

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Modelování a simulace silničních vozidel se zaměřením na pohony

Autor: **Zdeněk Muchna**

Vedoucí práce: **Ing. Roman ČERMÁK, Ph.D.**

Akademický rok 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Zdeněk MUCHNA**
Osobní číslo: **S08B0341P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Modelování a simulace silničních vozidel se zaměřením na pohony**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v oblasti pohonů silničních vozidel. Zpracujte tematiku z hledisek principů činnosti, srovnání jednotlivých koncepcí, vlastností, aplikací, atd. Zmapujte trendy v oboru a očekávaný budoucí vývoj. V praktické části práce zpracujte simulační model pohonu vozidla v dostupném SW, proveďte několik simulačních experimentů a zhodnoťte výsledky - detaily viz příloha zadání.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše v dané oblasti.
2. Srovnání principů činnosti, vlastností, technických prostředků, apod.
3. Trendy a očekávaný budoucí vývoj.
4. Model pohonu vozidla zpracovaný v dostupném SW podle přílohy zadání.

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


RAJAMANI, R. *Vehicle Dynamics and Control*. New York: Springer-Verlag, 2006

GUZZELA, L., SCIARRETTA, A. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimisation*. Berlin: Springer, 2007

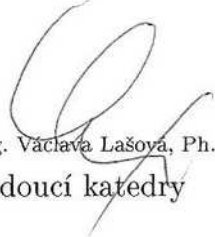
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2011**
Termín odevzdání bakalářské práce: **25. května 2012**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václav Lašový, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2011

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne: 25. 6. 2012

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Muchna	Jméno Zdeněk	
STUDIJNÍ OBOR	„Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Čermák, Ph.D	Jméno Roman	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Modelování a simulace silničních vozidel se zaměřením na pohony		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	47	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce se zabývá stručnou rešerší v oblasti pohonného ústrojí silničních vozidel a popisuje trendy v jeho vývoji. Dále je vysvětleno dynamické vyvážení a provedena ukázka simulace dynamiky klikového ústrojí dvouválcového spalovacího motoru s protiběžnými písty v softwaru FEV Virtual Engine. Závěrem je zhodnocen přínos simulačního programu v konstrukci spalovacích motorů.
KLÍČOVÁ SLOVA	modelování, simulace, pohon, dynamika, klikový mechanismus, spalovací motor, motor s protiběžnými písty, FEV Virtual Engine

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Muchna	Name Zdeněk
FIELD OF STUDY	“Transport and handling machinery“	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Čermák, Ph.D	Name Roman
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS	
TYPE OF WORK	DIPLÓMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Delete when not applicable	
TITLE OF THE WORK	Road vehicle modeling and simulation focused on propulsion	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2012
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	47	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis deals with a research in the powertrain road vehicles and describes the trends in its development. Afterwards, the dynamic balance is explained and the sample of simulation of cranktrain dynamic is performed in FEV Virtual Engine software on example of horizontal opposed twin cylinder engine. Finally, it evaluates the benefits of simulation in the design of combustion engines.
KEY WORDS	modelling, simulation, propulsion, dynamics, crankshaft mechanism, combustion engine, horizontal opposed twin-cylinder engine, FEV Virtual Engine.

Poděkování

Děkuji Ing. Romanu Čermákovi, Ph.D za vedení a podnětné připomínky při tvorbě této bakalářské práce.

OBSAH

1	ÚVOD	2
2	ZÁKLADNÍ POZNATKY	3
2.1	MOTORY	3
2.1.1	Nosiče energie	3
2.1.2	Spalovací motory	6
2.1.3	Elektromotory	11
2.1.4	Hybridní systémy pohonů	12
2.2	PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ	13
2.2.1	Spojky	13
2.2.2	Převodovky	13
2.2.3	Rozvodovky, diferenciály	15
2.2.4	Hnací hřídele a klouby	16
3	TRENDY A OČEKÁVANÝ BUDOUCÍ VÝVOJ	17
4	MODELOVÁNÍ A SIMULACE	19
4.1	Úvod do problematiky vyvažování pístových spalovacích motorů	19
4.1.1	Síly a momenty v klikovém ústrojí	19
4.1.2	Vyvažování klikového ústrojí	22
4.2	Vyvážení dvouválcového motocyklového motoru typu BOXER	24
4.2.1	Motor bez vyvažovacích hřídelí	28
4.2.2	Motor s jedním vyvažovacím hřídelem	30
4.3	Tvorba virtuálního modelu motoru BOXER	33
4.3.1	Úvod do FEV Virtual Engine	33
4.3.2	Tvorba virtuálního motoru BOXER	34
5	SHRNUTÍ	43
6	PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A JEDNOTEK	44
7	LITERATURA	46
7.1	Knižní publikace	46
7.2	Publikace na internetu	46
7.3	Ostatní zdroje	47

1 ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je v první řadě rešerše v oblasti pohonů silničních vozidel. Zde budou stručně vysvětleny základní principy koncepcí a jednotlivých částí pohonného ústrojí. Protože podrobný popis všech používaných technologií by přesáhl rámec práce, jsou bez hlubšího výkladu v jednotlivých kapitolách uvedeny pouze nejdůležitější části pohonného ústrojí současných vozidel a trendy v jejich dalším vývoji.

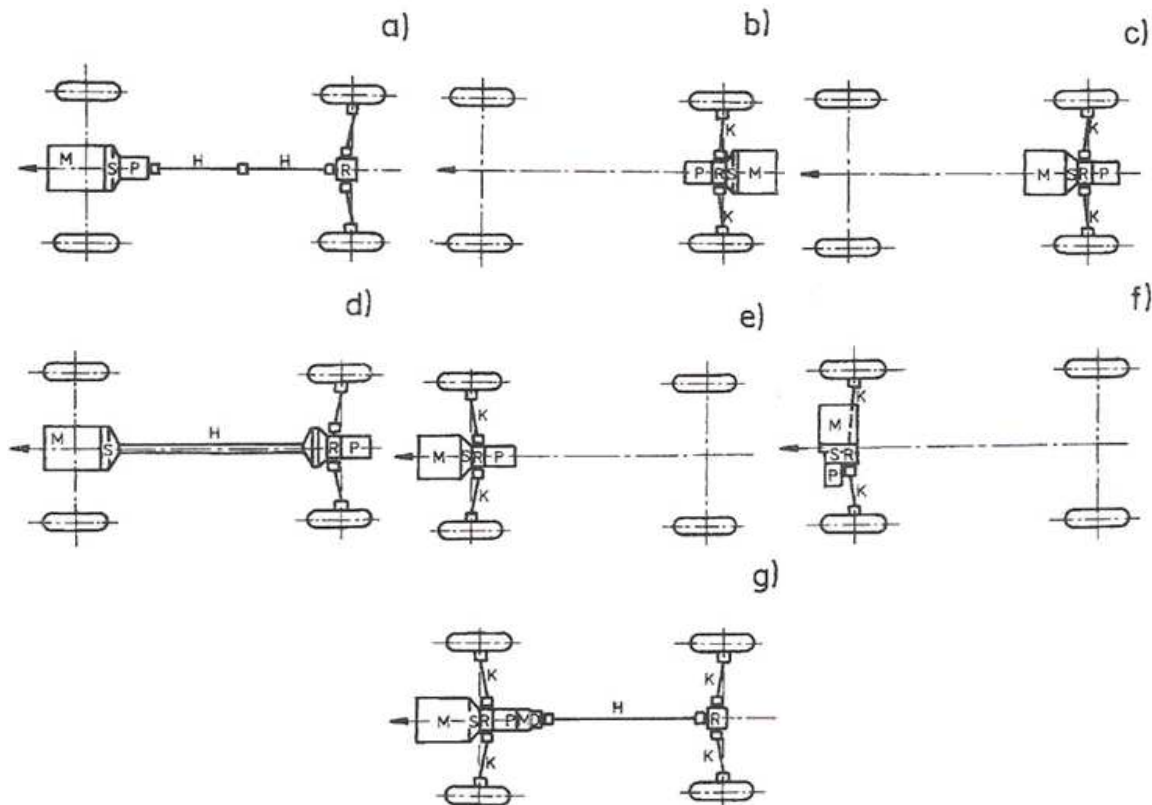
V druhé části práce bude jako příklad uvedeno konkrétní pohonné ústrojí motocyklu s dvouválcovým motorem boxer. Toto „netradiční“ silniční vozidlo bylo vybráno z důvodu relativně malého počtu válců, kdy je nejvíce problematické vyvažování klikového mechanismu. Dalším faktorem výběru bylo to, že motocyklový motor tvoří ve většině případů součást rámu a je k němu pevně připojen bez možnosti tlumení vibrací v pružném uložení. Výhodou tohoto příkladu je zároveň možnost demonstrace různých způsobů vyvážení pístového motoru u jediné koncepce a jednoho výrobce v průběhu let vývoje. Po stručném seznámení s teorií vyvažování pístových spalovacích motorů následuje vysvětlení principu vyvažování dvouválcového motoru boxer a ukázka praktického řešení firmy BMW.

Následně bude jako příklad stručně popsána tvorba šablony virtuálního modelu klikového ústrojí motoru v programu FEV Virtual Engine a provedena simulace chodu motoru.

Závěrem je uvedeno zhodnocení možností virtuálního modelu a jeho přínos při vývoji a konstrukci fyzického motoru.

2 ZÁKLADNÍ POZNATKY

Uspořádání prvků pohonu ve vozidle může být rozmanité. Určujícím faktorem koncepce bývají požadavky na jízdní vlastnosti, ale i využití vozidla v různých podmínkách. Jako příklad jsou na obr. 2-1 uvedeny různé koncepce pohonů osobních automobilů. Každá se využívá pro jinou kategorii vozidel a nese s sebou určité výhody i nevýhody.



Obr. 2-1: uspořádání hnacího ústrojí u osobních automobilů [11].

- a) Standardní pohon
- b) Zadní pohon
- c) Motor mezi nápravami
- d) Transaxle-princip
- e) Přední pohon
- f) Přední pohon s příčně uloženým motorem
- g) Pohon všech kol

M – motor, S – spojka, P – převodovka, H – spojovací hřídel, R – rozvodovka, K – kloubové hřídele (poloosy).

2.1 MOTORY

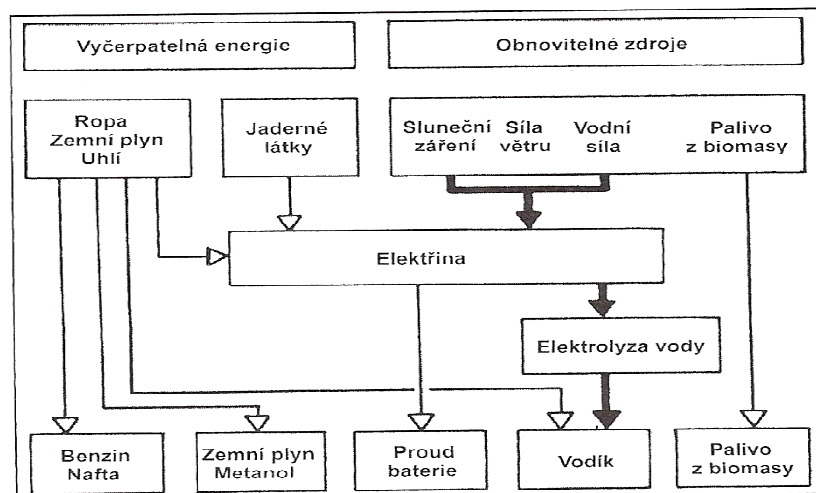
2.1.1 Nosiče energie

Pohon vozidla (motor) produkuje mechanickou energii. Pokud se má vozidlo pohybovat, musí překonávat jízdní odpory, které jsou následující:

Jízdní odpory:[6]

- Odpor valení
- Odpor stoupání
- Odpor vzduchu
- Odpor zrychlení
- Odpor tahu (přípojné vozidlo)

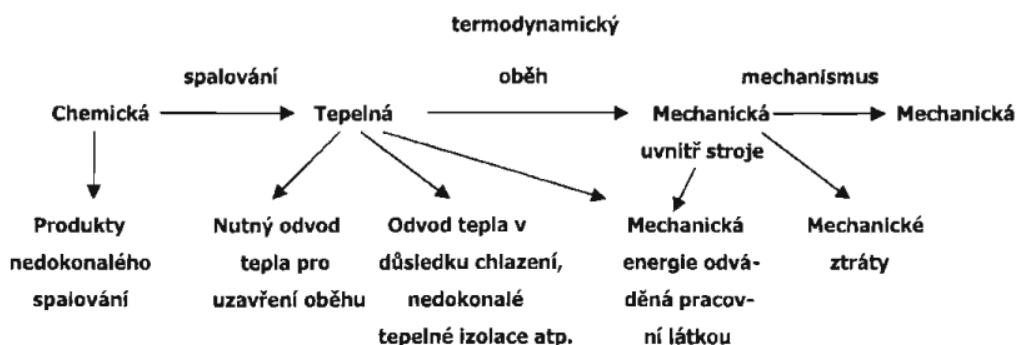
Motor přeměňuje dodávanou energii na mechanickou práci. Energie je čerpána ze zásobníku, který je umístěn na vozidle, nebo v případě trakce čerpá energii z rozvodné sítě. Problematiku zdrojů a nosičů energie zobrazuje obrázek 2-2.



Obr. 2-2: různé druhy energie pro pohon vozidel. [8]

ENERGIE PRO SPALOVACÍ MOTORY

V dnešní době se u silničních vozidel využívá převážně pohon spalovacím motorem, který má chemický zdroj energie. Pro tento druh motorů se získává energie formou chemické reakce (oxidace). Reakce k průběhu potřebuje palivo a okysličovadlo, nejčastěji je to atmosférický vzduch, který obsahuje kyslík. Jako paliva bývají většinou využívány sloučeniny uhlíku a vodíku. Hlavním zdrojem uhlovodíkových paliv je ropa, uhlí a zemní plyn, tyto přírodní organické produkty se dále upravují různými způsoby do požadované podoby.



Obr. 2-3: transformace energií spalovacího motoru. [5]

Požadavky na paliva jako zdroje energie:[5]

- Vysoká výhřevnost na jednotku hmotnosti
- Co nejmenší obsah látek tvořící popel
- Chemická stálost a co nejnižší agresivita vůči dílům palivového systému (nepůsobí korozi, netvoří úsady, laky atp.)
- Co nejnižší zdravotní závadnost
- Co nejnižší tvorba zdraví škodlivých produktů spalování (zejména sloučeniny síry, polycyklické uhlovodíky atd.)
- Co nejnižší korozní účinky spalin (síra, vanad atd.)
- Co nejnižší cena.

Paliva používaná ve spalovacích motorech:

- Benzín
- Nafta
- LPG
- CNG a LNG
- Biopaliva, alkoholy
- Vodík

LPG – neboli Liquefied Petroleum Gas (zkapalněný propan-butan), vzniká jako vedlejší produkt při rafinaci ropy, výhoda je především ve snadném použití v klasických benzínových motorech s minimálními úpravami. Výfukové plyny mají menší obsah škodlivin a přibližně o 5% nižší výkon a o 10% vyšší spotřebu oproti spalování benzínu.

CNG – Compressed Natural Gas (stlačený zemní plyn), použití je obdobné jako u LPG. Složitější je skladování, zásobování a čerpání CNG. Emise jsou oproti benzínu a naftě také nižší.

Etanol – je možné použít ho přímo jako palivo pro speciálně upravené motory, nebo jako přísadu do benzínu (3-15% etanolu). Výhodou samotného etanolu je dokonalejší spálení a následně nižší emise. Nevýhodou je rychlejší koroze kovových materiálů a negativní účinek na lidský organismus. Energetický obsah je nižší než u benzínu, proto je spotřeba vyšší.

Metanol – je nejvíce podobný benzínu nebo naftě. Má vyšší oktanové číslo než benzín a je možné dosáhnout vyšších kompresních tlaků. Produkuje nižší emise oproti benzínu. Nevýhodou je rychlejší koroze kovových součástí a detergentní účinek (odmašťuje). Metanol lze vyrábět z různých surovin (např. ze dřeva).

Bionafta – k výrobě se nejčastěji používá řepkový olej, který je esterifikací upraven na metylester (MERO). Výhodou je nižší obsah škodlivin ve výfukových plynech oproti ropné naftě. Nevýhodou je naopak její problematické skladování, jelikož se časem znehodnocuje.

Vodík – jako zdroj nebo nosič energie (pokud je na jeho výrobu použita elektrická energie) je možné spalovat přímo ve spalovacích motorech, nebo přeměňovat na elektrickou energii palivovým článkem. Výhodou je také to, že nevytváří žádné emise oxidu uhličitého. Hlavní nevýhodou je relativně nebezpečné skladování vodíku v palivové nádrži.

ENERGIE PRO OSTATNÍ MOTORY

Pohony, které používají přímo **elektrickou energii**, můžeme rozdělit na vozidla:

S akumulovanou elektrickou energií – bohužel u vozidel zatím tato technologie naráží na „omezení“ akumulátorů z hlediska hmotnosti, kapacity, životnosti a hlavně ceny. Výraznou roli hraje také to, že se akumulátory nabíjí v delším časovém intervalu než je například naplnění nádrže kapalným nebo plynným palivem. Také výroba a likvidace baterií nemusí být až tak ekologicky „zelená“.

S výrobou elektrické energie přímo ve vozidle – elektrickou energii je možné vyrábět pomocí vodíkových palivových článků, které fungují na principu elektrochemické reakce. Především se odstraní nevýhody akumulátorů, ale zachová se výhod elektropohonu.

Dále může být využíváno **energie setrvačníků**, stlačených **plynů** či tlakových **kapalin**, energii mohou získat tzv. rekuperací při brzdění vozidla, a když je potřeba, tak ji vydají.

2.1.2 Spalovací motory

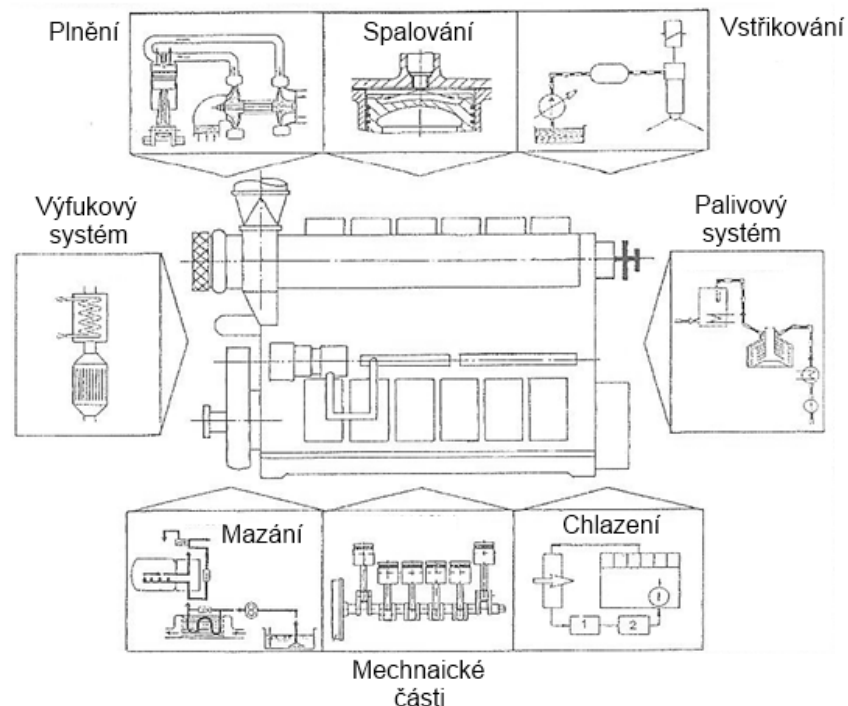
Spalovací motor je tepelný stroj, který spalováním paliva (chemickou reakcí) získává tepelnou energii a převádí ji na mechanickou práci. Pro převod je užito plynného média, které působí buď potenciální energií na píst u pístových motorů, nebo kinetickou energií u proudových motorů (turbín).

Podle způsobu spalování se dělí motory na:

- **motory s vnějším spalováním:** média pro přenos energie jsou např. vodní pára, vzduch a další plyny. Příklady těchto motorů jsou: pístový parní stroj, turbína a Stirlingův motor.
- **motory s vnitřním spalováním:** pracovní látkou jsou přímo produkty spalování. Např.: „klasické“ spalovací motory (pístové i lopatkové), kde spaliny procházejí přímo válci, nebo lopatkami.

PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

Pístové spalovací motory s vnitřním spalováním produkují mechanickou energii na základě periodicky se opakujících otevřených pracovních oběhů, probíhajících v objemu uzavíraném pístem motoru. Vozidlové pístové spalovací motory se konstruují jako jednočinné a většinou jako víceválcové. Tato konstrukce umožňuje především dosáhnout vyšších otáček a výhodnějšího poměru mezi výkonem a hmotností motoru. Umístění válců bývá svislé, vodorovné nebo šikmo položené.



