



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NEKONVENČNÍ PRODLUŽOVAČ DOJEZDU ELEKTROMOBILU

UNCONVENTIONAL RANGE EXTENDER OF AN ELECTRIC VEHICLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Vysloužil

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Marek Vysloužil
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Nekonvenční prodlužovač dojezdu elektromobilu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtově–konstrukčního charakteru zaměřená na návrh nekonvenčního spalovacího motoru prodlužovače dojezdu elektromobilu a výpočtové ověření vybraného konstrukčního uzlu.

Cíle diplomové práce:

Provést stručnou rešerši v oblasti prodlužovačů dojezdu se spalovacím motorem pro elektromobily. Na základě zadaných vstupních parametrů provést koncepční konstrukční návrh zážehového spalovacího motoru prodlužovače dojezdu elektromobilu bez omezení daných stavební řadou motorů EA211 MPI vyvíjených společností ŠKODA AUTO. Zachovat koncepci s vratným pohybem pístu, avšak zaměřit se na co největší potlačení vibrací klikového mechanismu a kompaktní zástavbu celé pohonné jednotky. S využitím pokročilých metod provést výpočet vybraného konstrukčního uzlu motoru. Vypracovat výkres sestavy motoru a uvést hlavní a přípojně rozměry.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

GUZZELLA, L., SCIARRETTA, A. Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modelling and Optimization. 3rd Edition. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 412 s. ISBN 978-3-642-35912-5.

CORNEL, S. Alternative Propulsion for Automobiles. Berlin: Springer International Publishing, 2017. 336 s. ISBN 978-3-319-31929-2.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá rešerší v oblasti prodlužovačů dojezdu se spalovacím motorem a konstrukčním návrhem zážehového dvouválcového spalovacího motoru s nekonvenčním paralelním uspořádáním klikových hřídelí, vyhovujícím zejména požadavku na nízkou hlučnost a kompaktní zástavbu. Dále popisuje tvorbu termodynamického modelu a kinematický návrh v prostředí GT-Power. Výpočtová část je zaměřena na ověření vhodnosti zvolené koncepce spalovacího motoru použitelného jako prodlužovač dojezdu pomocí pokročilých MBS metod.

KLÍČOVÁ SLOVA

hybridní vozidlo, prodlužovač dojezdu, termodynamický model, klikový mechanismus, vyvážení klikového mechanismu, hlučnost, MBS

ABSTRACT

This master's thesis is dealing with the research of range extenders with internal combustion engine and the design of gasoline two-cylinder internal combustion engine with an unconventional parallel arrangement of crankshafts that meets mainly the requirements for low noise production and compact installation. It also describes the creation of a thermodynamic model and kinematic design using GT-Power. The computational part focuses on verifying the suitability of the chosen internal combustion engine concept used as range extender using advanced MBS methods.

KEYWORDS

hybrid vehicle, range extender, thermodynamic model, crank train, crank train balancing, noise, MBS

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VYSLOUŽIL, M. *Nekonvenční prodlužovač dojezdu*. Brno, 2023. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145908>

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Marek Vysloužil

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Lubomírovi Drápalovi za jeho připomínky, cenné rady a materiály, které mi během tvorby této práce poskytnul. Dále také děkuji své rodině a přítelkyni za jejich podporu při studiu.

OBSAH

Úvod.....	12
1 Hybridní vozidla	13
1.1 Historie	16
1.1.1 První hybridní vozidlo se sériovým uspořádáním	16
1.1.2 První hybridní vozidlo s paralelním uspořádáním.....	16
1.2 Rozdělení podle stupně hybridizace	17
1.2.1 Micro hybrid (MHD)	17
1.2.2 Mild hybrid (MHEV)	18
1.2.3 Full hybrid (HEV)	18
1.2.4 Plug-in hybrid (PHEV).....	19
1.3 Rozdělení podle toku výkonu	19
1.3.1 Sériové uspořádání	19
1.3.2 Paralelní uspořádání	20
1.3.3 Kombinované uspořádání	20
1.3.4 Komplexní uspořádání.....	21
2 Prodlužovač dojezdu	22
2.1 Druhy prodlužovačů dojezdu.....	22
2.2 Motivace zákazníka ke koupi elektromobilu.....	23
2.3 Výhody elektromobilů s prodlužovačem dojezdu.....	25
2.4 Požadavky na prodlužovače dojezdu.....	26
2.4.1 Akustické	26
2.4.2 Výkonové	29
2.4.3 Zdvihový objem.....	30
2.4.4 Ekonomické	31
2.5 Konkurenční vzorky	32
2.5.1 Obrist Powertrain GmbH.....	32
2.5.2 MAHLE Powertain GmbH.....	37
2.5.3 FEV Europe GmbH a Rheinmetall automotive.....	41
2.5.4 General Motors	45
2.5.5 Mazda Motor Corporation	47
2.6 Další výrobci	48
3 ŠKODA AUTO a.s.....	49
3.1 Historie společnosti	49
3.2 Elektromobilita	49
3.3 Hybridní pohon.....	51
3.4 Prodlužovač dojezdu.....	52
4 Koncepční návrh.....	53
4.1 Srovnání základních parametrů prodlužovačů dojezdu.....	53
4.2 Vstupní parametry	53
4.3 Stanovení základních rozměrů.....	54
4.4 Termodynamický model.....	54
4.4.1 Vnější otáčková charakteristika.....	59
4.4.2 Účinnosti.....	60

4.4.3	Indikovaný tlak	61
4.4.4	Časování ventilů	62
4.4.5	Parametry motoru	63
4.5	Kinematika klikového mechanismu	63
4.5.1	Dráha pístu.....	63
4.5.2	Rychlost pístu	64
4.5.3	Zrychlení pístu.....	65
4.6	Dynamika klikového mechanismu	66
4.6.1	Indikátorový diagram $p-\alpha$	66
4.6.2	Indikátorový diagram $p-V$	66
4.6.3	Síly od tlaku plynů.....	67
4.6.4	Setrvačné síly.....	68
4.6.5	Momentové účinky	70
5	Konstrukční návrh	72
5.1	Konstrukce klikového mechanismu	72
5.1.1	Pístní skupina.....	72
5.1.2	Sestava ojnice	76
5.1.3	Kliková hřídel.....	80
5.1.4	Ozubená kola klikové hřídele	82
5.1.5	Setrvačnick	83
5.2	Vyvážení klikového mechanismu.....	84
5.2.1	Redukce ramene klikové hřídele	84
5.2.2	Vyvážení setrvačných sil rotačních částí.....	85
5.2.3	Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu.....	86
5.2.4	Vyvážení klikové hřídele pomocí CAD	88
5.2.5	Vyvážení setrvačných sil částí II. řádu.....	90
5.3	Konstrukce rozvodového mechanismu.....	94
5.3.1	Kompresní prostor	95
5.3.2	Zapalovací svíčka	96
5.3.3	Sedla ventilů	96
5.3.4	Ventily	97
5.3.5	Sestava ventilů.....	99
5.3.6	Zdvihátko s kladkou	100
5.3.7	Sestava vahadla.....	101
5.3.8	Zdvihací tyče	102
5.3.9	Rozvodové kolo.....	102
5.3.10	Vačková hřídel.....	103
6	Výpočet konstrukčního uzlu	108
6.1	Příprava modelu.....	108
6.1.1	Varianta P2	109
6.1.2	Varianta I2	109
6.2	Výsledky MBS analýzy	110
	Závěr	115
	Použité informační zdroje.....	116
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	126

Seznam příloh 130

ÚVOD

Současně s růstem populace narůstají nároky na dopravu, a to zejména automobilní. To má za následek snižování zásob fosilních paliv a zvyšování produkce emisí, zejména CO₂, které jsou jedním z hlavních faktorů znečištění ovzduší a globálního oteplování. Z toho důvodu dochází k jejich legislativnímu omezování a zpřísnování emisních norem, které ovšem není možné v rámci současné technologie spalovacích motorů a konvenčních paliv dodržet.

Jedním z možných řešení jsou vozidla s alternativním pohonem, konkrétně elektromobily. Elektromobily se ale i přes značný pokrok ve vývoji nedaří dostatečně komercializovat. Jedním z hlavních důvodů odrazujících zákazníka od koupě elektromobilu je omezený dojezd. Řešením tohoto problému jsou prodlužovače dojezdu, které odstraňují nejenom tento současný nedostatek, ale zároveň dávají prostor pro vývoj samotných elektromobilů, respektive baterií.

Hlavním cílem diplomové práce je navrhnout prodlužovač dojezdu elektromobilu, který zároveň zachová jeho hlavní výhody. Konstrukční návrh motoru je tedy zaměřen zejména na co největší potlačení vibrací klikového mechanismu pro nehluký provoz. Použitím nekonvenční koncepce uspořádání s paralelními protiběžnými hřídelemi je dosaženo plného vyvážení setrvačných sil rotačních a posuvných částí I. a II. řádu.

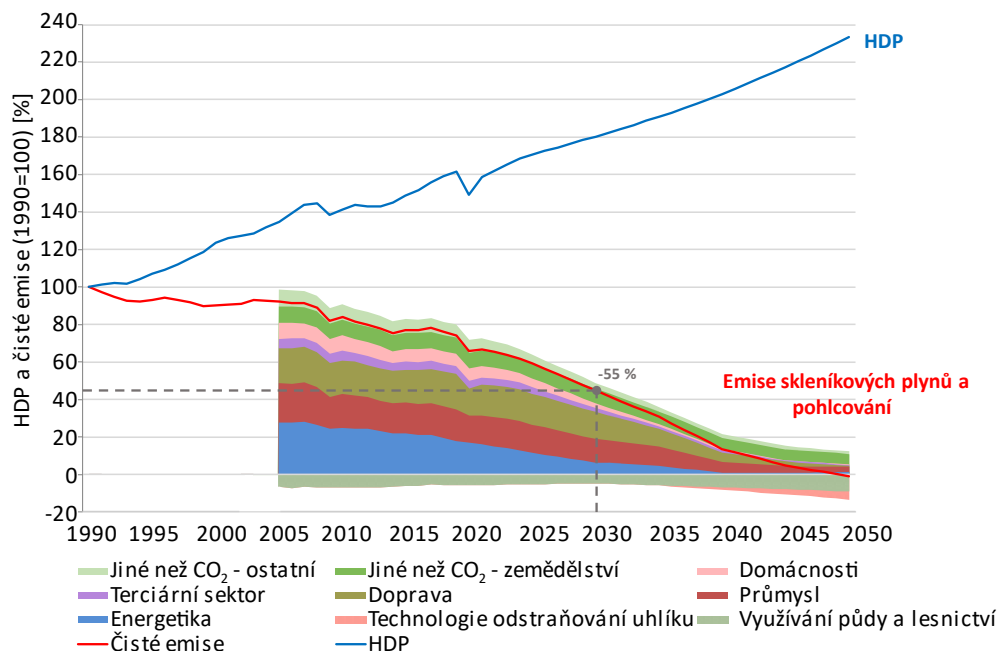
Základní parametry prodlužovače dojezdu jsou stanoveny na základě provedeného srovnání konkurenčních motorů používaných jako prodlužovač dojezdu a termodynamické simulace. Na základě získaných závislostí je dále proveden kinematický návrh vaček a výpočet vyvážení setrvačných sil. Výpočtová část práce je zaměřena na ověření vhodnosti zvolené koncepce porovnáním s řadovým uspořádáním dvouválcového motoru s rovnoměrnými rozestupy zážehů a protiběžnou vyvažovací hřídelí.

1 HYBRIDNÍ VOZIDLA

Význam pojmu hybridní vozidlo vychází z faktu, že jeho pohonné systémy obsahují dva zdroje energie, které se vzájemně doplňují. Typicky se jedná o velkokapacitní zásobník a nízkokapacitní systém dobíjení energie, který ovšem může sloužit také jako zásobník nebo jako prostředek k rekuperaci energie. Většinu hybridních vozidel představují hybridní elektrická vozidla (HEV), která používají jako dobíjecí systém ukládání energie nejčastěji elektrochemické baterie. Tento systém lze použít pro rekuperaci energie při brzdění a také jako zásobník např. pro spalovací motor, který dovoluje dodání jiného výkonu, než jaký vyžaduje zatížení vozidla. Flexibilita řízení motoru umožňuje provoz motoru v režimech, kdy je motor účinnější nebo méně znečišťující. Další výhodou je možnost vypnout motor při zastavení nebo při nízkých otáčkách. Výhodou je také možnost snížení objemu motoru (tzv. *downsizing*), jelikož maximálního výkonu lze dosáhnout kombinací výkonu motoru a elektromotoru. [1]

Rozvoj vozidel s alternativním pohonem souvisí s rostoucí populací a s tím související potřebou mobility obyvatelstva, což má za následek rostoucí počet vozidel. Tyto jevy vedou k nárůstu hluku a množství výfukových plynů, ať už se jedná o lokální znečištění (ve městech s miliony obyvatel), nebo celkové [2]. Dalšími důvody jsou především docházející zásoby fosilních paliv a hledání méně škodlivých zdrojů energie [3].

Graf níže (viz *obr. 1*) znázorňuje cíl Evropské unie na snížení emisí skleníkových plynů o 55 % do roku 2030 a následně do roku 2050 dosažení klimatické neutrality. Tyto cíle vyžadují opatření ve všech odvětvích hospodářství EU. [4]

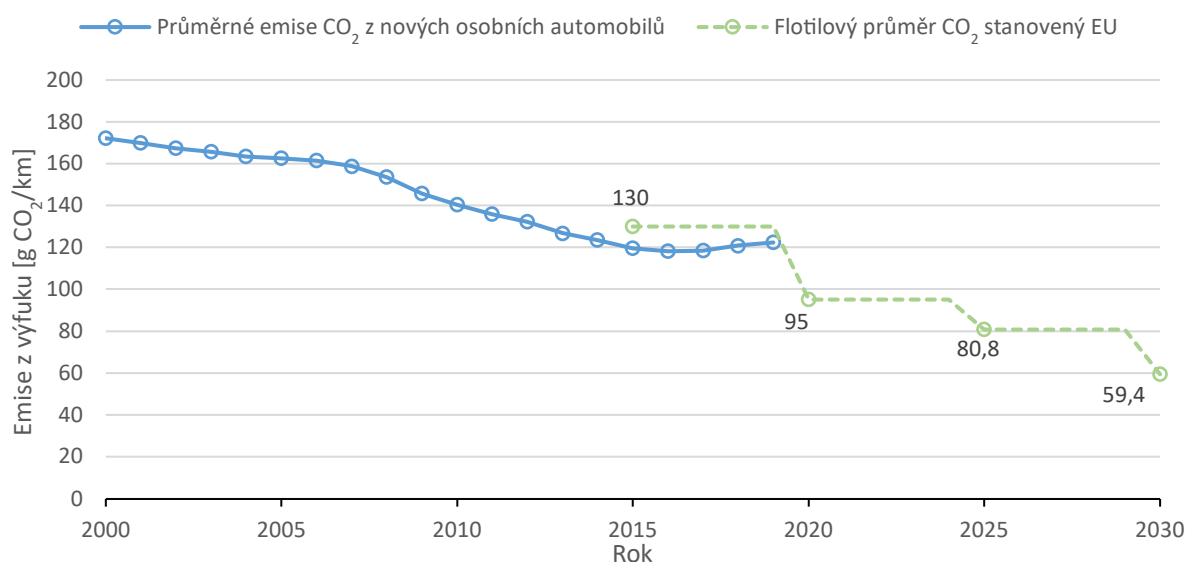


Obr. 1 Cesta EU k udržitelné hospodářské prosperitě a klimatické neutralitě [4]

Největším zdrojem emisí skleníkových plynů je spalování fosilních paliv, které společně s jinými emisemi než CO₂ v energetickém systému tvoří více než 75 %. Další významnou složku představují emise CO₂ z průmyslu a jiné než CO₂ ze zemědělství a odpadu. Snížení emisí na vytyčené cíle je možné dosáhnout např. využitím obnovitelných zdrojů. [4]

Regulace výfukových plynů je důležitá zejména kvůli produkci škodlivých plynů (emisí) a skleníkových plynů. Mezi tyto škodlivé plyny patří oxidy dusíku (NO_x), nespálené uhlovodíky (HC) a oxid uhelnatý (CO). Tyto plyny způsobují škodlivé účinky na živé organismy (otrava, mutace, karcinogenní účinky apod.) a je snahou tyto emise zcela minimalizovat. Mezi skleníkové plyny patří oxid uhličitý (CO_2), který je nedýchatelný, nebo methan. U emisí jiných než CO_2 je pro přepočítání na skleníkové plyny používán tzv. CO_2 ekvivalent, jehož jednotkou je jedna molekula CO_2 . Produkce oxidu uhličitého v souvislosti s lidskou činností je natolik vysoká, že přesahuje množství, které dokážou absorbovat rostliny a vrstva oxidu uhličitého v atmosféře narůstá. To znemožňuje proniknutí tepla ze Země, čímž se zvyšuje celková průměrná teplota, a to vede ke globálnímu oteplování. [2]

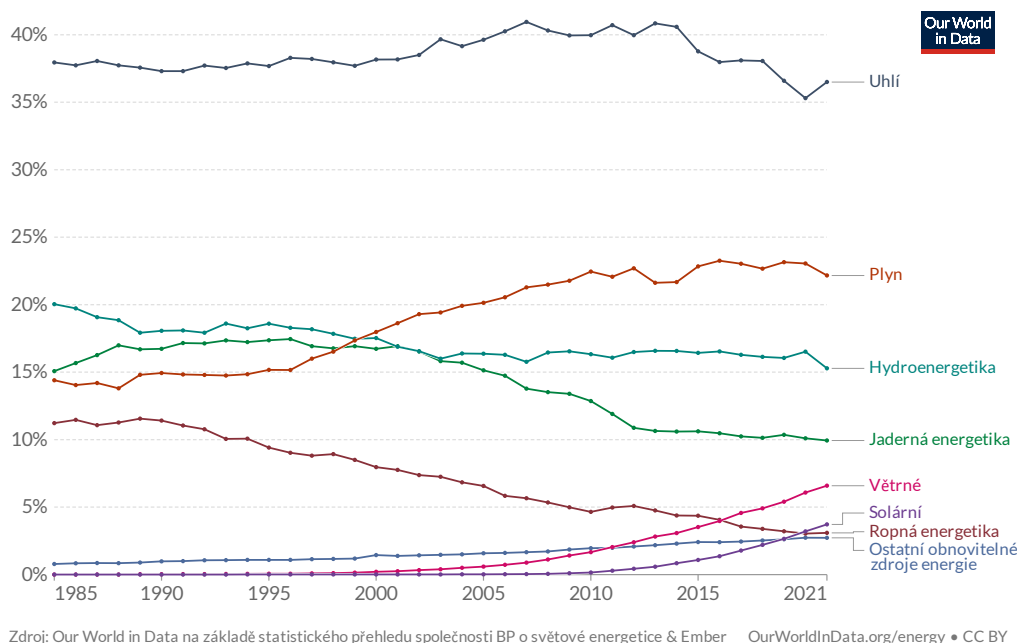
Tento problém je řešen legislativně. Například v Evropě se postupně zpřísňují limity Euro 1–6. V posledních letech došlo ke značnému snížení emisí, zejména zdokonalením procesů konvenčních pístových spalovacích motorů [2]. Cílem Evropské unie je být do roku 2050 klimaticky neutrální, a tedy snížit emise skleníkových plynů na nulu. Současný cíl do roku 2030 je snížení alespoň na 40 % [4].



Obr. 2 Průměrné emise oxidu uhličitého z nových osobních automobilů [5]

Stávající norma EURO 6 stanovuje limit flotilového průměru emisí 95 g CO_2/km (viz obr. 2). Od roku 2025 je plánováno zavedení normy EURO 7, která stanovuje snížení emisí o 15 % pro auta i dodávky, a od roku 2030 o 37,5 % pro auta a 31 % pro dodávky [6]. Vzhledem k již téměř dokonalému procesu spalování v rámci současné technologie konvenčních spalovacích motorů již nelze těchto cílů dosáhnout. Z toho důvodu většina automobilových výrobců přechází na elektromobilitu. Jelikož elektromotory jsou velice tiché a neprodukují výfukové plyny, jeví se jako řešení současné situace. Avšak z jiného pohledu je tím problém produkce emisí oxidu uhličitého pouze vytěsňen. Celosvětově je totiž elektrická energie nejvíce vyráběna v uhelných elektrárnách a vodík je vyráběn téměř výhradně ze zemního plynu, ropy a benzínu. Produkce emisí CO_2 je tedy pouze přesunuta do místa výroby [2]. Hlavním faktorem pro snížení skleníkových plynů a budoucnost elektromobilů jsou tedy spíše elektrárny, které elektrickou energii vyrábí [7].

