využívá karburátoru, který zajišťuje směřování paliva a vzduchu. V difuzoru karburátoru se tvoří palivové kapky a takto rozprášené palivo se přivádí do proudícího vzduchu. Vybavení tohoto karburátoru upravuje průběh bohatosti směsi v závislosti na zatížení motoru. Bohatost se pohybuje kolem hodnoty  $\lambda = 1$ . Kvantitativní regulaci zde zajišťuje škrticí klapka.

### 5.3.2) Moderní koncepce zážehového spalovacího motoru využívajícího kvantitativní regulace výkonu

Obrázek 5.7 schematicky znázorňuje případ moderního zážehového motoru s elektronickou  $\lambda$  regulací pro spalování stechiometrické směsi. Palivový systém je založen na nízkotlakém vstřikování paliva do nasávaného vzduchu. Jde zde tedy o nepřímé vstřikování paliva. Kvantitativní regulaci zde zajišťuje stejně jako u karburátorových motorů škrticí klapka. Správnou činnost systému zaručuje elektronická řídicí jednotka, která má řadu snímačů. Mezi tyto snímače patří například snímače tlaku, teploty, polohy škrticí klapky, polohy klikového hřídele, průtoku vzduchu, lambda sonda. V režimu velmi nízkého a také velmi vysokého zatížení motor dostává bohatší směs.





**Obř. 5.7** Schéma zážehového motoru koncepce  $\lambda = 1$  a jeho výkonové regulace [11]

Hlavní nevýhodou kvantitativní regulace je menší tepelná účinnost daného pracovního oběhu. Také u této regulace by se poměry teoreticky daly zlepšit ohříváním vstupující směsi. Praktická realizace tohoto řešení je však ještě obtížnější než u regulace kvalitativní.

## 5.4) Kombinovaná regulace

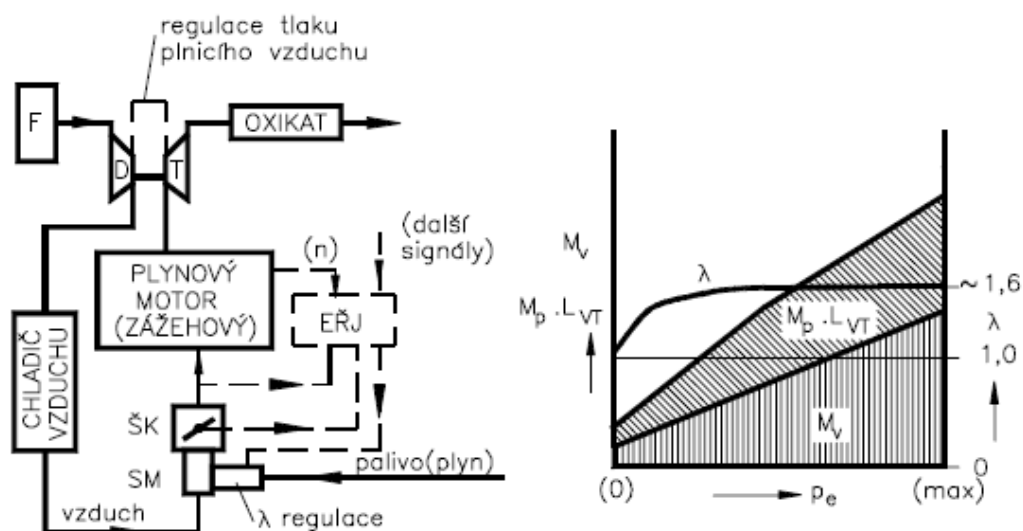
Kvůli výhodám a nevýhodám kvalitativní a kvantitativní regulace se zavádí regulace kombinovaná. V tomto způsobu regulace je snahou využít výhodných vlastností z obou předchozích způsobů regulace.

V tomto způsobu regulace je střední efektivní tlak v určité oblasti zatížení motoru řízen změnou bohatosti směsi nasávané do válce motoru. V jiné oblasti zatížení je řízen změnou hmotnostního naplnění válce. Oblast s proměnlivou bohatostí směsi je zpravidla určitým způsobem řízena i kvantitativně.

Tento způsob regulace je nejvíce využíván u přeplňovaných plynových motorů, ale lze sem zařadit i přeplňované vznětové motory. U vznětových motorů je střední efektivní tlak řízen hlavně změnou dávky paliva, ale současně se uplatňuje i změna hmotnostního naplnění válce účinkem přeplňování.

### 5.4.1) Koncepce plynového přeplňovaného zážehového spalovacího motoru s kombinovanou regulací výkonu

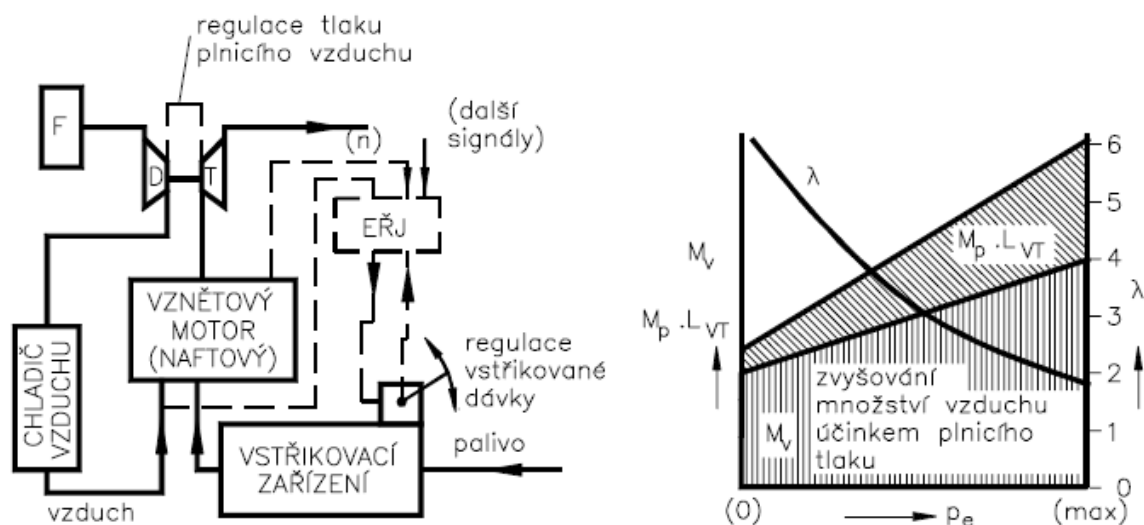
Na obrázku 5.8 je schematicky zobrazena koncepce plynového přeplňovaného zážehového motoru se smíšenou regulací výkonu. Kvantitativní regulaci zajišťuje škrticí klapka. Touto regulací se řídí hmotnostní naplnění válce čerstvou směsí,  $\lambda$  regulace na směšovači upravuje bohatost směsi v závislosti na zatížení motoru. Ve volnoběžných otáčkách pracuje motor se směsí  $\lambda = 1,0 \div 1,1$ . V režimech částečného zatížení dochází při zvyšování středního efektivního tlaku k výraznějšímu ochuzování směsi, od 50 až 60 procent maximálního středního efektivního tlaku pracuje spalovací motor s velmi chudou směsí ( $\lambda \sim 1,6$ ) a jeho výkon je řízen kvantitativní regulací.



**Obr. 5.8** Schéma plynového zážehového přeplňovaného motoru a výkonové regulace [11]

#### 5.4.2) Koncepce moderního vznětového přeplňovaného spalovacího motoru

Obrázek 5.9 schematicky ukazuje koncepci moderního vznětového motoru. Motor je přeplňován turbodmychadlem. Před vstupem do motoru je stlačený vzduch ochlazen (zvětšení hustoty plicního vzduchu, celkové snížení teploty oběhu). Regulace výkonu motoru je v podstatě kvalitativní. Jde o proměnlivost plicního tlaku vzduchu, ale při zvyšování středního efektivního tlaku se rovněž zvětšuje hmotnostní naplnění válce motoru. Proto má tato regulace i znaky kvantitativní regulace. Ve volnoběžných otáčkách motor pracuje se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda \sim 6,5$ . Při plném výkonu motoru je hodnota součinitele přebytku vzduchu  $\lambda \sim 1,6 \div 1,8$ . Do příslušenství motoru patří také elektronická řídicí jednotka, která nastavuje v závislosti na režimu chodu motoru optimální předvstřík, reguluje plicní tlak a podle koncepce motoru může řídit i recirkulaci části výfukových plynů.



**Obr. 5.9** Blokové schéma moderního automobilového vznětového přeplňovaného motoru s chlazením plicního vzduchu a schéma jeho výkonové regulace [11]

## 6) Příklady aktuálních možností regulace výkonu spalovacích motorů

### 6.1) Přepřlňování spalovacích motorů

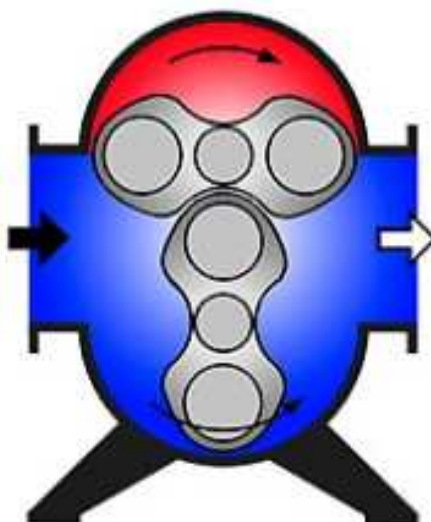
Hlavním úkolem přepřlňování u spalovacích motorů je dopravit do válců motoru více vzduchu. Tím se zvýší dodávka paliva a zlepší se také hoření směsi, protože součástí vzduchu dopravovaného do válce je kyslík, který je potřebný k hoření směsi. Výhodou přepřlňovaných motorů je vyšší výkon při srovnatelné menší spotřebě paliva a menším obsahu škodlivých emisí ve výfukových plynech.

Dle způsobu přepřlňování dělíme motory:

- na motory s mechanicky poháněným dmychadlem (kompresorové)
- na motory s turbodmychadlem (s dmychadlem na výfukové plyny)

#### 6.1.1) Motory s mechanicky poháněným dmychadlem

Dmychadlo je zde poháněno přímo spalovacím motorem. Příkon dmychadla snižuje mechanickou účinnost spalovacího motoru. U tohoto způsobu přepřlňování je dmychadlo svázáno s klikovým hřídelem motoru, proto je při zvýšení otáček motoru okamžitě urychlováno. Z toho je zřejmé, že toto dmychadlo v porovnání s turbodmychadlem má lepší dynamickou odezvu. Nevýhodou je však vyšší spotřeba paliva, která se však dá částečně kompenzovat možností odpojit dmychadlo při nízkém zatížení motoru. Mezi konstrukce mechanicky poháněných dmychadel patří Rootsovo dmychadlo, křídlové dmychadlo, spirálové G-dmychadlo, atd.



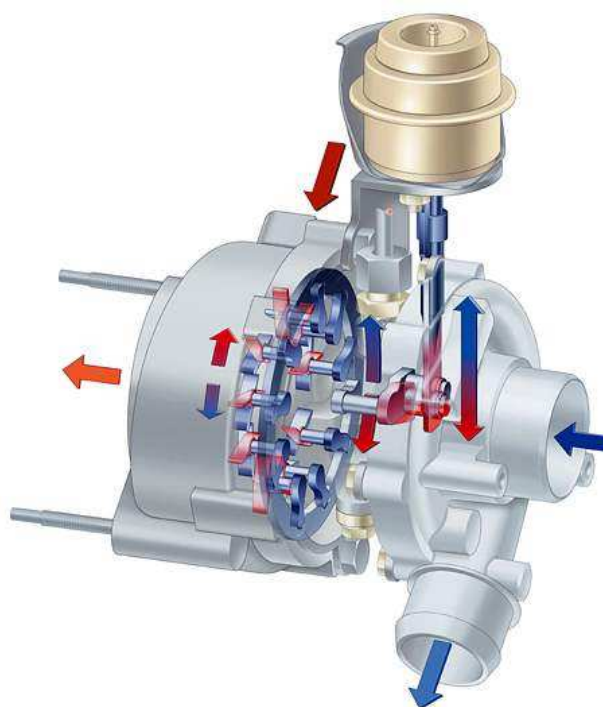
Obr. 6.1) Rootsovo dmychadlo [12]

### 6.1.2) Motory s turbodmychadlem

Turbodmychadlo se skládá z kompresoru a výfukové turbíny. Oba komponenty jsou uloženy na společném hřídeli. K turbíně jsou přiváděny kolmo na osu otáčení turbíny výfukové plyny, které část své energie odevzdají na urychlení oběžného kola turbíny. Kompresor na druhé straně hřídele stlačuje vzduch, který proudí do spalovacího prostoru pod větším tlakem než je tlak atmosférický.

#### Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek

Jedná se o dokonalejší turbodmychadlo, protože u tohoto turbodmychadla je možné nastavovat geometrii lopatek oběžného kola turbíny podle aktuálního režimu motoru. Celý proces řídí vlastní řídicí jednotka, která mění úhel lopatek oběžného kola turbíny v závislosti na otáčkách motoru. Dosahuje se zde optimálního přeplňovacího tlaku v daném režimu motoru a zlepšuje se průběh točivého momentu motoru hlavně v nízkých otáčkách motoru.



**Obr. 6.2** Turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek [10]

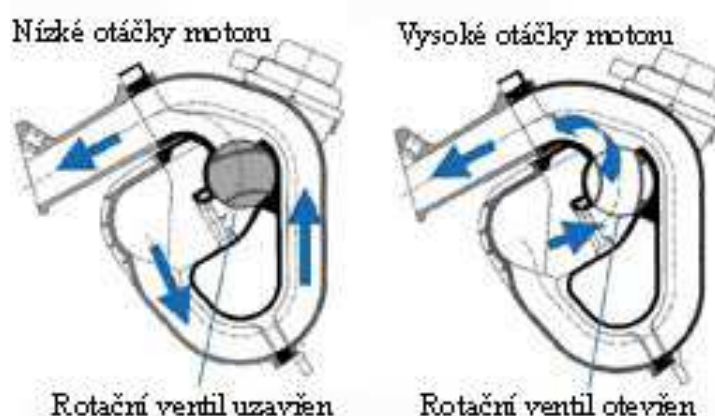
### 6.1.3) Kompaktní přeplňování

Při spalování ve vznětových motorech dochází k uvolnění velkého množství tepla. Tato tepelná energie se využije pouze asi ze 44%, proto se u vznětových motorů zavádí turbocompounding. Používá se další výfuková turbína, která je totožná jako u turbodmychadla, umístěná ve výfukovém potrubí za turbodmychadlem a výfukovou brzdou. Otáčky turbíny jsou přes pružný převod vedeny na klikový hřídel, čímž se zvyšuje tepelná účinnost spalovacího motoru.

## 6.2) Variabilní délka sacího potrubí

Používají se přepínatelná sací potrubí, která mají 2 – 3 rozdílné délky. Při vysokých otáčkách se využívá krátká délka sacího potrubí. Naopak při nízkých otáčkách se využívá delší varianta sacího potrubí. Větve potrubí se uzavírají klapkami nebo rotačním šoupátkem. Při vysokých otáčkách se uzavírací členy pneumaticky nebo elektricky otevřou a všechny válce motoru nasávají krátkým a širokým sacím potrubím. V nízkých otáčkách se uzavírací členy zavřou a všechny válce motoru nasávají dlouhým sacím potrubím.

U motorů s dvěma a více sacími ventily na válec se délka sacího potrubí může měnit například uzavřením primárního sacího kanálu při nízkých otáčkách. Válec tedy nasává pouze sacím kanálem sekundárním. Při zvýšení otáček dochází k otevření primárního sacího kanálu.