Obr. 2-4: problematika spalovacích motorů. [9]

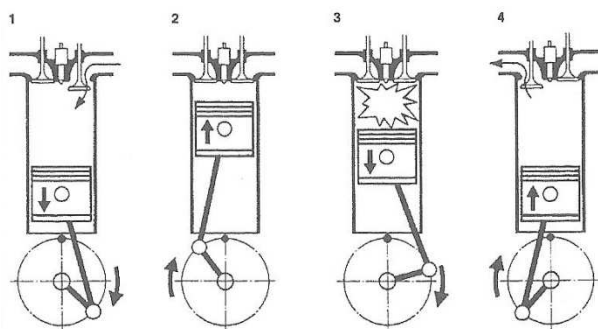
Dělení pístových spalovacích motorů:

- druh paliva
- průběh spalování
- způsob tvoření směsi (konstrukční provedení)
- způsob výměny (vypláchnutí) směsi ve válci,
- způsob spalování směsi,
- konstrukční uspořádání

ČTYŘDOBÉ MOTORY

- ZÁŽEHOVÉ

Zážehový (neboli Ottův) motor byl patentován v roce 1877. Činnost motoru je charakteristická stlačením směsi paliva a vzduchu, následně proběhne zapálení elektrickou jiskrou. Směs paliva se vzduchem se tvoří vně válců (karburátor, vstřikování), nebo přímo ve válci přímým vstřikováním paliva.

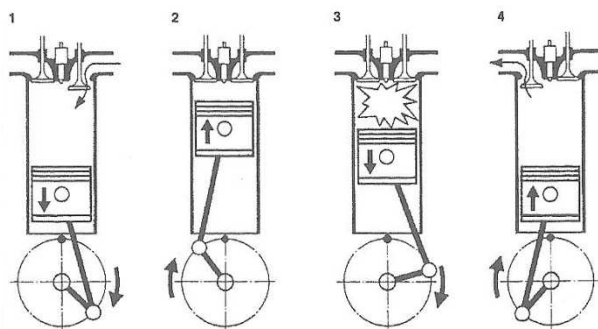


Obr. 2-5: schéma činnosti čtyřdobého zážehového motoru. [9]

1. Sání – směs paliva se vzduchem
2. Komprese – směs paliva a vzduchu je stlačena
3. Expanze – směs je zažehnuta elektrickou jiskrou, koná práci
4. Výfuk – spaliny jsou vytlačeny z válce

- VZNĚTOVÉ

Vznětový (Dieselův) motor byl patentován roku 1892. Činnost motoru je charakteristická stlačením vzduchu a vstřikem paliva do válce. Z toho vyplývá, že zápalná směs se tvoří přímo ve válci. Směs se vznítí vlivem vysoké teploty vyvolané stlačením vzduchu.



Obr. 2-6: schéma činnosti čtyřdobého vznětového motoru. [9]

1. Sání – čistého vzduchu
2. Komprese – vzduch je stlačen a teplota vzroste na zápalnou teplotu paliva
3. Expanze – palivo je vstříknuto do válce a vznítí se, koná práci
4. Výfuk – spaliny jsou vytlačeny z válce

teplo přeměněné na výkon		motor	
		zážehový	vznětový
teplo přeměněné na výkon [%]		32	45
teplo odvedené chlazením	teplo odvedené při hoření [%]	6	8
	teplo odvedené při expanzi [%]	7	6
	teplo odvedené při výfuku [%]	15	9
teplo vyvolané třením pístů [%]		2	2
teplo odvedené výfukovými plyny a zářením [%]		38	30

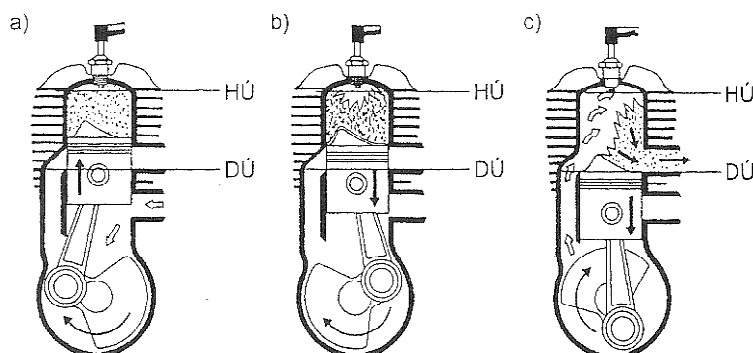
Tab. 2-1: přibližná tepelná bilance spalovacích motorů. [9]

DVOUDOBE MOTORY

- ZÁŽEHOVÉ A VZNĚTOVÉ

Využívají zážehových, nebo vznětových cyklů. Jejich výhodou je značné snížení hmotnosti a zároveň zvýšení výkonu. Zvýšení výkonu je dáno faktem, že motor pracuje o dvou dobách místo o čtyřech, tím se čistě teoreticky zvedne výkon dvojnásobně. Prakticky tento nárůst není tak velký, je to dáno především nedokonalostí vyplachování směsi dovnitř a ven z válce. Hmotnost je snížena menším počtem součástí a jednodušší konstrukcí.

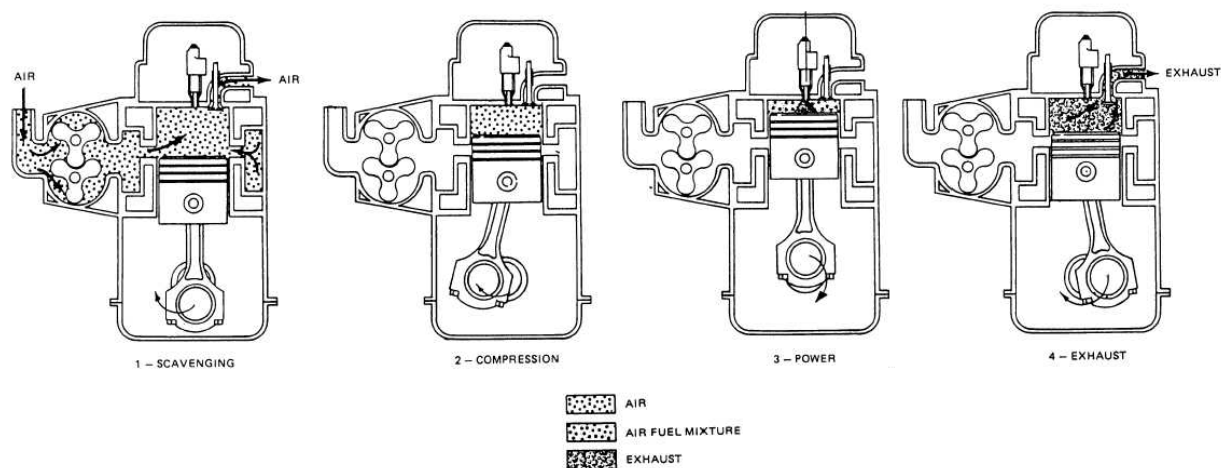
Nevýhodou dvoudobých motorů je, že motor nemá ve většině případů olejovou náplň v klikové skříni a mazací funkci musí obstarat sama směs nebo přidavné tlakové mazání. V obou případech se ale spaluje i mazivo, což zhoršuje emise výfukových plynů a ani samo mazání není zcela ideální.



Obr. 2-7: schéma činnosti dvoudobého zážehového motoru. [9]

- Sání pod pístem a komprese nad pístem (1. doba)
 - Předběžné stlačení pod pístem a hoření nad pístem (2. doba pracovní zdvih)
 - Přepouštění čerstvé náplně z klikové skříně a vytlačování spalín nad pístem do výfuku (přechod z 2. doby do 1. doby)
- DÚ – dolní úvrat', HÚ – horní úvrat'

Vznětové dvoudobé motory již nejsou tak konstrukčně jednoduché jako zážehové. Mohou být přepřehované dmyhadlem nebo kompresorem s jedním nebo více výfukovými ventily. Jejich použití je především v lodní, železniční a nákladní silniční dopravě. Lze také využít do jisté míry podobné uspořádání jako u zážehových, změna je prakticky pouze v tom, že místo zapalovací svíčky je vstřík a motor má vyšší kompresní poměr. Mazání je zaručeno naftou a současným ztrátovým tlakovým mazáním. To znamená, že motor spaluje naftu s malým množstvím oleje.

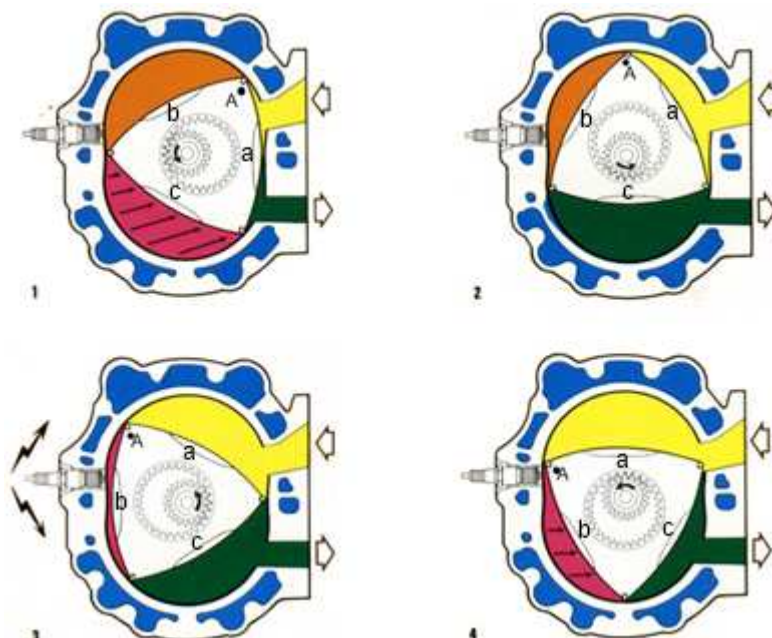


Obr. 2-8: schéma činnosti dvoudobého vznětového motoru. [18]

- 1) Plnění válce dmychadlem (výfukový ventil otevřen)
- 2) Komprese vzduchu
- 3) vstřík paliva, vznícení směsi (koná práci)
- 4) výfuk a současně plnění válce vzduchem

Motor s krouživým pístem

Motor vyvinul Felix Wankel v letech 1954 – 1958. Využívá čtyřdobého zážehového (Ottova) cyklu. Druhy konstrukcí jsou v podstatě dvě. První, kde rotuje nejen píst, ale i blok motoru, a druhý, u kterého rotuje pouze píst. Druhá varianta je konstrukčně jednodušší a rozšířenější. Dnes tento motor vyrábí sériově automobilka Mazda.



Obr. 2-9: motor s krouživým pístem (Wankelův). [15]

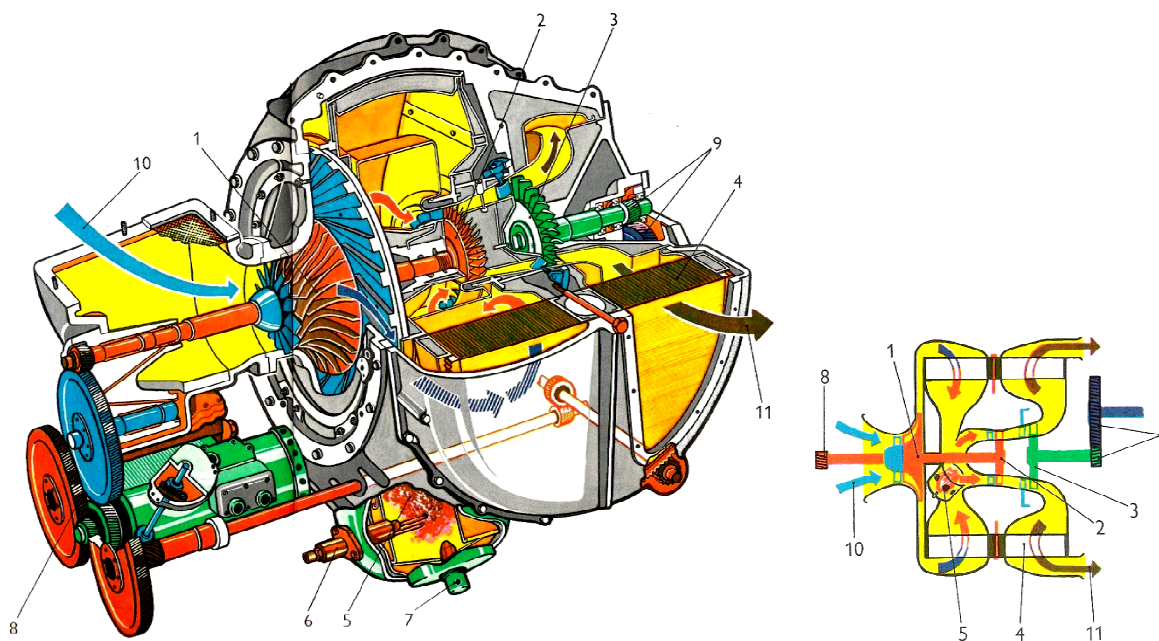
Popis činnosti [4]

1. Poloha
 - a: dokončuje vytlačování spalín (výfuk) a začíná nasávání směsi;
 - b: stlačuje nasátou směs (komprese);
 - c: spaliny expandují (expanze) – konají práci.

2. Poloha – otočení pístu oproti poloze 1. o 30°
 - a: krátce před pootočením o 30° dokončil výfuk, pokračuje nasávání směsi;
 - b: pokračuje v kompresi;
 - c: spaliny unikají z motoru.
3. Poloha – otočení pístu oproti poloze 1. o 60°
 - a: pokračuje v nasávání směsi;
 - b: dokončil kompresi, zapalovací svíčky zapalují směs;
 - c: vytlačuje spaliny z motoru.
4. Poloha – otočení pístu proti poloze 1. o 90°
 - a: pokračuje v nasávání směsi;
 - b: expanze spalin – konají práci;
 - c: vytlačování spalin z motoru.

Spalovací turbíny

Spalovací turbíny nemají jednotlivé pracovní cykly jako pístové motory, ale pracují kontinuálně (nepřetržitě). Všechny spalovací turbíny jsou sestaveny z kompresoru nasávaného vzduchu, spalovací komory a dvou turbín. První pohání kompresor a druhá pohání výstupní hřídel z turbíny. Využití spalovací turbíny je především u vozidel, která potřebují extrémně vysoký výkon.



Obr. 2-10: spalovací turbína. [4]

Princip činnosti [4]

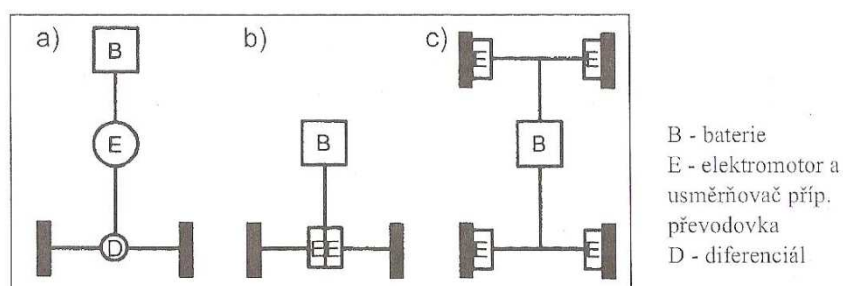
Čistý vzduch **10** vstupuje do odstředivého kompresoru **1**, spojeného hřídelem s turbínou **2**, kompresor jej stlačuje, a tím i ohřívá. K dosažení vyšší celkové účinnosti se zvyšuje teplota vzduchu v rotačním výměníku tepla **4** (v praxi jsou i jiná řešení). Za stejného tlaku se spaluje rozprášené palivo ve spalovací komoře **5**. Spaliny pohánějí jak turbínu **2** s pevnými rozváděcími lopatkami (která pohání kompresor **1**), tak trakční turbínu **3** většinou s natáčivými rozváděcími lopatkami. Točivý moment z turbíny **3** se převádí přes soukolí **9** na kola automobilu.

Když spaliny projdou turbínou **3** a předají účelně zbytek svého tepla výměníku **4**, unikají z něho do atmosféry **11**.

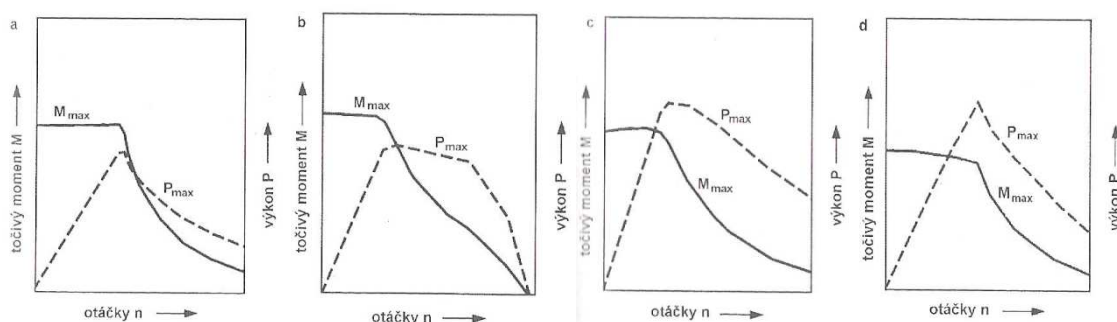
K uvedení turbíny do chodu slouží elektromotor pohánějící přes ozubené soukolí **8** soustrojí **1**, **2**. Po dosažení určitého tlaku, a tím i teploty, vstřikuje se do komory **5** palivo tryskou **7**. Palivo se zapaluje pomocným zapalovacím zařízením **6**.

2.1.3 Elektromotory

Elektrické motory jsou jako pohon využívány již od počátku automobilismu, ale z důvodu problémového skladování elektrické energie ve vozidle nejsou tak rozšířené jako spalovací motory. Hlavní výhodou elektromotoru je především možnost rekuperace. Při brzdění vozidla se nepřeměňuje energie na teplo v brzdách, ale elektromotor pracuje jako generátor a dobíjí baterie ve vozidle. Motor může být ve vozidle jeden centrální, ale lze použít i několik menších motorů rozmístěných například v kolech viz obr.



Obr. 2-11: uspořádání hnacího ústrojí pro elektromobily: a) přední nebo zadní pohon, b) tandemový pohon, c) pohon v nábojích kol. [8]



Obr. 2-12: točivý moment a výkon v závislosti na otáčkách pro různé druhy pohonů (Bosch):

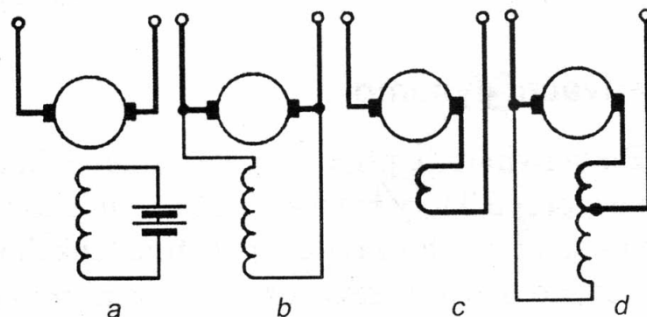
- a) stejnosměrný elektrický komutátorový pohon; b) stejnosměrný elektrický pohon s cizím buzením; c) asynchronní elektrický pohon; d) synchronní motor s permanentními magnety. [8]

STEJNOSMĚRNÉ ELEKTROMOTORY

Jako zdroj je využíván stejnosměrný proud. Jednotlivé typy zapojení statorového a rotorového vinutí ovlivňují charakteristiku točivého momentu a otáček motoru. Regulují se změnou napětí a proudu.

Principy zapojení stejnosměrných motorů:

- a) s cizím buzením
- b) s derivačním buzením
- c) se sériovým buzením
- d) se smíšeným buzením



Obr. 2-13: Hlavní princip zapojení stejnosměrných strojů (motorů). [16]

STŘÍDAVÉ ELEKTOMOTORY

Oproti stejnosměrným elektromotorům bývají konstrukčně jednodušší. Nevýhodou je nutnost transformace stejnosměrného napětí z baterií na střídavé napětí. Regulace motoru se provádí změnou frekvence a napětí.