Na obr. 3 je možné vidět procentuální zastoupení jednotlivých zdrojů výroby elektrické energie. Je zřejmé, že v roce 2021 mají stále největší zastoupení uhelné elektrárny.



Obr. 3 Podíl výroby elektřiny ve světě podle zdroje [8]

I přes značný pokrok ve výzkumu a vývoji elektromobility a dotacím se stále nedaří elektromobily dostatečně komercializovat. Důvodem je zejména vysoká cena a omezený dojezd ve srovnání s automobily se spalovacím motorem [9]. Hustota dosažitelné energie z baterie je totiž mnohem nižší než při spalování paliv jako je benzin nebo nafta [2]. Vysoká cena bateriemi poháněného elektromobilu je způsobena zejména cenou samotné baterie, která je i poměrně objemná a těžká [10].

Momentálním řešením problému jsou prodlužovače dojezdu, anglicky *range extender* (RE), jelikož zvyšují dojezd elektromobilu bez nutnosti zdokonalení technologie úložiště baterie [7]. Prodlužovač dojezdu funguje na principu přeměny mechanické energie na elektrickou pro dobíjení baterie elektromobilu [10]. Dá se říci, že prodlužovače dojezdu a obecně hybridní pohony jsou pouze mezifází přechodu ze spalovacích motorů, anglicky *internal combustion engine* (ICE), na plně elektrický pohon [3] [7]. Umožňují splnění legislativních požadavků v požadovaném termínu, zmírňují obavy zákazníků z malého dojezdu a dávají prostor pro samotný vývoj baterií, které jsou poměrně těžké a pro požadovaný dojezd je jich potřeba velké množství.

Dále také umožňují plné využití výhod elektromotoru, tedy zmíněný bezemisní nehlukný městský provoz a rekuperaci energie s výhodami spalovacího motoru, tedy vysokou hustotu výkonu [3] [11]. Pozitiva snižování spotřeby paliva jsou částečně negována skutečností, že hybridní vozidla jsou přibližně o 10 % až 30 % těžší než vozidla se spalovacím motorem [11].

1.1 HISTORIE

Myšlenka elektromobility byla rozvíjena již v minulosti. Zásluhy za vynález prvního elektromobilu jsou připisovány několika vynálezům, jelikož není jisté, kdo byl skutečně první [12]. O prvenství se dělí přestavěná tříkolka Hillman Sociable, kterou v roce 1881 vytvořil ve Francii M. Raffard [13] a elektrická tříkolka, kterou sestrojil ve stejném roce Francouz Gustave Trouvé [14] a představil ji na mezinárodní výstavě v Paříži [15].

Historii elektromobilů lze obecně rozdělit do tří etap: 1. etapa (1890–1929), kdy měly elektromobily dokonce mezi lety 1895 a 1905 hlavní zastoupení na trhu vozidel, 2. etapa (1930–1989) a 3. etapa (1990–současnost). Během 3. etapy byly motory v letech 1992–2005 zejména asynchronní a od roku 2005 hlavně synchronní [2] [13]. Cílem 3. etapy, mezi lety 1992 až 2005, bylo zařazení elektrických vozidel do sériové výroby (např. PSA–Peugeot, Citroen, GM–EV1). V současnosti je ale cílem zejména zmíněné snížení produkce emisí CO₂ do ovzduší vyžadované přísnými limity [2].

1.1.1 PRVNÍ HYBRIDNÍ VOZIDLO SE SÉRIOVÝM USPOŘÁDÁNÍM

Poprvé byl hybridní elektrický pohon úspěšně aplikován v prototypu Lohner-Porsche Mixte Ferdinandem Porsche v roce 1901 [1] [3], kterému předcházelo hybridní vozidlo Lohner-Porsche Semper Vivus z předchozího roku [12] [16] [17]. Prototyp Mixte obsahoval benzinový spalovací motor, který poháněl dynamo, a to následně elektromotory uložené v nábojích kol. Dynamo sloužilo k tomu, aby případně dodalo vozu výkon navíc. Jednalo se o sériový hybrid, který je používán i v současnosti s již zlepšeným výkonem a úsporou paliva [3] [18]. Tento prototyp byl zároveň prvním vozidlem s pohonem všech kol [10].

Ačkoliv se nejednalo o první vozidlo s hybridním elektrickým pohonem, to je přisuzováno paralelnímu hybridu od firmy Pieper [14], prototyp Mixte byl v koncepci nejdále a položil tak základy ostatním průkopníkům, na něž navázali další výrobci [13]. S výrazným zdokonalením technologie spalovacích motorů byla ovšem hybridní vozidla a také vozidla na elektrický pohon vytlačena z trhu [1]. Hlavními důvody byly zejména nedostatečný výkon a vysoká dostupnost benzínu. V Americe k důvodům přispělo i propojení velkých měst a potřeba automobilů na delší vzdálenosti [15]. Emise a spotřeba paliva dříve nebyly rozhodujícími faktory. V minulosti byla často prodávána jako vozidla vhodná pro ženy, a to díky tichému chodu a snadnému řízení bez potřeby změny převodů [12] [14] [15].

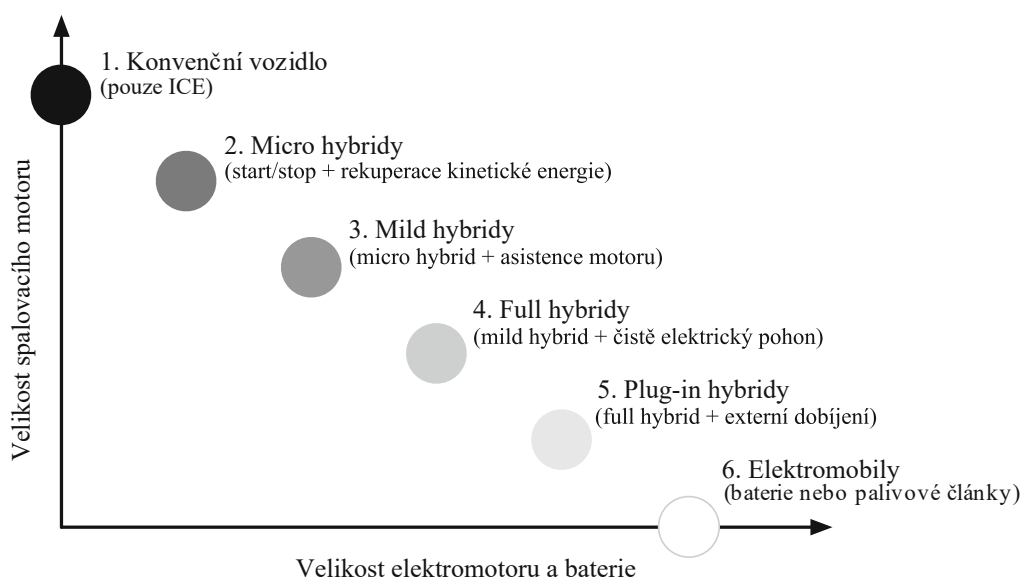
Koncept hybridních vozidel se vrátil téměř o 100 let později s ohledem na potřebu snižování emisí. Mezi první úspěšná sériová hybridní vozidla patří např. Toyota Prius (1997) nebo Honda Insight (1999). Významnou podporu v oblasti elektrifikace také zajistily vlády, např. americké partnerství pro generaci vozidel (Partnership for a New Generation of Vehicles), na němž se podílely společnosti jako DaimlerChrysler, Ford Motor Company a General Motors Corporation [1] [3].

1.1.2 PRVNÍ HYBRIDNÍ VOZIDLO S PARALELNÍM USPOŘÁDÁNÍM

Společnost Woods Motor vyrobila v roce 1915 první hybridní vozidlo s paralelním uspořádáním s názvem Dual Power. Vozidlo nebylo příliš úspěšné, jelikož dosahovalo maximální rychlosti pouze 55 km/h a bylo náročné na servis [15] [18].

1.2 ROZDĚLENÍ PODLE STUPNĚ HYBRIDIZACE

Rozdělení vozidel dle *obr. 4* ukazuje trend zvyšující se elektrifikace, kde finálním stupněm je čistě elektrické vozidlo poháněné bateriemi, anglicky *battery electric vehicle* (BEV), nebo vodíkovými palivovými články, anglicky *fuel cell electric vehicle* (FCEV). [1]



Obr. 4 Rozdělení hybridních vozidel podle stupně hybridizace [1]

1.2.1 MICRO HYBRID (MHD)

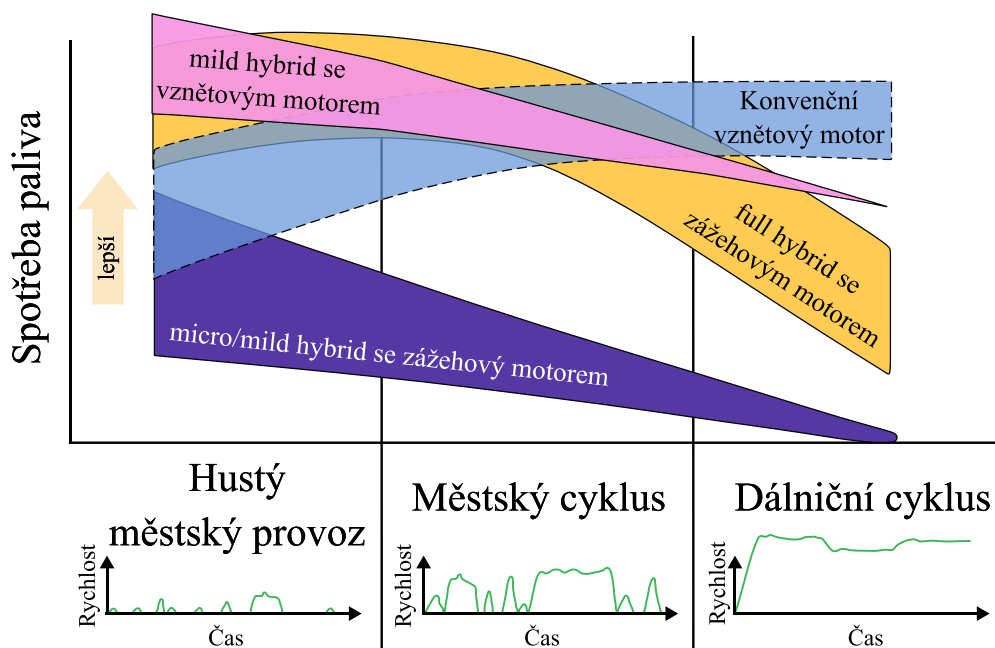
Jedná se o hnací ústrojí s malým elektromotorem v podobě integrovaného startéru/generátoru, které nevyžaduje baterii s velkou kapacitou ani příliš výkonnou elektroniku [11] [19]. V tomto nejjednodušším stupni hybridizace neslouží elektromotor k přímému pohonu vozidla [2]. Elektřina je vyráběna primárně při brzdění motorem (tedy rekuperací), nikoliv při zrychlování. Za micro hybrid je často označován také tzv. start-stop systém. Tato funkce je dostupná i ve vozidlech, která nemají hybridní elektrický pohon. Start-stop systém slouží k vypnutí motoru při úplném zastavení vozidla a následně nastartování motoru při rozjezdu, čímž dochází ke zkrácení doby volnoběhu, a tedy i snížení spotřeby paliva a emisí. To je vhodné zejména pro vozidla používaná v městském provozu [1] [19]. V případě použití tohoto systému je spotřeba paliva snížena v závislosti na jízdním cyklu o 3 % až 6 % [2] (viz *obr. 5*). Elektromotor pracuje s napětím do 12 V a po celou dobu jízdy slouží k pohonu pouze spalovací motor [2]. Stupeň hybridizace závisí na výkonu dodávaném spalovacím motorem a elektromotorem. Jedná se o poměr výkonu dodávaného elektromotorem k celkovému výkonu hybridního vozidla. U micro hybridu je stupeň hybridizace do 5 % [19] [20].

Snížení spotřeby paliva je silně závislé na jízdním cyklu. Na *obr. 5* je znázorněno srovnání různých typů hybridů (micro hybrid, mild hybrid a full hybrid) na různých typech jízdního cyklu. Lze vidět, že pro městský cyklus jsou velmi výhodné micro a mild hybridy. Nicméně jejich účinnost se u mimoměstského a dálničního cyklu zhoršuje. Full hybridy jsou

při městském cyklu ještě výhodnější než micro a mild hybridy, a také než vozidla s konvenčním vznětovým motorem. U městského cyklu je ale třeba vzít v potaz rozdíly mezi normalizovanými cykly v USA, Evropě a Japonsku. V mimoměstském cyklu nemá hybridní pohon oproti konvenčnímu pohonu se vznětovým motorem prakticky žádné výhody a při dálničním cyklu je vznětový motor výrazně lepší než hybridní pohon. [2]

1.2.2 MILD HYBRID (MHEV)

Mild hybrid je velmi podobný micro hybridu, jelikož také zajišťuje funkci start-stop. Oproti micro hybridu se navíc podílí na pohonu při akceleraci [11]. Stále se ale nejedná o čistě elektrický pohon [1]. Umožňuje rekuperaci brzděné energie, která je přeměněna na elektrickou energii a následně je uložena do akumulátoru. Elektromotor je v porovnání s micro hybridem větší a pracuje s napětím 44 V až 144 V [2]. Snížení spotřeby paliva se v případě použití tohoto systému pohybuje mezi 10 % až 20 % [2] v závislosti na jízdním cyklu ve srovnání s nehybridním systémem (viz obr. 5) [19].



Obr. 5 Vliv jízdního cyklu na spotřebu paliva při použití různých typů hybridů ve srovnání s konvenčním vznětovým motorem [2]

1.2.3 FULL HYBRID (HEV)

U tohoto stupně hybridizace jsou baterie značně větší a spalovací motor značně menší než u micro nebo mild hybridu a elektromotor pracuje s napětím do 250 V. Spotřeba paliva je v závislosti na jízdním cyklu snížena o 30 % až 40 % [2] ve srovnání s nehybridním systémem (viz obr. 5). Full hybrid se dále dělí podle konceptu použití. Vozidlo může jet pouze na elektřinu, pouze spalovacím motorem nebo v režimu děliče výkonu (tzv. *Power split*), tedy kombinací, která je nejčastější [1] [2]. Oproti předešlým umožňuje navíc čistě elektrický pohon, a potřebuje tedy vyšší úroveň elektrického výkonu elektromotoru [11].

1.2.4 PLUG-IN HYBRID (PHEV)

Na rozdíl od ostatních systémů je možné nabíjet baterii externě, nikoliv pouze rekuperací nebo dobíjením spalovacím motorem, kterou tento systém také umožňuje. Z tohoto důvodu mají baterie větší kapacitu [2]. Konfigurace a funkce jsou obdobné jako u full hybridů, opět s rozdílem většího elektromotoru a baterie, a naopak menšího spalovacího motoru [19]. Při vybití baterie dojde k zapnutí běžného motoru [20].

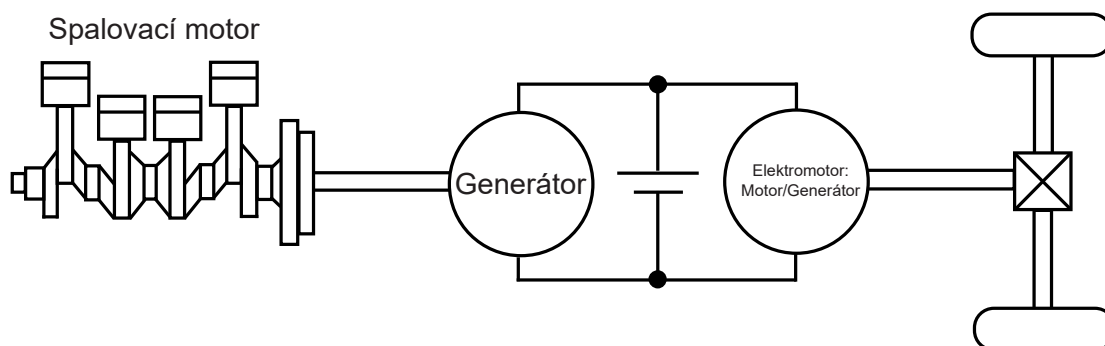
1.3 ROZDĚLENÍ PODLE TOKU VÝKONU

1.3.1 SÉRIOVÉ USPOŘÁDÁNÍ

Vozidlo je poháněno pouze elektromotorem, případně více elektromotory, které dodávají elektřinu z baterie nebo z generátoru poháněného spalovacím motorem [11]. Elektrická energie vyráběná generátorem se dá sčítat s energií z baterie, anglicky *rechargeable energy storage system* (RESS), jelikož jednotlivé komponenty jsou uspořádány za sebou, tedy do série [1] [3].

Výhodou tohoto uspořádání (viz obr. 6) je, že vyžaduje pouze elektrické připojení mezi hlavními zařízeními pro převod energie, což výrazně zjednodušuje konstrukci vozidla. Další výhodou nemechanického připojení motoru od kol je to, že spalovací motor může být umístěn kdekoli v vozidle a lze jej řídit nezávisle na výkonu vozidla. To umožňuje motoru pracovat v oblasti jeho nejvyšší účinnosti bez nutnosti ideální křivky točivého momentu. Naopak nevýhodou je dvojnásobná ztráta energie způsobující ztráty, které jsou často větší než při mechanickém spojení. [11] [19]

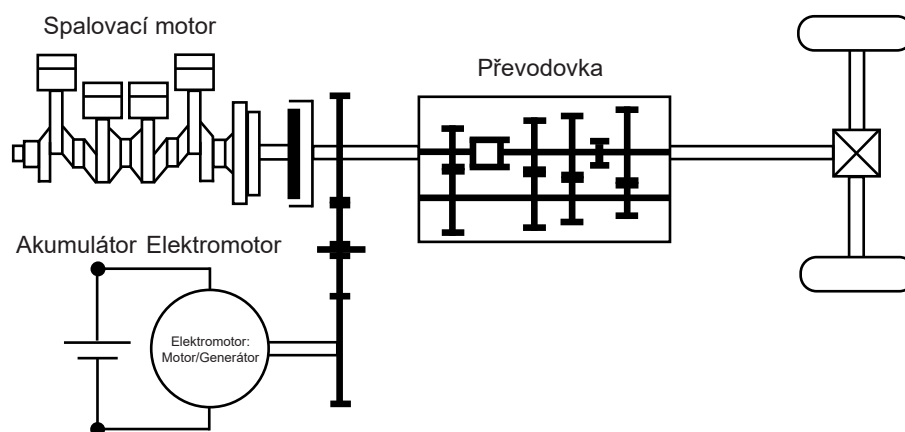
Mechanická účinnost mezi spalovacím motorem a hnanou nápravou se pohybuje v rozmezí 0,8 % až 0,96 % [10], což je výrazně více než účinnost elektrické cesty přes generátor a měnič do elektromotoru. K provozu jsou často nutné velmi výkonné, a tedy i drahé baterie, jelikož je potřeba, aby motor produkoval minimálně 50 % z požadovaného celkového výkonu [19]. Typickým příkladem tohoto nejjednoduššího uspořádání hybridu je Chevrolet Volt [12].