Obr. 6.3 Princip změny délky sacího potrubí [20]

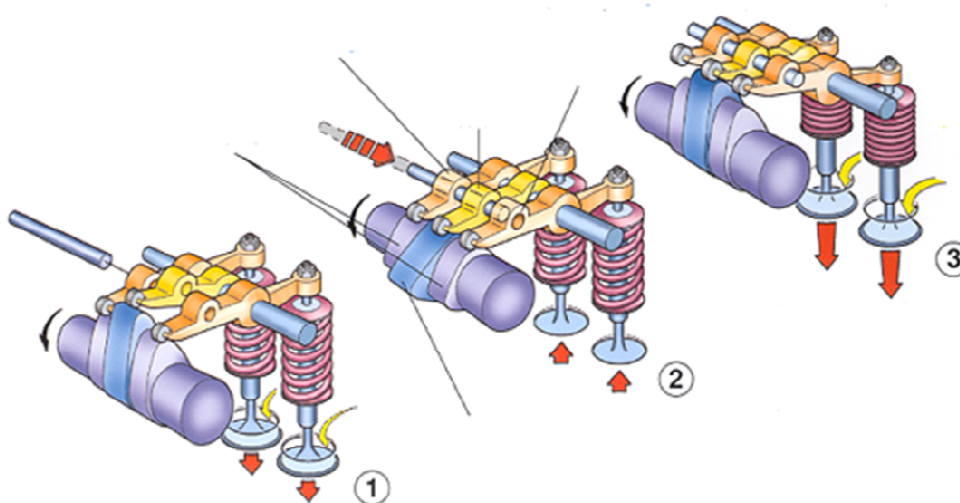
## 6.3) Variabilní časování ventilů

Hlavní důvody pro použití změny časování ventilů jsou:

- snížení ztrát čerstvé náplně při částečných zatíženích,
- zlepšení točivého momentu v nižších a středních otáčkách při současném zachování maximálního výkonu motoru lepším naplněním válce motoru čerstvou směsí,
- snížení emisí škodlivých plynů,
- zlepšení rovnoměrnosti chodu motoru a snížení spotřeby paliva na volnoběhu.

Nejdůležitější roli zde hrají pozorovací hodnoty zatěžujících parametrů spalovacího motoru, na kterých závisí časování otevírání a doby otevření sacích ventilů. Tímto časováním optimalizujeme hodnoty výkonu a největšího točivého momentu spalovacího motoru. Při požadavku na zvýšení výkonu zvýšením otáček motoru je sací ventil s variabilním časováním otevřen dříve a uzavřen později. Doba otevření sacího ventilu je delší a do válce se dostává více směsi. Doba otevření sacích ventilů je závislá hlavně na otáčkách motoru. U klasických ventilů dochází k tomu, že při vysokých otáčkách je doba otevření sacích ventilů příliš krátká a do válce přichází málo směsi. Proto se zde aplikuje variabilní časování sacích ventilů pro prodloužení doby otevření sacích ventilů. Vačka působící na ventil není pevně spojena s vačkovým hřídelem. Je zde umožněn částečný otočný pohyb s osou rotace v hřídeli. Pohyb je omezen dorazy.

Dnešní systémy využívají buď změny úhlu natočení vačkového hřídele nebo změny ovládacích vaček. V prvním případě může docházet k dvoustupňové nebo plynulé změně úhlu natočení vačkového hřídele sacích ventilů nebo plynulé změně úhlu natočení vačkového hřídele výfukových ventilů. V druhém případě dochází ke změně ovládacích vaček na vačkovém hřídeli sacích a výfukových ventilů. Jako příklad je uveden systém V-TEC od firmy Honda, systém Vario CAM od firmy Porsche nebo plně variabilní systém Valvetronic používaný ve vozech BMW.



**Obr. 6.4** Princip systému VTEC od firmy Honda [13]

poloha 1) nízké otáčky

poloha 3) vysoké otáčky

#### 6.4) Seřízení předstihu

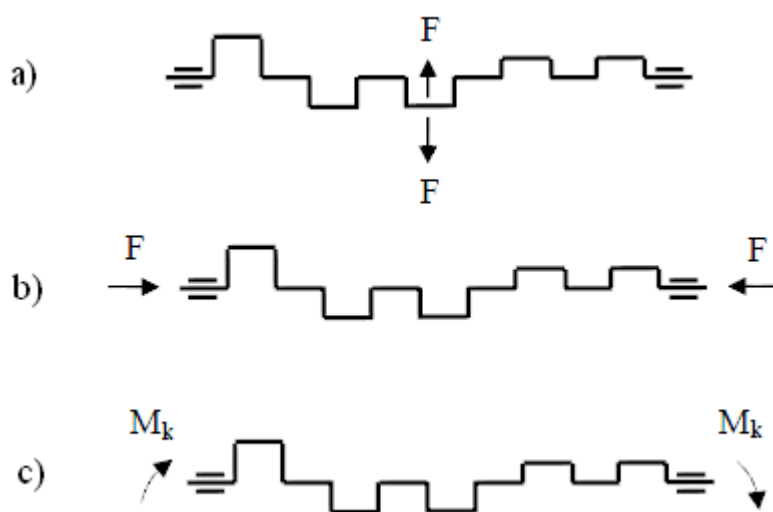
Jedním z předpokladů dobrého výkonu motoru je seřízení správného okamžiku zažehnutí paliva ve válcích motoru, což znamená dosáhnout takového okamžiku, aby ze spáleného paliva v čase, který je k jeho hoření k dispozici, bylo využito co největší množství energie.

Je-li zážeh předčasný, expanzní tlak předčasně shořelého paliva působí proti otáčení. Působí ještě před okamžikem, kdy píst dosáhne horní úvratě. Tím se snižuje výkon motoru.

Je-li zážeh zpožděný, neprohoří všechno palivo v aktivním pracovním cyklu a palivo dohořívá v kanálech hlavy, popřípadě ve výfukovém potrubí a motor pracuje opět se ztrátami.

## 7) Dynamický model klikového mechanismu

U klikového hřídele víceválcových motorů dochází nejčastěji k třem druhům kmitání. Prvním druhem kmitání je kmitání podélné, u kterého dochází k periodickému zkracování a prodlužování klikového hřídele. Druhým typem kmitání je kmitání ohybové, kdy ohybová síla působí kolmo na osu klikového hřídele. Posledním druhem kmitání je torzní kmitání, u kterého dochází ke kroucení klikového hřídele kolem jeho osy. Posledně jmenovaný druh kmitání je podle výsledků z praxe nejnebezpečnější.



**Obr. 7.1** Druhy kmitání klikového hřídele [4]

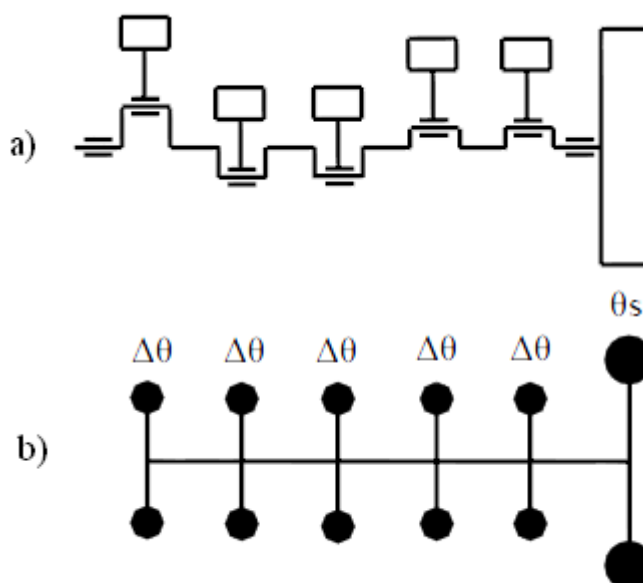
- a) ohybové kmitání
- b) podélné kmitání
- c) torzní kmitání

### 7.1) Náhradní soustava klikového mechanismu bez tlumiče torzních kmitů

Při torzním kmitání se tohoto jevu účastní celý klikový hřídel včetně dalších připojených částí. Proměnlivá a nerovnoměrná rychlost pohybu částí vykonávajících přímočarý vratný pohyb a ojníc vykonávajících obecný rovinný pohyb způsobuje v průběhu otáčky změnu kinetické energie klikového mechanismu, a tím i jeho výsledný moment setrvačnosti. Vlivem vícenásobného uložení klikového hřídele v ložiscích klikové skříně je tuhost klikového hřídele závislá na úhlu pootočení klikového hřídele, na jeho délce a způsobu uložení v klikové skříně. Při uvažování všech těchto veličin se samotný výpočet komplikuje, proto se v praxi při řešení problematiky kmitání uplatňuje postup, kdy se předpokládají momenty setrvačnosti a tuhosti klikových hřídelů jako neměnné. Samotná náhradní soustava klikového mechanismu je volena tak, že střední hodnoty časového průběhu jsou s nahrazovanou torzní soustavou klikového hřídele energeticky ekvivalentní. Střední hodnota časového průběhu je stanovena s uvážením zjednodušujících předpokladů.

Mezi zjednodušující předpoklady patří tyto:

- hmotnosti částí klikového mechanismu jsou neměnné, nezávislé na čase,
- délky částí klikového mechanismu jsou neměnné, nezávislé na čase,
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin ležících v osách válců kolmých na osu klikového hřídele
- redukovaný hřídel je nehmotný.



**Obr. 7.2** Schéma pětiválcového motoru a jeho náhradní torzní soustavy [4]

- a) schéma pětiválcového motoru  
b) schéma náhradní torzní soustavy

Princip vytvoření náhradní torzní soustavy je založen na redukcí klikového hřídele na soustavu hmotných kotoučů, které mají konstantní moment setrvačnosti a jsou spojeny hladkým hřídelem. Hladký hřídel má stálý průřez a jeho průměr je volen shodný jako je průměr hlavního čepu klikového hřídele.

## 7.2) Redukce hmot

Redukované momenty setrvačnosti jsou vztaženy k ose rotace klikového hřídele. Dále je uvažováno, že hmotnosti jednotlivých částí klikového mechanismu jsou soustředěny na poloměru klikového hřídele. Hmotnosti jsou děleny na rotující a posuvné podle charakteru pohybu. Redukce je prováděna u hmot rotačních i posuvných. Ojnice je dělena na hmotu, která koná rotační pohyb, a hmotu, která koná pohyb vratný přímočarý.



**7.2.1) Redukce hmot zalomení klikového hřídele****a) Momenty setrvačnosti rotačních hmot**

Jak již bylo uvedeno, ojnice se dělí na hmotu konající rotační pohyb a hmotu konající vratný přímočarý pohyb. Pro určení momentu setrvačnosti rotující hmoty ojnice, je nutno nejdříve provést dvoubodovou redukci ojnice, kterou je zjištěna rotační hmotnost ojnice. K určení hodnoty momentu setrvačnosti částí klikového mechanismu se s výhodou používá analýza v programu Pro Engineer. Tato analýza byla využita pro určení momentu setrvačnosti setrvačníku, konce klikového hřídele na straně setrvačníku, řemenice, konce klikového hřídele na straně řemenice a zalomení klikového hřídele.

***Výpočet momentu setrvačnosti rotační hmoty ojnice:***

$$I_{rot\_ojnice} = m_{rot\_ojnice} \cdot r \left[ kg \cdot m^2 \right], \quad [7.1]$$

$m_{rot\_ojnice} [kg]$  - hmotnost rotační části ojnice,

$r[m]$  - poloměr zalomení klikového hřídele.

***Výpočet momentu setrvačnosti zalomení klikového hřídele:***

$$I_{i-zalomení} \left[ kg \cdot m^2 \right]. \quad [7.2]$$

**b) Moment setrvačnosti posuvných hmot**

Pro určení hodnoty momentu setrvačnosti posuvných hmot je nutné znát hmotnost pístní skupiny, ke které je přičtena hmotnost posuvné části ojnice získaná z dvoubodové redukce ojnice.

***Výpočet momentu setrvačnosti posuvných částí:***

$$I_{posuv} = \left[ \left( m_{pist\_skup} + m_{posuv\_ojnice} \right) \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{8} \right) \right] \cdot r^2 \left[ kg \cdot m^2 \right], \quad [7.3]$$

$\lambda[-]$  - ojnicí poměr,

$m_{posuv\_ojnice} [kg]$  - hmotnost posuvné části ojnice,

$m_{pist\_skup} [kg]$  - hmotnost pístní skupiny.

c) Moment setrvačnosti i-tého klikového mechanismu

$$I_{i\_klik\_mech} = I_{i-zalomeni} + I_{rot\_ojnice} + I_{posuv} \left[ kg \cdot m^2 \right]. \quad [7.4]$$

**7.2.2) Redukce hmot na straně setrvačníku**

$$I_{celk\_setrvac} = I_{setrvac} + I_{upev\_setrvac} \left[ kg \cdot m^2 \right], \quad [7.5]$$

$I_{setrvac} \left[ kg \cdot m^2 \right]$  - moment setrvačnosti setrvačníku,

$I_{upev\_setrvac} \left[ kg \cdot m^2 \right]$  - moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně setrvačníku.

**7.2.3) Redukce hmot na straně řemenice**

$$I_{celk\_remen} = I_{remen} + I_{uloz\_remen} \left[ kg \cdot m^2 \right], \quad [7.6]$$

$I_{remen} \left[ kg \cdot m^2 \right]$  - moment setrvačnosti řemenice,

$I_{upev\_remen} \left[ kg \cdot m^2 \right]$  - moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně řemenice.

**7.3) Redukce délek klikového hřídele**

Při provedení redukce délek klikového hřídele, je nutné dodržet podmínku ekvivalence, která říká, že náhradní redukovaný hřídel musí mít stejnou tuhost jako hřídel nahrazovaný. Musí být tedy dodržena podmínka, že při působení stejného krouticího momentu se náhradní hřídel zkroučí o stejný úhel  $\varphi$  jako hřídel reálný nahrazovaný. Hodnotu tohoto úhlu lze vypočítat vztahem:

$$\varphi = \frac{M_k \cdot l}{G \cdot I_p} [rad], \quad [7.7]$$

$I_p [m^4]$  - kvadratický polární moment plochy průřezu, výpočet viz. rovnice [7.12]

$G [Pa]$  - modul pružnosti ve smyku

U hladkého válcového hřídele je redukovaná délka hřídele  $l_{red}$  dána vztahem:

$$l_{red} = l \cdot \frac{I_{p-red}}{I_p} = l \cdot \left( \frac{D_{red}}{D} \right) [m], \quad [7.8]$$

$I_{p-red} [kg \cdot m^2]$  - moment setrvačnosti plochy redukovaného průřezu,

$D_{red} [m]$  - redukovaný průměr hřídele

U dutého klikového hřídele je redukovaná délka  $l_{red}$  stanovena ze vztahu:

$$l_{red} = l \cdot \frac{D_{red}^4}{D^4 - d^4} [m], \quad [7.9]$$

$d$  – průměr dutiny klikového hřídele.

Některé vztahy pro redukované délky u klikového hřídele jsou uváděny v technické literatuře. Jedná se ale o vztahy, které jsou jen přibližné. Proto je u zjišťování torzní tuhosti nejspolehlivější tuto tuhost určit měřením při zkrucování hřídele. V této práci je využito redukčních vzorců uváděných v literatuře, protože nebyla možnost určit torzní tuhost měřením.