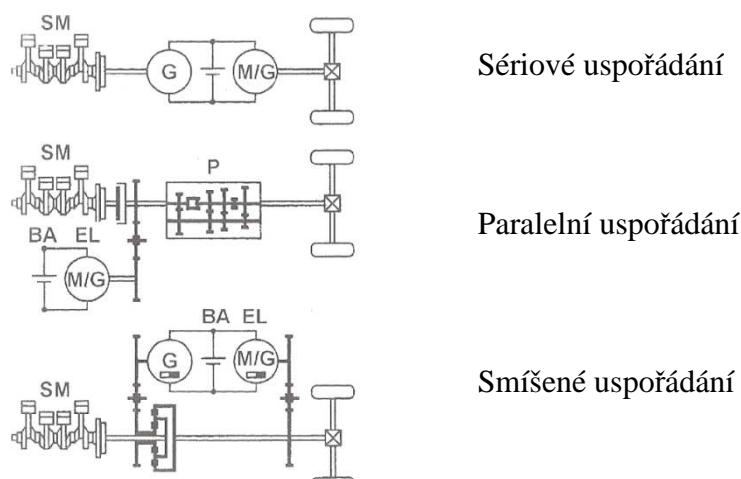
Asynchronní třífázový motor je při stejném výkonu menší a lehčí než stejnosměrné motory, má jednodušší konstrukci a lze dosahovat vysokých otáček.

Synchronní motor s permanentním buzením používá pro buzení magnetického pole permanentní magnety, není tedy třeba budícího vinutí, což vede ke zvýšení účinnosti.

2.1.4 Hybridní systémy pohonů

Pohonné ústrojí se skládá z několika motorů, které jsou schopny využívat různé zdroje energie. Mohou pracovat současně i samostatně, tím se odstraní nevýhody jednotlivých pohonů při různých provozních stavech.

Dnes je nejčastější kombinace spalovacího motoru a elektromotoru. Toto uspořádání dovoluje využívat to nejlepší z obou systémů, šetřit energii a snižovat emise. Hlavní výhodou je, že elektromotor dokáže pracovat obousměrně. Jako motor pohání vozidlo například při nízkých rychlostech. Když je požadován vysoký výkon, může se připojovat ke spalovacímu motoru. Při brzdění naopak elektromotor pracuje jako generátor a nabíjí baterie (rekuperace energie). V praxi se používají různé druhy uspořádání pohonů (obr. 2-14), které mají různé vlastnosti.



Obr. 2-14 uspořádání hybridních pohonů (Bosch): SM – spalovací motor, EL – elektromotor; G – generátor; M/G – elektromotor pracující jako motor nebo generátor; P – převodovka; BA – akumulátor. [8]

Sériové uspořádání

Využívá toho, že spalovací motor je schopen pracovat v určitém spektru efektivních otáček. Motor tedy běží v rozsahu největší účinnosti. Pokud akumulátory nedokážou pokrýt aktuální spotřebu energie, je spalovací motor automaticky spuštěn. Nevýhodou je, že dochází k vícenásobné přeměně energie.

Paralelní uspořádání

Provoz vozidla je do jisté míry podobný jako při uspořádání pouze se spalovacím motorem. Spalovací motor i elektromotor je spojen s poháněnými koly skrze převodovku. Maximální otáčky elektromotoru odpovídají maximálním otáčkám spalovacího motoru. U paralelního uspořádání je především výhodou to, že automobil může mít maloobjemový motor a při výkonových špičkách, např. při rozjíždění, se připojí i elektromotor. Uspořádání umožňuje jízdu pouze na elektromotor.

Smíšené uspořádání

Je kombinace sériového a paralelního uspořádání. Výkon motoru se může větvit po různých cestách, větví se buď mechanicky, diferenciallym nebo elektricky. Toto uspořádání je značně rozmanité. Podobný systém využívá dnes i např. Toyota Prius.

2.2 PŘEVODOVÁ ÚSTROJÍ

2.2.1 Spojky

Spojka je mezičlánek mezi motorem a dalšími částmi pohonného ústrojí. Je umístěna mezi motorem a převodovkou. Plní několik funkcí. Spojka je nutná pro rozjezd vozidla, kdy spalovací motor běží ve volnoběžných otáčkách a je třeba postupně vyrovnat otáčky motoru a vstupní hřídele převodovky. Dále se rozpojení spojky využívá při řazení převodových stupňů, které není možné řadit pod zatížením.

Druhy spojek

- Ovládané** – třecí spojky: mohou být suché, nebo v olejové lázni, jejich ovládní může být řešeno různým způsobem, mechanicky, hydraulicky a elektromagneticky.
- Neovládané** – hydrodynamické: točivý moment přenášený spojkou vzrůstá s druhou mocninou otáček, při plných otáčkách se u ní však vyskytuje stále určitý skluz (cca 2 – 3%). Její výhodou je zachytávání rázů při řazení.
 - odstředivé: jsou spínané vlivem odstředivé síly při zvětšujících se otáčkách.

2.2.2 Převodovky

Tato část pohonné soustavy slouží především k udržení provozních otáček motoru v optimálním rozsahu při různé rychlosti vozidla. Převodovka mění točivý moment, otáčky, odpojuje spalovací motor („neutrál“) a má funkci změnit smysl otáček.

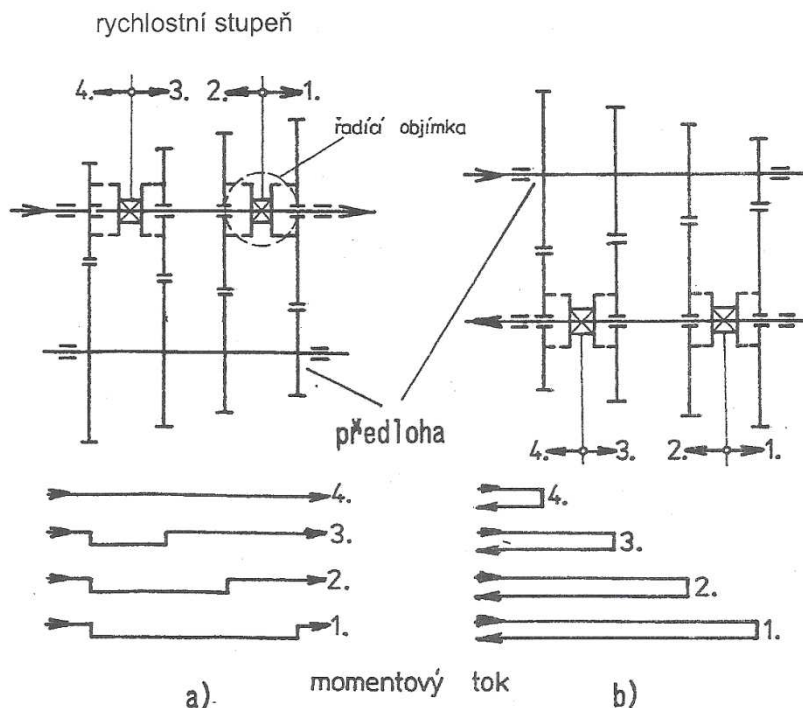
Převodovky se dají rozdělit na několik základních druhů podle toho, jak pracují.

Stupňové převodovky

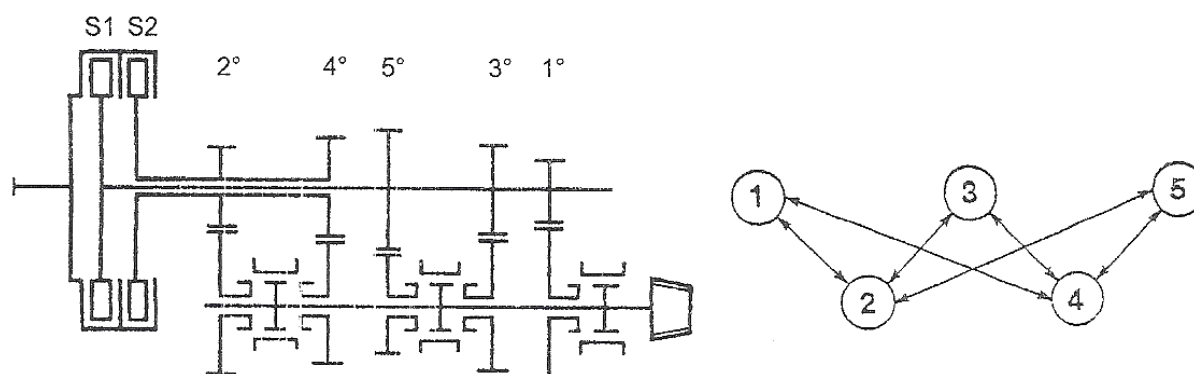
Pro malé počty převodových stupňů (cca do 7) se používají jednoskupinové převodovky, pro více převodových stupňů (např. u nákladních automobilů) se mohou využít víceskupinové převodovky, což je několik převodovek spojených do řetězce.

- Dvoutoké převodovky řazené pod zatížením (dvouspojkové)

- Planetové převodovky
- Polosamočinné převodovky (robotizované)
- Samočinné převodovky (hydromechanické převodovky)



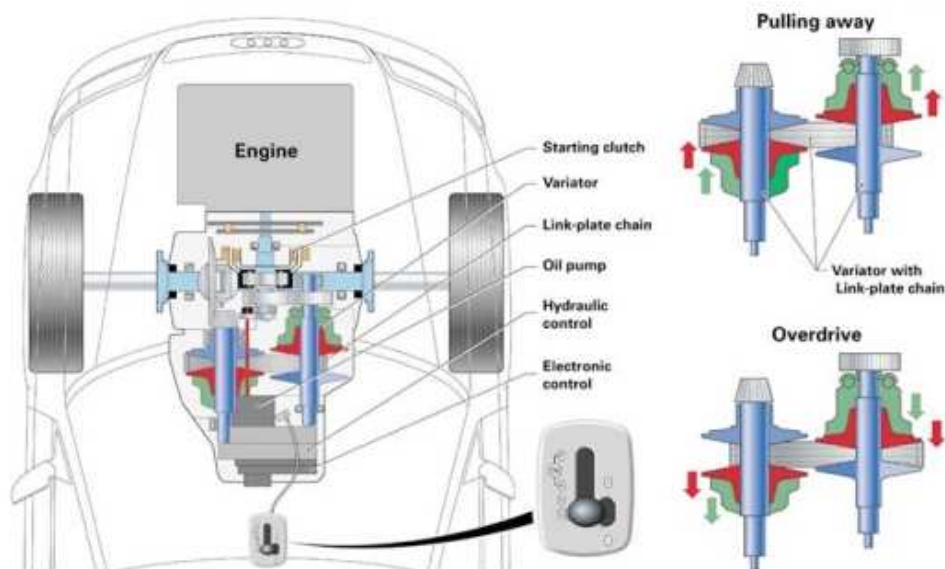
Obr. 2-15: druhy stupňových převodovek: a) tříhřídelová, b) dvouhřídelová. [11]



Obr. 2-16: dvouspojková převodovka a posloupnost řazení jednotlivých stupňů, PKD Porsche. [11]

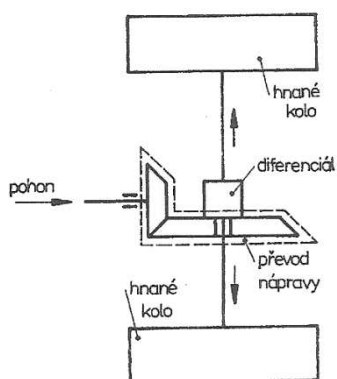
Převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem (CVT)

- Variátory (řetězové, řemenové,...)
- Hydrostatické převodníky (čerpadlo – hydromotor)
- Elektrické převody (generátor – elektromotor)



Obr. 2-17: variátor, Audi multitronic. [12]

2.2.3 Rozvodovky, diferenciály

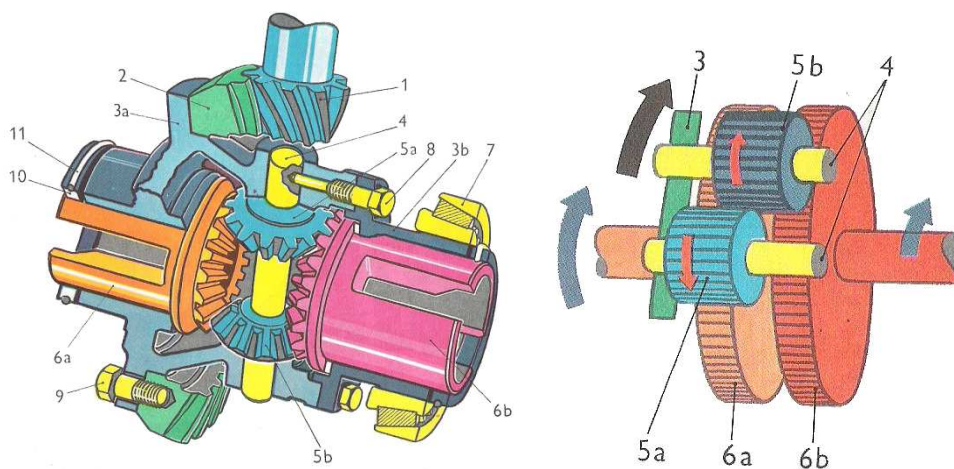


Rozvodovka obsahuje stálý převod hnací nápravy a diferenciálu. Může obsahovat jednostupňové nebo dvoustupňové stálé převody.

Diferenciál umožňuje různé rychlosti valení jednotlivých kol na jedné nápravě, nebo mezi více nápravami při průjezdu zatáčkou.

- Kuželový diferenciál
- Diferenciál s čelními koly

Obr 2-18: Pohon nápravy [11].



Obr. 2-18: Kuželový a čelní diferenciál [4].

Při používání vozidla za snížených adhezních podmínek nebo v těžkém terénu je výhodné použít závěr diferenciálu, který zaručuje, že obě kola na nápravě budou vždy v záběru.

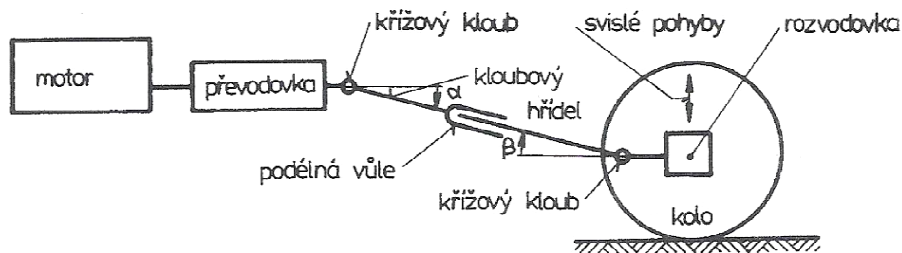
Kompromis mezi diferenciálem s a bez uzávěrky je tzv. samosvorný diferenciál, kdy při prokluzu nedojde k úplnému „zavření“, ale pouze k částečnému samočinnému sevření, v němž stále dochází k určitému skluzu.

Typy samosvorných diferenciálů:[11]

- Vačkové diferenciály
- Diferenciály se zvýšeným třením (Torsen, atd.)
- Automatické diferenciály

2.2.4 Hnací hřídele a klouby

Slouží pro stálé spojení a přenos točivého momentu mezi dvěma převodovými ústrojími od sebe oddělenými, která mohou měnit vůči sobě polohu.



Obr. 2-19: schematické znázornění hnacího ústrojí vozidla se standardním pohonem [11].

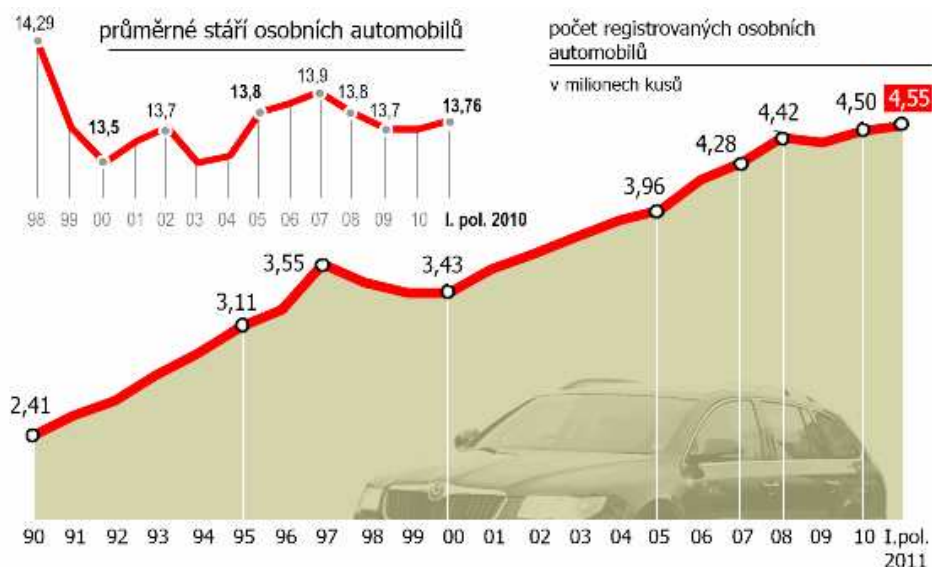
Stejnoběžné klouby

- Rzeppa – Birfieldův kloub,
- Bendix – Weissův kloub,
- Kloub Tripode.

Pro malé úhlové výchylky se používají též klouby a spojky s pružnými elementy (pryž, atd.), které tlumí torzní kmity.

3 TRENDY A OČEKÁVANÝ BUDOUCÍ VÝVOJ

Stále rostoucí tlak na ekologii se promítá do všech oblastí života a není tomu jinak ani v oblasti silničních vozidel. Proto lze předpokládat, že i v budoucnu bude kladen důraz především na zmírnění vlivu automobilismu k životnímu prostředí. Toto téma je v posledních letech stále více aktuální z důvodu nárůstu počtu silničních vozidel a jejich častějšímu používání. Aktuálně se hledají nové metody, jak zvýšit účinnost vozidla jako celku, z toho vyplývá snížení spotřeby a emisí.



Obr. 3-1: Vývoj počtu a stáří registrovaných osobních automobilů v ČR (rok 1990 – 2011)[17].

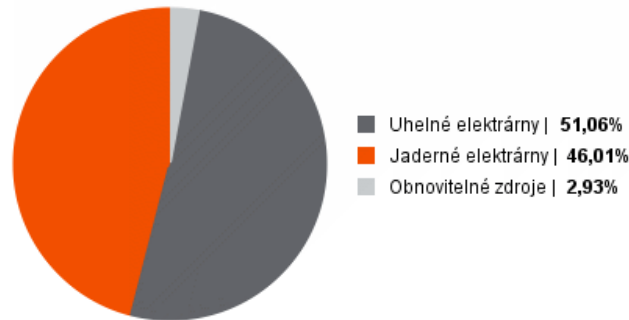
V oblasti spalovacích motorů je několik směrů vývoje. První se zabývá snížením mechanických a tepelných ztrát spalovacího motoru, tyto požadavky řeší technologie jako zmenšování celkového počtu válců a objemu agregátů tzv. „Downsizing“. Maloobjemové motory se konstruují jako přeplňované z důvodu dosažení vyššího výkonu. Při využití turbodmychadla se pro lepší průběh plicního tlaku v závislosti na otáčkách začínají prosazovat vícestupňová turbodmychadla (Twin – turbo). Jako výhodné se jeví i odpojování jednotlivých válců při nízké zátěži a systémy vypínání motoru při vyřazeném rychlostním stupni (start – stop) atd.

Dalším směrem je optimalizace samotného tepelného cyklu. Pro zmenšení ztrát v sání a výfuku motoru se využívají víceventilové hlavy a variabilní časování ventilů. Vlivem stále se zpřísnujících emisních limitů se zdokonaluje dávkování palivové směsi do motoru elektronickým řízením, například využíváním elektronických pedálů plynu, kdy sama řídicí jednotka rozhoduje o tom, jak upraví směs v závislosti na zatížení.

Z hlediska samotných emisí se zdokonaluje úprava spalin, například používáním recirkulace výfukových plynů (EGR). Pro recirkulaci lze využít buď variabilního časování ventilů, kdy je část spalin zpět nasáta do válce, nebo přisávat ochlazené spaliny do sání motoru. U dieselových motorů je trend omezit tvorbu pevných částic (sazí), dnes se zcela běžně využívají tzv. filtry pevných částic (DPF). Od zavedení emisní normy Euro 4 a vyšší musí být využíváno EGR nebo močovina (AdBlue) jako aditivum, kdy se selektivní katalytickou redukcí (SCR) rozloží oxidy dusíku. Bohužel požadavky na emise a optimální chod a účinnost motoru jsou často protichůdné a je třeba hledat kompromis.

Budoucnost mají jistě i hybridy a elektromobily, a to především v případě zavedení nízkoemisních zón ve městech, kdy je zakázán vjezd automobilům nižších emisních tříd.

Vývoj probíhá v oblasti baterií a rychlého nabíjení, kde je snaha snížit dobu potřebnou k nabití elektromobilu. Jsou testovány tzv. rychlé nabíječky o výkonu stovek kW, které jsou schopny nabít baterie ve vozidle v řádu několika minut. Jestli ale takové výkony zvládne elektrická rozvodná síť po připojení většího počtu odběratelů, to je již jiné téma. Je třeba mít na paměti také to, že elektřina se u nás přibližně z poloviny vyrábí v uhelných elektrárnách, které nevyouštějí zrovna nízké emise.