Obr. 6 Schéma sériového uspořádání hybridního pohonu [3]

1.3.2 PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ

U paralelního uspořádání dodává hnací sílu motor a elektromotor (jeden nebo více) nezávisle na sobě nebo společně v kombinaci (viz *obr. 7*). Spalovací motor a elektromotor jsou spojeny mechanicky s převodovkou přípojevacím prostředkem (ozubenými koly, řemenem nebo řetězem) a sčítání výkonu je tedy mechanické. Elektromotor slouží k navýšení výkonu jak celkového, tak pouze při zrychlení. Motor je obvykle při volnoběhu vypnut. Výhodou je, že oba stroje mohou být tedy dimenzovány pouze na část maximálního výkonu. Nevýhodou mechanického spojení je nutnost spojky. V režimu pohonu pouze spalovacím motorem nedochází ke zhoršení provozu ve srovnání s normálním provozem vozidla. Tento typ uspořádání je využíván u Micro Hybridu. Elektromotory používané při paralelním uspořádání jsou méně výkonné než při sériovém, jelikož jimi neprochází veškerý mechanický výkon. Otáčky spalovacího motoru jsou vázány přes převodovku na rychlost vozidla, a provozní podmínky tedy nejde volně určovat jako u sériového uspořádání. Elektromotor může být použit během startu jako zdroj při volnoběhu a u rozjezdů v závislosti na výkonu elektromotoru. Možnost řízení pouze spalovacím motorem rovněž umožňuje přejít na tuto variantu pouze v neefektivnějším bodě pro řízení. Další funkcí je využití elektromotoru jako generátoru, který je napájen buď rekuperačním brzděním, nebo spalovacím motorem. Příkladem tohoto uspořádání je Honda Insight. [1] [3] [11] [12] [19]

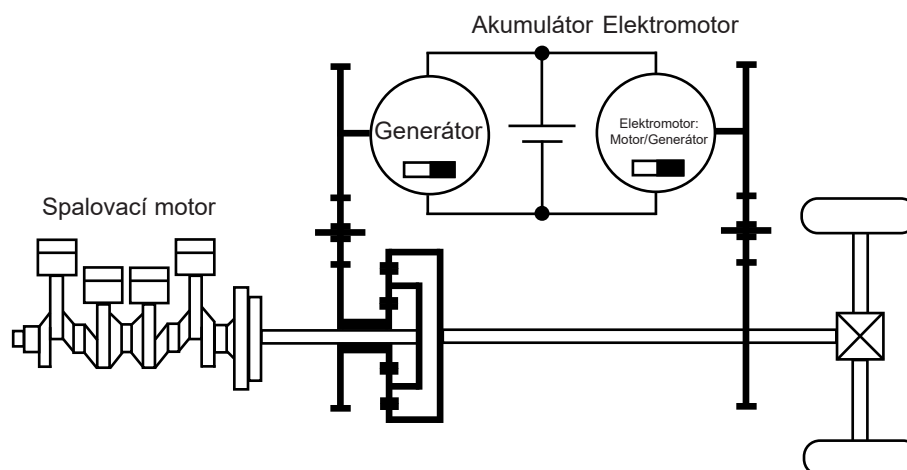


Obr. 7 Schéma paralelního uspořádání hybridního pohonu [3]

1.3.3 KOMBINOVANÉ USPOŘÁDÁNÍ

Kombinované uspořádání znázorněné na *obr. 8* vzniklo v důsledku řešení nevýhod paralelního a sériového uspořádání [3]. Minimalizuje nevýhodu dvojí přeměny energie typickou pro paralelní zapojení tím, že se jedná pouze o část toku energie, díky čemuž se snižují i celkové ztráty [1]. Jedná se o kombinaci sériového a paralelního uspořádání, které převažuje [11]. Oproti sériovému hybridu obsahuje navíc mechanické propojení a oproti paralelnímu zapojení má navíc další generátor [12]. Je zde tedy přítomna mechanická i elektrická vazba a obsahuje dva různé elektrické zdroje. Jeden elektrický zdroj je používán stejně jako u paralelního zapojení, tedy buď jako hlavní pohon nebo při rekuperačním brzdění. Druhý elektrický stroj funguje stejně jako generátor používaný v sériovém zapojení, tedy jako start-stop systém nebo k nabíjení akumulátoru spalovacím motorem [11].

Při sepnutí nebo rozepnutí jedné, případně dvou spojek umožňuje měnit konfiguraci hnacího ústrojí mezi sériovým a paralelním zapojením a přizpůsobit se tak nejvhodnějšímu režimu pro daný provoz. Jelikož toto uspořádání může být provedeno různými způsoby, jedná o velice flexibilní uspořádání. [1]



Obr. 8 Schéma kombinovaného uspořádání hybridního pohonu [3]

DĚLENÍ VÝKONU (POWER SPLIT)

Jedná se v podstatě o podkategorii kombinovaného uspořádání. Zařízení pro větvení výkonu, nejčastěji planetová převodovka nebo diferenciál, je připojeno ke spalovacímu motoru a dvěma elektrickým strojům. Tok výkonu spalovacího motoru a elektrických strojů vede ke kolu po různých cestách mechanicky nebo elektricky. Tím pádem kombinuje sériový a paralelní provoz. [1] [3]

1.3.4 KOMPLEXNÍ USPOŘÁDÁNÍ

Do této kategorie spadají nově zavedené koncepty, které nelze přiřadit do žádné ze tří základních kategorií. Toto uspořádání je velice podobné sériově-paralelnímu zapojení, které je již samo o sobě poměrně komplexní. [21]

Hlavní rozdílem je to, že komplexní uspořádání má obousměrný tok výkonu, zatímco sériově-paralelní zapojení pouze jednosměrný [12]. Obousměrný tok umožňuje mnoho provozních režimů. Výhodný je např. provoz se třemi hnacími silami, tedy dvěma elektromotory a spalovacím motorem. Nevýhodou je, stejně jako u sériově-paralelního zapojení, celková složitost systému a zejména cena [21]. Nové hybridy používají tento systém pro pohon dvou náprav, např. Toyota Prius [12].

2 PRODLUŽOVAČ DOJEZDU

Prodlužovače dojezdu vznikly v návaznosti na krátký dojezd elektromobilů, který je v porovnání s konvenčním automobilem se spalovacím motorem výrazně nižší [7]. Čistě elektrický pohon z baterie je nejvýhodnější u kompaktních vozů používaných v městských oblastech. Mimo tyto oblasti ale z důvodu omezeného dojezdu není příliš vhodný [2].

Prodlužovače dojezdu řeší současnou situaci vyplývající z potřeby snižování emisí CO₂. Dá se říci, že se jedná o mezistupeň přechodu na elektromobilitu. Baterie elektromobilu mají v současnosti omezenou energetickou hustotu, což způsobuje, že jsou těžké a drahé. Pro prodloužení dojezdu by bylo potřeba více baterií, čímž by se opět zvýšila hmotnost vozidla [9]. Malý dojezd se navíc dále snižuje při vytápění, klimatizaci a dalším používání elektroniky vozidla, jelikož spotřebovaná energie pochází z baterie [22].

Z tohoto důvodu je souběžně s vývojem palivových článků a baterií snaha o implementaci malých spalovacích motorů v podobě prodlužovačů dojezdu do současných elektromobilů [7], od jejichž koupě často odrazuje zákazníka právě omezený dojezd [9].

2.1 DRUHY PRODLUŽOVAČŮ DOJEZDU

Prodlužovač dojezdu, nazývaný také pomocná pohonná jednotka, anglicky *auxiliary power unit* (APU), je složen z motoru, který je mechanicky propojen s generátorem. Toto sestavení je stěžejní u sériových hybridů. Motor je nejčastěji pístový spalovací se dvěma nebo třemi válci. Další koncepcí motoru mohou být i motory s krouživým pohybem pístu, plynové turbíny či Stirlingův nebo Wankelův motor. [2] [11]

Konstrukce prodlužovače dojezdu je totožná se sériovým hybridem, ale liší se v účelu. Hlavní rozdíl je ten, že u sériového hybridu je spalovací motor ve funkci při běžném provozu, aby generoval elektrickou energii a dobíjel tak baterii, zatímco u prodlužovače dojezdu je spalovací motor ve funkci pouze v případě daného stavu vybití baterie a v ostatních stavech je vozidlo provozováno v čistě elektrickém režimu. [23]

Prodlužovače dojezdu jsou nejčastěji malé spalovací motory, které fungují jako generátory elektriny a používají se pouze pro zvětšení dojezdu ve zvláštních situacích, nikoliv primárně pro dobíjení akumulátoru při každodenním použití. [7] [9]

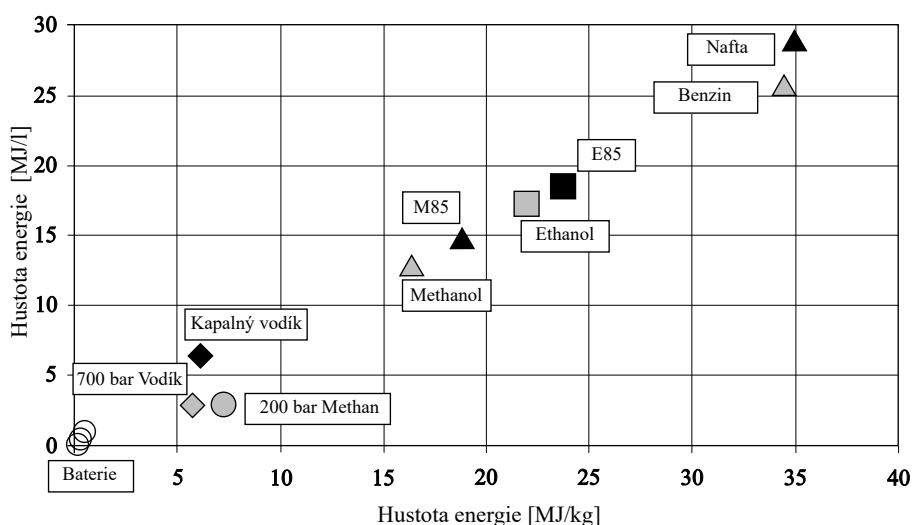
Jak již bylo zmíněno, prodlužovač dojezdu může být mnoha typů, např. Wankelův motor s krouživým pohybem pístu, který je vhodný zejména díky své nízké hmotnosti a dobrým akustickým vlastnostem v porovnání s pístovými [22]. Koncept prodlužovače dojezdu tohoto typu vyvíjí např. Mazda do modelu MX-30 (viz kapitola 2.5.5) [24]. Dále může být použit např. Stirlingův motor, parní motor, plynová turbína, motory s volnými písty (motor bez výstupní klikové hřídele), nebo i palivové články [10]. Nejčastěji se ale jedná o zmíněný konvenční pístový spalovací motor [22].

Hlavními částmi prodlužovače dojezdu s pístovým spalovacím motorem jsou spalovací motor, startér/generátor a výkonový elektronický měnič. Startér/generátor je používán jako startér při startování motoru a po zbytek provozu plní funkci generátoru a mění tedy mechanickou energii na elektrickou. Výkonový elektronický měnič propojuje generátor se sběrníci akumulátorů (baterií), čímž dodává vozidlu elektrickou energii. [9]

Tyto motory jsou navrženy pro provoz pouze v úzkém spektru otáček, jelikož jejich otáčky nesouvisí s rychlostí vozidla, což umožňuje maximalizovat účinnost. [9] [11]

Alternativou koncepce prodlužovače dojezdu mohou být také zmíněné vzduchem chlazené palivové články, jelikož mají vysokou účinnost a nulové emise (v místě provozu) v porovnání se spalovacími motory. Zároveň mají tichý chod bez vibrací, a není tedy potřeba omezovat úroveň výkonu pro minimalizaci hluku nebo vypínat motor při nízkých rychlostech. Palivové články také snižují ztráty při nabíjení a vybíjení baterie a DC/DC měniče. V porovnání se spalovacím motorem spotřebují až o 40 % méně energie k ujetí stejné vzdálenosti. Vodíkové palivové články mají sice nulové emise CO₂ od nádrže ke kolu (tzv. *tank to wheel*), nicméně od zdroje ke kolu (tzv. *well to wheel*) nulové emise nemají. Většina vodíku v Evropě je totiž vyráběna v elektrárnách parním reformováním metanu, anglicky *steam methane reforming* (SMR), což je proces spalování fosilního paliva, při jehož výrobě a distribuci vznikají také emise CO₂. Tento proces lze nahradit výrobou vodíku s použitím obnovitelných zdrojů pomocí elektřiny z větrných elektráren elektrolyzou vody. Při výrobě vodíku pomocí SMR jsou emise od zdroje ke kolu oproti spalovacímu motoru až o 24 % nižší a při výrobě pomocí větrné energie až o 67 % nižší. [25]

Na obr. 9 je znázorněna hustota energie pro různá paliva v okamžiku, kdy jsou již uložena v nádrži vozidla. Účinnost vodíku od zdroje k nádrži (tzv. *well to tank*) je oproti účinnosti elektřiny velmi nízká, jelikož je potřeba přeměna energie, což způsobuje ztráty. Účinnost elektřiny od nádrže ke kolu je mnohonásobně vyšší než jakéhokoliv spalovacího motoru, což je způsobeno částečně omezeními danými Carnotovým cyklem u všech tepelných motorů. [17]



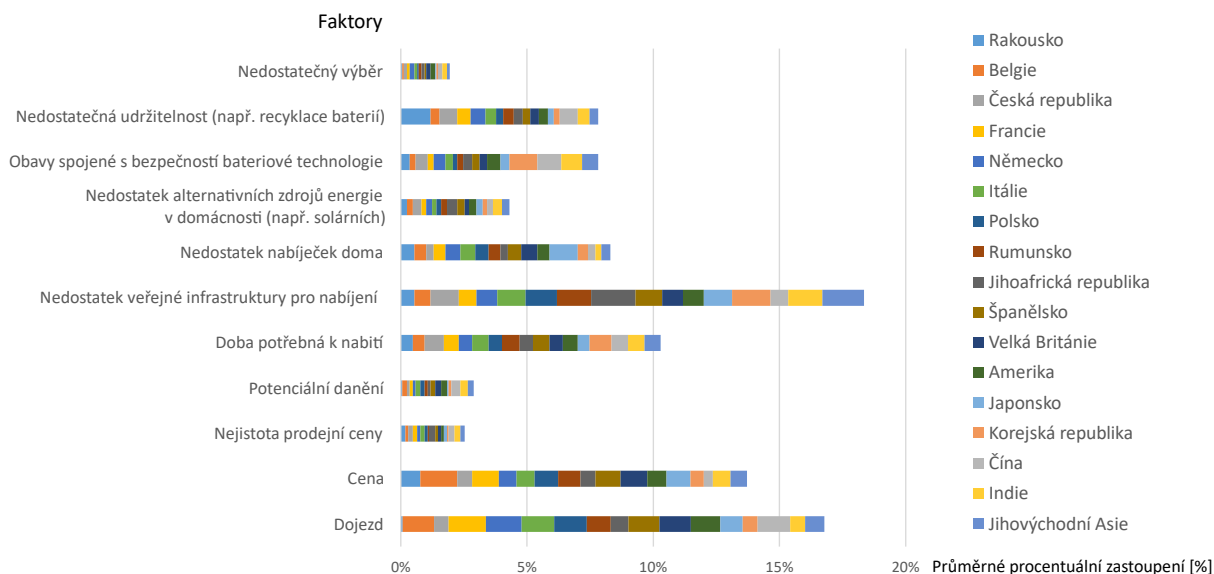
Obr. 9 Hustota energie různých paliv [17]

2.2 MOTIVACE ZÁKAZNÍKA KE KOUPI ELEKTROMOBILU

V tab. 1 níže je možné vidět data pro rok 2022 uvádějící hlavní důvody ovlivňující zákazníka ke koupi bateriemi poháněného elektromobilu. Tato data byla pro lepší čitelnost znázorněna v grafu (viz obr. 10). Kromě omezeného dojezdu je pro zákazníky také stěžejní vybudování infrastruktury pro dostatek veřejných nabíjecích stanic. [26] [27]

Tab. 1 Obavy zákazníků pro pořízení bateriemi poháněného elektromobilu [26] [27]

Země	Dojezd	Cena	Nejistota prodejní ceny	Potenciální danění	Doba potřebná k nabití	Nedostatek veřejné infrastruktury pro nabíjení	Nedostatek nabíječek doma	Nedostatek alternativních zdrojů energie v domácnosti (např. solárních)	Obavy spojené s bezpečností bateriové technologie	Nedostatečná udržitelnost (např. výroba/recyklace baterií)	Nedostatečný výběr
Rakousko	21%	13%	3%	1%	8%	9%	9%	4%	6%	20%	1%
Belgie	21%	25%	2%	3%	8%	11%	8%	4%	4%	6%	1%
Česká republika	10%	10%	3%	2%	13%	19%	5%	6%	8%	12%	2%
Francie	25%	18%	3%	2%	10%	12%	8%	3%	4%	9%	2%
Německo	24%	12%	2%	2%	9%	14%	10%	4%	8%	10%	3%
Itálie	22%	12%	3%	3%	11%	19%	10%	3%	5%	7%	2%
Polsko	22%	16%	2%	3%	9%	21%	9%	3%	3%	5%	1%
Rumunsko	16%	15%	1%	2%	12%	23%	8%	4%	4%	7%	2%
Jihoafrická republika	12%	10%	4%	2%	9%	30%	5%	7%	6%	6%	2%
Španělsko	21%	17%	2%	3%	11%	18%	9%	5%	5%	5%	1%
Velká Británie	21%	18%	2%	4%	9%	14%	11%	3%	5%	6%	3%
Amerika	20%	13%	2%	4%	10%	14%	8%	5%	9%	6%	3%
Japonsko	15%	16%	2%	1%	8%	19%	19%	4%	6%	4%	1%
Korejská republika	10%	9%	1%	2%	15%	26%	7%	3%	19%	4%	1%
Čína	22%	6%	4%	6%	11%	12%	5%	4%	16%	12%	3%
Indie	10%	12%	4%	5%	11%	23%	4%	6%	14%	8%	3%
Jihovýchodní Asie	13%	11%	3%	4%	11%	28%	6%	5%	11%	6%	2%

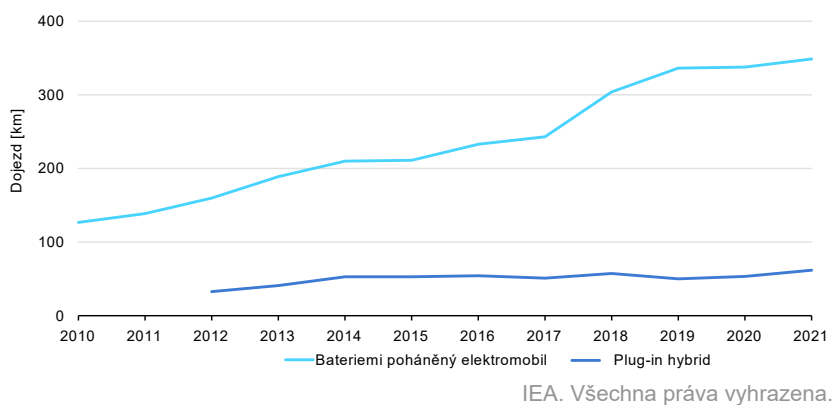


Obr. 10 Graf obav zákazníků pro pořízení bateriemi poháněného elektromobilu [26] [27]

V roce 2021 vzrostl zájem o koupi dalšího automobilu, a to v souvislosti s pandemií onemocnění Covid-19. Nejvýraznější dopad se projevil v Indii a Jihovýchodní Asii, kde zákazníci plánovali koupi dalšího vozidla, aby se vyhnuli cestování veřejnou dopravou [26] [27]. Zájem o elektromobily a hybridní automobily je v České republice v porovnání s ostatními zeměmi jeden z nejmenších [28]. Velkou roli v popularizaci elektromobility má Elon Musk se značkou Tesla.

Z odpovědí respondentů (viz obr. 10) je zřejmé, že motivace k pořízení elektromobilu je na prvním místě ovlivněna vybudováním dostatečné infrastruktury pro nabíjení elektrických vozidel [22]. Počet dobíjecích stanic pro elektromobily se stále zvyšuje, přesto se jedná o hlavní faktor odrazující od koupě elektromobilu.