### **7.3.1) Výpočet redukované délky zalomení klikového hřídele:**

Pro tento výpočet byl použit vztah dle Ker-Wilsona pro redukovanou délku zalomení:

$$l_{red} = D_{red}^4 \cdot \left[ \frac{b_{HC} + 0,4 \cdot D_{HC}}{D_{HC}^4} + \frac{b_{KC} + 0,4 \cdot D_{KC}}{D_{KC}^4} + \frac{r - 0,2 \cdot (D_{HC} + D_{KC})}{b \cdot h^3} \right] [m], \quad [7.10]$$

$D_{red} [m]$  - redukovaný průměr,

$D_{HC} [m]$  - průměr hlavního čepu,

$D_{KC} [m]$  - průměr ojnicního čepu,

$b_{HC} [m]$  - šířka hlavního čepu,

$b_{KC} [m]$  - šířka ojnicního čepu,

$h[m]$  - šířka ramene zalomení,

$b[m]$  - tloušťka ramene zalomení.

### 7.3.2) Výpočet redukované délky konce klikového hřídele na straně setrvačníku

Redukovaná délka konce klikového hřídele na straně setrvačníku byla vypočtena ze vztahu:

$$l_{red\_setrvac} = \frac{b_{HC}}{2} + b_{pr} \cdot \frac{D_{red}^4}{d_{roztec}^4} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} [m], \quad [7.11]$$

$b_{pr} [m]$  - šířka příruby pro setrvačnick,

$d_{roztec} [m]$  - roztečný průměr šroubů setrvačníku.

### 7.3.3) Výpočet redukované délky konce klikového hřídele na straně řemenice

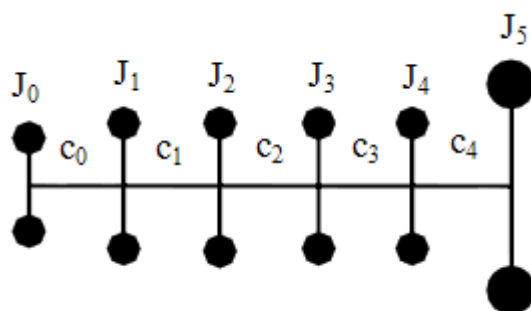
Při předpokladu, že průměr konce klikového hřídele na straně řemenice je volen stejný jako průměr hlavního čepu klikového hřídele, redukována délka konce klikového hřídele na straně řemenice je dána vztahem:

$$l_{red\_remen} = \frac{b_{remen}}{2} + \frac{1}{2} \cdot l_{red} [m], \quad [7.12]$$

$b_{remen} [m]$  - délka konce klikového hřídele na straně řemenice.

## 7.4) Výpočet torzní tuhosti

Při tomto výpočtu bylo postupováno tak, že složitý tvar klikového hřídele byl nahrazen jednodušší náhradní torzní soustavou. O této soustavě bylo už pojednáno v kapitole 7.1. Náhradní torzní soustavu tvoří hmotné kotouče, kdy je jejich hmota soustředěna do os válců. Jednotlivé kotouče jsou spojeny mezi sebou nehmotným válcovým hřídelem o tuhosti  $c$ . Schéma pro tento stav je uvedeno na obrázku 7.3.



**Obr. 7.3** Schéma náhradní torzní soustavy čtyřválcového motoru [3]

Torzní tuhost hřídele je dána vztahem:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l_{red}} [Nm \cdot rad^{-1}], \quad [7.13]$$

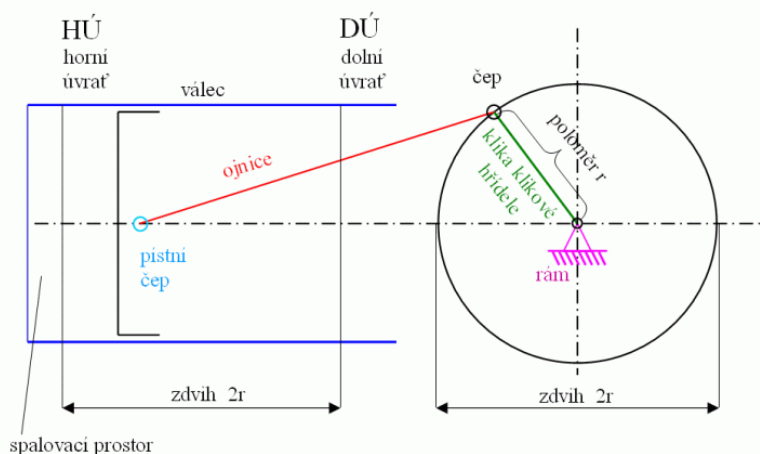
kde :

$$I_p = \frac{\pi \cdot D_{red}^4}{32} [m^4]. \quad [7.14]$$

## 8) Kinematika, průběhy sil a momentů v klikovém mechanismu

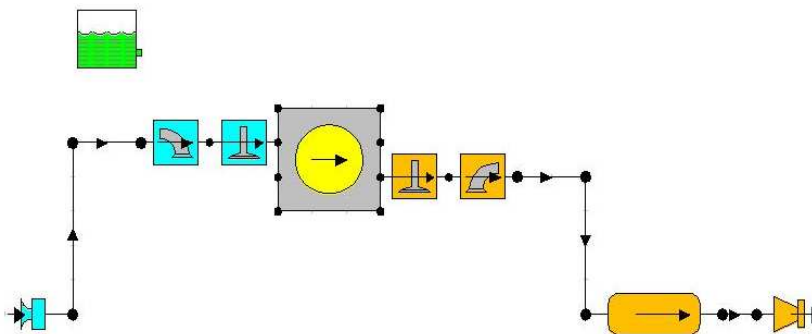
Pod pojmem klikový mechanismus je rozuměna sestava klikového hřídele, pístu a ojnice. Tento mechanismus slouží k transformaci posuvného pohybu pístu v rotační pohyb klikového hřídele, proto je tento mechanismus nedílnou součástí spalovacího motoru. Komponenty klikového mechanismu jsou tedy klikový hřídel, ojnice, píst a pístní čep. Ojnice, píst a pístní čep jsou udávány vždy pro jeden válec. Při chodu motoru působí na píst ve válci motoru vysoké teploty a tlaky, které mají za následek posuvný pohyb pístu. Píst je spojen s ojnicí pomocí pístního čepu a převádí na ni svůj pohyb. Dále je ojnice spojena s klikovým hřídelem, a to v místě ojničního čepu. Ojnice se otáčí vzhledem k pístnímu čepu, tak i k čepu ojničnímu a tím zaručuje transformaci posuvného pohybu pístu v rotační pohyb klikového hřídele. Klikový mechanismus je uveden na obrázku 8.1).

V této kapitole bylo úkolem zjistit hodnoty krouticího momentu působící na jedno zalomení klikového hřídele v závislosti na jeho úhlu natočení, které jsou stěžejní pro následující simulace v multi-body systému.



**Obr. 8.1** Klikový mechanismus [21]

Následující výpočty této diplomové práce vycházely z datového souboru pro pístový spalovací motor s názvem motor.dat, který byl vytvořen v programu Lotus engine software, kde bylo vycházeno z konstrukčních parametrů daného motoru.



**Obr. 8.2** Schéma modelu motoru z programu Lotus Engine Software

### 8.1) Výpočet dráhy pístu

Dráha pístu závislá na úhlu natočení klikového hřídele je dána vztahem:

$$s_p(\alpha) = r \cdot \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] [m], \quad [8.1]$$

$r[m]$  - poloměr klikového hřídele,

$\lambda[-]$  - ojnicní poměr,

$\alpha[^\circ]$  - úhel odklonu zalomení klikového hřídele od osy válce motoru.

1. harmonická složka dráhy pístu:

$$s_{p1}(\alpha) = r \cdot (1 - \cos \alpha) [m]. \quad [8.2]$$

2. harmonická složka dráhy pístu:

$$s_{p2}(\alpha) = r \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) [m]. \quad [8.3]$$

### 8.2) Výpočet rychlosti pístu

Rychlost pístu závislá na úhlu natočení klikového hřídele je vypočtena ze vztahu:

$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) [m \cdot s^{-1}], \quad [8.4]$$

$\omega[rad \cdot s^{-1}]$  - úhlová rychlost klikového hřídele.

1. harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_1(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha [m \cdot s^{-1}]. \quad [8.5]$$

2. harmonická složka rychlosti pístu:

$$v_2(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left( \frac{\lambda}{4} \cdot \sin 2\alpha \right) [m \cdot s^{-1}]. \quad [8.6]$$

### 8.3) Výpočet zrychlení pístu

Zrychlení pístu závislé na úhlu natočení klikového hřídele je dáno vztahem:

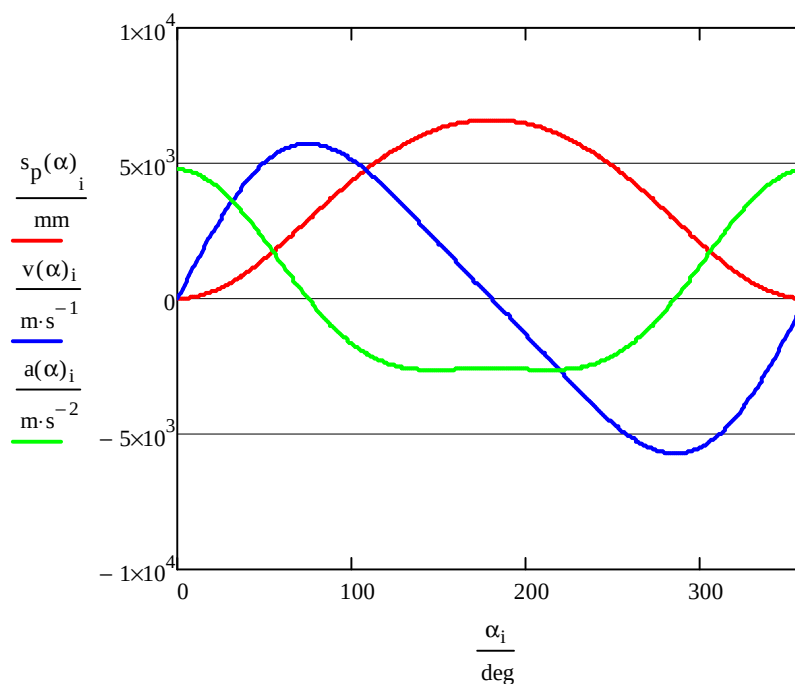
$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) [m \cdot s^{-2}], \quad [8.7]$$

1. harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_1(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha [m \cdot s^{-2}]. \quad [8.8]$$

2. harmonická složka zrychlení pístu:

$$a_2(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha [m \cdot s^{-2}]. \quad [8.9]$$

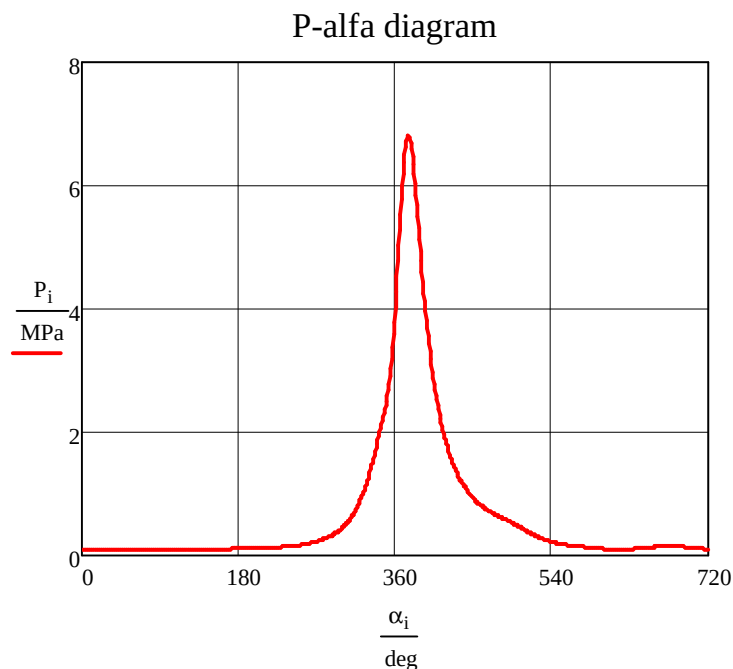


**Graf 1** Závislost dráhy, rychlosti a zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele (pro názornost v grafu byla dráha zvětšena 100krát a rychlost 500krát)



### 8.4) P- $\alpha$ diagram

Tento diagram byl vykreslen pomocí programu MATHCAD a načteného datového souboru motor.dat vypsáním jednotlivých tlaků ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.



**Graf 2** P- $\alpha$  diagram

### 8.5) P-V diagram

Je dán vztahem:

$$V(\alpha) = V_k \cdot S \cdot \left[ r \cdot \left[ 1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \right] [m^3], \quad [8.10]$$

kde je vypočtena z následujících vztahů plocha pístu:

$$S = \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} [m^2], \quad [8.11]$$

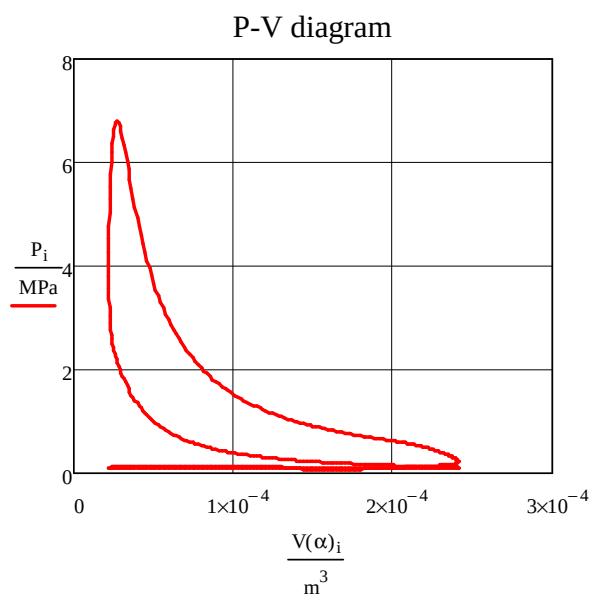
a kompresní objem:

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} [m^3], \quad [8.12]$$

$V_z [m^3]$  - zdvihový objem jednoho válce,

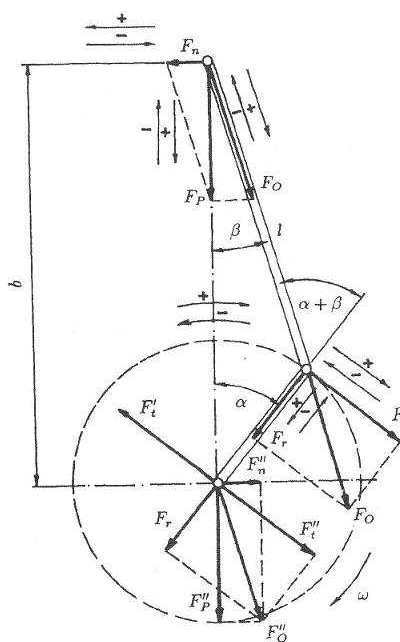
$D_p [m]$  - průměr pístu,

$\varepsilon [-]$  - kompresní poměr.



Graf 3 P-V diagram

### 8.6) Výpočet sil v klikovém mechanismu



Obr. 8.3 Síly působící v klikovém mechanismu [5]

**8.6.1) Výpočet sil působících na pístní čep v ose válce motoru****a) Primární síla od tlaku plynů**

Tlak plynů ve válci působí na dno pístu a na hlavu válce a vyvolává výslednou dvojici sil, které leží v ose válce a mají opačný smysl. Při okamžitém tlaku nad pístem a za předpokladu, že v klikové skříní je tlak atmosférický, je síla od tlaku plynů dána vztahem:

$$F_p = S \cdot (p - p_{atm}) [N], \quad [8.13]$$

$p [Pa]$  - okamžitý tlak nad pístem,

$p_{atm} [Pa]$  - atmosférický tlak.