Obr. 3-2: Podíl zdrojů použitých pro výrobu elektřiny v ČR (rok 2010) [19].

Z hlediska převodového ústrojí jsou při použití spalovacího motoru trendem mnohostupňové převodovky, dnes běžně 6 až 7 stupňů pro využití nejučinnějšího spektra otáček motoru. Kvůli zvýšení účinnosti v převodovém ústrojí se prosazují dvojspojkové převodovky místo méně účinných automatických s hydrodynamickým měničem. Použití dvojspojkové převodovky se spojkami bez olejové lázně (suchými) vykazuje přibližně stejnou spotřebu jako u manuální převodovky, ale je zachován komfort automatického řazení.

Vliv na spotřebu pohonných hmot, a tím pádem i emise, má opravdu mnoho drobností vozidla jako celku. A je třeba s touto myšlenkou počítat. Významný vliv má i pečlivá optimalizace pohonu doplňkových částí vozidla jako například pohon posilovače řízení, klimatizace, atd.

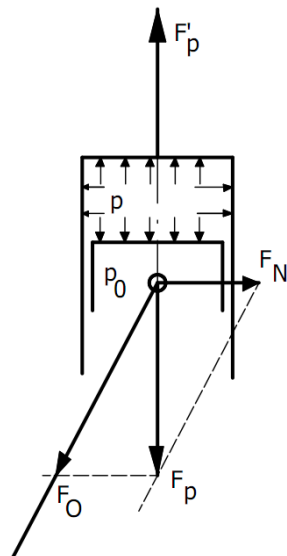
4 MODELOVÁNÍ A SIMULACE

4.1 Úvod do problematiky vyvažování pístových spalovacích motorů

4.1.1 Síly a momenty v klikovém ústrojí

V klikovém ústrojí pístových spalovacích motorů působí síly od tlaku plynu ve válci a setrvačné síly pohyblivých částí, obě se mění periodicky podle úhlu natočení kliky

Síla od tlaku plynů



$$F_p = -F_p' = S_p(p - p_0) = \frac{\pi D^2}{4}(p - p_0) \quad [N],$$

Kde:	$S_p [m^2]$	čelní plocha pístu
	$D [m]$	vrtání válce
	$p [Pa]$	tlak plynů nad pístem
	$p_0 [Pa]$	tlak okolí (atmosférický)
	$F_p, F_p' [N]$	síla na píst, hlavu válce
	$F_o [N]$	síla na ojnici
	$F_N [N]$	normálová síla

Obr 4-1: síly od tlaku plynů.

Síly setrvačné

Obecný vztah pro výpočet setrvačné síly je dán dle:

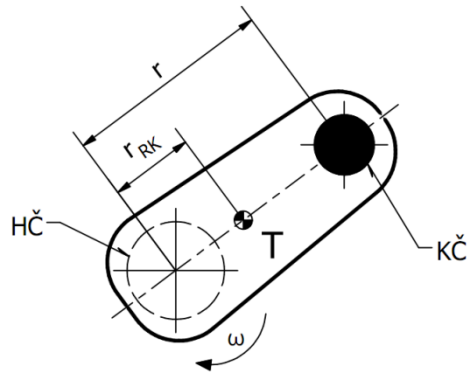
$$F_s = -ma \quad [N],$$

Kde:	$F_s [N]$	velikost setrvačné síly,
	$m [kg]$	pohybující se hmotnost,
	$a [ms^{-2}]$	zrychlení pohybujících se hmot.

Části klikového mechanismu konají různé druhy pohybů. Píst, pístní čep a pístní kroužky konají posuvný pohyb. Klikový hřídel koná pouze rotační pohyb. Složitější je pohyb ojnice, která koná složený pohyb. Z těchto důvodů je výhodné využít redukci hmotností, a tím řešit pouze setrvačné síly rotačních a posuvných hmot.

Redukce hmotností klikového ústrojí

Redukce hmotnosti klikové hřídele se provádí umístěním ekvivalentní hmoty do polohy klikového čepu (KČ). Klikovou hřídel lze rozložit do několika částí: oblast v ose hlavních klikových čepů, která pouze rotuje okolo své osy a nevytváří žádné odstředivé síly, dále na hmotu klikového čepu (KČ), která rotuje okolo osy HČ, a hmotu klikového ramene, která se nachází v těžišti T. Pro tuto hmotu je výhodné vytvořit ekvivalentní hmotnost v ose KČ, kde se sečítají všechny rotující hmotnosti. Při vytváření ekvivalentní hmotnosti klikového ramene je třeba zachovat rovnost setrvačných sil redukované a původní hmotnosti.

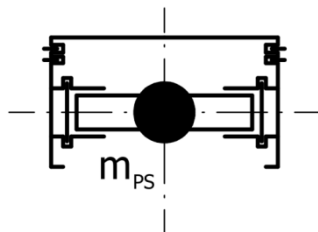


Obr. 4-2: redukce hmotnosti klikového ramene do polohy klikového čepu.

$$m_{RK} r_{RK} \omega^2 = m'_{RK} r \omega^2,$$

Kde: m_{RK}, m'_{RK} [kg] hmotnost ramene kliky, hmotnost redukovaná do osy klikového čepu,
 r_{RK}, r [m] vzdálenost těžiště ramene kliky, klikového čepu od osy otáčení,
 ω [rad · s⁻¹] úhlová rychlost otáčení klikové hřídele.

Redukce hmotností pístní skupiny se provede prostým součtem hmot jednotlivých částí (píst, pístní kroužky, pístní čep, pojistky pístního čepu) a umístěním do středu ojnicního oka za předpokladu, že píst a ostatní části nejsou umístěny a vyrobeny výrazně nesymetricky.



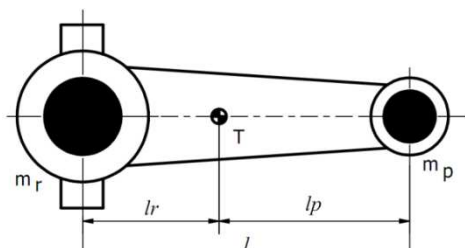
Obr. 4-3: redukce hmotnosti pístní skupiny.

$$m_{PS} = m_P + m_{PČ} + m_{Poj} + m_{PKr} \quad [kg],$$

kde: m_{PS} [kg] redukovaná hmotnost pístní skupiny,
 $m_P, m_{PČ}, m_{Poj}, m_{PKr}$ [kg] hmotnost pístu, pístního čepu, pojistek pístního čepu, pístních kroužků.

Redukce hmotnosti ojnice je složitější. Ojnice klikového mechanismu koná obecně unášivý posuvný a kývavý pohyb okolo pístního čepu, pro řešení dynamiky je výhodné rozložit ojnicí na dva hmotné body, z nichž jeden koná rotační pohyb a druhý posuvný pohyb. Pro ekvivalentní nahrazení musí platit následující podmínky:

- Statické: součet hmotností bodů musí být stejný jako hmotnost ojnice, soustava hmotných bodů musí mít těžiště ve stejné poloze.
 Dynamické: musí být zachován stejný moment setrvačnosti vzhledem k těžišti.



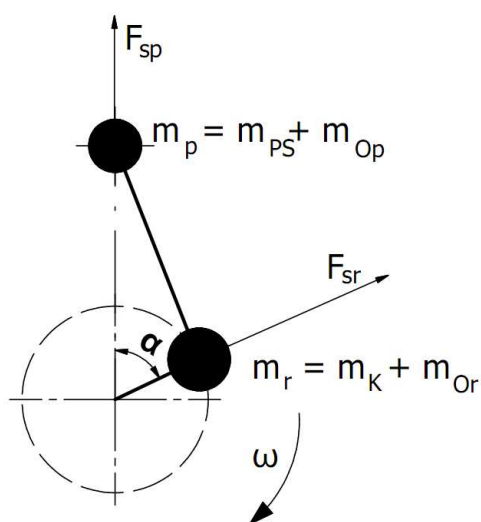
Obr. 4-4: redukce hmotnosti ojnice.

$$\begin{aligned} m_{Op} + m_{Or} &= m_O, \\ m_{Or} l_r &= m_{Op} l_p, \\ m_{Or} l_r^2 + m_{Op} l_p^2 &= I_O. \end{aligned}$$

Kde: m_o [kg] hmotnost ojnice,
 m_{op} [kg] hmotnost redukováná do pístního čepu,
 m_{or} [kg] hmotnost redukováná do klikového čepu,
 l_p, l_r [m] vzdálenost osy pístního, klikového čepu od těžiště ojnice,
 I_o [kg · m²] moment setrvačnosti vzhledem k těžišti ojnice.

Dynamickou podmínku lze zanedbat, vznikne pouze malá chyba. Rozložení hmotnosti se pohybuje přibližně v poměru 4:1 až 3:1 ($m_r : m_p$).

Setrvačné síly v klikovém mechanismu



Obr. 4-5: redukce hmotnosti pístní skupiny.

Pohyb rotační

Vykonávají tyto části: klika, klikový čep a větší část redukováné hmoty ojnice. Pro výslednou sílu platí následující vztah:

$$F_{sr} = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [N],$$

kde: m_r [kg] celková redukováná hmotnost rotujících částí,
 r [m] poloměr kliky,
 ω [rad · s⁻¹] úhlová rychlost otáčení kliky.

Pohyb posuvný

Vykonává píst, pístní kroužky, pístní čep, pojistky pístního čepu a redukováná posuvná hmotnost ojnice. Odvození zrychlení posuvných částí zde pro stručnost nebude uváděno, ale lze jej nalézt v literatuře [9].

$$F_{sp} = m_p r \omega^2 \left(\cos \alpha + \lambda_o \cos 2\alpha - \frac{\lambda_o^3}{4} \cos 4\alpha + \dots \right) \quad [N],$$

kde: m_p [kg] celková redukováná hmotnost posuvných částí,
 r [m] poloměr kliky,
 ω [rad · s⁻¹] úhlová rychlost otáčení kliky,
 $\lambda_o = l / r$ [-] Ojniční poměr

$$F_{sp} = \underbrace{m_p r \omega^2 \cos \alpha}_{F_{sI}} + \underbrace{m_p r \omega^2 \lambda_o \cos 2\alpha}_{F_{sII}} - \underbrace{m_p r \omega^2 \frac{\lambda_o^3}{4} \cos 4\alpha}_{F_{sIV}} + \dots \quad [N],$$

kde: F_{sI} [N] setrvačná síla posuvná prvního řádu,
 F_{sII} [N] setrvačná síla posuvná druhého řádu,

F_{sIV} [N] setrvačná síla posuvná čtvrtého řádu.

Složky síly F_{sp} se liší amplitudou a frekvencí. Pro praktické řešení vyvažování má největší význam setrvačná síla prvního, případně druhého řádu, setrvačné síly vyšších řádů jsou výrazně nižších amplitud, ale vysokých frekvencí. Za určitých podmínek může docházet k rezonanci. Pro naše účely vyšší řády zanedbáme.

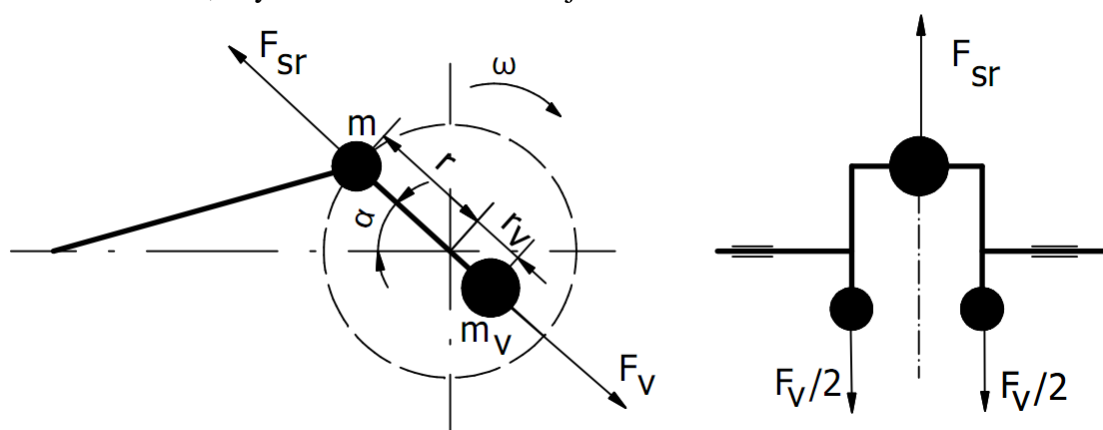
$$F_{sp} \cong F_{sI} + F_{sII} \quad [N],$$

4.1.2 Vyvažování klikového ústrojí

Vyvážení klikového ústrojí znamená odstranění nebo zmenšení vlivu setrvačných sil, které vznikají jeho pohybem. Účelem je dosáhnout přiměřeně klidného chodu bez velkých vibrací. Různého stupně vyvážení lze dosáhnout vhodným rozložením klikového hřídele a jednotlivých válců, případně použitím vyvažovacích hřídelů a jiných pohyblivých hmot tak, aby se jednotlivé setrvačné síly a momenty vzájemně rušily. V následujících úvahách bude zanedbán vliv klopného momentu od tlaku plynů ve válci, který vyvolává síla F_N [N].

Vyvážení setrvačných sil rotujících součástí

Setrvačná síla rotujících součástí F_{sr} [N] má konstantní velikost při $\omega[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] = \text{konst}$ nezávislou na poloze kliky. Vyvažuje se vývažkem umístěným na opačné straně kliky. Hmotu je třeba rozdělit tak, aby se netvořila silová dvojice.



Obr. 4-6: vyvážení rotujících hmot.

$$F_{sr} = F_v$$

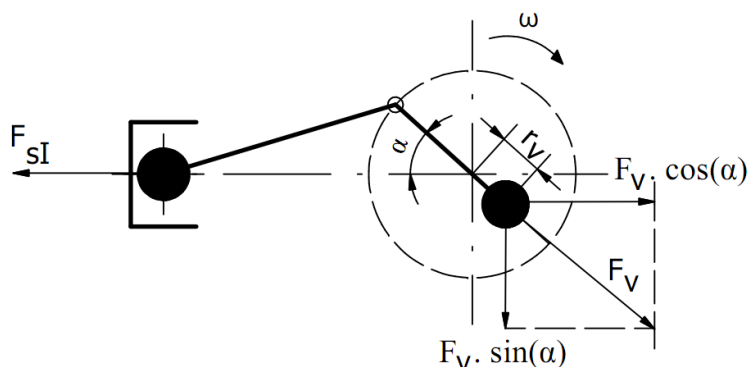
$$m_r r \omega^2 = m_v r_v \omega^2,$$

kde: F_{sr}, F_v [N] síla setrvačná od rotujících hmot, síla od vývažku,
 m_r, m_v [kg] hmotnost rotujících hmot, hmotnost vývažku,
 r, r_v [m] vzdálenost rotující hmoty, vývažku od osy rotace,
 $\omega[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ úhlová rychlost otáčení kliky.

Vyvážení setrvačné síly prvního řádu u jednoválcového motoru

a) vývažkem na klikce

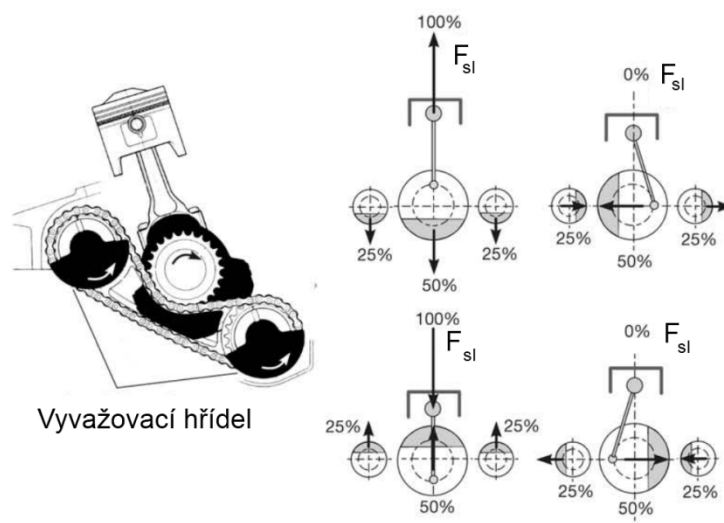
Vyvážení se provede umístěním vývažku na klikku obdobně jako u vyvažování rotujících hmot s tím rozdílem, že odstředivá síla vývažku F_V [N] ovlivňuje i setrvačnou sílu prvního řádu. Lze použít vývažek různých parametrů tak, že jeho výsledná odstředivá síla je 0 až 100% maximální posuvné setrvačné síly. Z následujícího obrázku je patrné, že při použití velikosti vývažku, kdy F_V [N] = 100% maxima setrvačné síly, je sice mechanismus plně vyvážen v horizontálním směru, ale nevyváženost se přesune do vertikálního směru. Proto je výhodné využít vývažku 50% maximální setrvačné síly prvního řádu, a tím snížit amplitudu výsledné síly alespoň na polovinu.



Obr. 4-7: vyvážení setrvačných sil prvního řádu vývažkem na klikce, bez vyvažovacího hřídele.

b) vyvažovacím hřídelem

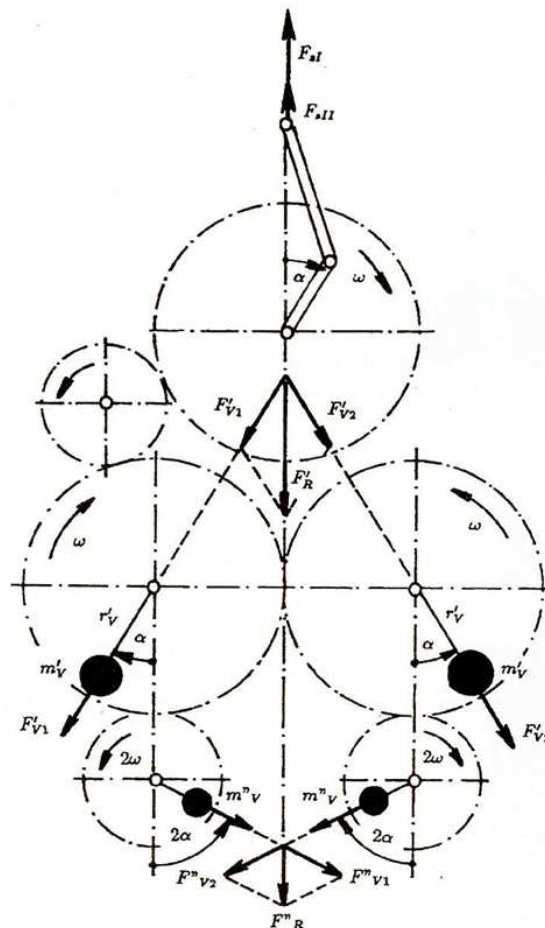
Dokonalého vyvážení sil prvního řádu u jednoválcového motoru lze dosáhnout použitím vyvažovacích hřídelí, převodový poměr mezi klikovou a vyvažovací hřídelí musí být v poměru 1:1. Možné řešení zobrazuje následující obrázek.



Obr. 4-8: vyvážení setrvačných sil prvního řádu pomocí vyvažovacích hřídelí. [7]

Vyvážení setrvačných sil posuvných hmot druhého řádu u jednoválcového motoru

Vzhledem k průběhu setrvačné síly druhého řádu lze vyvážení snadno řešit použitím dvou vyvažovacích hřídelí, které se otáčejí rychlostí $2\omega[\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}]$ proti sobě, jak ukazuje následující obrázek. Vyvažovací hřídele jsou umístěny symetricky k ose válce a výškově nepřesazeny, aby nevytvářely dodatečné momenty.



Obr. 4-9: Vyvážení setrvačných sil prvního a druhého řádu pomocí vyvažovacích hřídelí. [3]

4.2 Vyvážení dvouválcového motocyklového motoru typu BOXER

U většiny motocyklů moderní konstrukce je běžné, že motor je významným nosným prvkem rámu. Toto řešení se zdá být velice výhodné, jelikož se zvýší tuhost celého rámu a zároveň se sníží hmotnost motocyklu. Motor proto musí být do rámu připevněn pevnými spoji, které nedovolují žádné tlumení vibrací vzniklých chodem motoru. Navíc motocyklové motory pracují v poměrně vysokých otáčkách. Z těchto důvodů je u motocyklových motorů velice důležité pečlivé vyvážení a utlumení všech významných chvění, která by se následně přenášela do celé konstrukce motocyklu, namáhala ji a snižovala komfort.