Prodej elektromobilů stále roste. V roce 2021 vzrostl celosvětový počet prodejů elektromobilů na 6,6 milionů, což je dvojnásobek oproti předchozímu roku. Tento růst je dán více faktory, ale nejvíce je přisuzován politické podpoře a veřejným dotacím. Trend prodejů kopíruje nárůst dojezdu elektromobilů (viz obr. 11), který je částečně umožněn většími bateriemi. V roce 2021 přesáhl průměrný čistě elektrický dojezd plug-in hybridního vozidla (PHEV) poprvé hranici 60 km. [29]



Obr. 11 Vývoj průměrného dojezdu elektromobilu dle pohonu [29]

2.3 VÝHODY ELEKTROMOBILŮ S PRODLUŽOVAČEM DOJEZDU

Mimo primární funkci prodloužení dojezdu přináší prodlužovače dojezdu další výhody [9]:

- Zvýšení úspory paliva
 - Jelikož motor nemá přímou vazbu na rychlost jízdy, může tedy pracovat v optimálním režimu bez nutnosti ideální křivky točivého momentu.
 - Motor prodlužovače dojezdu dodává pouze průměrný výkon, jelikož trakční síla je primárně generována elektromotorem, zatímco konvenční motor musí pro dostatečnou trakční sílu dodávat určitý točivý moment [10].
- Plně elektrický režim provozu
 - Ve městech je vhodné provozovat vozidlo v plně elektrickém režimu z důvodu nízkého hluku a emisí.
- Palubní napájení
 - Během jízdy v terénu je vozidlo schopné výroby elektrické energie pro napájení vozidel (např. armádní vozidla).
 - Pohonná jednotka může být v závislosti na kapacitě použita jako stacionární generátor pro nouzové účely (např. napájení nemocnice).
- Flexibilita uspořádání vozidla
 - Jelikož spalovací motor není spojen s koly mechanicky, ale elektricky, může být zvětšen prostor pro posádku vozidla, nebo jiné změny oproti konvenčnímu automobilu.
- Snížení objemu motoru (tzv. *downsizing*)

- Jelikož baterie zajišťuje výkon pro krátké intervaly akcelerace místo spalovacího motoru, není potřeba velký motor, který by tyto výkony zajišťoval.
- Snížením velikosti motoru dojde i k výraznému snížení celkové hmotnosti vozidla, a tedy i lepší energetické účinnosti.

2.4 POŽADAVKY NA PRODLUŽOVAČE DOJEZDU

Na prodlužovače dojezdu je kladeno mnoho požadavků [10] [22] [17]. Ty se mírně liší podle požadavků jednotlivých výrobců. Níže jsou uvedeny obecné požadavky, které lze aplikovat na většinu prodlužovačů dojezdu.

- Malé rozměry konstrukce
- Nízká hmotnost motoru (přibližně do 50 kg bez generátoru)
- Nízká cena výroby a vývoje, nízké náklady na integraci do vozidla
- Vyrobitelnost
- Nízká spotřeba a emise
- Omezený rozsah výkonu (20 kW až 35 kW), jelikož maximálního výkonu je dosaženo při provozu čistě elektrickým pohonem
- Minimální vibrace a hluk
- Rychlý a snadný start
- Vysoká účinnost převodu energie
- Univerzálnost, aby byly použitelné do více vozidel
- Vysoká celková účinnost

Pro dané požadavky je optimální použití standardního čtyřdobého pístového spalovacího motoru s Ottovým cyklem. Z hlediska výkonu a ceny je optimální použití prodlužovače dojezdu s mechanickým spojením mezi spalovacím motorem a hnacími koly. [10]

2.4.1 AKUSTICKÉ

Akustika je jedním z nejzásadnějších parametrů při vývoji prodlužovače dojezdu elektromobilu, jelikož provoz elektromobilu je sám o sobě velice tichý [22] a při použití hlučného prodlužovače dojezdu by tuto výhodu ztratil [30].

Existují již koncepce, které výrazně zlepšují akustické vlastnosti prodlužovačů dojezdu, např. od společnosti FEV Europe GmbH (viz kapitola 2.5.3). Tyto akustické vlastnosti (hluk, vibrace a rázy), anglicky *noise, vibration and harshness* (NVH), je důležité vyřešit, jelikož také ovlivňují prodej vozidla. Zlepšení akustických vlastností prodlužovače dojezdu je možné pouze v rámci snížení hluku spalovacího motoru. Hluky způsobené větrem, kontaktem vozovky s pneumatikou a další zůstávají neměnné. Zvukový komfort cestujících elektromobilu je patrný při nízkých rychlostech. Z hlediska snižování hluku je vhodné zapnout prodlužovač dojezdu až při vysokých rychlostech, jelikož maskovací hluk je např. při dálničních rychlostech vysoký a dochází k přehlušení zvuků motoru ostatními zdroji hluku. Prodlužovač dojezdu tak může pracovat se svým jmenovitým výkonem. [22] [30]

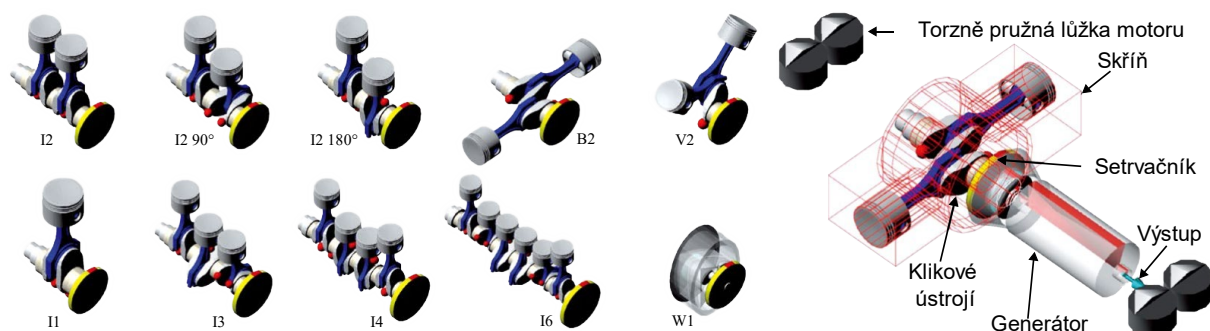
Volba koncepce motoru má na hlučnost zásadní vliv. Analýza hlučnosti zvuku šířeného konstrukcí, hluku sacího a výfukového systému spalovacích motorů použitelných jako

prodlužovače dojezdu provedená firmou FEV (viz *obr. 12* a *tab. 2*) ukazuje, že nejnižší produkci hladiny hluku v interiéru má šestiválcový a jednorotorový Wankelův motor [30]. Ačkoliv z hlediska hluku, vibrací a rázů jsou tedy tyto dva motory dle firmy FEV optimální, z hlediska velikosti nebo emisí již tak vhodné nejsou. Čistě z hlediska hluku a vibrací je optimální použití šestiválcového pístového spalovacího motoru, který se ale z důvodu rozměrů jako prodlužovač dojezdu nepoužívá.

Pro srovnání jednotlivých koncepcí byly firmou FEV zvoleny níže uvedené parametry [30]:

- Maximální rychlost 130 km/h
- Efektivní výkon 35 kW při jmenovitých otáčkách 6000 min⁻¹
- Celkový zdvihový objem 700 cm³ při středním efektivním tlaku 10 bar
- Všechny srovnávané spalovací motory jsou čtyřdobé zážehové

Zážehové motory mají oproti vznětovým nižší hlučnost a nižší potřebu dodatečného zpracování výfukových plynů. Naopak nevýhodou je vyšší měrná spotřeba paliva oproti vznětovým, což ale vzhledem k zmíněným výhodám nemění vhodnost pro použití jako prodlužovače dojezdu. [30]



Obr. 12 Srovnávané varianty ICE firmou FEV použitelné jako prodlužovač dojezdu [30] *Obr. 13* Simulační model varianty B2 [30]

Tab. 2 Přehled srovnávaných variant firmou FEV [30]

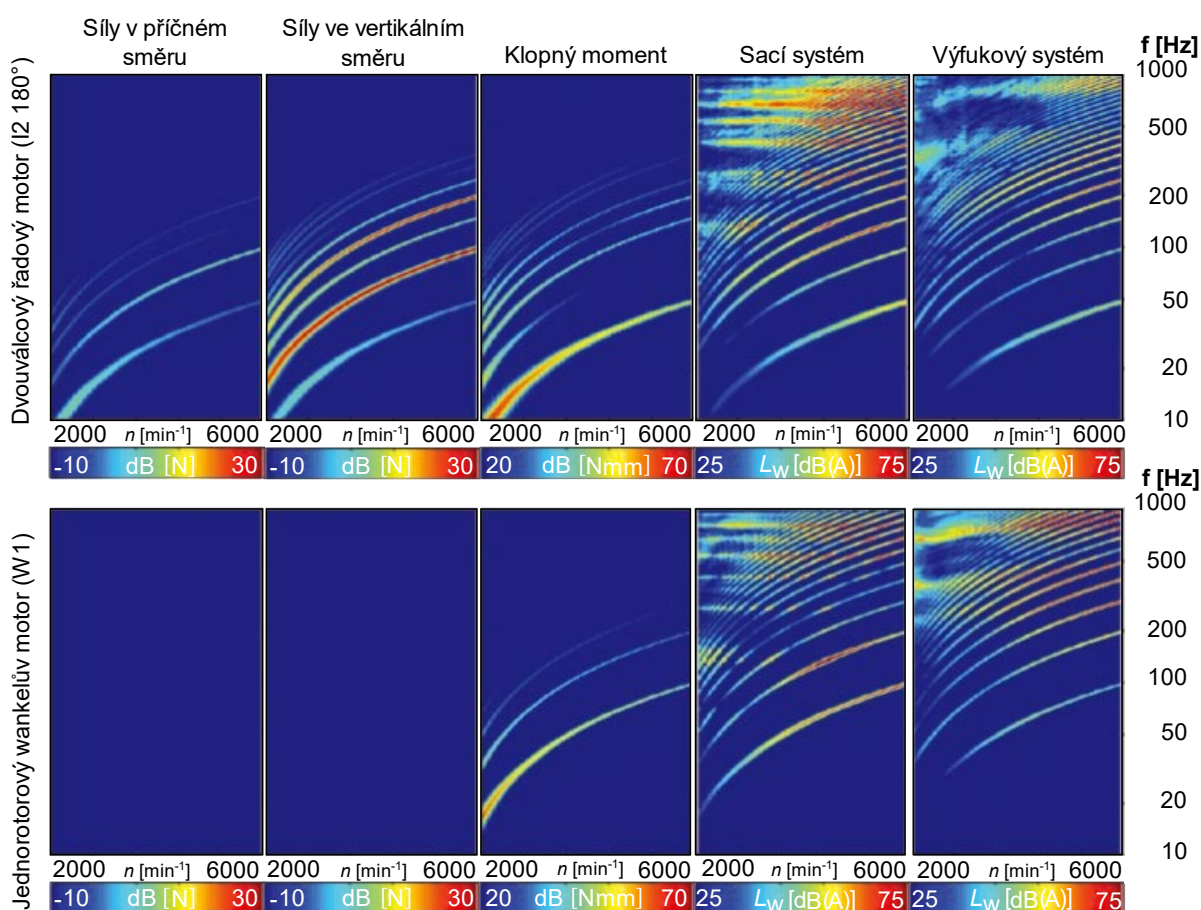
MOTOR	POČET VÁLCŮ	ÚHEL VÁLCŮ	ÚHEL ZALOMENÍ	INTERVAL ZAPALOVÁNÍ
I1	1	–	–	720°
I2	2	–	0°	360°
I2 180°	2	–	180°	180°/540°
I2 90°	2	–	90°	270°/450°
V2	2	90°	0°	270°/450°
B2	2	180°	180°	360°
I3	3	–	120°	240°
I4	4	–	180°	180°
I6	6	–	120°	120°
W1	1 rotor (Wankelův)	–	–	360°

Prodlužovač dojezdu nemá střední točivý moment, který by musel být zachycován uložením motoru. Spalovací motor a generátor si vzájemně zachycují střední točivý moment ve společné skříni. Točivý moment vede ke vzniku reakčního klopného momentu prodlužovače dojezdu kolem osy klikové hřídele, vlivem působení plynů a setrvačných sil. Pro zabránění přenosu

buzení od tohoto klopného pohybu na karoserii vozidla se používají torzně pružná lůžka motoru, která jsou umístěna v ose klikové hřídele [30]. Toto netradiční uspořádání je znázorněno na *obr. 13*. Zdrojem vibrací přenášených do konstrukce karoserie vozidla jsou dynamická zatížení, způsobená setrvačnými silami posuvných částí motoru a kolísáním točivého momentu, a setrvačné účinky pohonné jednotky způsobené jízdou (např. zatačením nebo přejezdem nerovnosti). [31]

Z hlediska NVH musí být při montáži prodlužovače dojezdu do elektromobilu zváženy všechny možné cesty přenosu (buzení od struktury a vzduchu, tzv. *structure borne and airborne vibrations*) vibrací a hluku. [32]

Zvukové buzení od struktury vychází z uložení motoru a je možné jej rozdělit na buzení ve svislém směru (osa válce řadových motorů), v příčném směru (příčně k ose klikové hřídele), a na klopný moment (točivý moment kolem osy klikové hřídele). Vibrační buzení je hlavním zdrojem hluku a vibrací v interiéru přibližně do hodnoty 500 Hz. [30]



Obr. 14 Srovnání šíření vibrací strukturou I2 180° a W1 [30]

Zvuk motoru šířený vzduchem je možné ovlivnit zejména konstrukcí a kalibrací motoru, především s ohledem na vnější hluk nad 500 Hz. To zahrnuje snížení kmitání součástí klikového ústrojí a oddělování nebo uzavírání povrchů, které přenáší nebo vytvářejí zvuk. [30]

Výfukový systém jednorotorového Wankelova motoru (W1) generuje průměrně buzení o 10 dB větší než řadový dvouválec s přesazením ojnicích čepů po 180° (I2 180°). Koncepce I2 180°

má nerovnoměrné zapalování a generuje výrazné buzení ve vertikálním směru v důsledku setrvačných sil II. řádu a také momentů setrvačných sil I. řádu. V příčném směru vzniká malé buzení v důsledku torzně pružného uložení a zkroucení při rozběhu. Naproti tomu W1 je buzen pouze klopným momentem a má sudé zážehové intervaly, tedy pouze celočíselné řády. Z tohoto důvodu nastávají rezonance sacího systému I2 180° ve větší míře než W1 (viz obr. 14). Optimalizace bočních a odvodových oken (tj. vyústění sacích a výfukových kanálů), např. přidáním dalších kanálů nebo vhodných zkosení, snižuje hluk sacího a výfukového systému. Jednorotorový Wankelův motor generuje rezonance přibližně při frekvenci 150 Hz, jelikož má zmíněná boční a obvodová sací okna, která náhle odhalují velké průměry. [30]

Zvuk šířený konstrukcí je popsán třemi přenosovými funkcemi x, y, z pro každé uložení motoru. Zvuk šířený vzduchem je popsán samostatnými přenosovými funkcemi pro sací a výfukový systém. [30]

Možné způsoby vyvážení jednotlivých řádů pro různé druhy spalovacích motorů jsou vypsány v tab. 3 níže.

Tab. 3 Přehled uspořádání ICE a jejich možností vyvážení [32]

Počet válců	1	2			3	4	
Uspořádání válců	-	V90°	I	I	I	I	
Zalomení klikové hřídele	-	360°	90°	180°	360°	120°	180°
Setrvačné síly posuvných částí I. řádu	F_{01}	F_{01}	$1,4 F_{01}$	0	$1,4 F_{01}$	0	0
Možnost vyvážení	PZ VH	PZ	PZ VH	-	PZ VH	-	-
Setrvačné síly posuvných částí II. řádu	F_{02}	$1,4 F_{02}$	0	$2 F_{02}$	$2 F_{02}$	0	$4 F_{02}$
Možnost vyvážení	2 VH	2 VH	-	2 VH	2 VH	-	2 VH
Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu	0	$0,5 F_{01} b$	$0,7 F_{01} a$	$F_{01} a$	0	$1,7 F_{01} a$	0
Možnost vyvážení	-	VH	PZ VH	PZ 2 VH	-	PZ VH	-
Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu	0	$0,7 F_{02} b$	$F_{02} a$	0	0	$1,7 F_{02} a$	0
Možnost vyvážení	-	2 VH	2 VH	-	-	2 VH	-

F_{01} = Amplituda setrvačné síly posuvných částí I. řádu (1 válec)

F_{02} = Amplituda setrvačné síly posuvných částí II. řádu (1 válec)

a = Rozteč válců

b = Přesazení os válců

VH = Vyvažovací hřídel (protiběžná)

PZ = Protizávaží na klikové hřídeli

2.4.2 VÝKONOVÉ

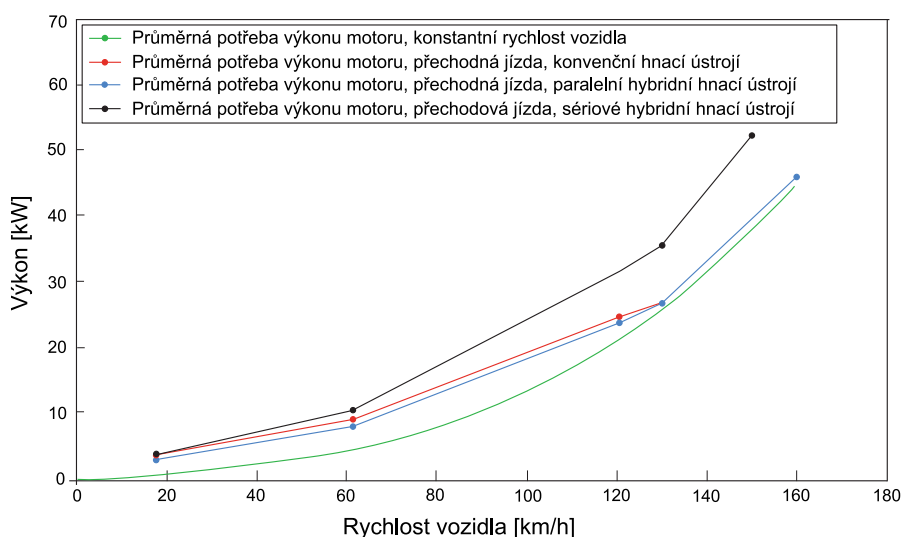
Stanovením průměrné potřeby výkonu vozidla je zjištěna i velikost a maximální výkon prodlužovače dojezdu. Pro stanovení průměrné potřeby výkonu vozidla je vhodné provést studii, jak se vozidlo chová v různých dopravních situacích (ve městě, na venkově, na dálnici) při maximálních rychlostech. Zároveň by měla být stanovena i další kritéria týkající se pomocné spotřebované energie zařízení jako např. klimatizace, posilovač řízení nebo spotřeba palubní energie. Dále by měly být zohledněny faktory terénu: kopcovitý terén, křivost vozovky, nadmořská výška, zatížení přívěsem a další. [10]

U hybridního systému se sériovým uspořádáním existují nejméně dva způsoby řízení spalovacího motoru. První možností je provozovat motor pouze v oblasti s nejnižší měrnou spotřebou paliva. Další možností je řízení výstupního výkonu motoru podle aktuálního

požadavku na výkon, tzv. strategie sledování zátěže. Při tomto způsobu se k řízení výkonu využívají otáčky motoru. [10]

Dále také musí být zohledněno chlazení motoru. Při vysokém výkonu a malých rychlostech je nutné nucené chlazení pomocí ventilátoru, což má za následek potřebu pomocného výkonu a s tím související parazitní ztráty. Je tedy vytvořen tzv. virtuální převodový stupeň, kde se otáčky motoru řídí rychlostí vozidla [10]. Řízení otáček motoru podle rychlosti vozidla souvisí také s tzv. maskováním hluku motoru hlukem od jízdních odporů.