**b) Sekundární setrvačná síla**

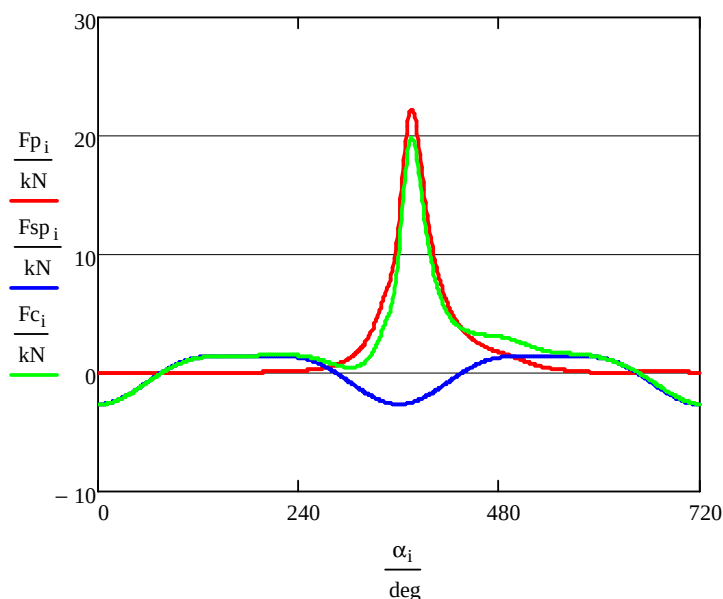
Hodnota sekundární setrvačné síly je vypočtena ze vztahu:

$$F_{sp} = -m_{pist\_skup} \cdot a [N]. \quad [8.14]$$

**c) Celková síla působící na pístní čep**

Celková síla působící na pístním čepu je dána součtem primární síly od tlaku plynů a sekundární setrvačné síly:

$$F_c = F_p + F_{sp} [N]. \quad [8.15]$$



**Graf 4** Závislost síly od tlaku plynů, sekundární setrvačné síly a síly celkové na úhlu natočení klikového hřídele

### 8.6.2) Výpočet sil přenášených ojnicí

a) Setrvačná síla od posuvných částí:

$$F_{set\_pos} = -(m_{pist\_skup} + m_{posuv\_ojnice}) \cdot a [N]. \quad [8.16]$$

b) Síla přenášená ojnicí:

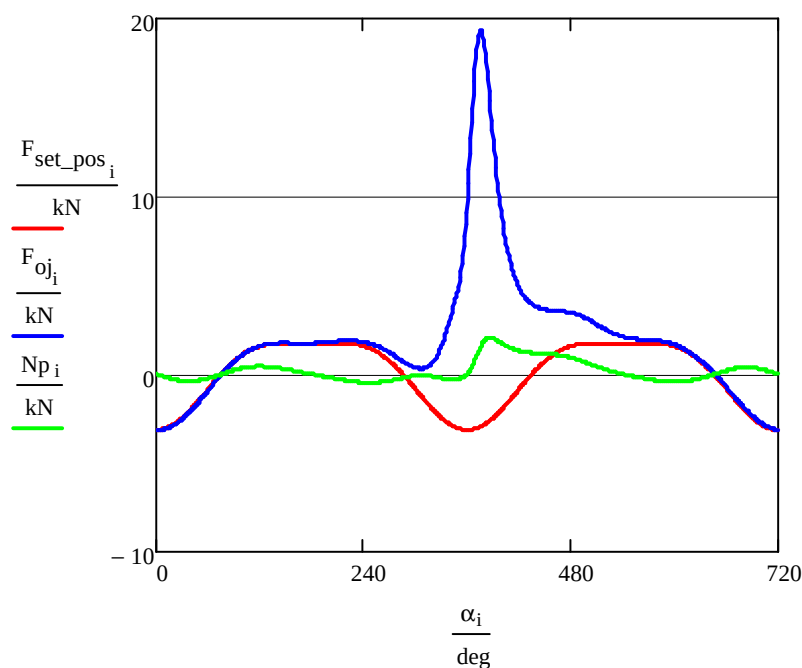
$$F_{oj} = \frac{(F_p + F_{set\_pos})}{\cos \beta} [N], \quad [8.17]$$

kde úhel odklonu ojnice od osy válce je vypočten ze vztahu:

$$\beta = a \sin(\lambda \cdot \sin \alpha) [^\circ], \quad [8.18]$$

c) Boční síla působící na píst:

$$N_p = F_{oj} \cdot \tan \beta [N], \quad [8.19]$$



**Graf 5** Závislost setrvačné síly posuvných částí, síly přenášené ojnicí a boční síly působící na píst na úhlu natočení klikového hřídele

### 8.6.3) Výpočet sil působících na ojnicí čep

#### a) Radiální síly

Radiální síla:

$$F_r = F_{oj} \cdot \cos(\alpha + \beta) [N]. \quad [8.20]$$

Odstředivá síla:

$$F_{od} = -m_{rot\_ojnice} \cdot r \cdot \omega^2 [N]. \quad [8.21]$$

Celková radiální síla:

$$F_{cr} = F_r + F_{od} [N]. \quad [8.22]$$

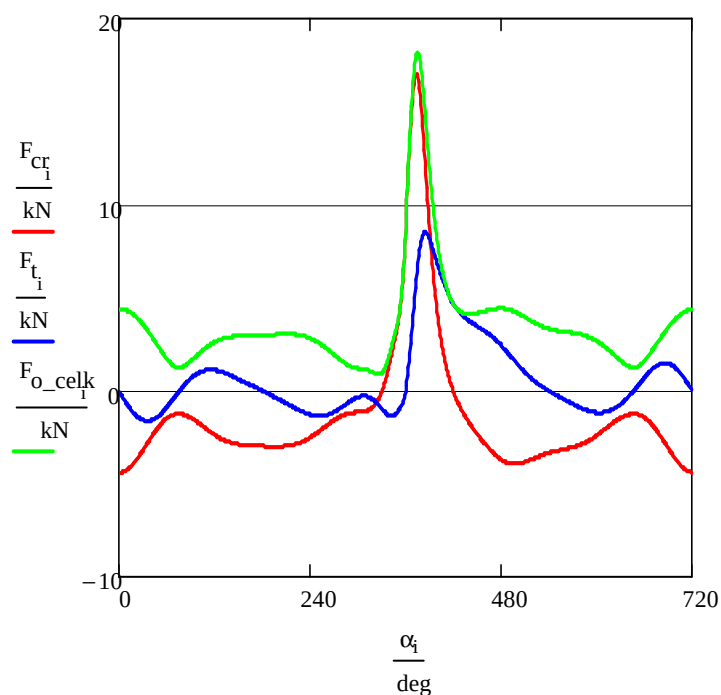
#### b) Tangenciální síly

Tangenciální síla na klikovém čepu:

$$F_{ct} = F_t \cdot \sin(\alpha + \beta) [N]. \quad [8.23]$$

Tangenciální síla na ojnicím čepu:

$$F_{o\_celk} = \sqrt{F_{cr}^2 + F_{ct}^2} [N]. \quad [8.24]$$

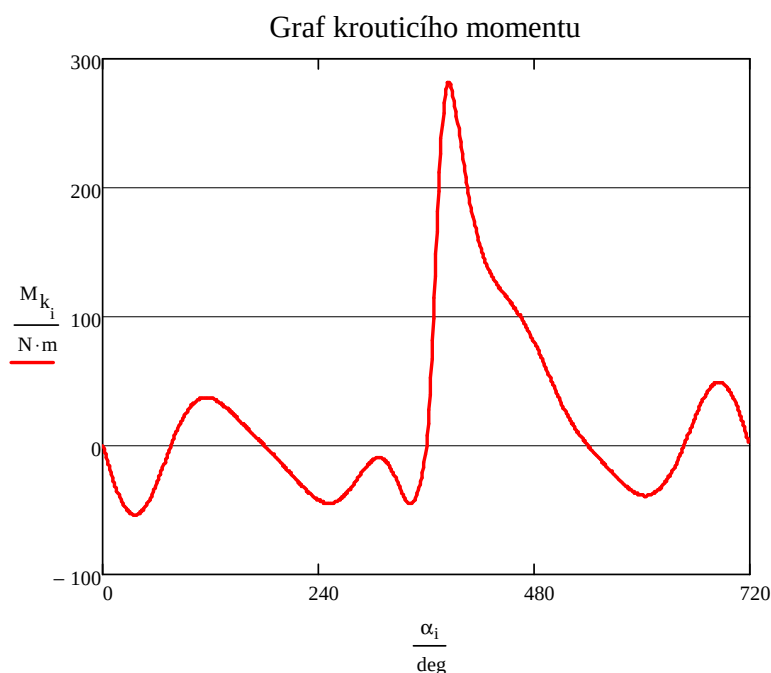


**Graf 6** Společný graf závislosti radiální a tangenciální síly na úhlu natočení klikového hřídele

## 8.7) Výpočet krouticího momentu na jedno zalomení klikového hřídele

Krouticí moment je vypočten ze vztahu:

$$M_k = F_t \cdot r [N \cdot m]. \quad [8.25]$$

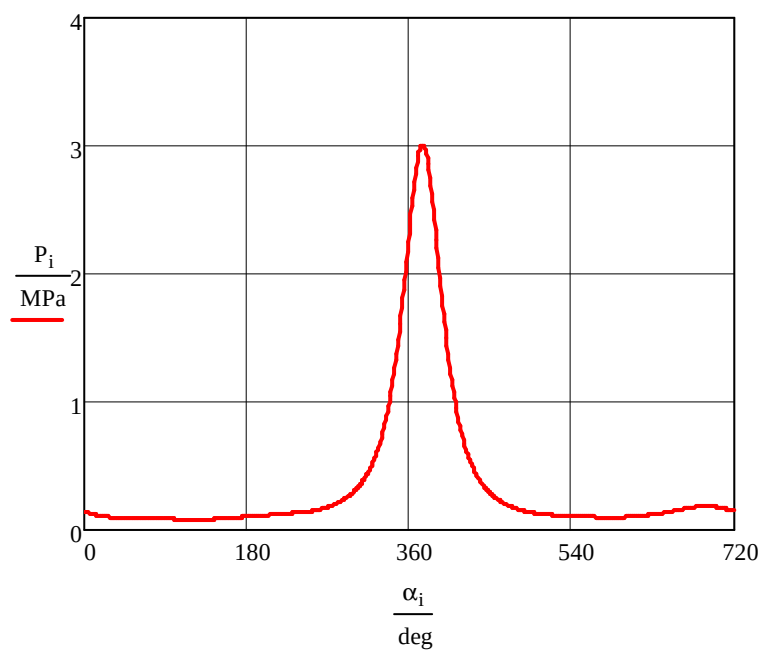
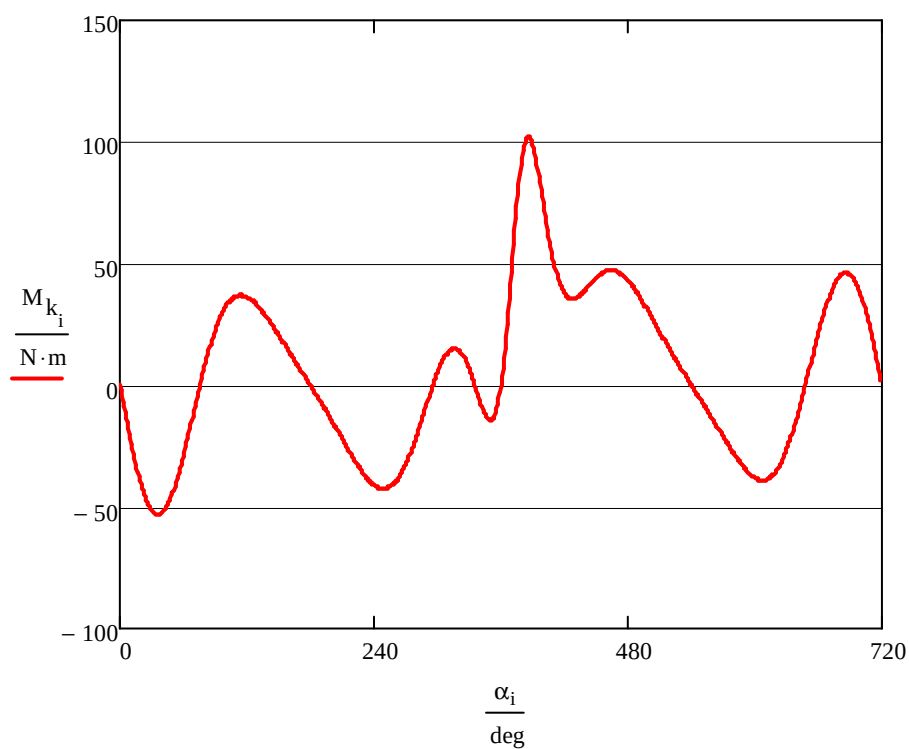


**Graf 7** Závislost krouticího momentu na úhlu natočení klikového hřídele

## 8.8) Výpočet krouticího momentu na jedno zalomení klikového hřídele při užití regulace vynecháváním

Pro výpočet krouticího momentu při aplikaci regulace vynecháváním bylo využito datového souboru regulace.dat, který byl opět vytvořen pomocí programu Lotus engine software. Cílem bylo vytvořit  $p$ - $\alpha$  diagram odpovídající cyklu, kdy do válce motoru nedošlo k dodávce paliva, a tak nedošlo k zážehu směsi. Kvůli této podmínce byl v programu Lotus Engine Software nastaven nulový směšovací poměr.

Postup pro výpočet průběhu krouticího momentu na jednom zalomení klikového hřídele v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele při aplikaci regulace vynecháváním je totožný jako postup uvedený v předchozích podkapitolách pro výpočet průběhů sil a momentů klikového ústrojí plně zatíženého motoru, proto je pro názornost uveden pouze  $p$ - $\alpha$  diagram a výsledný průběh krouticího momentu na jednom zalomení v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

**Graf 8** P- $\alpha$  diagram při aplikaci regulace vynecháváním**Graf 9** Závislost krouticího momentu na úhlu natočení klikového hřídele při aplikaci regulace vynecháváním

## 9) Simulace vlivu torzních kmitů v systému Adams

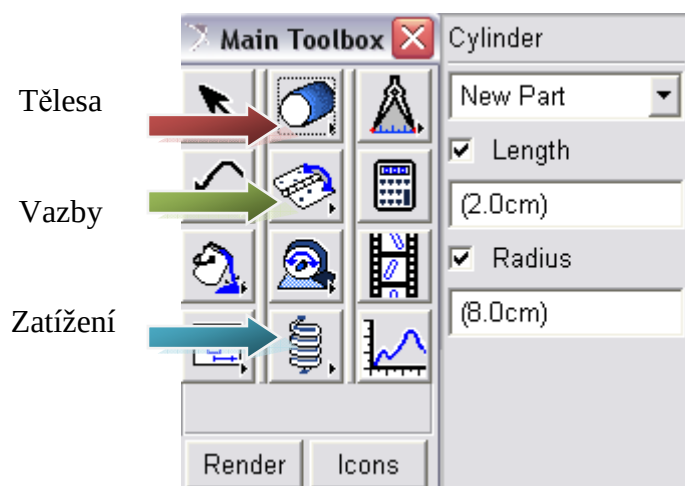
### 9.1) Spalovací motory určené pro simulaci

- a) Zážehový čtyřválcový řadový atmosférický motor  
Pořadí zážehů: 1-3-4-2
- b) Zážehový šestiválcový vidlicový atmosférický motor  
Pořadí zážehů: 1-5-3-6-2-4
- c) Zážehový osmiválcový vidlicový atmosférický motor  
Pořadí zážehů: 1-3-6-2-7-8-4-5

### 9.2) Tvorba modelu

Tvorba modelu a prvotní simulace probíhala v systému ADAMS View. Celý model, který v systému ADAMS nahrazuje reálný klikový hřídel, je soustavou válcových těles.