Dvouválcový motor boxer je již od r. 1923 do současnosti využíván firmou BMW jako pohonná jednotka v motocyklech řady R a HP, které se nacházejí v kategorii silničních cestovních i enduro motocyklů. Na příkladu tohoto typu motoru bude vysvětleno vyvážení a následně provedení simulace v programu FEV Virtual Engine.



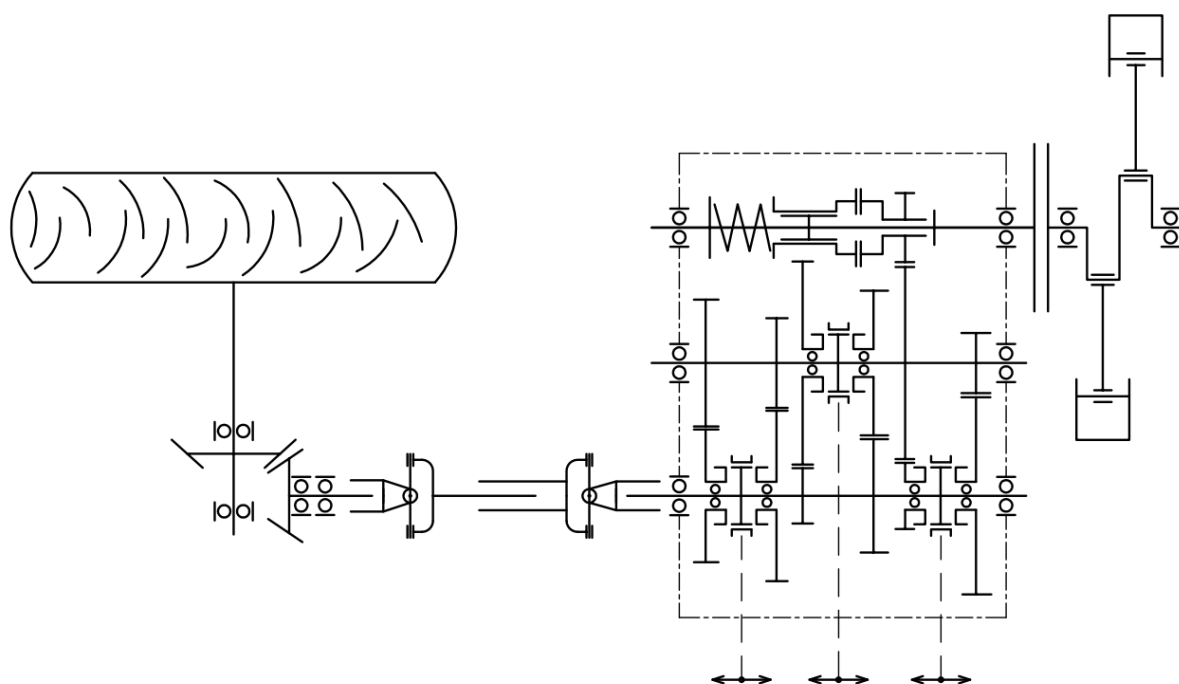
Obr. 4-10: Uspořádání hlavních prvků motocyklu
BMW HP2 Enduro, HP2 Sport a R 1200 GS. [13]

Popis koncepce a pohonného ústrojí motocyklu

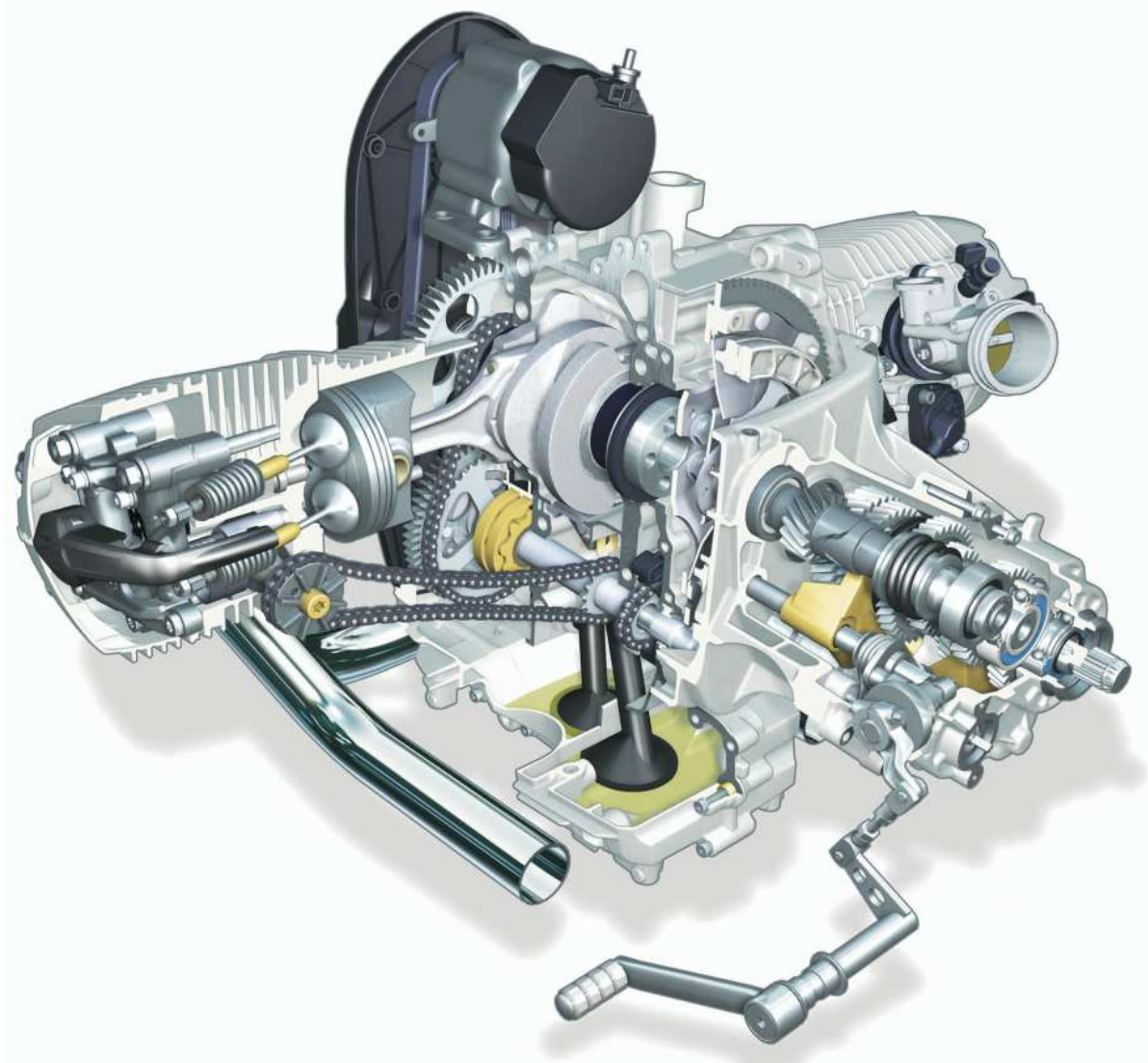
Poslední generace motocyklů řady R používá pohonnou jednotku umístěnou v rámu podélně. Motor je čtyřdobý, vzduchem a olejem chlazený, rozvody řetězem typu DOHC se čtyřmi ventily na válec. Vyvážení motoru je provedeno jednou vyvažovací hřídelí. S šestistupňovou převodovkou je motor spojen suchou hydraulicky ovládanou spojkou. Převodovka obsahuje pojistnou vysmekávací spojku, která zabráňuje zablokování kola při poruše na motoru (zadření atd.). Pohon zadního kola obstarává kardan. Rám motocyklu je dělen na přední a zadní část, obě jsou přišroubovány k motoru, který je hlavní nosný prvek. Zadní kolo je uchyceno letmo pomocí kyvné vidlice s centrální pružicí jednotkou. Přední odpružení je provedeno pomocí kyvného ramene a centrální pružicí jednotky.

Motor BMW R 1200 poslední generace	
Typ	Vzduchem/olejem chlazený dvouválcový čtyřtaktní boxer, dva vačkové hřídele a čtyři radiálně seřazené ventily/válec, centrální vyrovnávací hřídel
Vrtání x zdvih	101 mm x 73 mm
Zdvihový objem	1.170 ccm
Nominální výkon	81 kW (110 koní) při 7.750 ot/min
Největší točivý moment	120 Nm při 6.000 ot/min
Kompresní poměr	12,0 : 1
Úprava paliva/ Systém řízení motoru	Elektronické vstřikování sací trubicou/digitální řízení motoru BMSK+ s přerušením přívodu paliva, dvojité zapalování
Čištění spalin	Řízený 3-cestný katalyzátor, Emisní norma EU-3

Tab. 4-1: technická data pro motor BMW R 1200. [14]



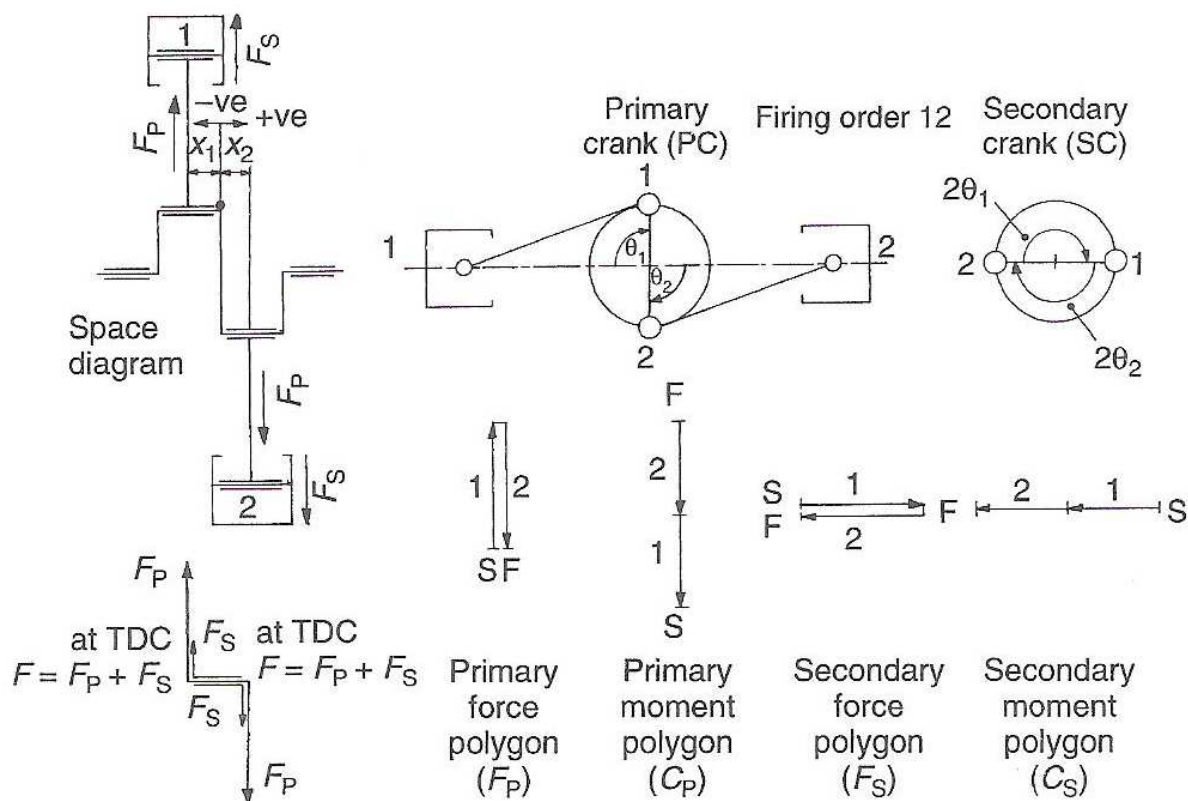
Obr. 4-11: schéma pohonného ústrojí motocyklů řady R 1200.



Obr. 4-12: motor motocyklu R1200 GS včetně převodovky. [13]

Setrvačné síly a momenty v motoru

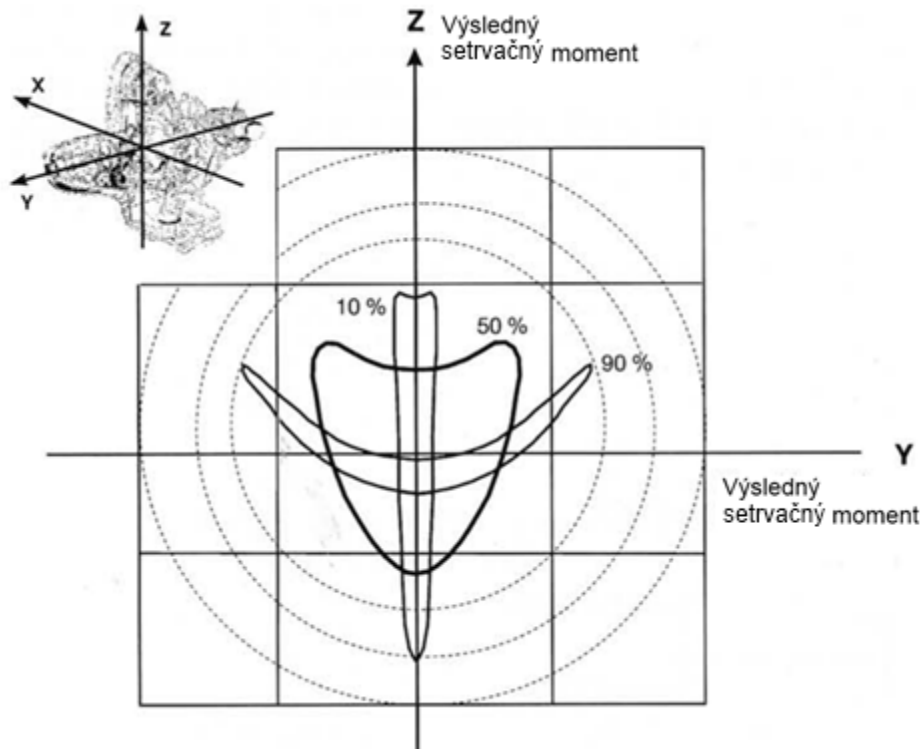
Dvouválcový motor s protilehlými válci a úhlem zalomením kliky 180° si lze z hlediska sil představit jako dva jednoválcové motory umístěné proti sobě, kdy se písty vždy pohybují z dolní úvratě do horní současně. Z tohoto předpokladu je zřejmé, že všechny posuvné setrvačné síly prvního a druhého řádu jsou v rovnováze. Ale vlivem rozložení kliky a přesazením mezi ojnicemi vznikají setrvačné momenty prvního a druhého řádu. Z tohoto pohledu musí být vzdálenost mezi ojnicemi co nejmenší a je nevýhodné použití hlavního klikového ložiska mezi válci. Síly a momenty v motoru typu boxer zobrazuje obrázek 4-13.



Obr. 4-13: rovnováha dvouválcového motoru s protilehlými válci. [2]

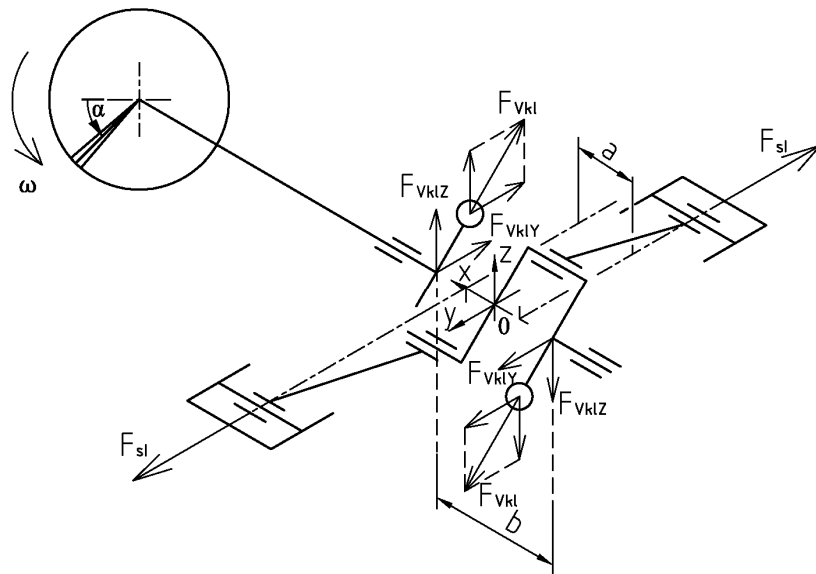
4.2.1 Motor bez vyvažovacích hřídelí

Vyvážení se provádí umístěním závaží na klikovou hřídel. Hmoty se vždy umístí tak, aby vyvažovaly setrvačné síly a momenty od rotujících částí. Setrvačný moment od posuvných sil má smysl vyvažovat hlavně v prvním řádu, vyšší řády můžeme zanedbat. Moment prvního řádu nelze závaží na klice vyvážit, ale lze jej ovlivnit. V případě, že bude na klice závaží pouze pro kompenzaci setrvačných sil rotačních hmot, bude celkový setrvačný moment působit pouze okolo osy Z o maximální amplitudě. Pokud budou vývažky vytvářet ještě setrvačný moment o velikosti 100% maximálního momentu od posuvných hmot, ale opačně orientovaného, tak se setrvačný moment k ose Z sice vyruší, avšak maximální hodnota se překlopí do osy Y. Obrázek ukazuje průběh a velikost výsledných setrvačných momentů k jednotlivým osám v závislosti na úhlu natočení kliky a velikosti vývažku, který vytváří moment velikosti 10, 50 a 90% z maximálního momentu od silové dvojice posuvných sil prvního řádu. Z grafu vyplývá, že nejvýhodnější je použití vývažku o hodnotě 50%, kdy se vyskytuje výsledný moment ke dvěma osám (Y,Z), ale s výrazně nižší amplitudou.

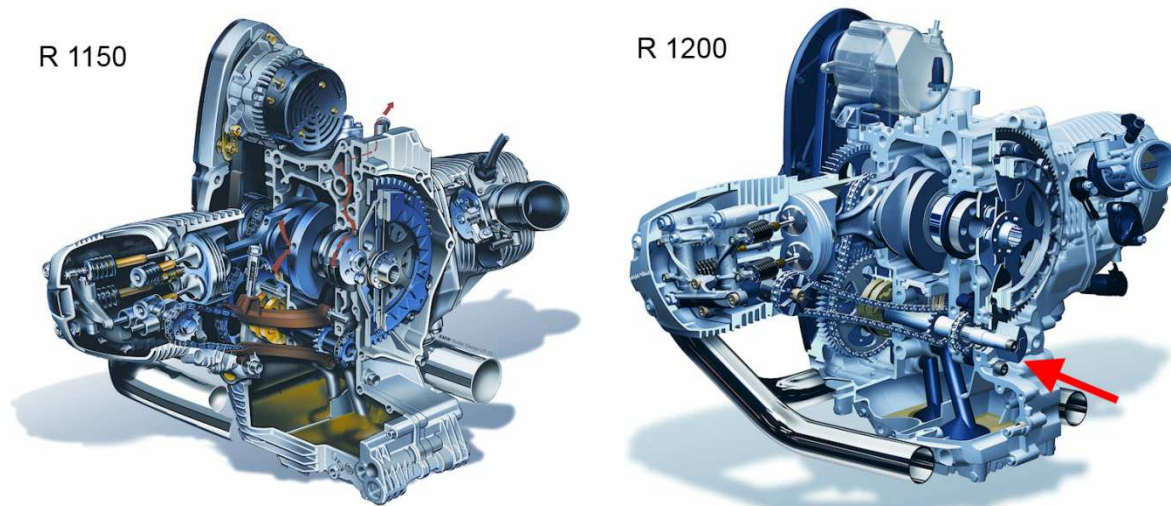


Obr. 4-14: výsledný setrvačný moment k ose Y, Z v závislosti na natočení klikové hřídele [7].

Rozložení sil v klikovém mechanismu motoru znázorňuje obrázek XX. Za předpokladu, že jsou již vyváжены odstředivé síly rotujících hmot a setrvačnou sílu představuje pouze síla prvního řádu F_{sl} [N], tyto síly vytvářejí silovou dvojici o vzdálenosti a [m], která působí na kliku momentem $M_{F_{sl}}$ [Nm]. Proti tomuto momentu působí moment od sil F_{vklY} [N], což je složka setrvačné síly vývažku F_{vkl} [N] promítnutá do osy Y. K ose Z působí moment tvořený silovou dvojicí F_{vklZ} [N]. Z rozkladu sil vyplývá, že vyvažovací účinek má pouze moment od sil F_{vklY} [N] na rameni b [m] působící okolo osy Z. Moment, který má snahu klopit motor okolo osy y, je nežádoucí, ale bez vyvažovacího hřídele ho nelze nijak kompenzovat.