Na obr. 15 níže lze vidět závislost požadovaného průměrného výkonu na rychlosti konkrétního vozidla (s konkrétními parametry) pro přechodový jízdní cyklus. Do rychlosti přibližně 130 km/h je možné pozorovat víceméně lineární průběhy, motor může být provozován při vysoké zátěži, zejména s regulací výkonu otáčkami motoru. Z tohoto grafu lze také určit potřebný výkon motoru prodlužovače dojezdu, jelikož je funkcí maximální rychlosti vozidla. [10]



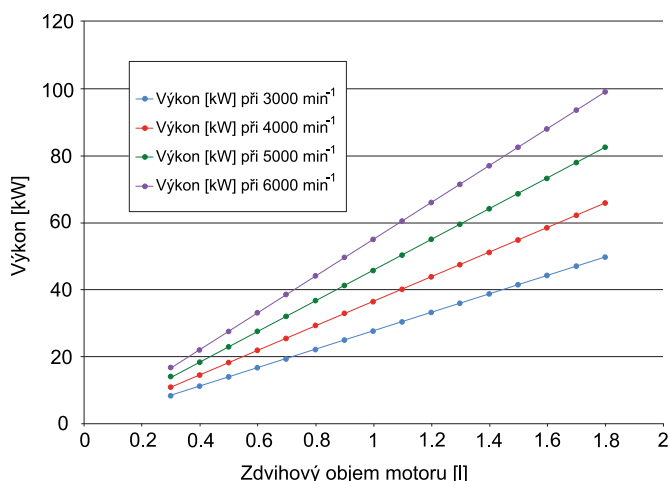
Obr. 15 Srovnání potřeby průměrného výkonu v závislosti na rychlosti vozidla [10]

Paralelní uspořádání je oproti sériovému uspořádání efektivnější při vyšších rychlostech, jelikož má nižší potřebu výkonu. Například při dálniční rychlosti 130 km/h je u sériového hybridního vozidla potřeba přibližně 36 kW trvalého výkonu, zatímco u paralelního pouze 27 kW. [10]

2.4.3 ZDVIHOVÝ OBJEM

Pro stanovení zdvihového objemu motoru prodlužovače dojezdu je při návrhu zásadní zahrnutí účinnosti systému. Záleží také na zvolené strategii řízení. Při použití zmíněné první možnosti řízení je velikost motoru volena s ohledem na dosažení nejnižší měrné spotřeby paliva v nejčastějším provozním režimu a při nižších nebo vyšších požadavcích na výkon se motor vypíná nebo zapíná. Prodlužovač dojezdu by měl být technologicky co možná nejjednodušší. Motor by tedy měl dosáhnout např. 11 barů středního efektivního tlaku bez externího plnění vzduchem. [10]

Dle *obr. 16* níže je možné stanovit zdvihový objem motoru. Například pro otáčky motoru 4000 min^{-1} při rychlosti vozidla 130 km/h je vhodný motor o zdvihovém objemu přibližně 1 l . Pro tento zdvihový objem je vhodný dvouválcový nebo tříválcový motor. Dvouválcový motor má oproti tříválcovému nižší spotřebu, ale horší akustické vlastnosti, a tím i celkový jízdní komfort. [10]

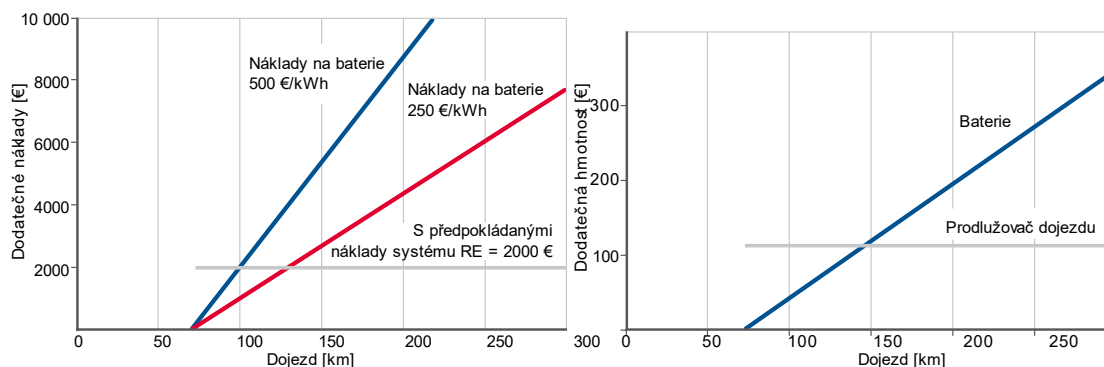


Obr. 16 Závislost výkonu motoru na zdvihovém objemu a otáčkách při $p_e = 11 \text{ bar}$ [10]

2.4.4 EKONOMICKÉ

Pro výrobce je vhodný nákup prodlužovače dojezdu od externího dodavatele, jelikož automobilky většinou nemají v sortimentu např. malé dvouválcové motory vhodné pro prodlužovač dojezdu. Externím nákupem je dosaženo toho, že firmy nemusí investovat do malých, případně středně velkých výrobních linek. [23]

Cena a hmotnost vozidla s prodlužovačem dojezdu by měla být nižší než stejné vozidlo s čistě elektrickým pohonem (viz *obr. 17*). Prodlužovač dojezdu snižuje požadavek na velikost samotné drahé baterie, respektive její kapacitu, a proto je použita levnější, lehčí baterie s nižší kapacitou [23]. Prodlužovač dojezdu by tedy měl maximalizovat výhodu nákladů v poměru k podílu baterie, kterou, dá se říci, částečně nahrazuje [17].



Obr. 17 Vzorové srovnání nákladů a hmotnosti vozidla s RE (předpoklad 70 km) a BEV [23]

2.5 KONKURENČNÍ VZORKY

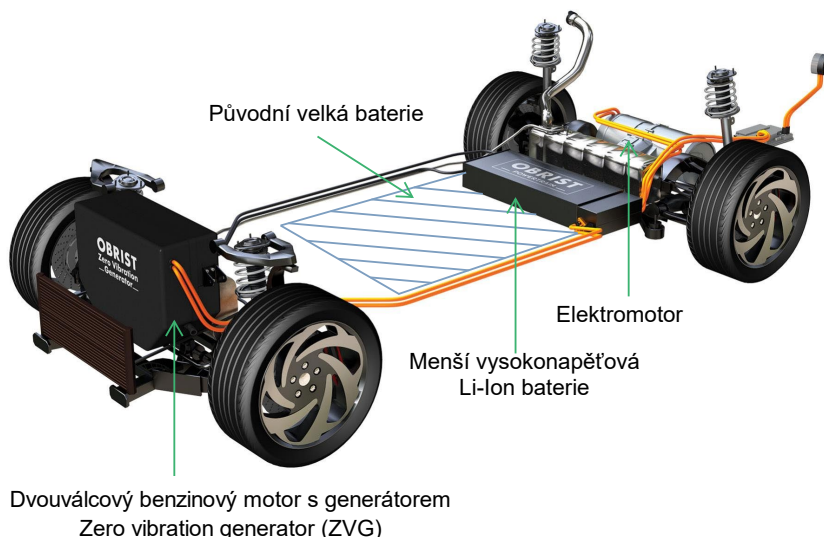
2.5.1 OBRIST POWERTRAIN GMBH

Rakouská vývojová společnost Obrist Powertrain GmbH vyvinula koncepci sériového hybridního vozidla HyperHybrid Mark II, který konstrukčně vychází z elektromobilu Tesla model 3. Původní baterie byly nahrazeny kompaktnějšími (viz obr. 18), které lze nabíjet externě pomocí kabelu výkonem 3,7 kW nebo během jízdy pomocí „generátoru s nulovými vibracemi“, anglicky *Zero vibration generator* (ZVG). [24] [33]

Hmotnost celého prototypu je přibližně o 250 kg nižší než původní model Tesly, zejména díky značně lehčím bateriím. Použitý spalovací motor nemá dle tvrzení firmy díky nulovým vibračním žádný vliv na komfort během jízdy. Motor je navržen pro provoz v optimálním spektru otáček a pro spalování stechiometrické směsi. Díky tepelné izolaci dosáhne motor velmi rychle provozní teploty, což snižuje jeho emise při studeném startu. Společnost Obrist tvrdí, že při reálném provozu má na prototyp dojezd 100 km při spotřebě 2 l benzínu a 7,3 kWh elektřiny. [24]

Strategie nabíjení konceptu HyperHybrid je koncipována tak, že nedochází ke kompletnímu vybití baterie, ale udržuje kapacitu v rozmezí 50 % až 70 % pro co nejdélší životnost baterie. Při jízdě nad 65 km/h dojde ke spuštění spalovacího motoru a je možné cítit mírné vibrace volantu a mírný hluk, jelikož pro společnost nebyla zvuková izolace stěžejní. [24]

Společnost Obrist plánuje prodej vozidla střední třídy s názvem Electric Vehicle 2.0 přibližně za 490 000 Kč, a tím také stanovit cenový standard. Tento prodej je plánován nejdříve na rok 2025. [24] [33]

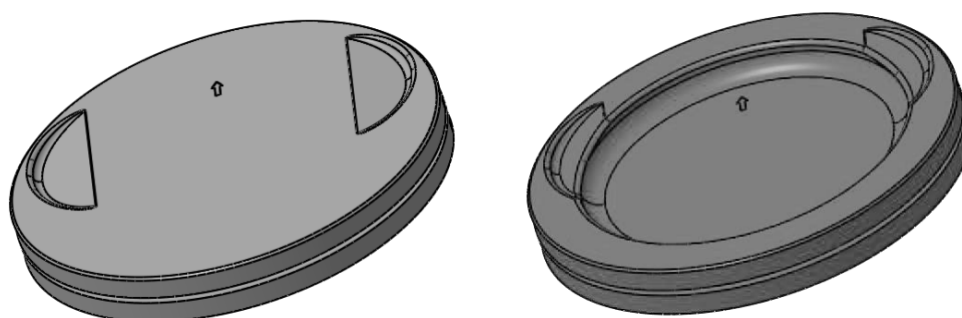


Obr. 18 Rozložení komponent ve vozidle [34]

Prodlužovač dojezdu této společnosti je prodáván ve dvou verzích. První z verzí pracuje se spalováním benzínu a druhá verze se spalováním methanolu. Spalovaný methanol je firmou označován vlastním názvem *aFuel* a kombinuje výrobu eMethanolu (kapalného globálního nosiče energie) s procesem pohlcování uhlíku. Část CO₂ je extrahována z uhlíkového cyklu

na pevný uhlík, a tedy je CO₂ negativní, tzn. že ho nevytváří, ale dokonce ho extrahuje. Zároveň je také díky integrovanému katalyzátoru minimalizována produkce NO_x a nejsou produkovány pevné částice a umožňuje tak plnit normu Euro 7. [35] [36] [37] [38]

Při použití paliva eMethanolu lze motor provozovat s kompresním poměrem vyšším než 20 : 1 a při použití benzínu je možné dosáhnout kompresního poměru 12,5 : 1. Změny kompresního poměru je dosaženo pouze výměnou pístu bez zásahu do vyvážení motoru. Z tohoto důvodu musí mít obě varianty koruny pístu (viz obr. 19) stejnou hmotnost, aby nedocházelo ke změnám amplitudy setrvačných účinků posuvných částí. [39]



Obr. 19 Píst pro spalování eMethanolu (vlevo) a píst pro spalování benzínu (vpravo) [40]

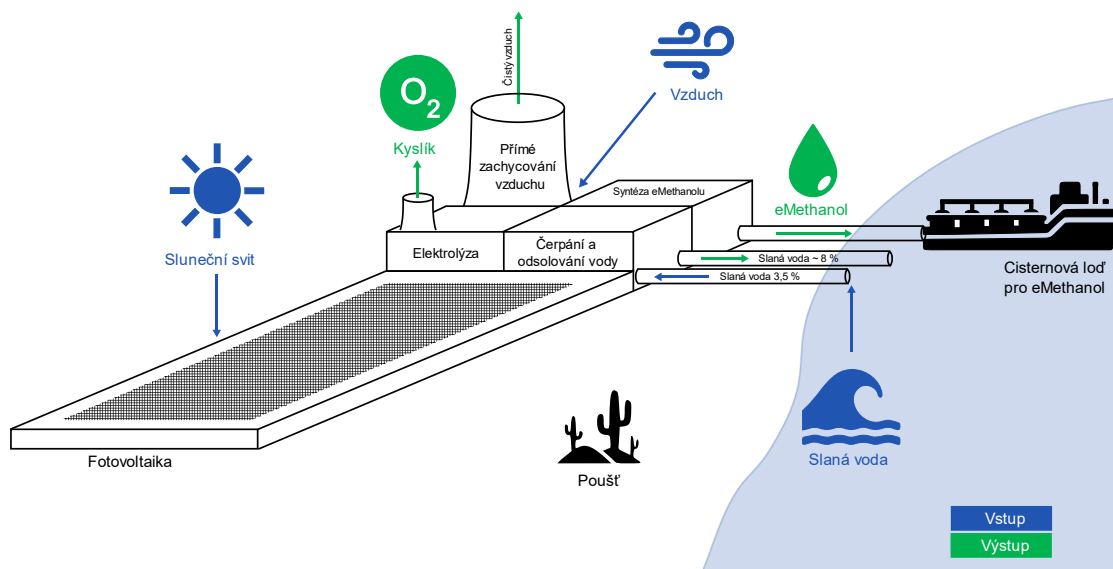
Motor má vícebodový vstřikovací systém a pracuje s Atkinsonovým cyklem [37]. Celý systém je navržen tak, aby vydržel vysoké zatížení, jelikož při spalování eMethanolu jsou špičkové hodnoty tlaku při spalování přibližně 115 barů a při spalování benzínu 65 barů. Při použití eMethanolu je palivová lišta elektricky vyhřívána, aby bylo zajištěno dokonalé rozprášení paliva i za nízkých teplot. [39]

Tab. 4 Hlavní údaje prodlužovače dojezdu Obrist B–sample [39]

Verze Benzin		Verze eMethanol
Přirozeně plněný s vícebodovým vstřikováním	Systém vzduchotechniky	Přirozeně plněný s vícebodovým vstřikováním
999 cm ³	Objem	999 cm ³
36 kW	DC-Výkon při 5000 min⁻¹	42 kW
40 %	Celková účinnost (v nejlepším bodě)	42 %
30 %	DC-Účinnost (v nejlepším bodě)	34 %
110 kg	Hmotnost (bez náplní)	110 kg
688 x 503 x 269 mm	Rozměry (D x V x Š)	688 x 503 x 269 mm
12,5 : 1	Kompresní poměr	20 : 1
Pohon ozubenými koly s konstantní vůlí	Hlavní pohonný systém	Pohon ozubenými koly s konstantní vůlí
0	Vyvážení F1/F2 I1/I2 F	0

V tab. 4 jsou uvedeny hlavní parametry obou verzí Obrist B–sample.

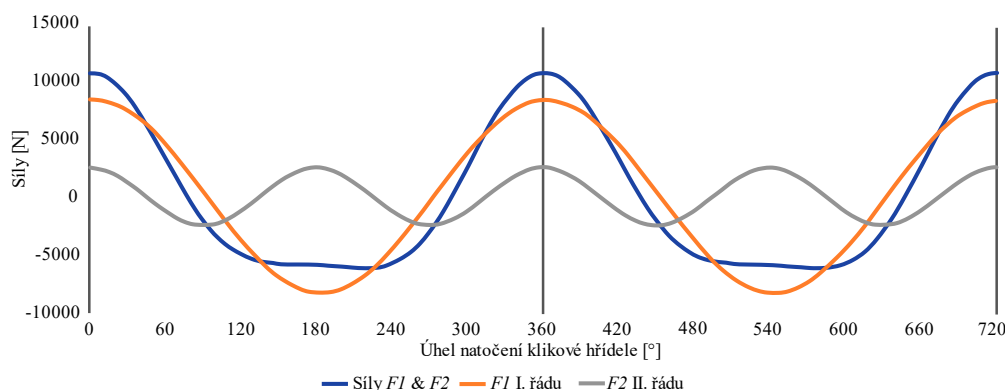
Proces výroby paliva aFuel je znázorněn na obr. 20 níže. Tento koncept výroby nazvala společnost „moderní les“ (tzv. *The Modern Forest*) [33] [38]. Tento název vychází z myšlenky, že stejně jako přírodní les tato koncepce odvádí CO₂ z atmosféry a jako výstup vytváří O₂. Společnost tvrdí, že tento „moderní les“ může být až 3x účinnější než přírodní [38].



Obr. 20 Proces výroby paliva aFuel konceptí *The modern forest* [38]

Koncept továrny spočívá v tom, že vše je na jednom místě. Nejprve je ze solární energie pomocí fotovoltaických článků získána elektřina. Elektrolýzou vody je získáván vodík, dalším krokem je extrakce CO₂ z atmosféry, čímž je syntézou získán eMethanol. [33]

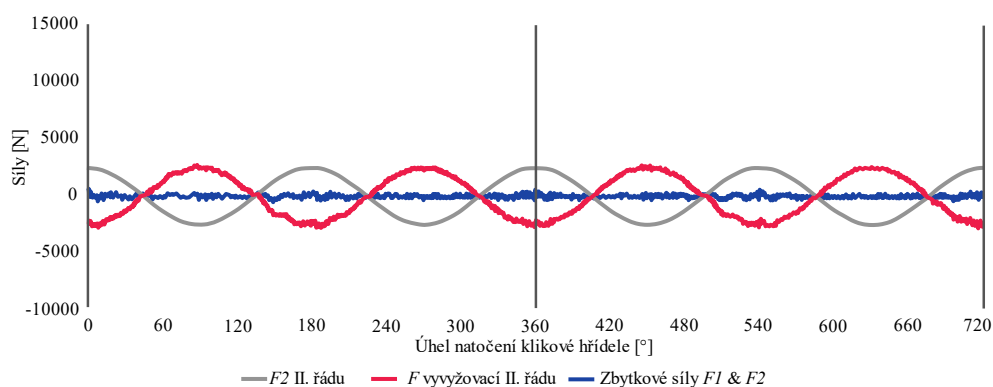
Společnost dále představila proces s názvem *cSink*. Oproti ostatním výrobcům eMethanolu přeměňuje vodík a CO₂ na pevný uhlík a vodu. Tím je CO₂ přeměněno na inertní látku, se kterou je oproti plynům snadnější manipulace. Proces umožňuje skladovat pevný uhlík ve formě grafitu, čímž dochází k odstranění CO₂ z atmosféry [38]. Jedná se zatím pouze o koncepci, jelikož společnost Obrist je středně velká firma a realizace vyžaduje velké investice [33].



Důvěrné © Všechna práva patří společnosti Obrist powertrain GmbH

Obr. 21 Křivky setrvačných sil I. a II řádu [39]

Na obr. 21 a obr. 22 jsou znázorněny křivky sil I. a II řádu setrvačných sil a jejich kompenzace.

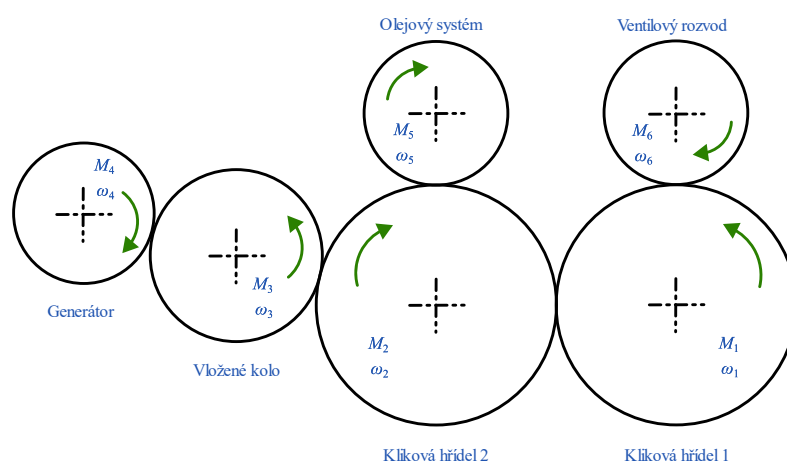


Důvěrné © Všechna práva patří společnosti Obrist powertrain GmbH

Obr. 22 Křivky kompenzace sil I. a II řádu setrvačné síly [39]

Prodlužovač dojezdu ZVG je dvouválcový benzinový motor s dvěma integrovanými 20kW generátory [24] [36]. Motor obsahuje řídicí jednotku motoru, měnič a generátor. Oproti klasickému dvouválcovému motoru řeší nekonvenčním způsobem problémy s vibracemi [36]. Motor má dvě protiběžné klikové hřídele pro plnou kompenzaci I. řádu a vyvažovací systém s vačkou se čtyřmi výstupky [36] a vratnými pružinami pro kompenzaci II. řádu [39] [40].