Válcové těleso bylo vytvořeno v nabídce hlavního panelu nástrojů (main toolbox). Při vybrání volby *tvorba nového válcového tělesa* byla v menu nabízena možnost nadefinovat geometrii tělesa. Geometrie byla nadefinována tak, aby nové těleso odpovídalo parametrům nahrazovaného segmentu klikového hřídele. Postup tvorby tělesa je uveden na obrázku 9.1 a označen červenou šipkou.



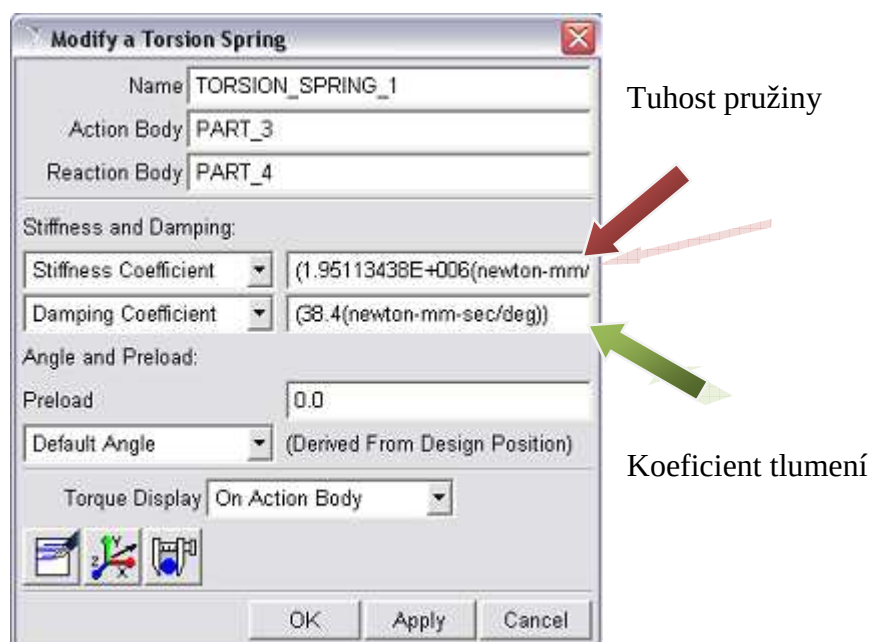
**Obr. 9.1** Nabídka hlavního panelu nástrojů

Tímto způsobem byla vytvořena všechna tělesa, která byla zapotřebí pro nahrazení daného klikového hřídele. Byl tedy vytvořen model bez vazeb, který se skládal z válcových těles, která nahrazují jednotlivá zalomení klikového hřídele, konec klikového hřídele na straně řemenice, konec klikového hřídele na straně setrvačníku, řemenici a setrvačnick. Tato válcová tělesa byla spojena hřídelem, který jak už bylo uvedeno v jedné z podmínek pro tvorbu náhradní torzní soustavy, musí být nehmotný. Tuto skutečnost bylo možno nadefinovat v hmotnostních parametrech tělesa.



Z připravených válcových těles byl poté pomocí pevných a rotačních vazeb nacházejících se v hlavním panelu nástrojů vytvořen náhradní model klikového hřídele. Panel vazeb je v obrázku 9.1 označen zelenou šipkou.

Dalším krokem bylo zatížení modelu, kdy byly mezi segmenty odpovídající nahrazovaným částem klikového hřídele vloženy torzní pružiny, u kterých byla nadefinována jejich tuhost. Tuhost pružin byla vypočtena pomocí redukované délky v podkapitole 7.4. Další veličinou, kterou bylo nutné nadefinovat, byl koeficient tlumení pružin, který byl určen experimentálně.

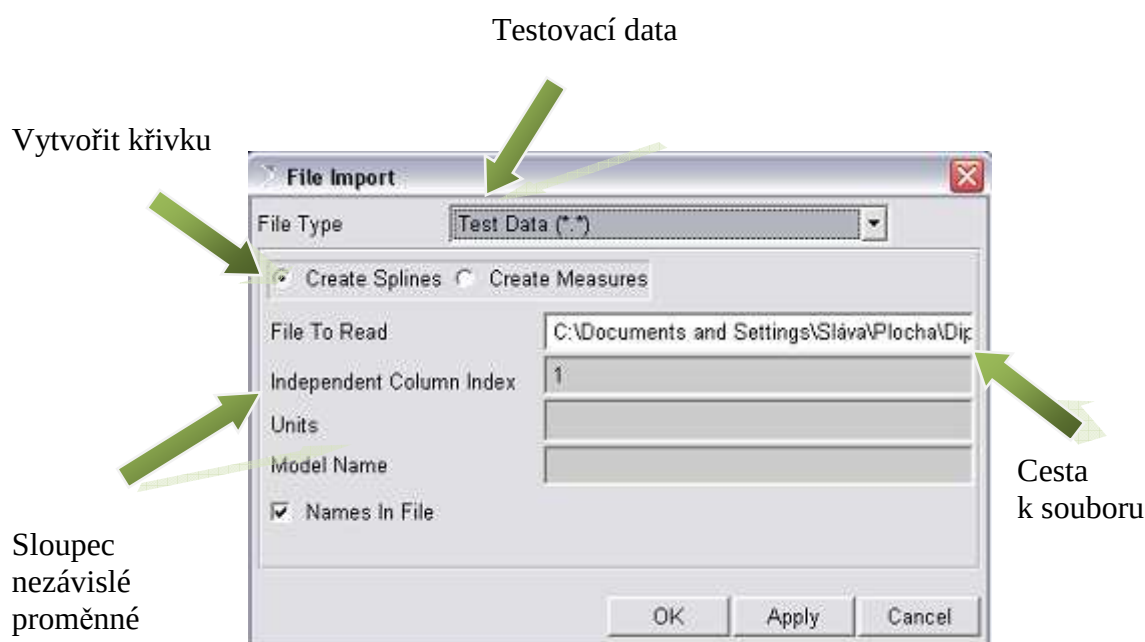


**Obr. 9.2** Okno pro definování vlastností torzní pružiny

V posledním kroku zatěžování byly jednotlivým válcovým tělesům odpovídajícím zalomením klikového hřídele a konci klikového hřídele na straně setrvačníku včetně setrvačníku přiřazeny jednotlivé krouticí momenty. Na setrvačníku byl nadefinován brzdný moment o velikosti průměrného momentu generovaného motorem, aby nedošlo k nekonečnému urychlování klikového hřídele. Jelikož jednotlivá zalomení byla zatěžována momentem, který je závislý na úhlu natočení klikového hřídele, bylo nutné nejprve exportovat hodnoty krouticího momentu z výpočtu v programu MATHCAD. Data byla exportována do programu Microsoft Excel. Zde byly vytvořeny průběhy krouticího momentu tak, aby odpovídaly jednotlivým válcům motoru podle pořadí zážehů.

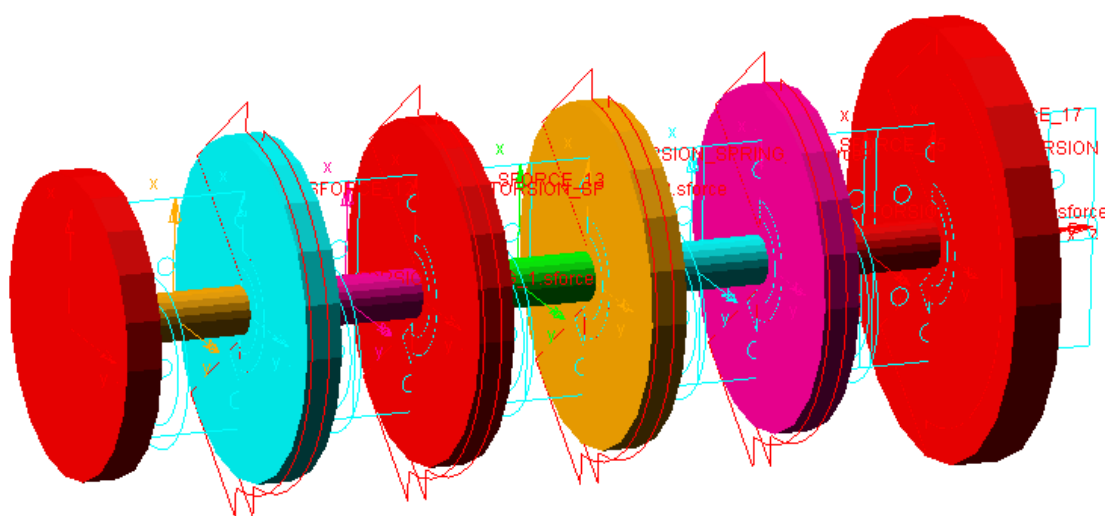
Z takto připravených průběhů krouticích momentů byly vytvořeny textové soubory. Každý soubor byl složen ze dvou sloupců. V prvním sloupci byly uvedeny hodnoty nezávislé proměnné, v tomto případě úhlu natočení klikového hřídele, v druhém sloupci hodnoty momentů.

Takto připravené textové soubory byly importovány do systému ADAMS, kde z nich byly vytvořeny jednotlivé křivky. Import dat do systému ADAMS je popsán na obrázku 9.3.



### Obr. 9.3 Okno pro import dat

Po vytvoření křivek z připravených průběhů momentů byla těmito křivkami zatěžována jednotlivá válcová tělesa odpovídající zalomením klikového hřídele. Jelikož krouticí moment byl závislý na úhlu natočení, bylo nutné ještě vytvořit podfunkci na měření úhlu pootočení modelu. Jednalo se o funkci, která měřila úhel v požadované ose mezi dvěma souřadnými systémy. Na závěr byla nadefinována funkce kubické křivky pro každý krouticí moment na jednotlivá válcová tělesa.



**Obr. 9.4** Model náhradní torzní soustavy čtyřválcového motoru v systému ADAMS

Po vytvoření kompletního modelu následoval přechod do panelu simulace, kde byla zadána délka trvání simulace a počet kroků, které mají během simulace proběhnout. V posledním kroku byly vykresleny křivky deformace torzních pružin a poté sečteny, čímž vznikla výsledná křivka deformace.

### 9.3) Simulace vlivu torzních kmitů na klikový hřídel motoru

#### 9.3.1) Simulace vlivu torzních kmitů na klikový hřídel motoru s aplikací regulace vynecháváním

Pro regulaci výkonu motoru vynecháváním platí, že mezi cykly, které odpovídají plně zatíženému motoru, jsou zařazeny cykly, které odpovídají chodu motoru naprázdno. U těchto cyklů většinou tedy nedochází k dodávce paliva do válce motoru, a tak následně nedochází k zážehu směsi. Z důvodu kombinace dvou výše uvedených cyklů byl pro tento typ regulace vytvořen algoritmus, který rozhoduje o tom, zda u daného cyklu dochází, nebo nedochází k zážehu směsi ve válci motoru.

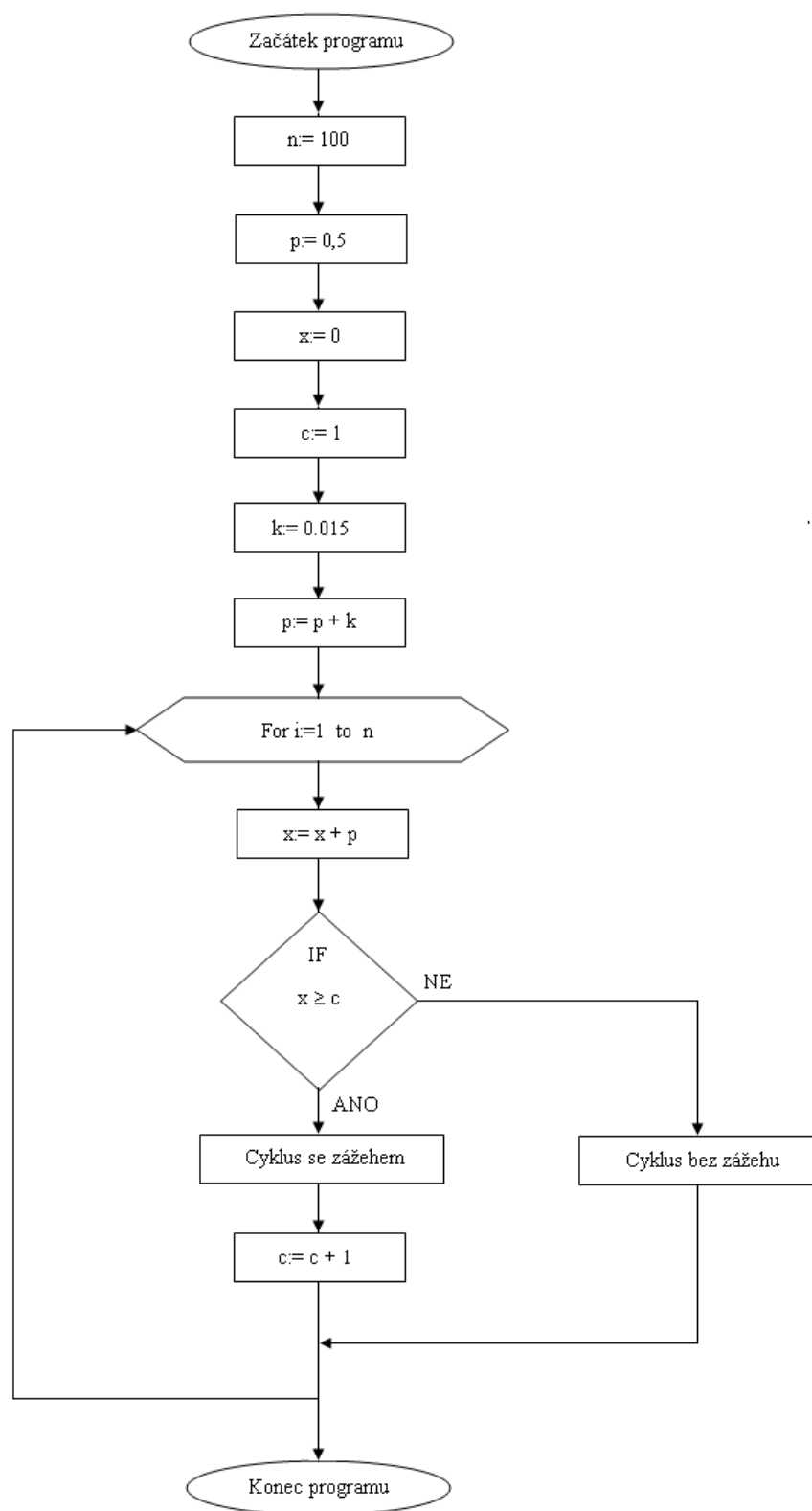
V prvním kroku při tvorbě algoritmu byla zavedena libovolná proměnná veličina, v tomto případě je název proměnné  $x$ . Na začátku algoritmu si uživatel nadefinuje počet cyklů  $n$ , které mají proběhnout. V algoritmu na obrázku 9.5 je pro příklad uvedena hodnota 100 cyklů. Dále musí uživatel nadefinovat požadovaný výkon motoru  $p$ , v tomto algoritmu je vyžadován 50 procentní výkon motoru. V dalších krocích je algoritmem nulována proměnná  $x$  a do počítadla  $c$  je přiřazena hodnota 1. Po provedení těchto operací musí uživatel ještě zadat hodnotu  $k$ , což je korekční šum, který se v následujícím kroku přičte k hodnotě  $p$ . Hodnota korekčního šumu byla zavedena, protože existují takové hodnoty požadovaného výkonu motoru  $p$ , kdy po provedení určitého množství cyklu nastane taková situace, že například u požadovaného 50 procentního výkonu motoru bude docházet k zážehům pouze v prvním a třetím válci motoru, ale ve druhém a čtvrtém válci motoru k zážehům docházet nebude. Hodnota korekčního šumu musí být natolik malá, že zadanou hodnotu požadovaného výkonu významně neovlivní, ale zamezí situaci, kdy dochází k zážehům stále u stejných válců motoru. V tomto algoritmu je pro příklad uvedena hodnota korekčního šumu 0,015.