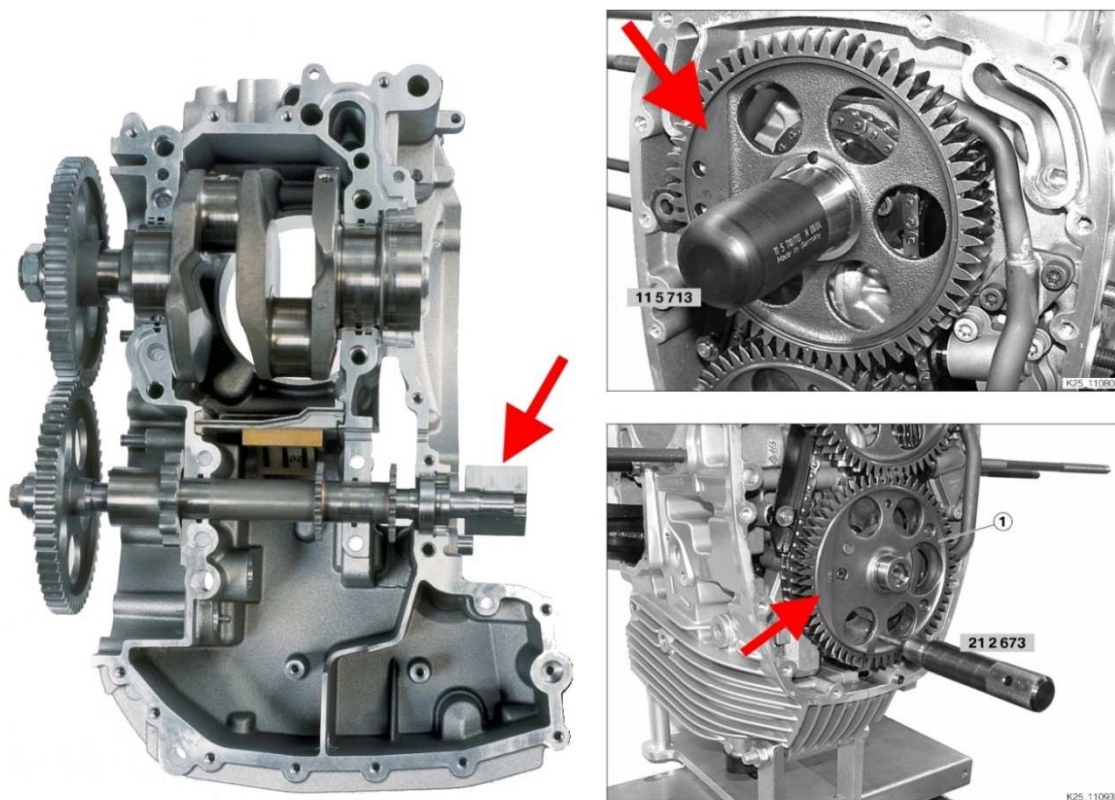
Obr. 4-15: vyvážení setrvačných sil prvního řádu, rovnováha sil v obecné poloze



Obr.: porovnání konstrukčního řešení vyvážení BMW bez a s vyvažovací hřídelí [12]

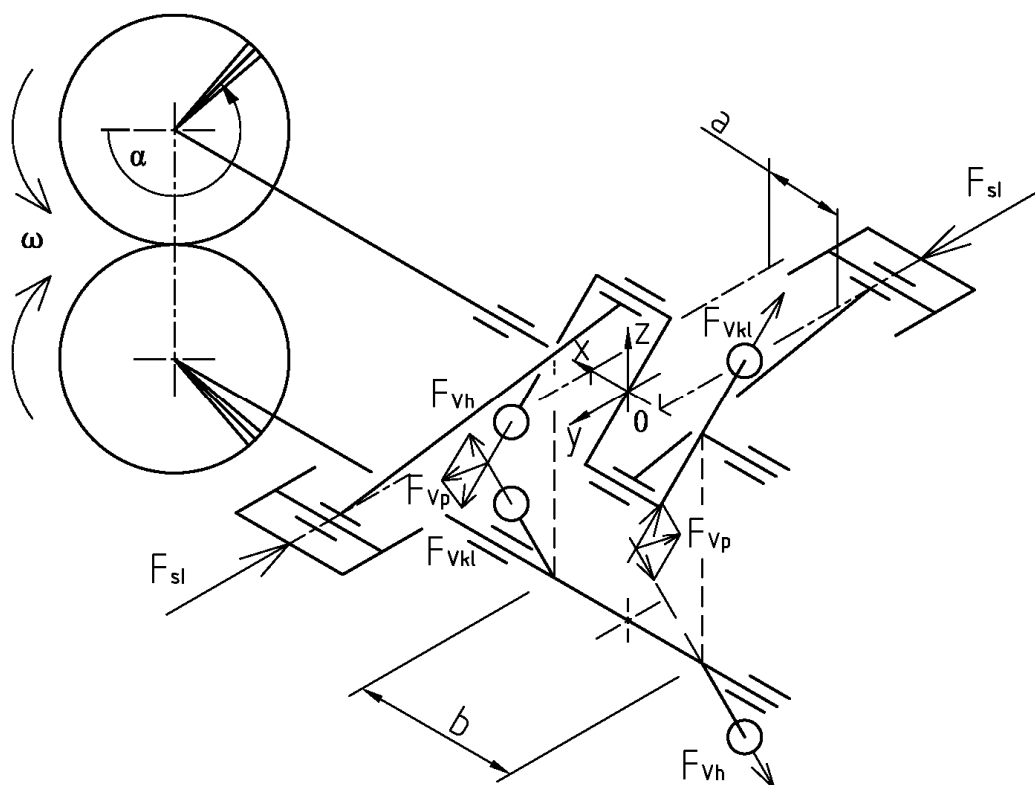
4.2.2 Motor s jedním vyvažovacím hřídelem

Se vzrůstajícím objemem motoru rostou pohyblivé hmoty, setrvačné síly a chvění. Od modelové řady R 1200, začalo BMW využívat jedné vyvažovací hřídele pro výrazné omezení vibrací a zvýšení cestovního komfortu. Hřídel má za úkol kompenzovat setrvačné momenty prvního řádu, prochází skrze dutou hřídel pohonu rozvodového ústrojí až do prostoru spojky. Vývažky jsou umístěny v prostoru spojky, v obou ozubených kolech a na klikové hřídeli. Rozmístění je patrné z obrázku. Převodový poměr mezi klikovým a vyvažovacím hřídelem je 1:1. Spodní převodové kolo má v záběru dva ozubené věnce předepnuté proti sobě, tímto vznikne bezvúlový styk mezi zuby a zamezí vzájemnému kmitání.

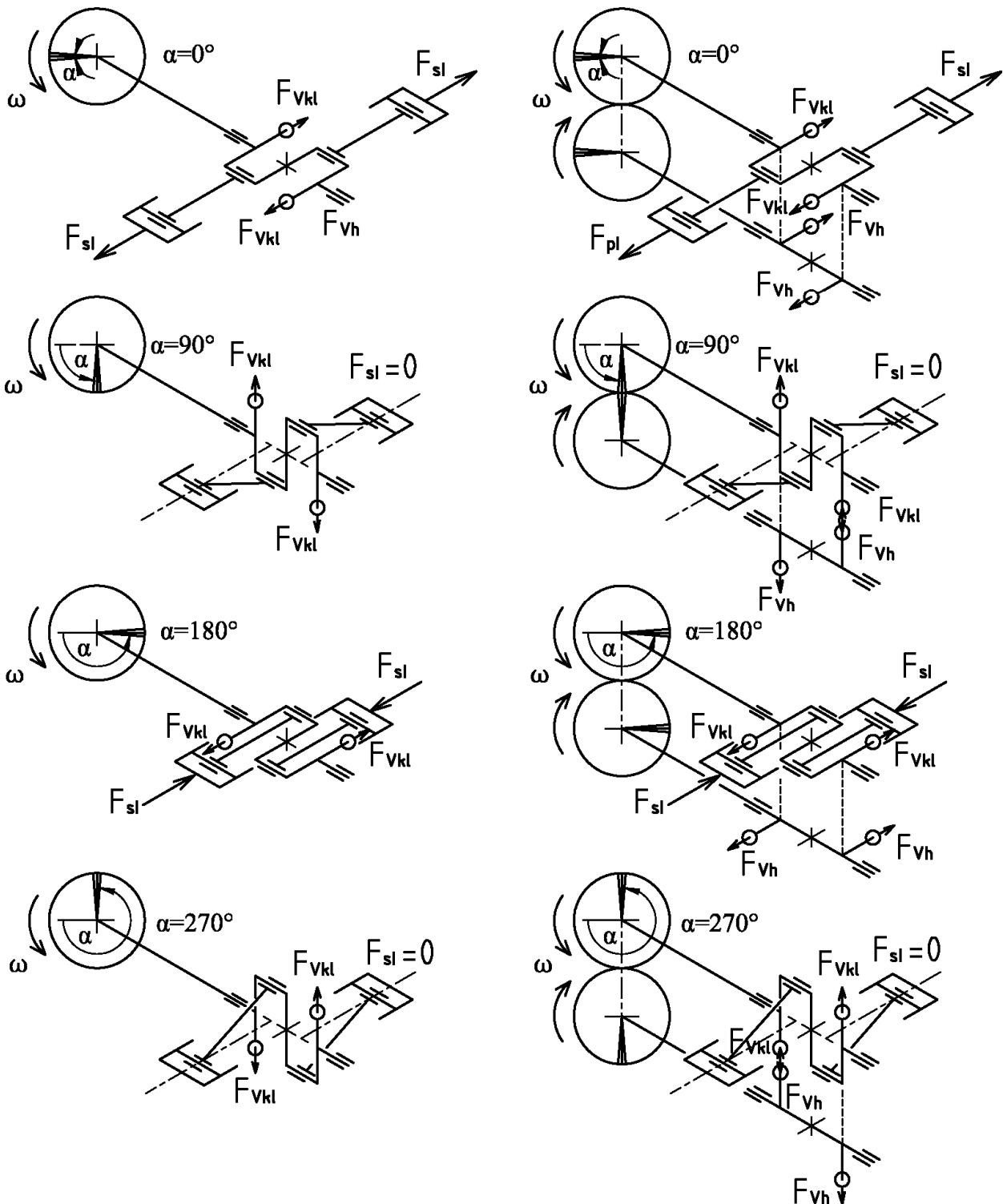


Obr. 4-16: umístění vývažků motoru R 1200. [13],[20]

Řešení vyvážení s jednou vyvažovací hřídelí se provede opět vyvážením setrvačných momentů od rotujících částí vývažkem na klice. K tomuto vývažku se přidá ještě hmota, která vytváří setrvačný moment o velikosti poloviny maximálního momentu od setrvačných sil posuvných prvního řádu. Vyvažovací hřídel a jeho vývažky vytváří moment stejné velikosti, otáčí se rychlostí $\omega [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ jako klika, ale opačným směrem. Pro názornost má vyvažovací hřídel poloměr vývažků $r_v [m]$ a vzdálenost $b [m]$ stejnou jako klikový hřídel. Silové poměry jsou znázorněny na obr. za předpokladu, že setrvačné síly od rotačních hmot jsou již vyváženy a vyvažuje se pouze setrvačná síla posuvná prvního řádu. Po složení setrvačných sil od vývažků klikového a vyvažovacího hřídele je patrné, že vznikne silová dvojice vytvářející moment o stejné velikosti jako moment od setrvačných sil prvního řádu, ale opačně orientovaný. Toto řešení tedy plně vyváží setrvačný moment prvního řádu.



Obr. 4-17: vyvážení setrvačných sil prvního řádu pomocí hřídele, rovnováha sil v obecné poloze



Obr. 4-18: porovnání principu vyvážení setrvačných sil prvního řádu v různých polohách natočení kliky, bez a s použitím vyvažovací hřídele.

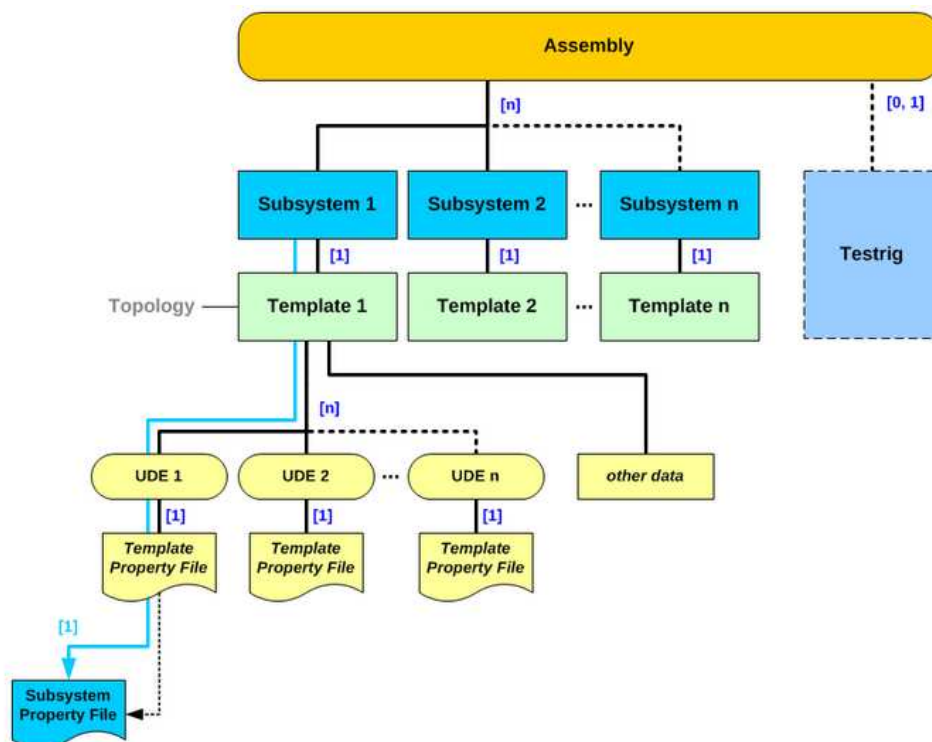
4.3 Tvorba virtuálního modelu motoru BOXER

4.3.1 Úvod do FEV Virtual Engine

FEV Virtual Engine je specializované prostředí pro modelování motorů, založené na softwaru MSC Adams. Umožňuje vytvářet virtuální prototypy motorových subsystémů a analyzovat je podobně jako fyzické prototypy. Dají se vytvářet modely například vačkových, klikových a rozvodových mechanismů a sledovat jejich chování v různých režimech chodu motoru. Šablony vytvořené v FEV Virtual engine jsou plně kompatibilní s programy řady Adams/Car a modely mohou být sloučeny. Na základě výsledků lze pohotově měnit parametry součástí a vyhodnotit dopady.

Základní seznámení se strukturou dat a hierchií ve Virtual Engine, datový model

- Templates (šablona) definuje topologii pro subsystémy motoru
 - Šablony jsou vytvořeny převážně použitím User-Defined Elements (UDE uživatelsky definované prvky)
 - Vybrané hodnoty parametrů UDE, jsou shromážděny v Property File (soubor s vlastnostmi)
- Subsystems (subsystémy) jsou přizpůsobeny výskytům předdefinovaných šablon.
 - Odkazují na konkrétní Property File pro každý UDE přidružené šablony
- Testrig je specifická šablona, která doplňuje sestavu (Assembly), používá se pro vstup pohybu a točivého momentu do sestavy.
- v Assembly (sestavě) je soubor subsystémů a jeden dodatečný testrig. Simulaci lze provádět pouze v sestavě.

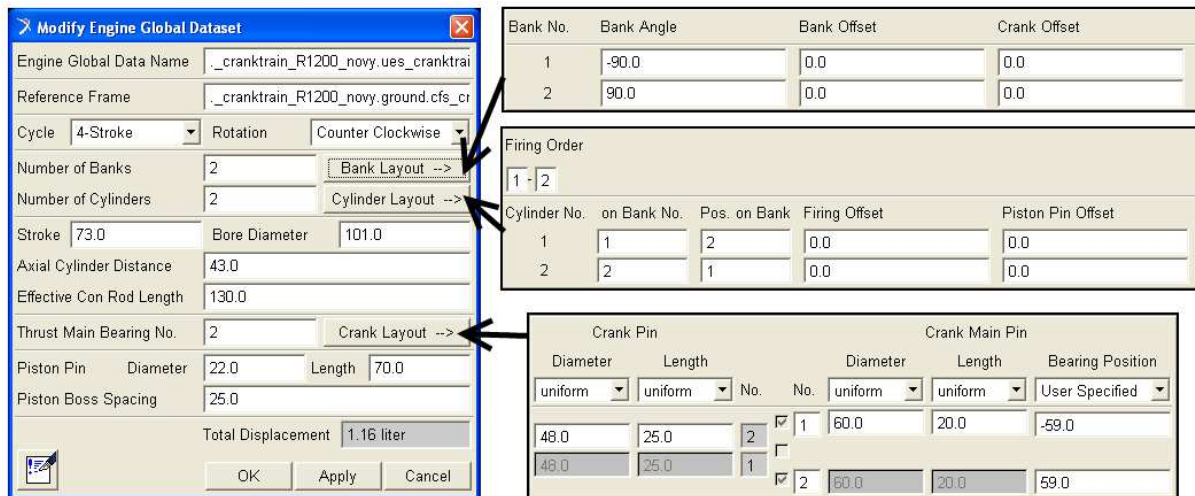


Obr. 4-19: datová struktura v FEV Virtual Engine. [21]

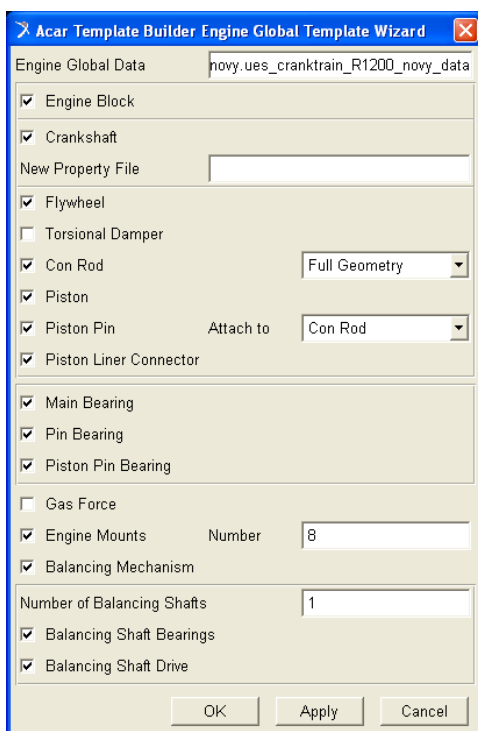
4.3.2 Tvorba virtuálního motoru BOXER

Jako první je třeba vytvořit šablonu motoru, která bude dále využita v subsystému a sestavě. Při tvorbě je v našem případě velice výhodné využít průvodce tvorbou klikového mechanismu (Cranktrain Wizard), který automaticky vytvoří součásti, vazby a komunikátory, tudíž nemusíme celou šablonu skládat ručně. Nevýhoda je ale v tom, že mnoho parametrů je po automatickém vytvoření šablony nastaveno na výchozí a nevhodné hodnoty. Tato data je třeba dále upravit na požadované hodnoty, aby šablona odpovídala testovanému motoru.

Tvorba šablony začíná v prostředí Template Builder, kde se vytvoří nová šablona. Následně se manuálně vždy musí sestavit vstupní komunikátory (Input Communicators) a konstrukční rám (Construction Frames). Prakticky jde o napolohování souřadného systému vůči gravitačnímu zrychlení. Dalším krokem je určení základních parametrů motoru vytvořením Engine Global Dataset. Jedná se o dialogové okno, viz obr. 4-20.



Obr. 4-20: Engine Global Dataset.