Na druhou klikovou hřídel je nainstalováno tlumicí ozubené kolo s pryžovou částí mezi nábojem a ozubením. Toto kolo minimalizuje hluk generovaný převodovou soupravou, čímž je dosaženo maximalizace hodnoty tlumení hluku, a naopak minimalizace kontaktní tuhosti zubů. Minimalizování hodnoty tuhosti je provedeno za účelem snížení přenosu vibrací do dalších pevných a pohyblivých částí mechanismu. Klopný moment produkovaný integrovaným generátorem při přechodových stavech způsobený jeho setrvačností má za následek vznik vnějších sil na uložení motoru. Z tohoto důvodu je na první klikovou hřídel instalován setrvačník, který kompenzuje nejen moment setrvačnosti protiběžného generátoru, ale i všech rotujících částí (vačkové hřídele, olejových čerpadel atd.) (viz obr. 23). [39] [40]

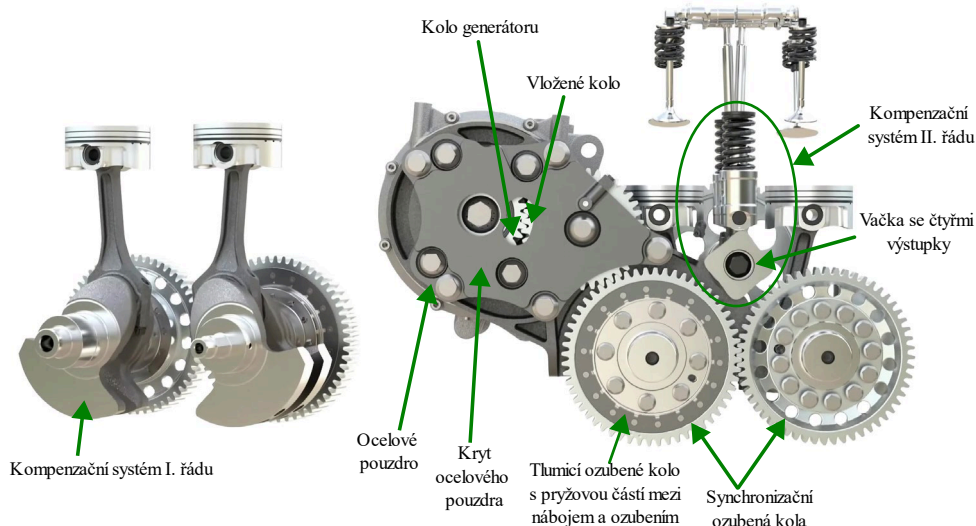


Důvěrné © Všechna práva patří společnosti Obrist powertrain GmbH

Obr. 23 Schéma kompenzace klopného momentu [39]

Převodové ústrojí je uloženo v ocelovém pouzdře pro udržení konstantní zubové vůle během celého provozu (viz obr. 24). Ocelová ozubená kola jsou tímto pouzdrem nesena a jsou tedy oddělena od hliníkového bloku válce. Aby bylo možné upravit zubovou vůli

mezi mezistupněm, generátorem a ozubeným kolem klikové hřídele, je mezistupeň radiálně nastavitelný. Pro mazání je použita koncepce se suchou klikovou skříní. Motor je uložen v trojdílné skříní s akustickou a tepelnou izolací. Na jedné straně skříně jsou otvory pro chladicí kapalinu a vzduch, na druhé je výfuk a vysokonapěťová a nízkonapěťová rozhraní. [36] [37] [39]

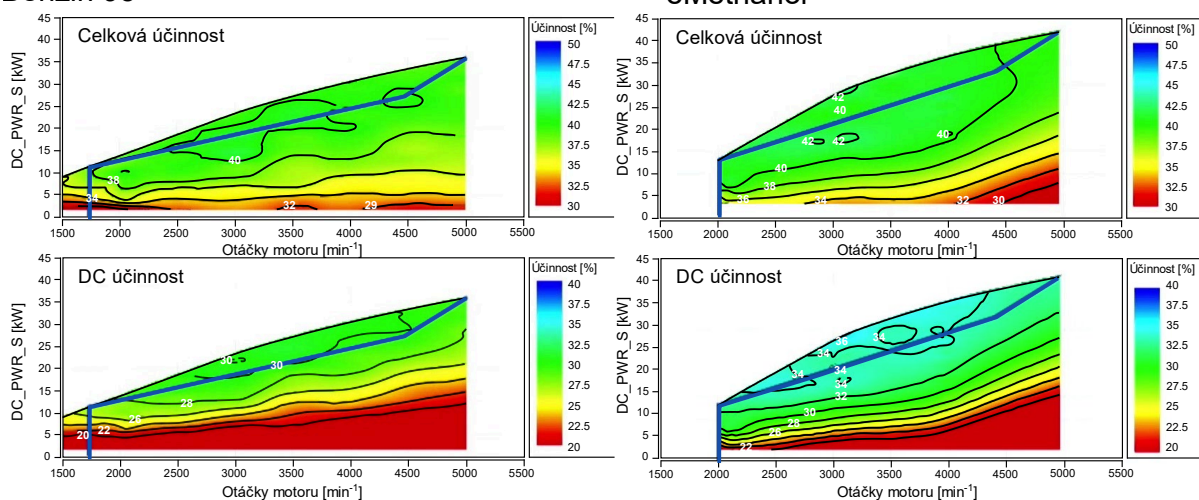


Obr. 24 Prodlužovač dojezdu Obrist ZVG [39]

Společnost vyvinula ZVG 50 kWe v návaznosti na ZVG 40 kWe [33]. Maximální celková účinnost motoru ZVG 50 kWe je 40 % při použití benzínu a přibližně 43 % při použití eMethanolu. U DC účinnosti je maximum 30 % při použití benzínu a 36 % při použití eMethanolu. Tato DC účinnost zahrnuje vnitřní tření převodovky a účinnost měniče a generátoru. Na obr. 25 níže signalizuje modrá čára provozní režim ZVG, který byl firmou zvolen jako optimum mezi NVH a účinností [39].

Benzin 95

eMethanol



Obr. 25 Mapy účinnosti [39]

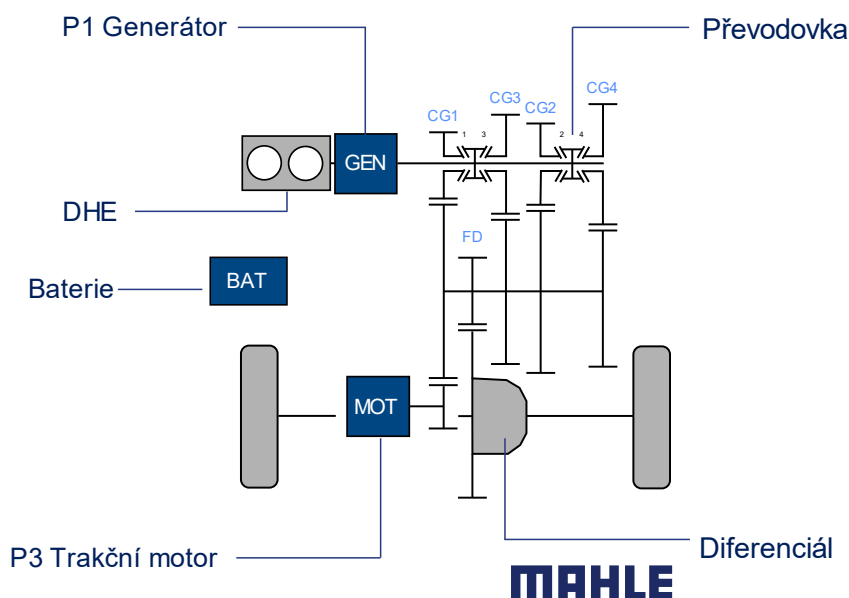
2.5.2 MAHLE POWERTAIN GMBH

MAHLE MODULAR HYBRID POWERTRAIN

Prodlužovač dojezdu od této německé firmy je také dvouválcový spalovací motor. V roce 2018 firma MAHLE vyvinula modulární hybridní pohonnou jednotku s interním označením MMHP s variantou výkonu až 90 kW. Technicky vycházela z dvouválcového řadového motoru o výkonu 30 kW a objemu 0,9 l představeného touto firmou v roce 2010. [24] [41]

Systém MMHP vyvinula firma s ohledem na kompaktnost a splnění současných i plánovaných legislativních požadavků na osobní automobily, např. v oblasti snižování emisí CO₂ [42]. Modulární systém umožňuje integraci sériového hybridního systému do upraveného, bateriemi poháněného elektrického hnacího ústrojí. Využívá tedy výhody bateriemi poháněného elektromobilu bez vlivu na sériový hybridní systém. Přidáním komponentů, které souvisejí se spalovacím motorem, např. sací a výfukový systém, generátor, převodovka, diferenciál a další, do bateriemi poháněného elektromobilu obecně dochází k nárůstu hmotnosti. Po odstranění nosné konstrukce baterie a použití lehčí baterie je celková hmotnost vozidla snížena i po přidání těchto komponent [43].

Tento modulární systém MMHP znázorněný na *obr. 26* obsahuje dvourychlostní převodovku, spalovací motor, generátor, trakční motor a měniče pro motor a generátor [42]. Jedná se o kombinované uspořádání hybridního vozidla, které má při vyšších rychlostech vyšší účinnost [24].



Obr. 26 Schéma uspořádání dvourežimového hybridního hnacího ústrojí MMHP [42]

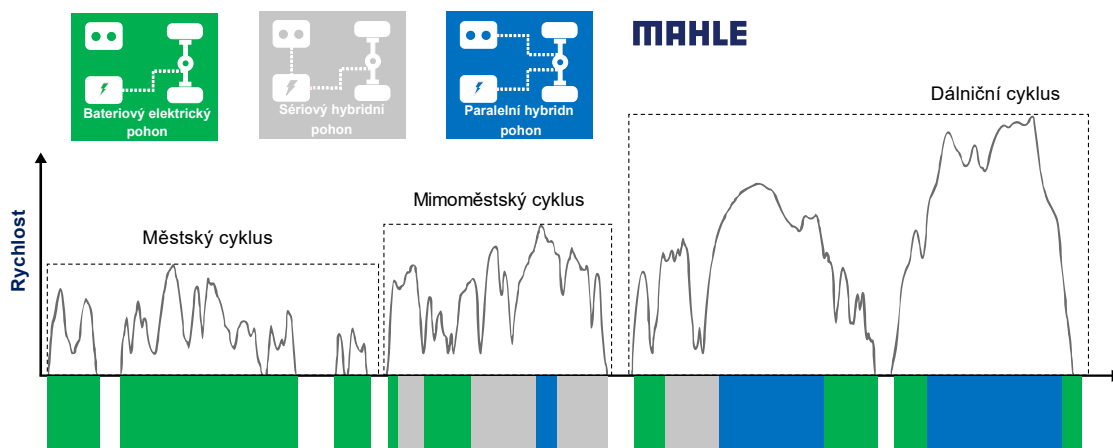
Modulární hybridní pohon od této společnosti je založený na vysokonapěťové architektuře plug-in hybridního vozidla s hybridním spalovacím motorem vyvinutým přímo pro tuto pohonnou jednotku, s označením *dedicated hybrid engine* (DHE). Tento motor má systém zapalování MAHLE, které funguje na principu zapalování s předkomůrkou a zapalovací svíčkou, a integrovaný dvourežimový hybridní elektrický pohon, který obsahuje dva elektrické

stroje. Komponenty vysokonapětového systému pracují se jmenovitým systémovým napětím 400 V. [42]

Trakční motor je schopen zajistit plný výkon a maximální rychlost vozidla bez použití spalovacího motoru, což umožňuje pozdější spouštění spalovacího motoru a tím snižuje emise výfukových plynů. Pro ohřev katalyzátoru při studeném startu se používá spalování v pozdější fázi expanzního zdvihu. Trakční motor je spojen s hnací hřídelí přímo, díky čemuž je dodávka točivého momentu plynulá i při řazení. Dále je vybaven systémem chlazení statorového vinutí, což umožňuje vysoký trvalý jmenovitý výkon 127 kW a 157 kW špičkový výkon. [42]

Při vysokém nabití baterie může být vozidlo provozováno jako čistě elektrické a při vybití baterie jako sériové hybridní vozidlo při nízkých rychlostech. Sériový hybridní generátor je schopen pracovat s trvalým výkonem 20 kW. Při vyšších rychlostech může být motor připojen přímo k pohonu. Toto připojení je prostřednictvím hybridní převodovky, která umožňuje flexibilitu provozních otáček motoru [42]. Pro dosažení nízké spotřeby během nabíjení baterie je použito hnací ústrojí se spalovacím motorem. Motor je provozován s celkovou účinností 45 % za použití stechiometrické směsi a se sníženým provozním rozsahem [43].

Výkon generátoru je určen minimálními provozními otáčkami spalovacího motoru a zvolenými převodovými poměry. Generátor musí udržovat stav nabití baterie, dokud vozidlo nejede dostatečně rychle, aby bylo možné jej přepnout do paralelního hybridního režimu. Při řazení v paralelním režimu trakční motor zajišťuje přenos točivého momentu na kola. Generátor je spojen s klikovou hřídelí motoru přímo [42]. Provozní režim je volen na základě potřeby (viz obr. 27) [44].

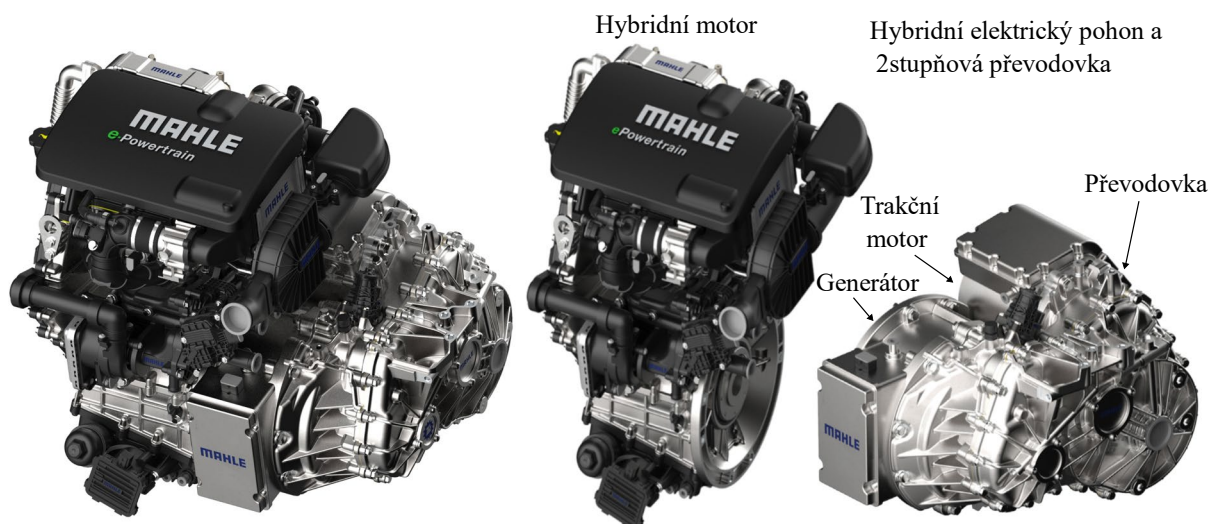


Obr. 27 Volba provozního režimu na základě potřeby [44]

Maximální výkon motoru a potřebné převodové poměry lze určit podle maximální jízdní rychlosti pro udržení stavu nabití baterie při normální jízdě, jízdě do kopce a při dalších stavech. Trakční motor i generátor mají měniče integrované ve svých skříních (viz obr. 28). Jelikož se spalovací motor nepoužívá ke startu, tak součástí systému nemusí být spojka. Prodlužovač dojezdu je škálovatelný pro mnoho různých vozidel. Spalovací motor ve variantě dvouválcového motoru má maximální výkon 60 kW, kterého je dosahováno při maximálních otáčkách. Maximální otáčky jsou omezeny na hodnotu 4000 min^{-1} z důvodu vibrací a hluku. Tento motor má rovnoměrné pořadí zážehů a protiběžnou vyvažovací hřídel, která minimalizuje setrvačné síly posuvných částí I. řádu vznikající v důsledku otáčení klikové

hřídele. Ve variantě tříválcového motoru dosahuje výkonu 90 kW. U obou variant je maximálního výkonu dosahováno při maximálních otáčkách a středním efektivním tlaku 18 barů. [42]

Hybridní spalovací motor pracuje s jedním turbodmychadlem, má dva ventily na válec a jednu vačkovou hřídel. Zároveň má vysoký stupeň Millerova cyklu a velký geometrický kompresní poměr. Pro další zvýšení účinnosti je použit systém externě chlazené recirkulace výfukových plynů, anglicky *exhaust gas recirculation* (EGR). [42]



Obr. 28 MAHLE Modular hybrid POWERTRAIN [42] [45] [46]

MAHLE REX

Modulární systém MMHP vychází ze zmíněného prodlužovače dojezdu o výkonu 30 kW s názvem MAHLE REX. Tento prodlužovač dojezdu (viz obr. 29) je řadový čtyřdobý dvouválcový spalovací motor, který byl firmou zvolen jako nejvhodnější. Firma srovnávala konvenční pístové motory všech typů s různým počtem válců, různým palivem, různým uspořádáním (řadové, boxer, „V“), dvoudobé, čtyřdobé, motory s krouživým pohybem pístu, plynové turbíny i nekonvenční koncepce motorů, např. motory s volnými písty, nebo motory s kyvnou deskou. Koncepce byla zvolena na základě funkce motoru, konstrukce a proveditelnosti výroby, kde stěžejními parametry byly nároky na prostor, náklady, hmotnost, NVH a účinnost motoru. Požadovanými konstrukčními parametry byly výkon 30 kW, maximální otáčky 4000 min^{-1} a objem 0,9 l. [47]

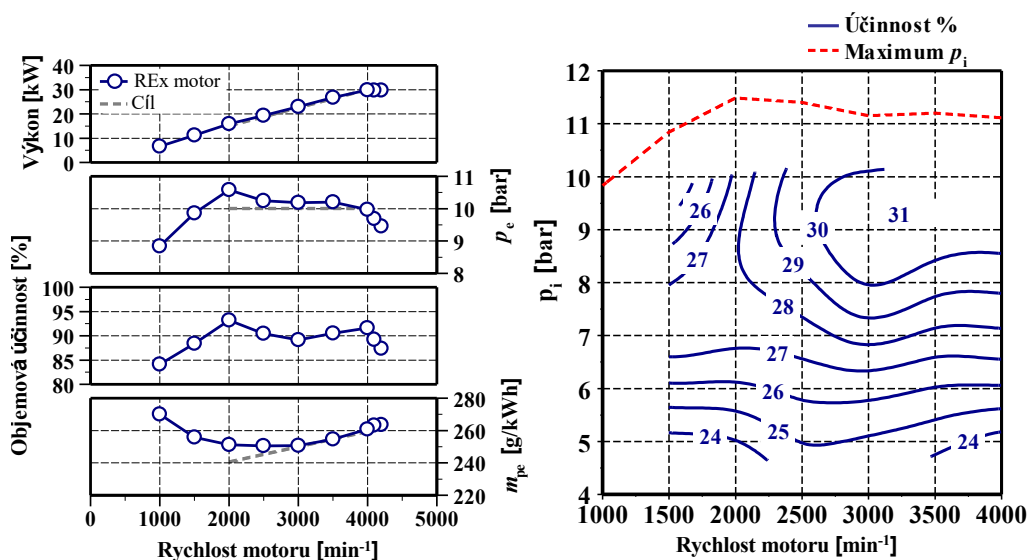
Dvoudobé motory nejsou vhodné z důvodu nespálených uhlovodíků, které vznikají v důsledku mazání. Naftové motory také nejsou vhodné, jelikož by bylo vyžadováno následné zpracování výfukových plynů, zejména NO_x , což by vedlo ke složitější konstrukci, zvětšení motoru, zvýšení hmotnosti motoru i nákladů na výrobu. Firmou zvolený řadový dvouválec má ze srovnávaných motorů nejnižší předpokládané náklady na výrobu a nejmenší nároky na prostor. Současně při použití nerovnoměrného pořadí zážehů nepotřebuje vyvažovací hřídele. Jednotka prodlužovače dojezdu (viz obr. 32) se tedy skládá ze zvoleného dvouválcového benzinového motoru, ve kterém je umístěn plně integrovaný elektrický generátor. [47]



Obr. 29 MAHLE Prodlužovač dojezdu (vlevo) [48] Obr. 30 Uspořádání klikové hřídele (vpravo) [48]