V další části algoritmu byl využit cyklus FOR, který zaručí opakování všech operací uvnitř tohoto cyklu pro zadaný počet cyklů  $n$ .

První operací uvnitř FOR cyklu je určení hodnoty proměnné  $x$ . Byla získávána tak, že do ní byla stále přičítána zvolená hodnota požadovaného výkonu zvětšená o hodnotu korekčního šumu  $k$ . Zde je celá podstata celého algoritmu a jeho principu. Algoritmus funguje tak, že pokud se u proměnné  $x$  během daného cyklu změní její celočíselná hodnota, vyhodnotí se tento cyklus jako aktivní, ve kterém dochází k zážehu směsi ve válci motoru.

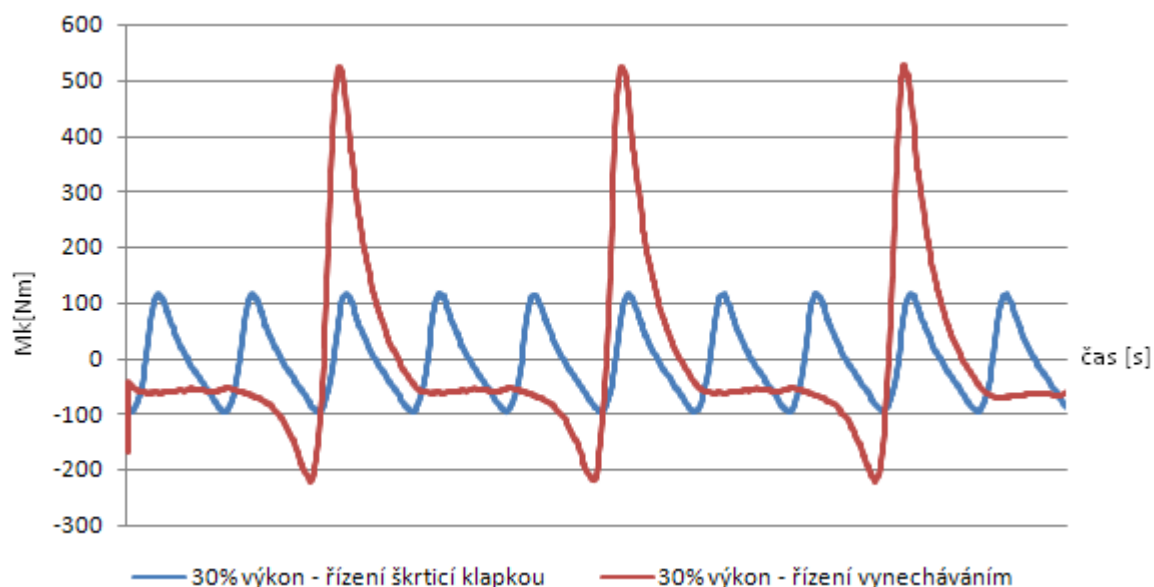
Pro rozpoznání celočíselné změny proměnné  $x$  v dalším kroku slouží podmínka IF. Je zde porovnávána hodnota proměnné  $x$  s hodnotou počítadla  $c$ . Pokud je výsledek vyhodnocení porovnání kladný, algoritmus informuje, že v daném cyklu dochází k zážehu a následuje přičtení hodnoty 1 k stávající hodnotě počítadla  $c$ , což umožní rozpoznat následující celočíselnou změnu proměnné  $x$ . Pokud je výsledek vyhodnocení porovnání záporný, algoritmus informuje, že v daném cyklu nedochází k zážehu.

Tento postup se stále opakuje až do provedení zadaného počtu cyklů. Po provedení posledního cyklu se algoritmus ukončí. Blokové schéma algoritmu je uvedeno na obrázku 9.5.

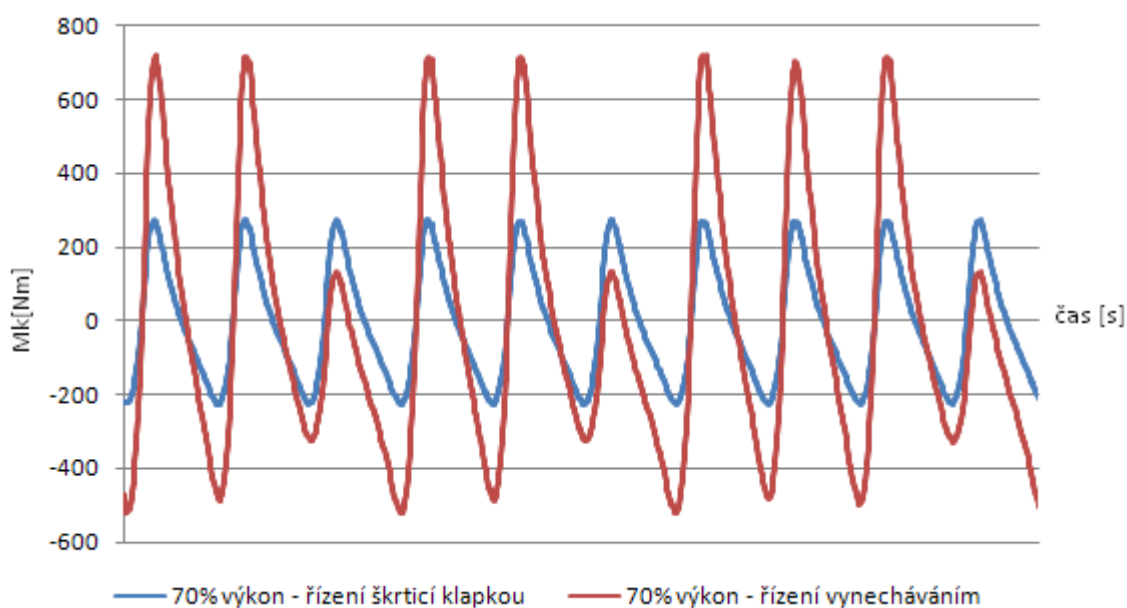
**Obr 9.5** Blokové schéma algoritmu

### 9.3.2) Vliv regulace vynecháváním na průběh krouticího momentu

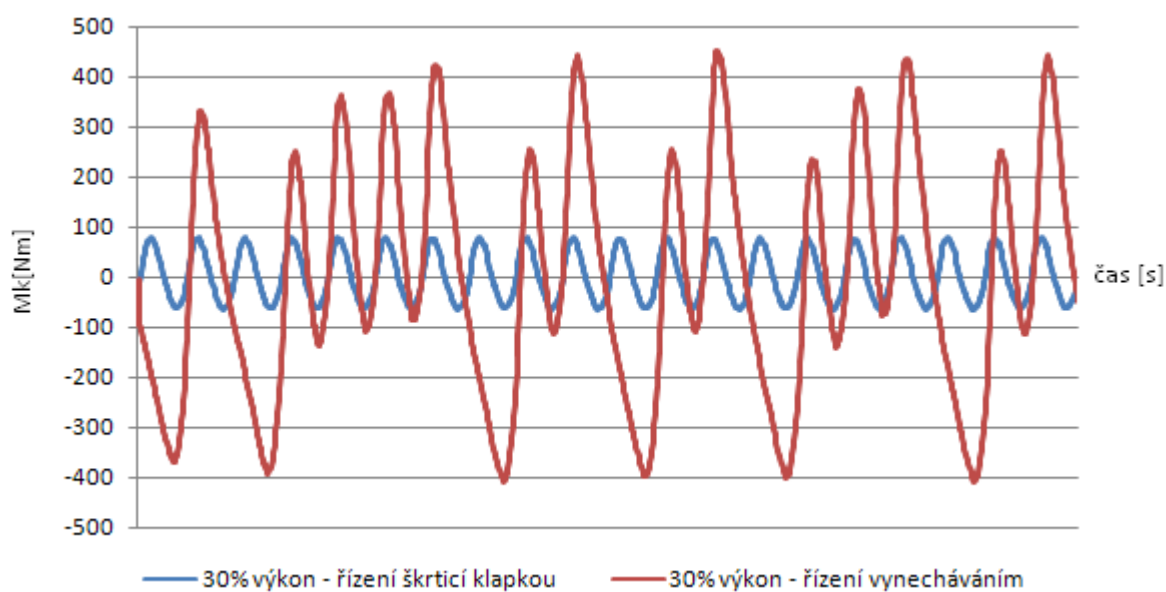
Pro názornou ukázkou vlivu regulace vynecháváním na průběh krouticího momentu byly vytvořeny následující grafy. V grafu 10 a 11 je uvedena závislost krouticího momentu na čase v různých stupních výkonu motoru pro řízení vynecháváním a řízení škrticí klapkou pro čtyřválcový řadový motor. V grafu 12 a 13 je uvedena stejná závislost pro osmiválcový vidlicový motor.



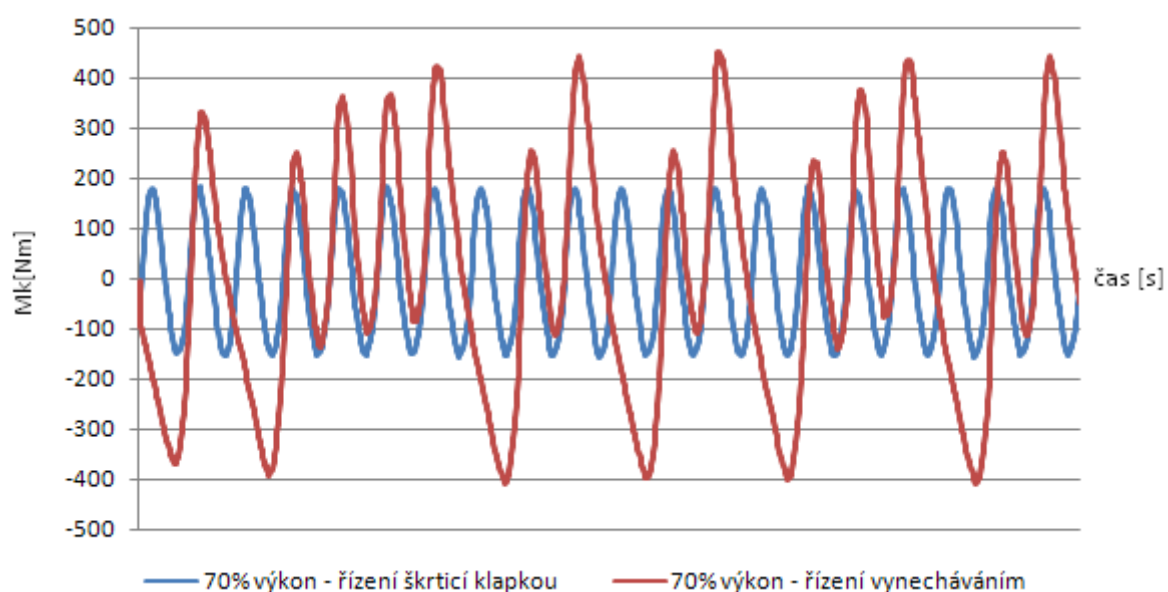
**Graf 10** Závislost krouticího momentu na čase pro 30% výkon při 3000 ot./ min. pro čtyřválcový řadový motor



**Graf 11** Závislost krouticího momentu na čase pro 70% výkon při 3000 ot./ min. pro čtyřválcový řadový motor



**Graf 12** Závislost krouticího momentu na čase pro 30% výkon při 3000 ot./ min. pro osmiválcový vidlicový motor

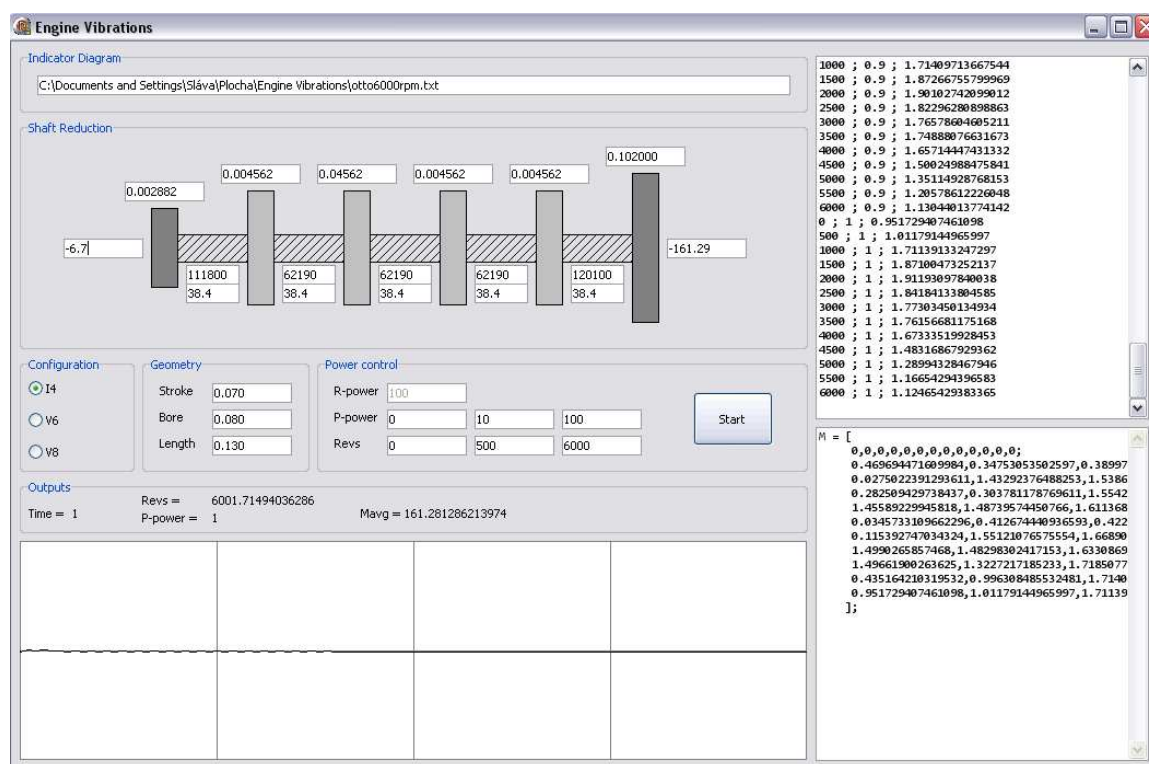


**Graf 13** Závislost krouticího momentu na čase pro 70% výkon při 3000 ot./ min. pro osmiválcový vidlicový motor

### 9.3.3) Numerická simulace

Z důvodu potřeby velkého počtu simulací a nemožnosti dostatečné automatizace ve školní verzi systému ADAMS byl vytvořen a použit program ENGINE VIBRATIONS, který zadávání jednotlivých hodnot značně ulehčil a simulace zautomatizoval. Program funguje na stejném principu jako systém ADAMS, který je popsán v předchozích podkapitolách a používá stejnou mechanickou soustavu náhrady klikového hřídele.

V programu ENGINE VIBRATIONS je uživatelem nejprve volen druh motoru, pro který je následně načten indikátorový diagram. Následně jsou uživatelem zadány momenty setrvačnosti jednotlivých segmentů klikového hřídele, tuhosti torzních pružin, koeficienty tlumení, otáčky, výkon řízený vynecháváním a krouticí momenty odebírané na obou stranách klikového hřídele. U zadání hodnot otáček a výkonu řízeného vynecháváním je dále volen krok pro zautomatizování výpočtu.