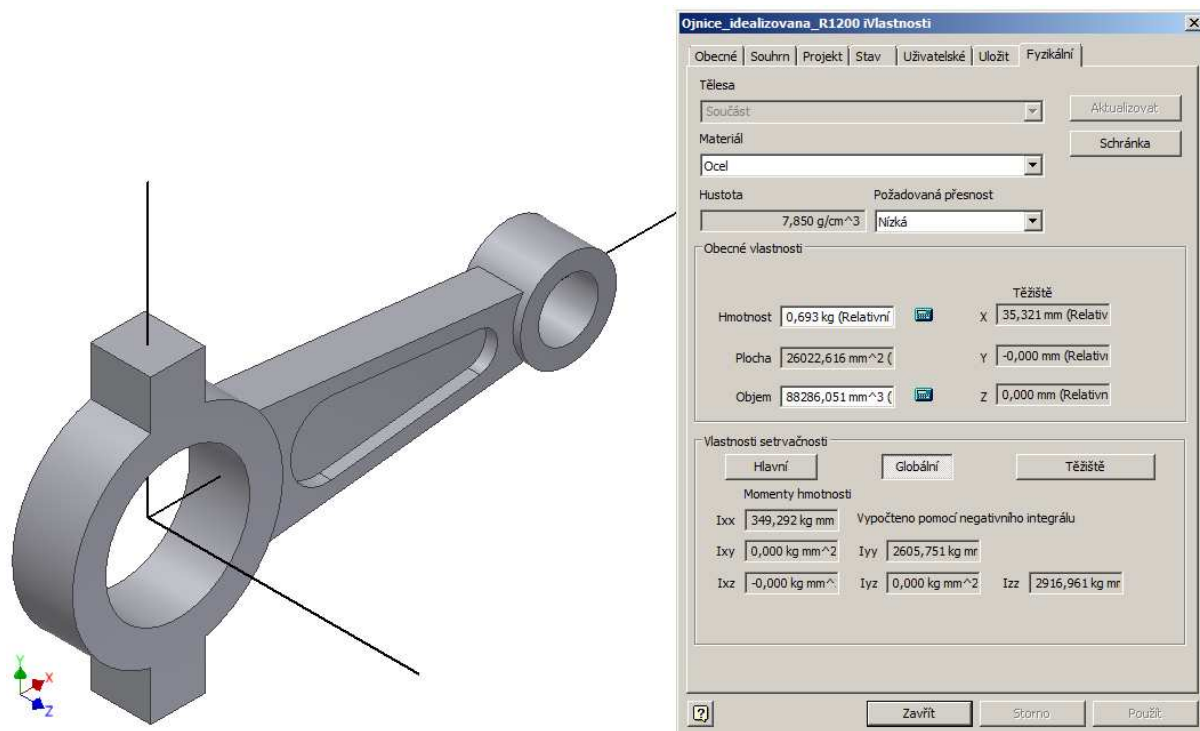


Obr. 4-21: Crank Train Wizard.

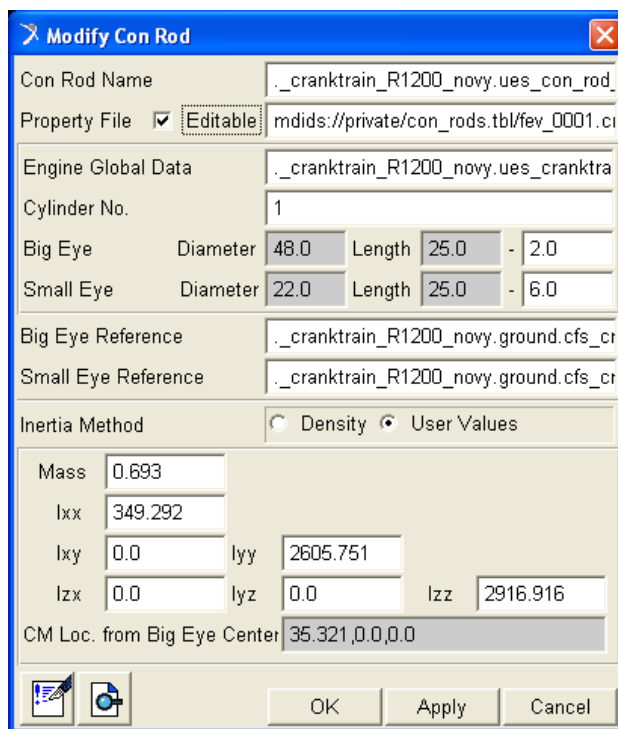
V následujícím kroku již lze využít průvodce pro tvorbu klikového ústrojí. V dialogovém okně se musí vybrat části a prvky, které chceme automaticky vytvořit a připojit k nim vazby a komunikátory. Volbu v našem případě zobrazuje obr. 4-21, kde jsou vybrány položky pro motor boxer s vyvažovací hřídelí. Protože již v teorii byl zanedbán vliv sil od tlaku plynů ve válci (Gas Force), nebude volba zaškrtnuta ani zde. Po potvrzení voleb bude automaticky vytvořena virtuální šablona prototypu motoru, ovšem mnoho hodnot je třeba ještě upravit.

Prakticky všechna data, která se přímo netýkají Engine Global Dataset, je třeba upravit. Úpravy pozic prvků, jako poloha a natočení vyvažovací hřídele, rozmístění přípojných bodů motoru atd., provedeme editací proměnných parametrů (Parameter Variable). Vlastnosti a parametry součástí vytvořeného modelu lze upravovat a nastavovat pomocí modifikace. Pokud máme model motoru proveden v 3D CAD softwaru, lze získat velice podrobné fyzikální vlastnosti

jednotlivých komponent a použít je ve FEV Virtual Engine. Jako příklad je na obr. uvedeno použití parametrů idealizované ojnice namodelované ve 3D, takto lze zjistit vlastnosti všech součástí a namodelovat klikové ústrojí, které je z hlediska dynamiky velice podobné tomu skutečnému.

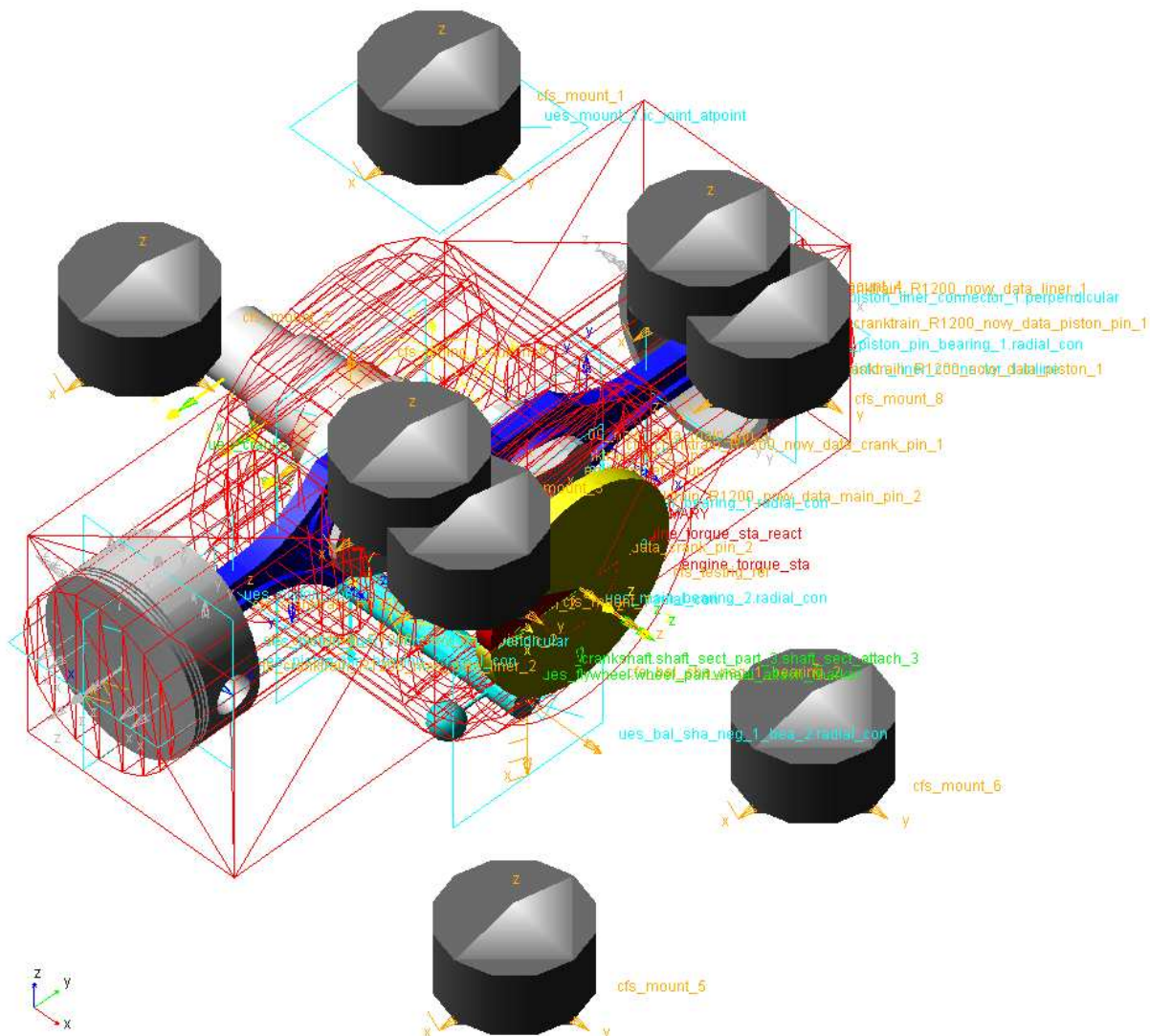


Obr. 4-22: model idealizované ojnice vytvořený v CAD programu Autodesk Inventor a její fyzikální vlastnosti.

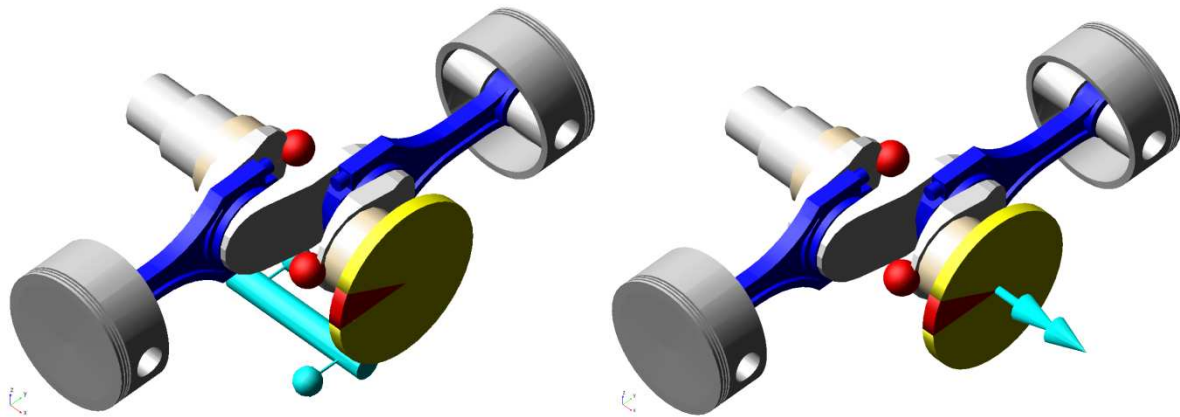


Obr. 4-23: Dialogové okno pro nastavení vlastností ojnice.

Po dokončení úprav na modelu máme vytvořenou šablonu klikového ústrojí motoru s vyvažovací hřídelí. Pohled na hotovou šablonu zobrazuje obr. 4-24. Na něm jsou vidět všechny hlavní části klikového ústrojí včetně osmi přípojných bodů (zobrazeny černě). Všechny součásti sestavy využívají automaticky vygenerovanou geometrii, ale v případě existence modelu v 3D CADu lze vložit i svoji vlastní. U modelu existuje jeden globální souřadný systém a souřadné systémy jednotlivých součástí. Na obrázku 4.25 jsou pro větší přehlednost skryté.



Obr. 4-24: konečná podoba vytvořené šablony pro motor R 1200 včetně přípojných bodů.



Obr. 4-25: šablona s aktivovaným a deaktivovaným vyvažovacím mechanismem, skrytými ikonami, přípojnými body a blokem motoru.

Po vytvoření šablony motoru následuje tvorba subsystému, pro který se použije šablona sestavená v předchozím kroku. V subsystému lze opět nastavit parametry jednotlivých součástí, ale některé volby nemusí být přístupné na takové úrovni jako v prostředí Template Builder. V našem případě byla šablona tvořena pro konkrétní motor, a proto není třeba žádných úprav a nastavení parametrů motoru. V případě, že by byl požadavek testovat několik různých motorů, které by se například lišily objemem, je vhodné využít jedné šablony pro více různých subsystémů a hodnoty upravit v nich.

Dále v prostředí standard Interface bude provedeno vytvoření posledního kroku, a tím je tvorba sestavy. Sestava obsahuje subsystém a dodatečný testrig. V sestavě je možné opět provádět editaci komponent podobně jako v subsystému. Výhodou je především možnost aktivovat a deaktivovat jednotlivé prvky. V našem případě bylo proto výhodné modelovat motor ihned s vyvažovací hřídelí, a tu následně v sestavě podle potřeby zapínat a vypínat, a vytvořit model pro dva odlišné motory využívající jednu šablonu.

Program FEV Virtual Engine slouží pouze pro simulaci již navrženého motoru, tzn., že není schopen sám dopočítat například parametry protizávaží kliky a vyvažovací hřídele. Tyto hodnoty je třeba mít při spouštění simulace pevně dané. V našem případě bude provedena pouze demonstrace výpočtu simulace pomocí přibližně určených a odhadnutých hodnot vývažků, ale i všech součástí motoru. Tento fakt je zapříčiněn tím, že nemáme k dispozici podrobná data motoru a konstruovat celý motor v CAD softwaru by bylo nad rámec této práce.

Přibližné určení parametrů vývažků

Protože nemáme k dispozici podrobné fyzikální vlastnosti klikové hřídele, bude předpokládáno, že hodnoty protizávaží na klice nastavené jako výchozí (default) jsou automaticky programem voleny tak, aby kliková hřídel byla sama o sobě dynamicky vyvážená. Hmotnosti ostatních prvků modelu použijeme tak, jak jsou automaticky nastaveny programem. Následující velice přibližný výpočet slouží pouze pro „nástřel“ hodnot vývažků a zdárný průběh simulace.

Redukce hmotnosti idealizované ojnice

Pro výpočty použijeme hodnoty, zjištěné z počítačového modelu CAD.

Hmotnost ojnice $m_o = 0,693$ kg, Délka ojnice $l = 130$ mm, $l_r = 35,321$, $l_p = 94,679$.

$$m_{Op} + m_{Or} = m_o$$

$$m_{Or} l_r = m_{Op} l_p$$

$$m_{Op} + m_{Or} = 0,693$$

$$m_{Or} \cdot 35,321 = m_{Op} \cdot 94,679$$

$$m_{Or} = 0,50471 \text{ kg}$$

$$m_{Op} = 0,18828 \text{ kg}$$

Velikost závaží na klice pro vyvážení rotačních hmot ojnice

$a = 43$ mm, $b = 83$ mm

$$F_{Or} = m_{Or} r \omega^2$$

$$F_{VOr} = m_{VOr} r_V \omega^2$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iP} = 0 \quad \text{rovnováha momentů setrvačných sil k počátku souřadného systému.}$$

$$F_{Or} a = F_{VOr} b$$

$$m_{Or} r \omega^2 a = m_{VOr} r_V \omega^2 b$$

$$m_{VOr} = \frac{m_{Or} r a}{m_{VOr} r_V b} = \frac{0,50471 \cdot 36,5 \cdot 43}{36,5 \cdot 83} = 0,26147 \text{ kg}$$

Velikost závaží na klikové a vyvažovací hřídeli vyvažující polovinu maximálního momentu od setrvačné síly prvního řádu.

$$m_p = m_{PS} + m_{Op} = 0,50227 + 0,18828 = 0,69055 \text{ kg}$$

$$F_{sI} = m_p r \omega^2 \underbrace{\cos \alpha}_{=1}$$

$$F_{VsI} = m_{VsI} r_V \omega^2$$

Pro $F_{sI} = \max$, $\alpha = 0$;

$$m_{VK} = 0,51518 \text{ kg,}$$

$$m_{PS} = 0,50227 \text{ kg}$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iP} = 0$$

$$\frac{F_{sI} a}{2} = F_{VsI} b$$

hmotnost závaží kliky a pístní skupiny
deafalutně nastavená programem;

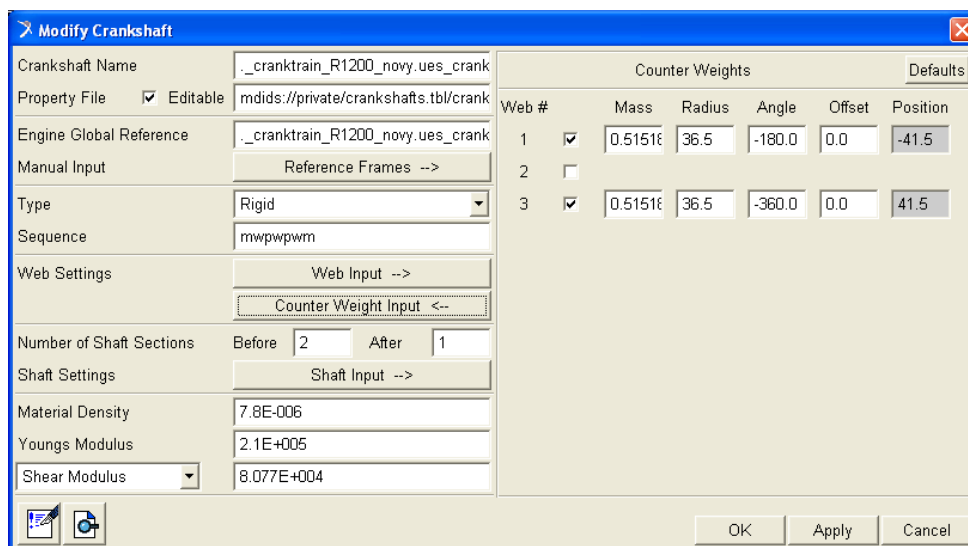
$$\frac{m_p r \omega^2 a}{2} = m_{VsI} r_V \omega^2 b$$

$$m_{VsI} = \frac{m_p r a}{2 r_V b} = \frac{0,69055 \cdot 36,5 \cdot 43}{2 \cdot 36,5 \cdot 83} = 0,17887 \text{ kg}$$

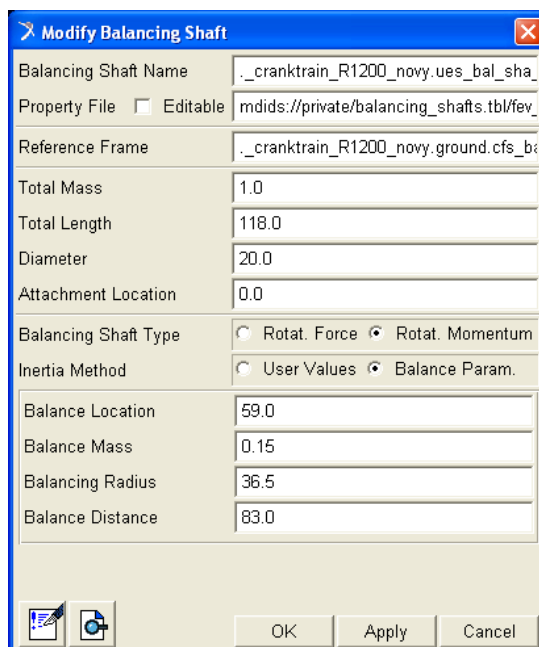
Celková velikost závaží na klikové hřídeli

$$m_V = m_{VK} + m_{VOr} + m_{VsI} = 0,51518 + 0,26147 + 0,17887 = 0,95552 \text{ kg}$$

Vypočítané hodnoty vložíme do FEV Virtual Engine, možnosti nastavení zobrazuje obr. 4-26 a 4-27.



Obr. 4-26: okno pro nastavení parametrů závaží klikové hřídele



Obr. 4-27: dialog pro nastavení vyvažovací hřídele

Po nastavení testrigu lze již provádět simulace. Pro naše účely je vhodná Steady State Analysis, což je analýza, při které se kliková hřídel motoru otáčí konstantními otáčkami určitý počet cyklů. Po proběhnutí výpočtu je možné spustit animaci chodu motoru a v prostředí postprocesoru nechat vykreslit grafy položek, které nás zajímají.

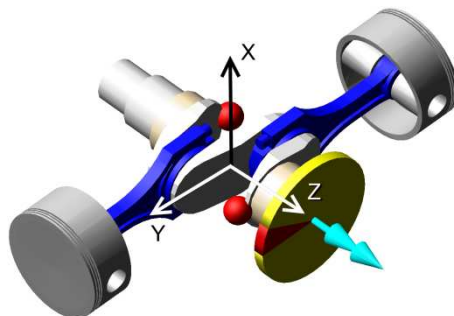
Jako příklad jsou dále uvedeny grafy výsledných setrvačných momentů, které působí k jednotlivým souřadným osám (x, y, z) bloku motoru (graf 4-1 až 3). Červená křivka náleží setrvačnému momentu od motoru s vyvažovací hřídelí (crt_r1200_1) a modrá bez hřídele (crt_r1200_2). Z grafu 4-1 je patrné, že motor s vyvažovací hřídelí vytváří setrvačné momenty vyšších amplitud než bez něj. Z toho vyplývá, že úvahy a odhady při řešení předběžného výpočtu závaží nebyly zcela správné a motor není ideálně vyvážen, kdy s vyvažovací hřídelí vykazuje ještě větší míru nevyváženosti než bez ní. Zlepšení nastalo ovšem v momentu okolo osy y (Graf 4-3) kde motor s vyvažovací hřídelí vytváří přibližně

poloviční moment oproti motoru bez hřídele. Graf 4-3 potvrdil, že na velikost momentů okolo osy z, nemá vliv velikost závaží na klice ani použití vyvažovací hřídele.