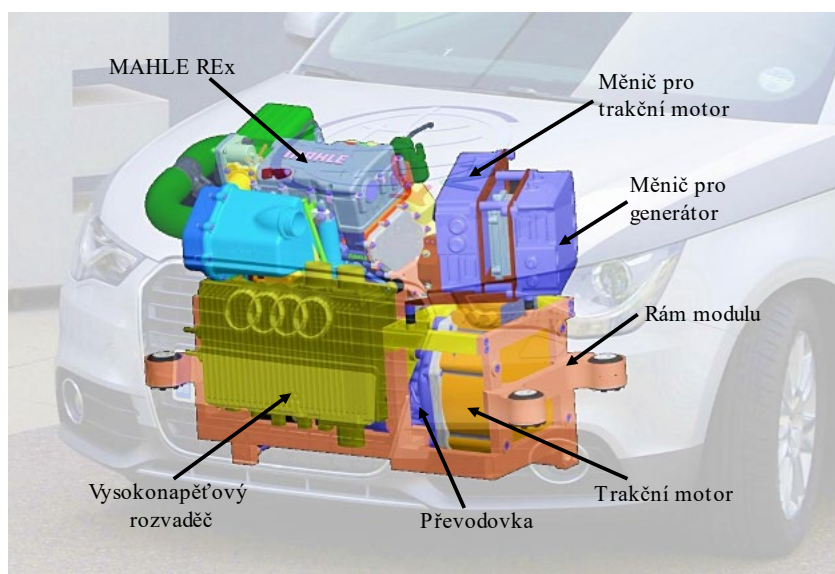
Prodlužovač dojezdu má uspořádání klikové hřídele se dvěma ložisky, což umožňuje přidání setrvačníku mezi válce (viz obr. 30). Je použito nerovnoměrné pořadí zážehů 180° – 540° , a nejsou použity vyvažovací hřídele, což snižuje hmotnost motoru. Přesazení ojnicích čepů o 180° převádí výslednici setrvačných sil I. řádu na moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu, který je z hlediska vibrací a šíření příznivější. Pro lepší využitelnost a aplikaci do různých vozidel je možné motor instalovat v libovolném úhlu, tedy od svislé až po vodorovnou polohu, jelikož motor není mechanicky spojen s koly vozidla. [48]

Na obr. 31 níže jsou znázorněny charakteristiky motoru. Špičkový výkon je 30 kW při otáčkách 4000 min^{-1} , střední efektivní tlak je v rozmezí otáček 2000 min^{-1} až 4000 min^{-1} téměř konstantní a jeho maximální hodnota je 10,5 barů při otáčkách 2000 min^{-1} . Maximální celková účinnost je 31 %, jedná se o kombinovanou účinnost motoru, generátoru a měniče. [48]



Obr. 31 Charakteristiky prodlužovače dojezdu [48]

Pro instalaci trakční baterie je nutné odříznout zadní část vozu v oblasti rezervního kola. Baterie je upevněna v kleci, která slouží také jako nárazová konstrukce. [48]



Obr. 32 Schéma uspořádání MAHLE REx ve vozidle [49]

Firma MAHLE nabízí i prodlužovače dojezdu pro další výkonové třídy s variantou výkonu 40 kW nebo 50 kW použitelné např. pro lehké dodávky nebo minibusy. Firmou provedená jízda zkušebního vozidla ukázala, že díky dynamickému řízení generátoru a provozní strategii je možné překročit otáčky 4000 min^{-1} , které jsou omezeny na tuto hodnotu z akustických důvodů. Pro obě výkonové třídy byl stanoven maximální tlak ve válci 75 barů a dle firmou provedených výpočtů lze dosáhnout výkonu 40 kW při otáčkách 5500 min^{-1} . Z důvodu vyššího limitu otáček byla u varianty 40 kW prodloužena doba otevření sacích ventilů a optimalizována dynamika ventilů pro bezpečný provoz. Dále byla přepracována kliková hřídel, sací systém a byl zvětšen průměr škrtkic klapky. Zdvihový objem tohoto dvouválcového motoru je stejný jako u 30kW verze při zachování stejné hmotnosti a zástavbových rozměrů jako u 30kW varianty. U varianty 50 kW je použito elektricky poháněné turbodmychadlo a maximální plnicí tlak je 1,5 barů. Hmotnost této varianty je oproti 30kW verzi přibližně o 10 kg vyšší. Díky různým variantám výkonu motoru prodlužovače dojezdu je možné pokrýt široké spektrum vozidel až po vozidla o pohotovostní hmotnosti 2700 kg. Tyto tři varianty jsou navrženy tak, aby měly co nejvíce identických dílů. [49]

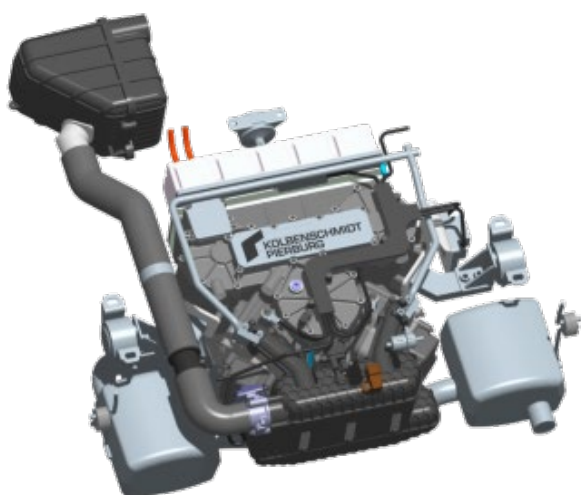
2.5.3 FEV EUROPE GMBH A RHEINMETALL AUTOMOTIVE

FEV

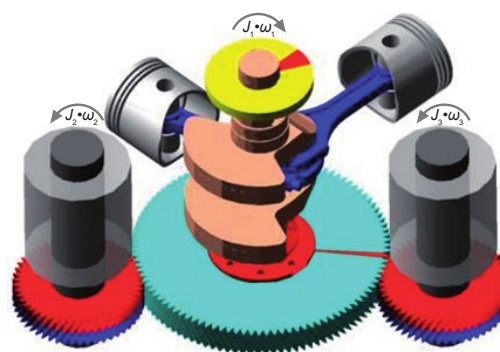
Jak již bylo zmíněno výše, požadavky na nízkou hlučnost, vibrace a drsnost jsou pro zákazníka stěžejní. Proto v roce 2011 na autosalonu ve Frankfurtu nad Mohanem společnost FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren) ve spolupráci s KSPG (Kolbenschmidt Pierburg), nově zvanou jako Rheinmetall automotive, představily nízkovibrační prodlužovač dojezdu (viz obr. 33), který byl vybaven novou patentovanou kompenzační klopňou momentu (viz obr. 34). Tento prodlužovač dojezdu, který je součástí modulární koncepce sériového hybridního pohonu, se zaměřuje na kompaktní městské vozy. [23]

Jednalo se o kompaktní 30kW jednotku, která byla poprvé použita v modelu Fiat 500 s prodlužovačem dojezdu [50]. Společnost tvrdí, že motor pracuje bez hluku a vibrací. Zároveň plní i funkci regulace teploty baterie, hnacího ústrojí a interiéru, a to bez výrazného snížení dojezdu [24].

Vyvinutý prodlužovač dojezdu je dvouválcový benzinový spalovací motor, stejně jako HyperHybrid od společnosti Obrist Powertrain. Oproti HyperHybridu jsou válce uspořádány do tvaru „V“ a mají úhel rozevření 90°. Motor je díky vertikální klikové hřídeli kompaktní a je možné jej instalovat do podvozku nebo místo kola rezervy. Celková hmotnost prodlužovače dojezdu s generátory a všemi souvisejícími díly je 62 kg. [23] [24] [50]



Obr. 33 Prodlužovač dojezdu s FEVcom (vlevo) [51]

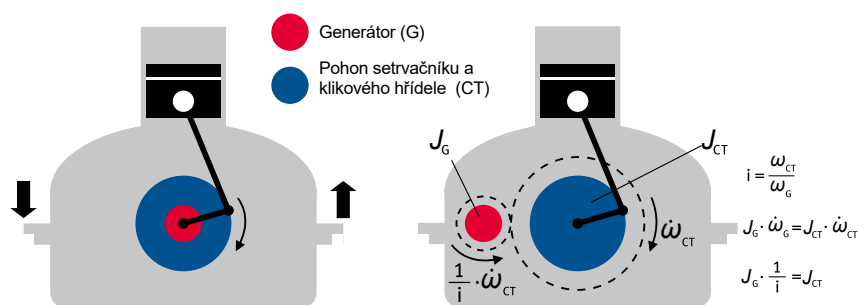


Obr. 34 Systém FEVcom (vpravo) [31]

Zdvihový objem motoru je 779 cm³ a maximální výkon je 30 kW při otáčkách 4500 min⁻¹. Blok spalovacího motoru, skříň generátoru a volitelné měniče jsou uloženy v hliníkovém pouzdře, což umožňuje kompaktní provedení. Všechny tyto části jsou součástí stejného chladicího okruhu. Generátory jsou oproti spalovacímu motoru udržovány při výrazně nižší teplotě. Oba prostory (prostor generátoru a prostor spalovacího motoru) jsou, mimo jiné kvůli zabránění vnikání zplodin, odděleny. Navzdory tomu chladicí kapalina prochází z jednoho prostoru do druhého. [23]

Zmíněná technologie kompenzace klopného momentu patentovaná pod názvem *Full Engine Vibration Compensation* (FEVcom) je znázorněna na obr. 35. Tento systém funguje na principu pohonu tuhým převodem mezi klikovou hřídelí a rotorem generátoru. Díky uložení v jednom tělese jsou setrvačné části rovnoměrně rozloženy mezi dvě ozubená kola poháněná rotory generátorů. [23] [31]

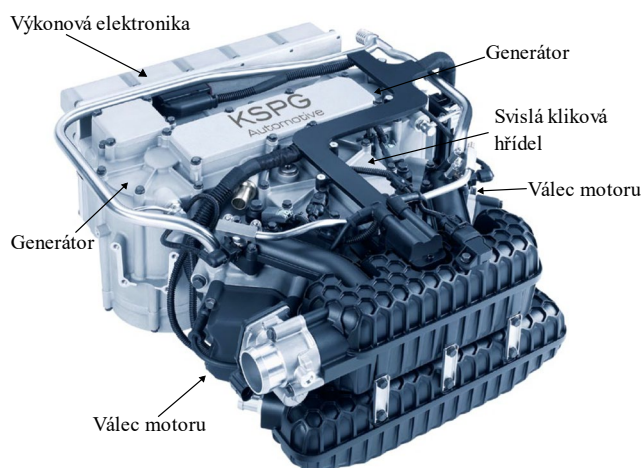
V rámci tohoto konceptu se dva setrvačníky otáčejí v protiběžném směru. Při nerovnoměrném otáčení se využívá účinků vnitřního klopného momentu, typického pro malé spalovací motory [31]. Ozubená kola mění směr otáčení spalovacího motoru a generátoru. Rotační setrvačné části spalovacího motoru a generátorů jsou synchronizovány. Díky tomu jsou reakční momenty zachycovány uvnitř skříňe a nemají vliv na lůžka pohonné jednotky, jejichž prostřednictvím je uložena pohonná jednotka v karoserii vozu [23]. Na karoserii vozidla nepůsobí žádné přídatné síly způsobené nerovnoměrností rychlostí spalovacího motoru, díky čemuž je buzení od konstrukce ve srovnání s uspořádáním bez této úpravy mnohem nižší [32].



Obr. 35 Patentovaný systém FEVcom kompenzace klopných momentů [23]

GREEN REX

Prodlužovač dojezdu FEVcom je také ve spolupráci obou firem a Fraunhoferovým institutem v rámci projektu *Green Rex* financovaného německým Spolkovým ministerstvem hospodářství a technologie testován ve variantě se zemním plynem (viz obr. 36). [24] [52]

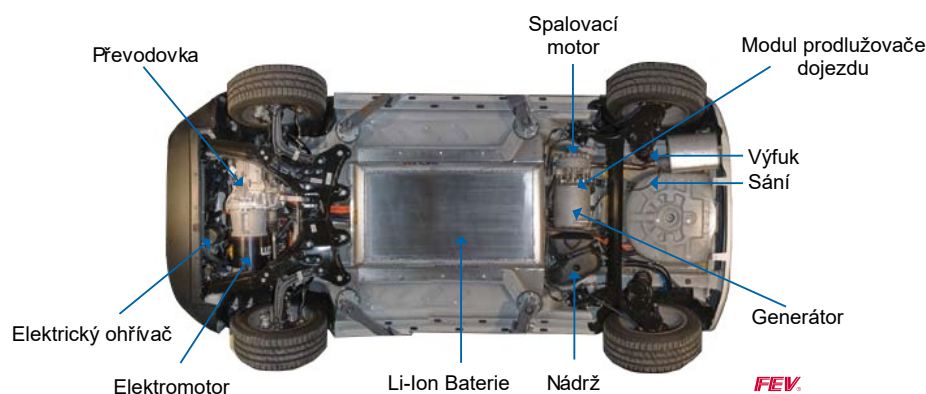


Obr. 36 Základní modul prodlužovače dojezdu bez přídavných komponent [23]

LIION DRIVE

Společnost FEV stále zdokonaluje koncepce vycházející z prototypu Fiat 500. Před použitím koncepce FEVcom, také založené na vozidle Fiat 500, představila v roce 2008 prototyp LiiON s jednoválcovým Wankelovým motorem [31]. Zkratka LiiON označuje použití lithium iontové baterie. U tohoto konceptu je prodlužovač dojezdu montován na místo palivové nádrže, které byla snížena kapacita na 12 l [53]. Vozidlo má baterii o kapacitě 12 kWh, která je umístěna pod podlahou (viz obr. 37). Varianta s modulem prodlužovače dojezdu má motor o výkonu 20 kW a elektromotor o výkonu 45 kW [54].

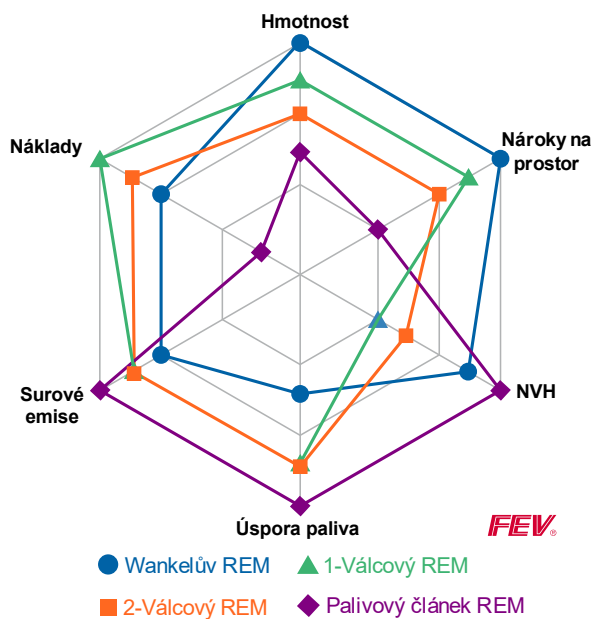
Prodlužovač dojezdu FEV Liion drive zvyšuje dojezd elektromobilu, který při pohonu čistě elektromotorem činí 80 km při jízdě ve městě, o 220 km při plné nádrži na celkový dojezd 300 km. [22]



Obr. 37 Umístění komponentů a pohled pod podlahu FEV Li-ion Drive [54]

ReEV

Toto vozidlo střední třídy představené společností FEV založené na modelu Dodge Caliber je bateriemi poháněný elektromobil s prodlužovačem dojezdu, který je odvozen od tříválcového zážehového motoru s výkonem 52 kW. [31]



Obr. 38 Srovnání charakteristik různých modulů prodlužovačů dojezdu [54]

Společnost FEV přistupuje k prodlužovačům dojezdu jako k modulům (viz obr. 38), anglicky *range extender module* (REM), sestaveným podle požadavků z hlediska nákladů a efektivity. To umožňuje zvolení typu prodlužovače dojezdu, jelikož FEV vyvíjí moduly na principu Wankelova motoru, 1-, 2-, 3- a 4-válcového spalovacího motoru. Specifikace modelů jsou přizpůsobeny daným provozním podmínkám, např. vyšší nároky na NVH, nižší nároky na dobu rozběhu, odezvy a další. Wankelův motor s kruživým pohybem pístu je používán při požadavku na snížení hluku a zmenšení prostoru potřebného pro zástavbu. [53] [54]

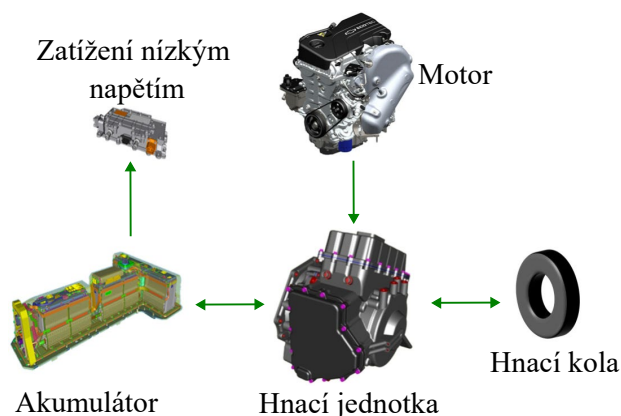
2.5.4 GENERAL MOTORS

Jedním z prvních úspěšných plug-in hybridních vozů je Chevrolet E-flex Volt od společnosti General Motors Company. Koncept vozidla byl představen v roce 2007. Na základě tohoto sériového plug-in hybridního vozidla s prodlužovačem dojezdu byl vyvinut i model Opel Ampera. Vozidlo je poháněno čistě elektricky a při dosažení určitého stupně vybití baterie je spuštěn prodlužovač dojezdu, který pohání elektrický generátor. [7]

Následně firma vyvinula v roce 2015 spalovací motor pro účely prodloužení dojezdu druhé generace Chevrolet Volt Voltec (2016–2019). Oproti původní generaci má Voltec přímé vstřikování, chlazení vnější recirkulace výfukových plynů a vysoký kompresní poměr. Tato kombinace přímého vstřikování a chlazeného EGR výrazně zvyšuje celkovou účinnost v porovnání s předchozí generací. Systém odebírá výfukové plyny před katalyzátorem a za výstupem z integrovaného výfukového potrubí. Dále propouští plyny přes šoupátkový EGR ventil a následně přes externí EGR chladič do sacího potrubí za škrticí klapku. [55]

Tento motor patří mezi maloobjemové motory Ecotec, které zahrnují tříválcové a čtyřválcové motory od společnosti General Motors [55]. Samotný vyvinutý prodlužovač dojezdu pro Voltec druhé generace je zážehový čtyřválcový motor s přirozeným sáním a přímým vstřikováním. Motor má objem 1,5 l a výkon 75 kW při otáčkách 5600 min⁻¹. Pro zvýšení účinnosti pracuje s vysokým kompresním poměrem 12,5 : 1 [56].