Obr. 9.6 Okno programu ENGINE VIBRATIONS

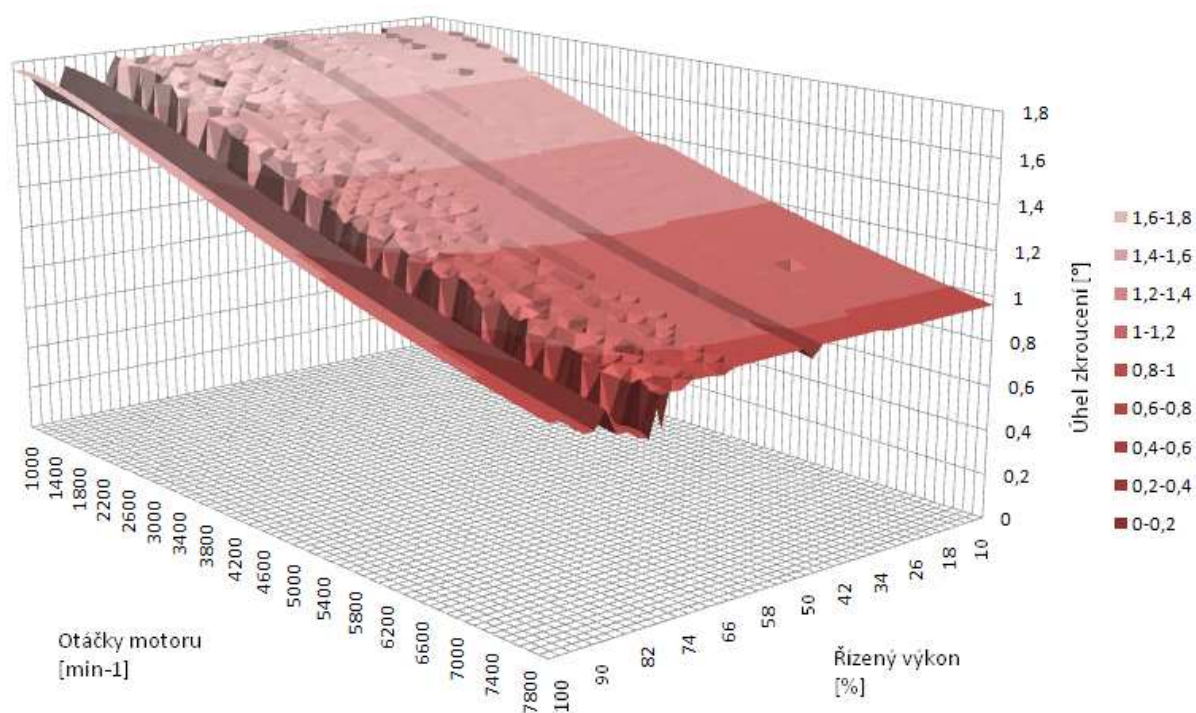
V pravé části okna programu jsou umístěna dvě podokna. V prvním podokně se vypisují hodnoty průběhu simulace a v druhém podokně se zapisují hodnoty pro skript, který je následně spuštěn v programu MATLAB.

### 9.4) Výsledky simulací

Všechny uvedené grafy s výsledky simulací jsou vytvořeny jako prostorové grafy, ve kterých jsou v závislosti otáčky motoru, výkon řízený vynecháváním a celkový úhel zkroucení klikového hřídele. Pod pojmem výkon řízený vynecháváním je uváděna poměrná hodnota mezi cykly plně zatíženého motoru a cykly, které odpovídají chodu motoru naprázdno. Grafy jsou tvořeny pomocí programu Microsoft Excel.



#### 9.4.1) Výsledky simulace pro čtyřválcový řadový motor



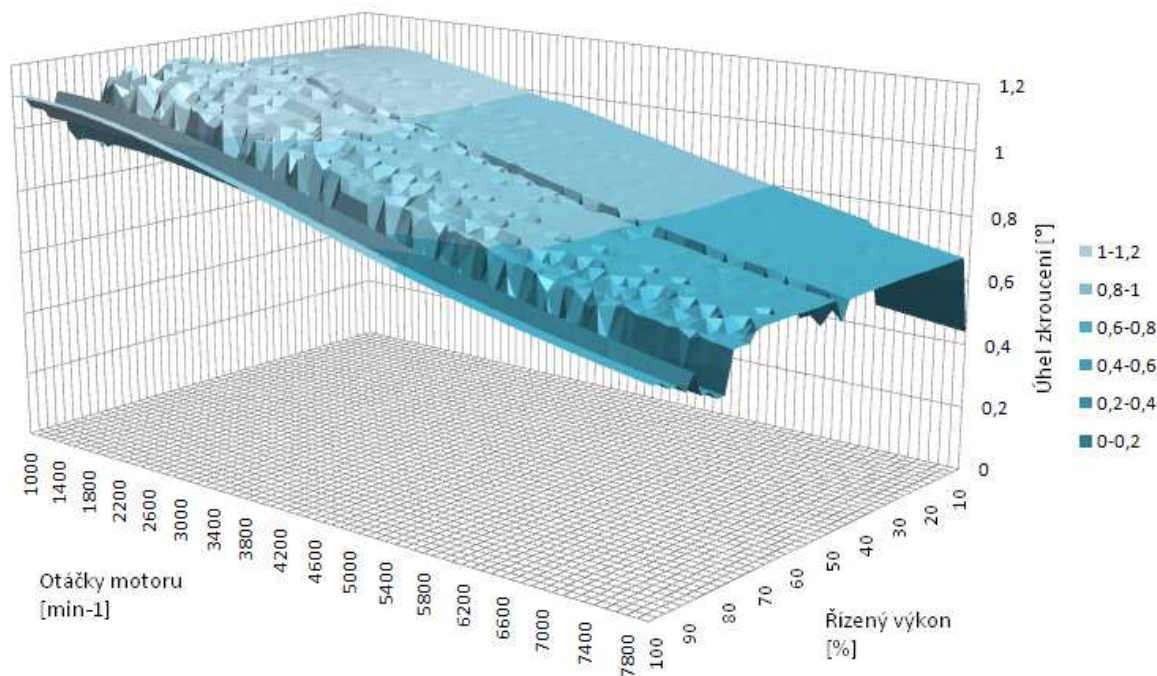
**Graf 12** Závislost mezi úhlem zkroucení, otáčkami motoru a výkonu řízeného vynecháváním u čtyřválcového řadového motoru

| n[min-1] | P[%] | Úhel zkroucení [°] |
|----------|------|--------------------|
| 7700     | 42   | 0.99826            |
| 7800     | 42   | 0.99053            |
| 7900     | 42   | 0.98108            |
| 8000     | 42   | 0.97260            |
| 1000     | 44   | 1.78635            |
| 1100     | 44   | 1.78345            |
| 1200     | 44   | 1.77759            |
| 1300     | 44   | 1.77353            |
| 1400     | 44   | 1.76426            |
| 1500     | 44   | 1.75792            |
| 1600     | 44   | 1.74790            |

**Tabulka 1** Maximální hodnoty úhlu zkroucení klikového hřídele u čtyřválcového řadového motoru (výsek hodnot kolem globálního extrému)



#### 9.4.2) Výsledky simulace pro šestiválcový vidlicový motor

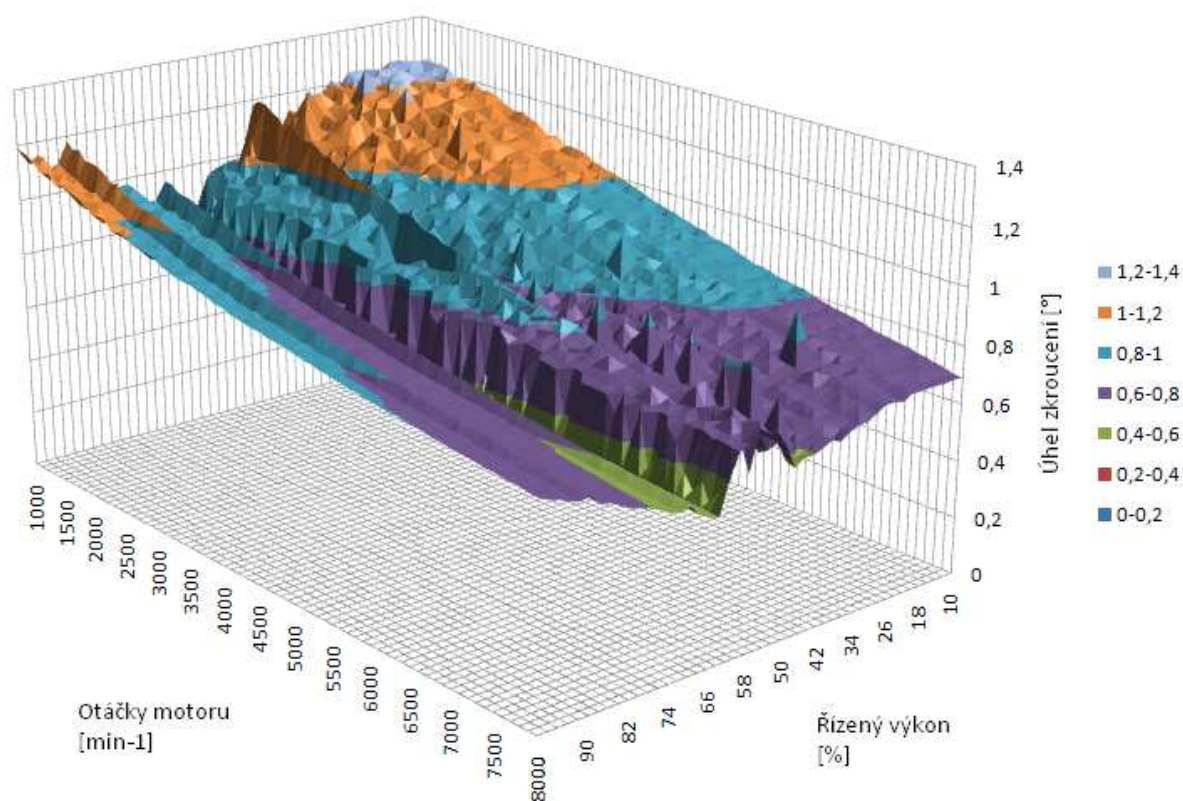


**Graf 13** Závislost mezi úhlem zkroucení, otáčkami motoru a výkonu řízeného vynecháváním u šestiválcového vidlicového motoru

| n[ $\text{min}^{-1}$ ] | P[%] | Úhel zkroucení [°] |
|------------------------|------|--------------------|
| 7700                   | 70   | 0.70091            |
| 7800                   | 70   | 0.69655            |
| 7900                   | 70   | 0.69196            |
| 8000                   | 70   | 0.68954            |
| 1000                   | 72   | 1.14164            |
| 1100                   | 72   | 1.10211            |
| 1200                   | 72   | 1.09035            |
| 1300                   | 72   | 1.05226            |
| 1400                   | 72   | 1.09654            |
| 1500                   | 72   | 1.10994            |
| 1600                   | 72   | 1.10717            |

**Tabulka 2** Maximální hodnoty úhlu zkroucení klikového hřídele u šestiválcového vidlicového motoru (výsek hodnot kolem globálního extrému)

### 9.4.3) Výsledky simulace pro osmiválcový vidlicový motor

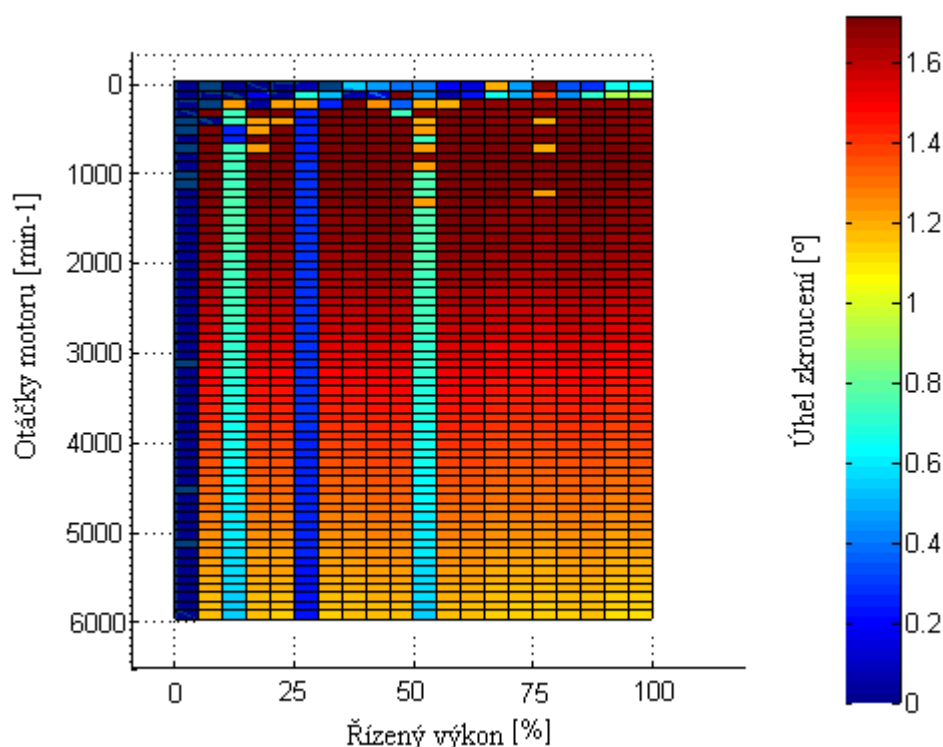


**Graf 14** Závislost mezi úhlem zkroucení, otáčkami motoru a výkonu řízeného vynecháváním u osmiválcového vidlicového motoru

| n[min-1] | P[%] | Úhel zkroucení [°] |
|----------|------|--------------------|
| 7700     | 14   | 0.71240            |
| 7800     | 14   | 0.70511            |
| 7900     | 14   | 0.69668            |
| 8000     | 14   | 0.69125            |
| 1000     | 16   | 1.24532            |
| 1100     | 16   | 1.24156            |
| 1200     | 16   | 1.23189            |
| 1300     | 16   | 1.20864            |
| 1400     | 16   | 1.20541            |
| 1500     | 16   | 1.19252            |
| 1600     | 16   | 1.20861            |

**Tabulka 3** Maximální hodnoty úhlu zkroucení klikového hřídele u osmiválcového vidlicového motoru (výsek hodnot kolem globálního extrému).

Z grafů je vidět, že při jistých hodnotách výkonu řízeného vynecháváním dochází k ovlivnění velikosti maximálního zkroucení hřídele torzními vibracemi. Jak již bylo uvedeno, řízený výkon je poměrná hodnota mezi cykly plně zatíženého motoru a cykly, které odpovídají chodu naprázdno. Pokles celkového úhlu zkroucení klikového hřídele nastane tehdy, když se jedná o hodnotu celočíselného podílu u výkonu řízeného vynecháváním. V grafu 15. je pokles celkového úhlu zkroucení vyznačen pruhy modré barvy a dále je zde vidět, že význačné hodnoty výkonu řízeného vynecháváním jsou například 1/2, 1/4, 1/8, atd.



**Graf 15** Závislost mezi úhlem zkroucení, otáčkami motoru a výkonu řízeného vynecháváním u čtyřválcového řadového motoru

#### 9.4.4) Srovnání výsledků simulací

Výsledky celkového úhlu zkroucení klikového hřídele jednotlivých typů motorů jsou uvedeny v tabulce 4. Vzájemný poměr velikostí jednotlivých hodnot je dán zejména konstrukcí vlastního hnacího ústrojí daného motoru a není důsledkem řízení výkonu vynecháváním.

| Motor                  | $n[\text{min}^{-1}]$ | P[ % ] | Úhel zkroucení [°] |
|------------------------|----------------------|--------|--------------------|
| Čtyřválcový řadový     | 1000                 | 44     | 1.78635            |
| Šestiválcový vidlicový | 1000                 | 72     | 1.14164            |
| Osmiválcový vidlicový  | 1000                 | 16     | 1.24532            |

**Tabulka 4** Maximální hodnoty úhlu zkroucení klikového hřídele jednotlivých motorů

## 10) Závěr

Výkon motoru může být obecně regulován změnou otáček motoru nebo změnou krouticího momentu motoru. Při regulaci změnou otáček motoru jsou možnosti značně omezené. Pro tuto skutečnost je za primární způsob regulace výkonu motoru považována změna krouticího momentu motoru. Za splnění předpokladu, že nebude ovlivněna celková účinnost motoru, může být regulace prováděna také například změnou koeficientu přebytku vzduchu nebo změnou hustoty vzduchu.