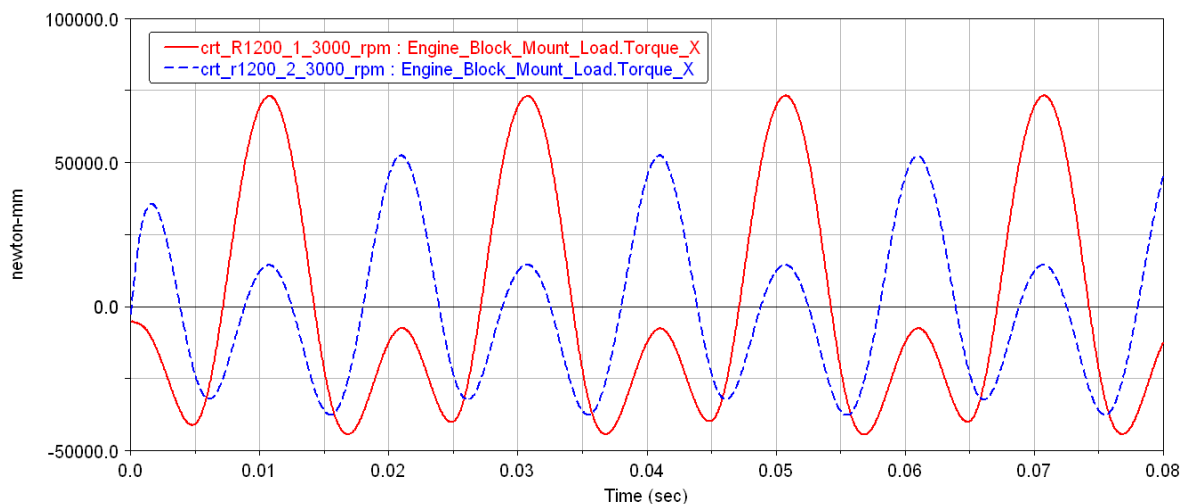
Pro ukázkou porovnání výsledků při použití odlišných hodnot vývažků jsou zde uvedeny ještě Grafy 4-4 a 4-5, zde jsou porovnány výsledky simulace popsané v předchozím kroku se simulací, kde proběhla změna vývažků. Přehled o změně vstupních dat ukazuje tabulka 4-2. Určení hmotností vývažků varianty 3 a 4 bylo provedeno odhadem. Nejvyšší setrvačný moment k ose x vykazuje motor varianty 4, k ose y varianta 2, moment k ose z zůstává stále stejný. Jako nejlepší ze všech variant vyvážení se jeví třetí (crt_r1200_3), k ose y má moment ze všech nejmenší a k ose z druhý nejmenší.

Varianta	Název simulace	Hmotnost vývažku kliky [kg]	Hmotnost vývažku hřídele [kg]
1	crt_r1200_1	0,95552	0,17887
2	crt_r1200_2	0,95552	Bez vyvažovací hřídele
3	crt_r1200_3	0,8	0,1
4	crt_r1200_4	0,8	Bez vyvažovací hřídele

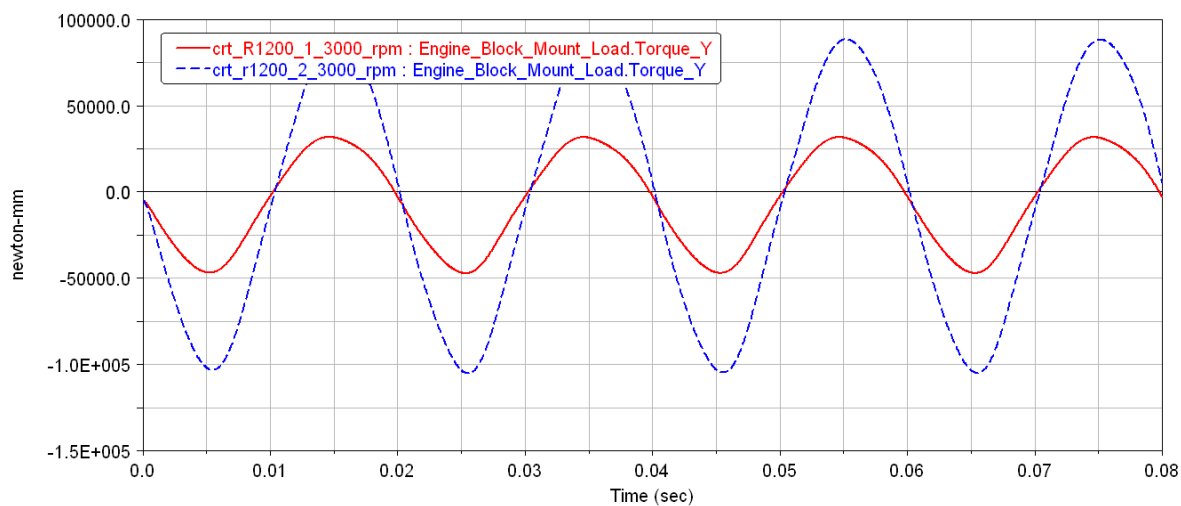
Tab. 4-2: varianty simulací a vstupních dat



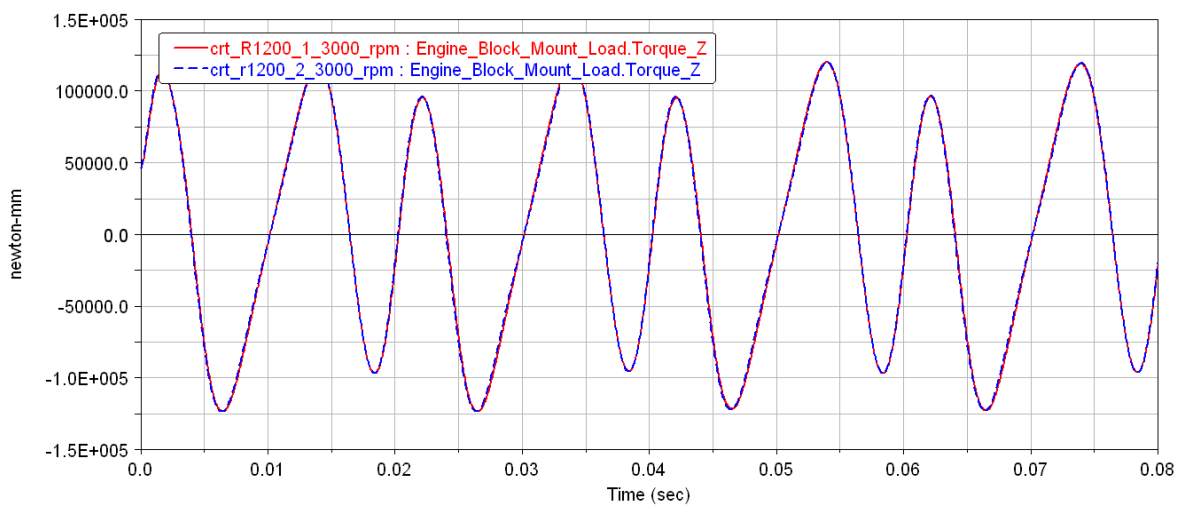
Obr. 4-28: umístění a orientace souřadného systému bloku motoru



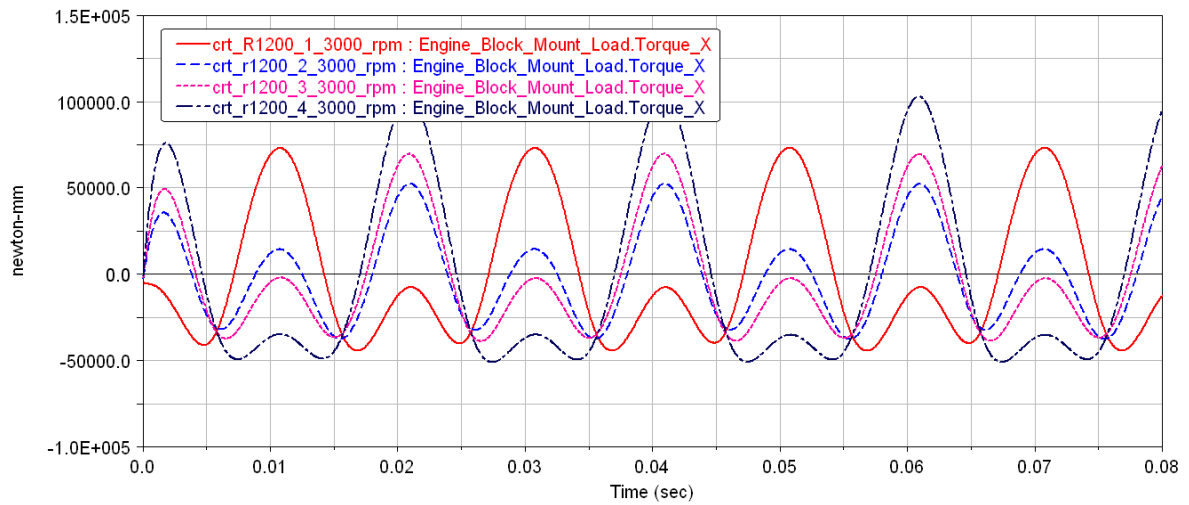
Graf. 4-1: porovnání setrvačných momentů k ose x pro variantu 1 a 2.



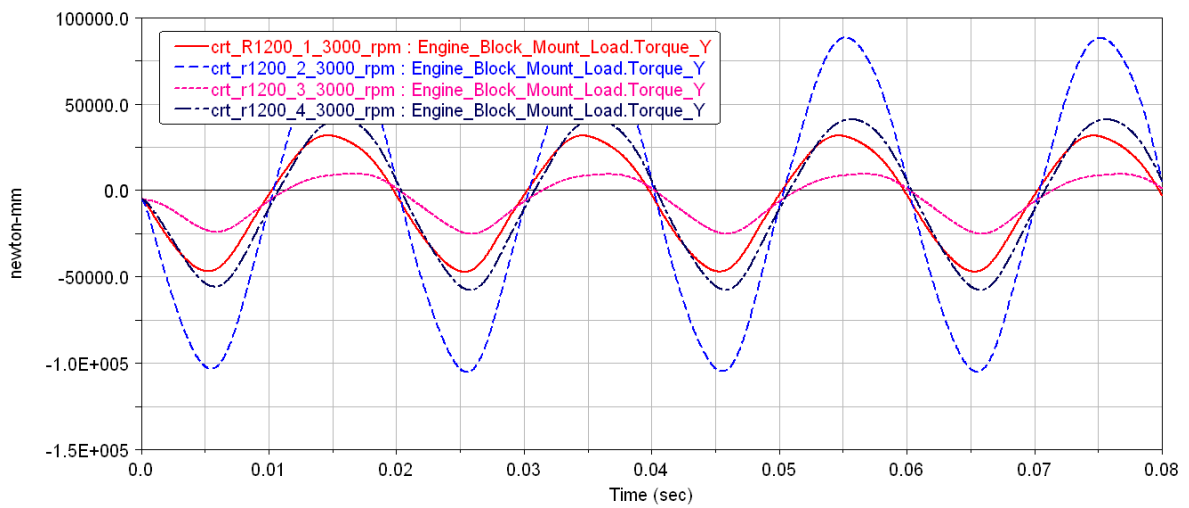
Graf. 4-2: porovnání setrvačných momentů k ose y pro variantu 1 a 2.



Graf. 4-3: porovnání setrvačných momentů k ose z pro variantu 1 a 2.



Graf. 4-4: porovnání setrvačných momentů k ose x pro variantu 1 a 2.



Graf. 4-5: porovnání setrvačných momentů k ose z pro variantu 1 a 2.

5 SHRNU TÍ

Využití simulačního programu FEV Virtual Engine při konstrukci spalovacího motoru má nesporně obrovské výhody. Umožňuje během relativně krátké chvíle sestavit prototyp motoru, snadno na něm měnit jednotlivé parametry a okamžitě pozorovat změny jeho chování za chodu.

V této bakalářské práci je uveden pouze zlomek schopností simulačního programu. Z důvodu jeho rozsahu by podrobné popsání přesáhlo rámec práce. Ukázkový model byl tvořen za pomoci ideálně tuhých součástí, bez účinku síly od tlaku plynů a s použitím značně zidealizovaných součástí. V programu FEV Virtual Engine ovšem lze provádět i velice pokročilou tvorbu modelů a vlastnostmi se více či méně přiblížit fyzickému motoru. Jednotlivé součásti je možné vytvořit jako poddajné, aplikovat síly od tlaku plynů, hydrodynamická ložiska, zohlednit viskozitu oleje při různých teplotách, připojit například dvoumotový setrvačnick apod. Stejným způsobem lze simulovat dynamiku ventilů, rozvodů atd.

Je třeba si ovšem uvědomit, že program je schopen pouze simulačního prostředí, dimenzování motoru je třeba provádět externě. Proto je třeba mít pro zdárný průběh tvorby modelu a simulace k dispozici velice podrobná data součástí, síly od spalin apod. Mnoho vlastností se dá získat z vytvořeného modelu ve 3D CADu, např. mechanické vlastnosti z materiálových listů, ovšem stále zbývá mnoho dalších. Vždy platí, že čím máme přesnější data na vstupu, tím je přesnější i výsledek.

Simulační prostředí FEV Virtual Engine nemá za úkol zcela nahradit fyzické prototypy motorů, ale pouze pomoci s řešením a odhalit fatální chyby v jejich konstrukci z hlediska dynamiky, následně chyby včas opravit a vyvarovat se výroby nefunkčních prototypů, které jsou finančně i časově mnohonásobně náročnější než tvorba virtuálního modelu.

6 PŘEHLED POUŽITÝCH SYMBOLŮ A JEDNOTEK

$a [ms^{-2}]$	zrychlení pohybujících se hmot
$a [m]$	vzdálenost přesazení mezi ojnicemi
$b [m]$	vzdálenost mezi vývažky na klikové vyvažovací hřídeli
$D [m]$	vrtání válce
$F_N [N]$	normálová síla
$F_s [N]$	normálová síla od tlaku plynů
$F_o [N]$	síla od tlaku plynů rozložená do osy ojnice
$F_p [N]$	síla od tlaku plynům ve válci na píst
$F'_p [N]$	síla od tlaku plynům ve válci hlavu válce
$F_s [N]$	setrvačná síla
$F_{sn} [N]$	setrvačná síla posuvných hmot n-tého řádu
$F_{sp} [N]$	setrvačná síla od posuvných hmot
$F_{sr} [N]$	setrvačná síla od rotujících hmot
$F_{sl} [N]$	setrvačná síla posuvná prvního řádu
$F_{sII} [N]$	setrvačná síla posuvná druhého řádu
$F_{sIII} [N]$	setrvačná síla posuvná třetího řádu
$F_V [N]$	setrvačná síla od vývažku
$F_{Vh} [N]$	setrvačná síla od vývažku vyvažovací hřídele
$F_{Vkl} [N]$	setrvačná síla od vývažků klikového hřídele
$F_{VklY} [N]$	setrvačná síla od vývažků klikového hřídele promítnu do osy y
$F_{klZ} [N]$	setrvačná síla od vývažků klikového hřídele promítnu do osy x
$F_{Vp} [N]$	výsledné setrvačná síla pro vyvážení posuvných hmot
$I_o [kg \cdot m^2]$	moment setrvačnosti vzhledem k těžišti ojnice
$l [m]$	délka ojnice
$l_p [m]$	vzdálenost osy pístního čepu od těžiště ojnice
$l_r [m]$	vzdálenost osy klikového čepu od těžiště ojnice
$m [kg]$	pohybující se hmotnost
$M_{Fsl} [Nm]$	moment od setrvačných sil prvního řádu
$m_o [kg]$	hmotnost ojnice
$m_{Op} [kg]$	hmotnost redukována do pístního čepu
$m_{Or} [kg]$	hmotnost redukována do klikového čepu
$m_p [kg]$	hmotnost pístu
$M_p [Nm]$	moment síly k počátku souřadného systému
$m_p [kg]$	celková redukována hmotnost posuvných částí
$m_{pC} [kg]$	hmotnost pístního čepu

$m_{PKr} [kg]$	hmotnost pístních kroužků
$m_{poj} [kg]$	hmotnost pojistek pístního čepu
$m_{PS} [kg]$	redukovaná hmotnost pístní skupiny
$m_r [kg]$	celková redukovaná hmotnost rotujících částí
$m_{RK} [kg]$	hmotnost ramene kliky
$m'_{RK} [kg]$	hmotnost ramene redukovaná do osy klikového čepu
$m_v [kg]$	hmotnost vývažku
$p [Pa]$	tlak plynů nad pístem
$p_0 [Pa]$	tlak okolí (atmosférický)
$r [m]$	poloměr kliky ke klikovému čepu od osy otáčení
$r_{RK} [m]$	vzdálenost těžiště ramene kliky od osy otáčení
$r_v [m]$	poloměr vývažku od osy rotace
$S_p [m^2]$	čelní plocha pístu
$\alpha [^\circ]$	úhel natočení klikového hřídele
$\lambda_0 [-]$	ojniční poměr
$\omega [rad \cdot s^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení klikové hřídele.

7 LITERATURA

7.1 Knižní publikace

- [1] GUZZELLA, L a Antonio SCIARRETTA. *Vehicle propulsion systems: introduction to modeling and optimization*. New York: Springer, 2005, x, 291 p. ISBN 978-354-0251-958.
- [2] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale: SAE International, 1995, ix, 794 s. ISBN 15-609-1734-2.
- [3] *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. 1. vyd. Praha: Naše vojsko, 1992, 484 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [4] Křen, Karel a Košťál, Jiří. *Moderní automobil v obrazech*. Praha: Naše vojsko, 1972. str. 178. ISBN neudáno
- [5] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [6] RAJAMANI, Rajesh. *Vehicle dynamics and control*. New York: Springer Science, 2006, xxiii, 470 p. ISBN 978-038-7263-960.
- [7] STOFFREGEN, Jürgen. *Motorradtechnik Grundlagen und Konzepte von Motor, Antrieb und Fahrwerk*. 7., überarb. und erw. Aufl. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2010. ISBN 978-383-4806-987.
- [8] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004, 234 s. ISBN 80-239-1602-5.
- [9] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2003, 791 s. ISBN 80-238-9681-4.
- [10] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [11] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky, převodovky, rozvodovky, diferenciály, hnací hřídele, klouby*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 312 s. ISBN 80-238-5275-2.

7.2 Publikace na internetu

- [12] Autolexicon.net: Multitronic. [online]. [cit. 2012-06-24]. Dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/multitronic/> .
- [13] BMW Group: PressClub Global. [online]. [cit. 2012-06-24]. Dostupné z: https://www.press.bmwgroup.com/pressclub/p/pcgl/showTextTopic.html?left_menu_item=node_2261 .
- [14] BMW Motorrad: Česká republika. [online]. [cit. 2012-06-25]. Dostupné z: <http://www.bmw-motorrad.cz/cz/cs/index.html> .
- [15] Citroenet: Wankel Rotary Engine. [online]. [cit. 2012-06-25]. Dostupné z: <http://www.citroenet.org.uk/miscellaneous/wankel/wankel2.html> .
- [16] Elekrika.cz: Hlavní druhy stejnosměrných strojů. [online]. [cit. 2012-06-25]. Dostupné z: <http://elektrika.cz/data/clanky/hlavni-druhy-stejnosmernych-stroju> .

- [17] Finanční noviny: Ekonomický server ČTK. ČTK (ČESKÁ TISKOVÁ KANCELÁŘ). [online]. [cit. 2012-06-24]. Dostupné z: http://www.financninoviny.cz/zpravy/index_img.php?id=186976 .
- [18] Integrated Publishing: Engine Mechanics. [online]. [cit. 2012-06-25]. Dostupné z: http://www.tpub.com/content/engine/14081/css/14081_23.htm .
- [19] Skupina ČEZ: Podíl zdrojů použitých pro výrobu elektřiny v roce 2010. [online]. [cit. 2012-06-24]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/odpovedna-firma/zivotni-prostredi/informace-dle-energetickeho-zakona-c458-2000-sb/2010/podil-zdroju-elektriny.html>

7.3 Ostatní zdroje

- [20] BMW Motorrad, RepROM R – Modelle K2x, 11.2004.
- [21] FEV Virtual Engine Documentation, Help Version: 1.1.972, © 2008 - 2011 FEV Motorentchnik GmbH.