Mezi hlavní metody regulace výkonu motoru se řadí regulace vynecháváním, kvalitativní regulace, kvantitativní regulace a regulace kombinovaná. Regulace vynecháváním byla dříve používána pro svou konstrukční jednoduchost. S postupným vývojem spalovacích motorů je pro její nevýhody používána méně. Mezi hlavní nevýhody tohoto způsobu regulace patří zejména vysoké teplotní namáhání válce a ostatních částí motoru. Pro docílení rovnoměrnosti chodu motoru zde musí být použita velká hmota setrvačníku. Při kvalitativní regulaci, kdy je nasávaná směs ochuzována dodávkou menšího množství paliva, může nastat situace, kdy směs bude natolik chudá, že nedojde k jejímu zapálení. Poté motor přechází na neekonomickou formu regulace vynecháváním. Proto se u tohoto způsobu regulace s výhodou využívá spalování vrstvené směsi. Kvalitativní regulace je používána hlavně u vysokotlakých naftových motorů. U regulace kvantitativní, kdy při plnění válce čerstvou směsí dochází ke škrcení, nastává pokles tepelné účinnosti motoru, což je hlavní nevýhodou tohoto způsobu regulace. Výhodou je zde vytvoření dobře zápalné směsi, která dobře hoří i při chodu naprázdno. Kvalitativní regulace se používá většinou u zážehových motorů. Posledním druhem regulace je regulace kombinovaná, která využívá principu kvalitativní a kvantitativní regulace. Je řízena tak, aby bylo využito výhod jmenovaných způsobů regulace a zamezeno jejich nevýhodám. Proto je v praxi využívána nejvíce.

Úkolem této práce bylo porovnání důsledků jednotlivých metod řízení simulace na chod motoru, zejména průběhu krouticího momentu a torzního kmitání hřídele. Pro jednotlivé typy motorů byly vymodelovány 3D modely klikových hřídelů, které byly zdrojem dat pro následný výpočet parametrů náhradních torzních soustav. Pro výpočet parametrů náhradních soustav klikových hřídelů byl využit program MATHCAD. Po získání těchto parametrů byl vypočten průběh zatížení na jednotlivá zalomení klikových hřídelů. Výpočet vycházel z dat získaných z programu LOTUS ENGINE, kde byl vytvořen model příslušného motoru a vykreslen průběh tlaku v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Následně byly vytvořeny modely náhradních torzních soustav v systému ADAMS. Pro potřebu velkého počtu simulací a složitého ručního zadávání v prostředí ADAMS byl vytvořen a použit program ENGINE VIBRATIONS na zautomatizování simulací. Z dat získaných ze simulace vyplývá, že řízení výkonu vynecháváním má podstatný a nepříznivý vliv na průběh krouticího momentu v čase, neboť způsobuje jeho nepravidelnost. Z hlediska torzního kmitání je vliv méně podstatný a projevuje se jen za určitých podmínek, kdy frekvence aktivních cyklů je celočíselným podílem frekvence všech cyklů. Obecně se tedy dá říci, že použitelnost řízení výkonu motoru vynecháváním pracovních cyklů je vhodnější pro motory s více válci a pro oblast vyšších otáček, což je například doména motorů určených ke sportovním účelům. Pro civilní použití je vhodnější stávající kvalitativní či kvantitativní řízení výkonu, neboť přináší vyšší komfort uživateli.

## 11) Seznam použitých zdrojů literatury

- [1] MACKERLE, Julius. *Vzduchem chlazené vozidlové motory*. Druhé přepracované vydání. Praha: SNTL, 1960. 510 s.
- [2] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů*. 1.díl. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1971. 258 s.
- [3] Kolektiv VÚNM a ČKD Praha. *Naftové motory čtyřdobé 2. díl*. 1. vydání. Praha: SNTL, SVTL, 1962. 541 s.
- [4] HOŠEK, František. *Spalovací motory - konstrukce: síly a momenty, vyvažování a torzní kmitání pístových spalovacích motorů*. 1. vydání. Brno: Univerzita obrany, 2008. 102 s.
- [5] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vydání. Brno: František Vlk, 2003. 580 s.
- [6] KOŠTÁL, Jan; SUK, Bohuslav. *Pístové spalovací motory*. 1. vydání. Praha: ČSAV, 1963. 830 s.
- [7] ČV strojnická společnost ČSVTS Praha. *Torzní vibrace v pohonech a způsob jejich snižování*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1984. 118 s.
- [8] MSC SOFTWARE: *ADAMS 2005 R2 User manual*. 2005
- [9] MSC SOFTWARE: *ADAMS Overview* [online]. Poslední revize 12. 10. 2008. Dostupné z: <<http://www.mscsoftware.com/products/adams.cfm?Q=131&Z=396&Y=397>>
- [10] Anima Publishers. *AUTO.CZ* [online]. 2005 [cit. 2005-04-03]. Slovník pojmů. Dostupné z: <<http://www.auto.cz/main.php?site=slovník>>.
- [11] BEROUN, Stanislav. *Scribd.cz* [online]. [cit. 2010-3-7]. Vozidlové motory. Dostupné z: <<http://www.scribd.com/doc/29560735/Vozidlove-motory-Prof-Ing-Stanislav-Beroun-CSc>>.
- [12] Schaeffler CZ s.r.o. *Schaeffler Group* [online]. 2009 [cit. 2010-01-20]. Rootsova dmyhadla. Dostupné z: <[http://www.fag.cz/content.schaeffler.cz/cs/branches/industry/heavy\\_industry/airhandling/applairhandling/compressors/rootsblowers\\_1/roots\\_blowers.jsp](http://www.fag.cz/content.schaeffler.cz/cs/branches/industry/heavy_industry/airhandling/applairhandling/compressors/rootsblowers_1/roots_blowers.jsp)>.
- [13] BENZ, Michael. *Honda Motor Co.,Inc* [online]. 2005 [cit. 2008-2-18]. V6 Performance. Dostupné z: <<http://www.v6performance.net/forums/showthread.php?t=75045>>.
- [14] Milde CZ. *Autokaleidoskop.cz* [online]. 2006 [cit. 2008-03-07]. Renault Laguna Grandtour 2.0 DCi. Dostupné z: <<http://www.autokaleidoskop.cz/Testy/Renault-Laguna-Grandtour-2-0-dCi-komfortni-a-usporny/>>.
- [15] SEDLÁČEK, Tomáš. *Autotron* [online]. 2008 [cit. 2009-06-12]. Autodiagnostika. Dostupné z: <<http://www.autotron.cz/autodiagnostika/>>.

[16] NE Motors. *N.E. Motors* [online]. 2009 [cit. 2009-10-22]. ECU Testing. Dostupné z: <<http://www.nemotors.co.uk/ecu-testing/>>.

[17] Auto-innovations. *Auto-innovations.com* [online]. 2002 [cit. 2005-11-25]. DATE DES INNOVATIONS OU 1re COMMERCIALISATION. Dostupné z: <<http://www.auto-innovations.com/site/innovation/imoteur1.html>>.

[18] VORLÍČEK, Štěpán. *Automix.cz* [online]. 2004 [cit. 2004-04-13]. Motory FSI - více výkonu a menší spotřeba. Dostupné z: <<http://magazin.automix.centrum.cz/clanek.phtml?id=4979>>.

[19] Autolexicon. *Autolexicon.net* [online]. 2009 [cit. 2009-03-04]. CDI (Common-rail Diesel Injection). Dostupné z: <<http://cs.autolexicon.net/articles/cdi-common-rail-diesel-injection>>.

[20] Tajfun. *HondaClub.cz* [online]. 2009 [cit. 2010-11-07]. Systémy VTEC. Dostupné z: <<http://www.hondaclub.cz/default.aspx?a=210>>.

[21] FONTANA, Jiří. *Udmt.kvalitne.cz* [online]. 2005 [cit. 2006-07-23]. Elementy pro UDMT. Dostupné z WWW: <<http://udmt.kvalitne.cz/udmt.html>>.

## 12) Seznam použitých zkratk a symbolů

|                |                       |                                                  |
|----------------|-----------------------|--------------------------------------------------|
| $a$            | $[m \cdot s^{-2}]$    | zrychlení pístu                                  |
| $a_1$          | $[m \cdot s^{-2}]$    | 1. harmonická složka zrychlení pístu             |
| $a_2$          | $[m \cdot s^{-2}]$    | 2. harmonická složka zrychlení pístu             |
| $b$            | $[m]$                 | tloušťka ramene zalomení                         |
| $b_{HC}$       | $[m]$                 | tloušťka hlavního čepu                           |
| $b_{KC}$       | $[m]$                 | tloušťka ojničního čepu                          |
| $b_{pr}$       | $[m]$                 | šířka příruby pro setrvačnick                    |
| $b_{remen}$    | $[m]$                 | délka konce klikového hřídele na straně řemenice |
| $c$            | $[Nm \cdot rad^{-1}]$ | torzní tuhost                                    |
| $D$            | $[m]$                 | průměr hřídele                                   |
| $d$            | $[m]$                 | průměr dutiny hřídele                            |
| $D_{HC}$       | $[m]$                 | průměr hlavního čepu                             |
| $D_{KC}$       | $[m]$                 | průměr ojničního čepu                            |
| $D_p$          | $[m]$                 | průměr pístu                                     |
| $D_{red}$      | $[m]$                 | redukovaný průměr hřídele                        |
| $d_{roztec}$   | $[m]$                 | roztečný průměr šroubů setrvačnicku              |
| $F_c$          | $[N]$                 | celková síla                                     |
| $F_{cr}$       | $[N]$                 | celková radiální síla                            |
| $F_{od}$       | $[N]$                 | odstředivá síla                                  |
| $F_{oj}$       | $[N]$                 | síla přenášená ojnicí                            |
| $F_{o\_celk}$  | $[N]$                 | celková síla na ojničním čepu                    |
| $F_p$          | $[N]$                 | síla od tlaku plynů                              |
| $F_r$          | $[N]$                 | radiální síla                                    |
| $F_{set\_pos}$ | $[N]$                 | setrvačná síla posuvných částí                   |
| $F_{sp}$       | $[N]$                 | sekundární setrvačná síla                        |
| $G$            | $[MPa]$               | modul pružnosti ve smyku                         |
| $h$            | $[m]$                 | šířka ramene zalomení                            |
| $i$            | $[-]$                 | imaginární jednotka                              |



|                     |                  |                                                                |
|---------------------|------------------|----------------------------------------------------------------|
| $I_{celk\_remen}$   | $[kg \cdot m^2]$ | celkový moment setrvačnosti na straně řemenice                 |
| $I_{celk\_setrvac}$ | $[kg \cdot m^2]$ | celkový moment setrvačnosti na straně setrvačnicku             |
| $I_{i\_klik\_mech}$ | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti i-tého klikového mechanismu                |
| $I_{i\_zalomeni}$   | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti zalomení klikového hřídele                 |
| $I_{posuv}$         | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti posuvných součástí                         |
| $I_p$               | $[m^4]$          | polární kvadratický moment                                     |
| $I_{p\_red}$        | $[m^4]$          | moment setrvačnosti plochy redukovaného průřezu                |
| $I_{remen}$         | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti řemenice                                   |
| $I_{rot\_ojnice}$   | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti rotující části ojnice                      |
| $I_{setrvac}$       | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti setrvačnicku                               |
| $I_{upev\_remen}$   | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně řemenice |
| $I_{upev\_setrvac}$ | $[kg \cdot m^2]$ | moment setrvačnosti konce klikového hřídele na straně řemenice |
| $l$                 | $[m]$            | délka hřídele                                                  |
| $l_{red}$           | $[m]$            | redukovaná délka hřídele                                       |
| $l_{red\_remen}$    | $[m]$            | redukovaná délka konce klikového hřídele na straně řemenice    |
| $l_{red\_setrvac}$  | $[m]$            | redukovaná délka konce klikového hřídele na straně řemenice    |
| $M_k$               | $[N \cdot m]$    | krouticí moment                                                |
| $m_{pist\_skup}$    | $[kg]$           | hmotnost pístní skupiny                                        |
| $m_{posuv\_ojnice}$ | $[kg]$           | hmotnost posuvné části ojnice                                  |
| $m_{rot\_ojnice}$   | $[kg]$           | hmotnost rotační části ojnice                                  |
| $M_{ID}$            | $[N \cdot m]$    | krouticí moment pro ideální motor                              |
| $M_{T-IND}$         | $[N \cdot m]$    | indikovaný krouticí moment                                     |
| $M_{T-ZTR}$         | $[N \cdot m]$    | ztrátový krouticí moment                                       |



|               |                     |                                             |
|---------------|---------------------|---------------------------------------------|
| $n$           | $[\text{min}^{-1}]$ | otáčky motoru                               |
| $N_p$         | $[N]$               | boční síla působící na píst                 |
| $p$           | $[MPa]$             | tlak plynů                                  |
| $p_{atm}$     | $[MPa]$             | atmosférický tlak                           |
| $P_e$         | $[kW]$              | efektivní výkon                             |
| $p_e$         | $[Pa]$              | efektivní tlak                              |
| $p_i$         | $[Pa]$              | indikovaný tlak                             |
| $P_{ID}$      | $[kW]$              | výkon ideálního motoru                      |
| $P_{IND}$     | $[kW]$              | indikovaný výkon                            |
| $P_{ZTR}$     | $[kW]$              | ztrátový výkon                              |
| $r$           | $[m]$               | poloměr zalomení klikového hřídele          |
| $S$           | $[m^2]$             | plocha dna pístu                            |
| $s_p$         | $[m]$               | dráha pístu                                 |
| $s_{p1}$      | $[m]$               | 1. harmonická složka dráhy pístu            |
| $s_{p2}$      | $[m]$               | 2. harmonická složka dráhy pístu            |
| $V$           | $[m^3]$             | objem                                       |
| $v$           | $[m \cdot s^{-1}]$  | rychlost pístu                              |
| $v_1$         | $[m \cdot s^{-1}]$  | 1. harmonická složka rychlosti pístu        |
| $v_2$         | $[m \cdot s^{-1}]$  | 2. harmonická složka rychlosti pístu        |
| $V_k$         | $[m^3]$             | kompresní objem                             |
| $V_z$         | $[m^3]$             | zdvihový objem jednoho válce motoru         |
| $\alpha$      | $[\circ]$           | úhel odklonu klikového hřídele od osy válce |
| $\beta$       | $[\circ]$           | úhel odklonu ojnice od osy válce            |
| $\varepsilon$ | $[-]$               | kompresní poměr                             |
| $\varphi$     | $[\circ]$           | úhel zkroucení hřídele                      |
| $\eta_c$      | $[-]$               | celková účinnost                            |
| $\eta_d$      | $[-]$               | dopravní účinnost                           |
| $\lambda$     | $[-]$               | ojniční poměr                               |
| $\lambda_v$   | $[-]$               | koeficient přebytku vzduchu                 |

|           |                      |                 |
|-----------|----------------------|-----------------|
| $\zeta_v$ | $[kg \cdot m^3]$     | hustota vzduchu |
| $\omega$  | $[rad \cdot s^{-1}]$ | úhlová rychlost |

## 12) Seznam příloh

**Příloha** – Výpočet redukce ojnice, redukovaných momentů setrvačnosti, redukovaných délek klikového hřídele, torzních tuhostí, kinematiky, průběhů sil a momentů v klikovém mechanismu.