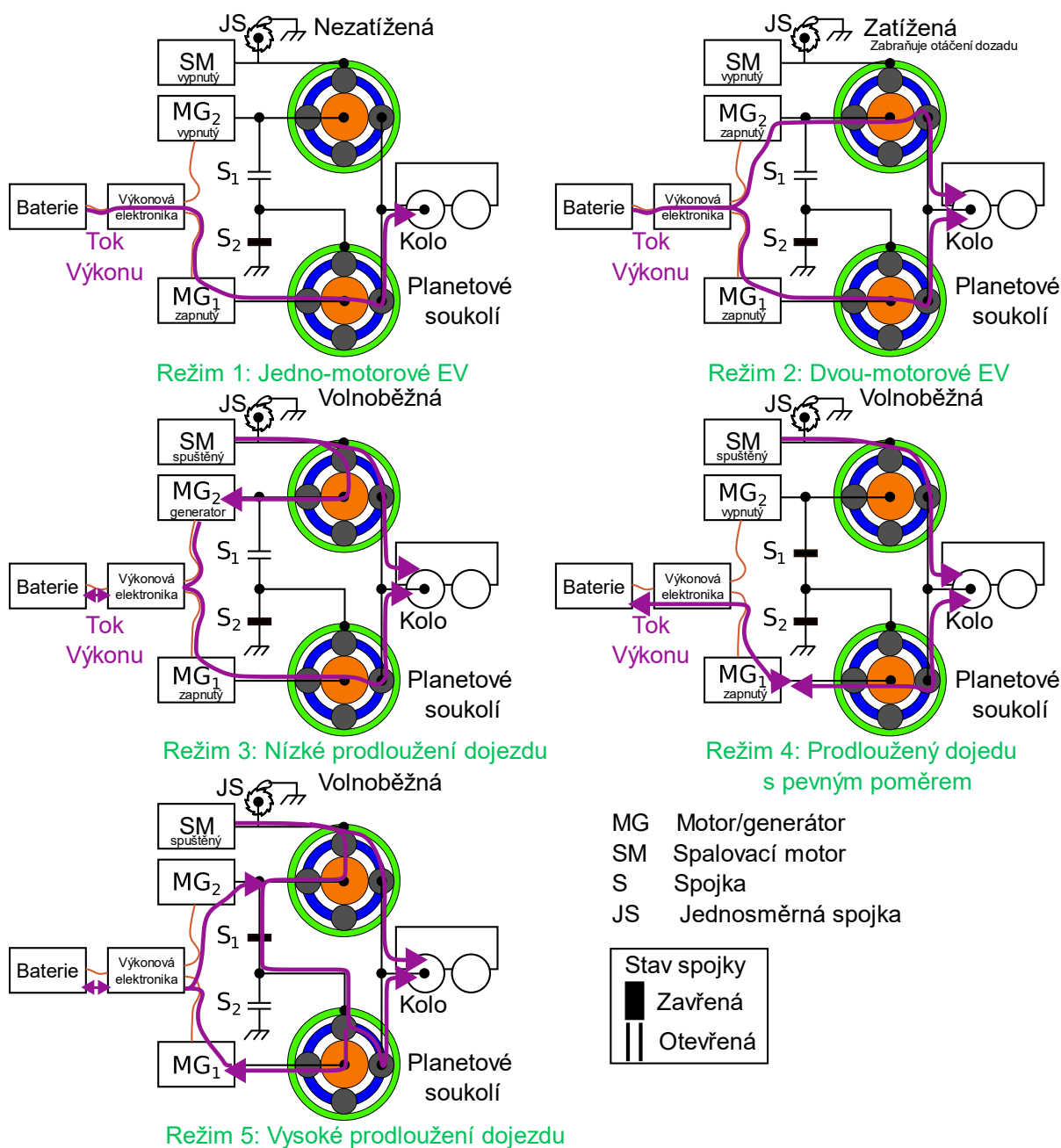
Pro prodlužovač dojezdu firma zvolila právě čtyřválcový motor, jelikož pro zvolené použití a zatížení má vyšší celkovou účinnost v porovnání s tříválcovým motorem s podobnou válcovou jednotkou. Vysoká účinnost v blízkosti maximálního točivého momentu také umožňuje provoz při nižších otáčkách, a tedy minimalizaci hluku motoru. Zvolený čtyřválcový motor s větším zdvihovým objemem je oproti srovnávaným tříválcovým motorům se zdvihovým objemem 1 l (ve variantách s přirozeným sáním a přeplňovaným) výhodnější. Při svižné jízdě maximalizuje výkon motoru přenášený mechanicky (nikoliv elektricky), čímž dochází k zvýšení efektivity provozu, menšímu vybíjení akumulátoru a lepšímu špičkovému točivému momentu motoru. Motor s vyšším objemem je při daném výkonu (a zachování všech ostatních podmínek) schopen pracovat při nižších otáčkách a přenášet větší výkon mechanicky, jelikož se točivý moment motoru s přirozeným sáním stupňuje s objemem. Tříválcový je výhodný z hlediska účinnosti při výkonech pod 10 kW. [56]



Obr. 39 Komponenty pohonného systému [56]

Hlavními součástmi pohonného systému jsou akumulátor, hnací jednotka a motor. [56]

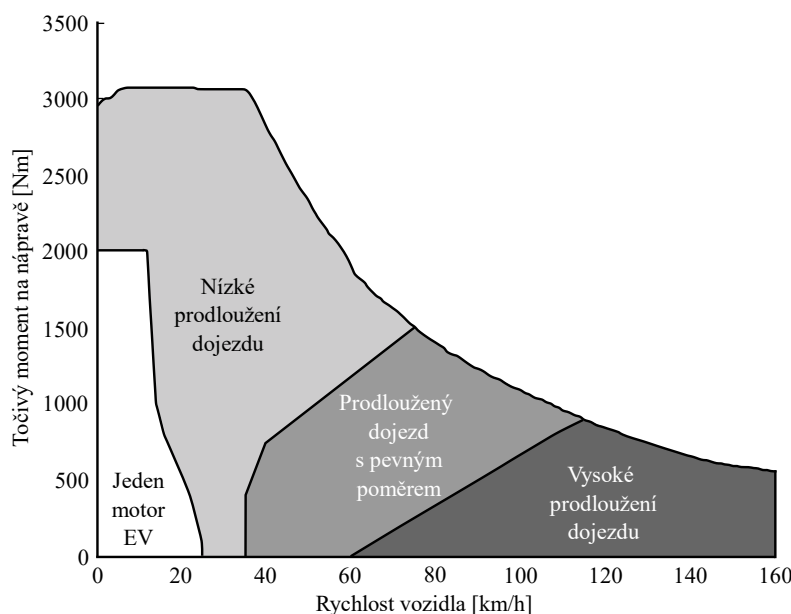
Nejedná se o klasický sériový hybrid, jelikož umožňuje pracovat s uspořádáním typu dělení výkonu, tedy s kombinovaným uspořádáním, podle zvoleného režimu prodloužení dojezdu. Toho je dosaženo pomocí spojek a planetového soukolí (viz obr. 40). Oproti původní generaci má každý motor-generátor vlastní planetové soukolí. [56]



Obr. 40 Provozní režimy vozidla druhé generace Chevrolet Volt Voltec [56] [57]

Akumulátor poskytuje dostatečný výkon a energii pro každodenní provoz elektromobilu, chladič a topný systém, ovládací prvky a další. Hnací jednotka obsahuje dva motor-generátory, výkonovou elektroniku a elektrické olejové čerpadlo (viz obr. 39). Systém Voltec umožňuje jízdu v pěti režimech (viz obr. 40). Při jízdě v elektrickém režimu je přechod mezi motorem 1 a 2 volen na základě minimalizace celkových ztrát motoru a pro řidiče je nepostřehnutelný, jelikož není potřeba řazení. Při režimu prodloužení dojezdu je režim volen také na základě

minimalizace ztrát v systému. Motor je při nízkých rychlostech a zatížení vypnutý a systém pracuje s jedním elektromotorem. Prodlužovač dojezdu je spuštěn při vyšších zatíženích a rychlostech a následně je zvolen režim prodloužení dojezdu (viz obr. 41). [56]



Obr. 41 Volba režimu pro různé prodloužení dojezdu [56]

V režimu nízkého prodloužení dojezdu je mechanicky přenášený výkon pouze funkcí točivého momentu a rychlosti vozidla. Motor má vysokou účinnost při nízkých rychlostech vozidla nebo při vysokých tažných silách. Režim prodloužení dojezdu s pevným poměrem má při typických jízdních podmínkách velmi efektivní provoz zejména při zrychlování vozidla a umožňuje také nabíjení akumulátoru při nízkém zatížení vozidla. V režimu vysokého prodloužení dojezdu má motor vysokou účinnost při vyšších rychlostech a je tedy vhodný pro dálniční cyklus. [56]

2.5.5 MAZDA MOTOR CORPORATION

V roce 2010 japonská firma Mazda představila Wankelův motor pro modely RX-8, který pracuje při konstantních otáčkách. Během komprese je vstřikován vodík, který je zcela plynný až do okamžiku spalování, a na stěnách tedy nedochází k žádným neúplným reakcím. [2]

Firma vyvíjí novou variantu pro bateriemi poháněný elektromobil s názvem MX-30. Tato varianta s prodlužovačem dojezdu ve formě Wankelova motoru s krouživým pohybem pístu má být představena v roce 2023. Motor bude pracovat zejména ve stacionárním režimu, tedy při konstantních otáčkách. Snahou společnosti je odstranit nevýhody při klasickém provozu, jako jsou např. nižší účinnost a vyšší emise, oproti předchozímu modelu. [24]

Výhodou této koncepce oproti běžnému pístovému spalovacímu motoru je to, že má výrazně nižší vibrace a hluk, a tedy i vyšší komfort. Další výhodou je to, že může být použit s různými palivy, např. benzín, nafta, zemní plyn nebo čistý vodík [24]. Nevýhody použití Wankelova motoru jako prodlužovače dojezdu jsou popsány v této práci výše (viz kapitola 2.4.1).

2.6 DALŠÍ VÝROBCI

Kromě vybraných výrobců na trhu prodlužovačů dojezdu figurují následující producenti, kteří prodávají elektrická vozidla, anglicky *electric vehicle* (EV), s prodlužovačem dojezdu [58] [59]:

- Magna International
- AVL
- Plug Power
- Ballard Power Systems
- Ceres Power
- Delta Motorsport
- BMW Group
- Nissan Motor Corporation
- Volvo Car Corporation

3 ŠKODA AUTO A.S.

3.1 HISTORIE SPOLEČNOSTI

Společnost ŠKODA AUTO a.s. dříve nesla název Laurin & Klement podle dvou zakladatelů Václava Laurina a Václava Klementa. Tato firma založená v Mladé Boleslavi roku 1895 původně vyráběla jízdní kola a motocykly pod názvem Slavia. V roce 1905 představila první automobil Voiturette A (viz obr. 42), který ihned slavil komerční úspěch. [60]



Obr. 42 První automobil společnosti Laurin & Klement model Voiturette A [61]

Po válce se již akciová společnost Laurin & Klement spojila roku 1925 s plzeňskými závody Škoda, založenými inženýrem Emilem Škodou, a došlo k přejmenování společnosti na Škoda a také ke změně loga na symbolický okřídlený šíp. Dalším významným mezníkem byla integrace firmy do koncernu Volkswagen roku 1990 kvůli zvýšení konkurenceschopnosti na mezinárodním trhu [60]. V současné době ŠKODA AUTO a.s. získává každoročně ocenění největšího českého exportéra [62]. Od založení firmy do roku 2021 bylo v mladoboleslavském závodě vyrobeno přes 15 milionů vozů [63].

3.2 ELEKTROMOBILITA

Prvním konceptem elektromobilu novodobé generace je studie ŠKODA VISION E představená v roce 2017 v rámci Volkswagen Group Night v Šanghaji. Jedná se o pětidveřové SUV o systémovém výkonu 225 kW dodávaném dvěma elektromotory, které předpokládá autonomní řízení 3. úrovně. Součástí studie je cíl uvést na trh do roku 2025 pět automobilů s čistě elektrickým pohonem [64]. Na tuto studii navazuje ŠKODA VISION iV (viz obr. 43) představená v roce 2019 na autosalonu v Ženevě. Stejně jako koncept ŠKODA VISION E má vozidlo systémový výkon 225 kW. Jedná se o čtyřdveřový crossover s karoserií kupé [65].

V roce 2019 firma v rámci zaváděcí série iV (plánu elektromobility) uvedla na trh první vozidlo s čistě elektrickým pohonem ŠKODA CITIGOe iV o výkonu 61 kW [61]. Tento vůz byl velice úspěšný, ovšem po roce na trhu došlo k vyčerpání skladových zásob a firma již další

objednávky nepřijímá. Mezi lety 2019 až 2023 firma plánuje investice přibližně dvě miliardy eur do alternativních pohonů, což signalizuje, že jim firma věnuje velkou pozornost [66].



Obr. 43 ŠKODA VISION iV [61]

Prvním sériově vyráběným modelem s čistě bateriovým pohonem je ENYAQ iV (viz obr. 44) přestavený v roce 2022, který má dojezd až 500 km v režimu WLTP. Je vyráběn v Mladé Boleslavi. Jedná se o elektrické vozidlo SUV postavené na modulární platformě pro elektromobily, německy *Modularer E-Antriebs-Baukasten* (MEB), koncernu Volkswagen. Podle použité varianty dosahuje výkonu 130–150 kW. [61] [67]



Obr. 44 ŠKODA ENYAQ iV [61]

V roce 2022 firma představila studii ŠKODA VISION 7S, novou koncepci designu značky a také nové logo (viz obr. 45) symbolizující nástup elektrifikace, a tedy celkovou změnu identity firmy. Změna designu je projevna v interiéru i exteriéru vozidla, v použitých materiálech i ovládacích prvcích vozidla. Tyto změny plánuje firma implementovat do vozidel od roku 2023. [68]

Nová studie rozšiřuje předchozí plán a do roku 2026 plánuje uvést na trh tři nové čistě elektrické modely. Těmi má být malý čistě elektrický vůz, kompaktní SUV a sedmimístný rodinný vůz. Dále také stanovuje cíl zvýšit podíl prodeje značky ŠKODA čistě elektrických vozů na více než 70 % do roku 2030. V následujících pěti letech investuje 5,6 miliard eur do elektromobility a 700 milionů eur do digitalizace. Součástí studie je ukázka zmíněného rodinného vozu ŠKODA VISION 7S. Jedná se o sedmimístné SUV, které je postaveno na platformě MEB. Má baterii s kapacitou 89 kWh a dojezd více než 600 km v režimu WLTP. [68]

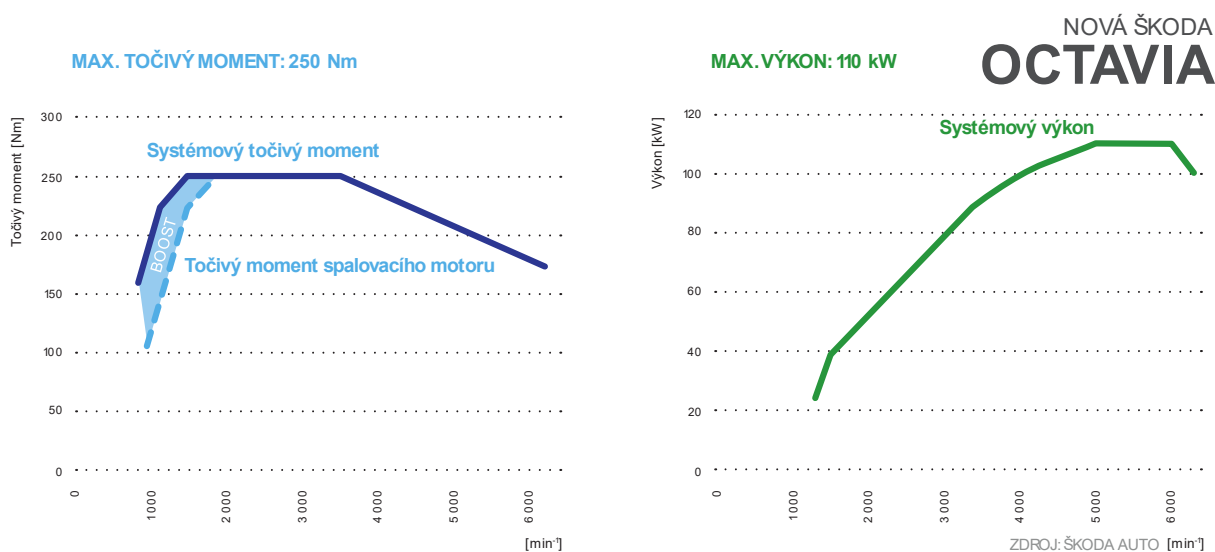


Obr. 45 Nové logo společnosti ŠKODA AUTO a.s. [69]

Firma si také klade za cíl v rámci trvalé udržitelnosti využívat elektřinu z obnovitelných zdrojů, jak již tomu je např. v Mladoboleslavských závodech. Dále také mají být od roku 2030 vyráběna vozidla v českých a indických závodech, stejně jako závod ve Vrchlabí, který je CO₂ neutrální již od roku 2020. [68]

3.3 HYBRIDNÍ POHON

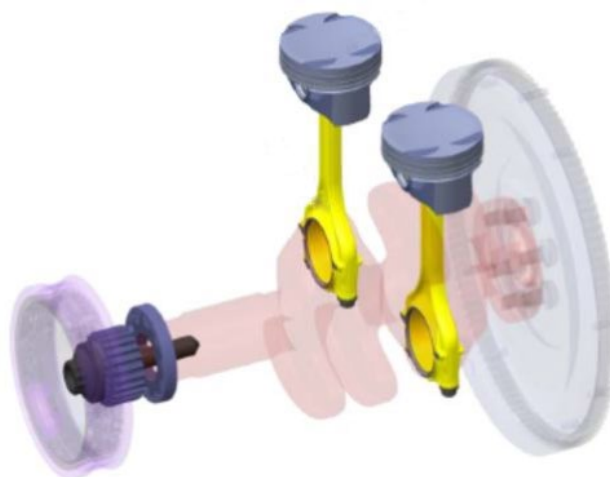
Kromě vozidel na čistě elektrický pohon vyrábí ŠKODA AUTO a.s. i plug-in hybridní vozidla, např. ŠKODA SUPERB iV nebo ŠKODA OCTAVIA iV [70]. Nejprodávanější model firmy ŠKODA AUTO a.s. je prodáván také ve variantě mild hybridu s označením ŠKODA OCTAVIA e-TEC a ve variantě pohonu na ekologický zemní plyn (CNG) s označením ŠKODA OCTAVIA G-TEC. Varianta e-TEC má benzinový motor TSI, 48V lithium-iontovou baterii, 48V startér-generátor s hnacím řemenem a DC/DC měnič stejnosměrného napětí. Varianta e-TEC 81 kW je nabízena s tříválcovým motorem a varianta 110 kW s čtyřválcovým motorem. Oproti tomu G-TEC je pouze ve variantě 96 kW [71]. Varianta e-TEC 110 kW dosahuje maximálního výkonu při otáčkách 5000 min⁻¹ (viz obr. 46).



Obr. 46 Vnější momentová a výkonová charakteristika motoru 1,5 TSI 110 kW e-TEC [72]

3.4 PRODLUŽOVAČ DOJEZDU

Firma oficiálně neprodává žádné vozidlo s variantou prodlužovače dojezdu, přestože již v minulosti byl vytvořen nízkonákladový dvouválcový motor. Ten je znázorněn na *obr. 47* a je označován za tzv. „nepravý dvouválec“, jelikož byl aplikován do tříválcového bloku motoru 1,0 MPI z řady EA211. Na základě tohoto motoru byl vytvořen ve spolupráci Vysokého učení technického v Brně a firmy ŠKODA AUTO a.s. nový funkční vzorek dvouválcového motoru s označením 0,8 MPI Rex. [73]



Obr. 47 Koncepce zalomení klikové hřídele dvouválcového motoru v tříválcovém bloku [73]

Cílem přestavby bylo pro úsporu nákladů zachovat co nejvíce sériových dílů včetně pomocných částí motoru. Navržený motor má, stejně jako původní, odebrán 1. válec. Oproti původnímu „nepravému dvouválci“, má však navržený motor novou klikovou hřídel se zalomením 180° a zvětšený zdvih pístu z 76,4 mm na 91,6 mm. Rozmezí provozních otáček bylo zvoleno 2000 až 4000 min⁻¹, jelikož motor slouží jako prodlužovač dojezdu. Další parametry motoru jsou uvedeny v *tab. 5*. [73]

Tab. 5 Parametry prodlužovače dojezdu 0,8 MPI Rex [73]

Parametry		0,8 MPI Rex
Koncepce motoru	[-]	I2, 180°
Vrtání	[mm]	74,5
Zdvih	[mm]	91,6
Zdvihový objem	[cm ³]	800
Kompresní poměr	[-]	12 : 1
Jmenovitý výkon	[kW]	30 při 4000 min ⁻¹
Maximální točivý moment	[N·m]	63–72 při 2000–4000 min ⁻¹

4 KONCEPČNÍ NÁVRH

Koncepční návrh zážehového spalovacího motoru byl proveden bez omezení daných stavební řadou motorů EA211 MPI vyvíjených společností ŠKODA AUTO a.s..

4.1 SROVNÁNÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ PRODLUŽOVAČŮ DOJEZDU

Samotnému koncepčnímu návrhu předcházelo srovnání základních parametrů prodlužovačů dojezdu, a to jak konkurenčních vzorků, tak prodlužovače dojezdu vyvinutého firmou ŠKODA AUTO a.s.. Toto srovnání je uvedeno v *tab. 6* níže.

Tab. 6 Srovnání základních parametrů prodlužovačů dojezdu

Parametry		Obrist [39]	MAHLE [49]	FEV, KSPG [23]	General Motors [55] [56]	ŠKODA AUTO a.s. [73]
Koncepce motoru	[-]	P2, 360°	I2, 180°	V2, 90°	I4, 180°	I2, 180°
Vrtání	[mm]	–	83	80	74	74,5
Zdvih	[mm]	–	83	79,5	86,6	91,6
Zdvihový objem	[cm ³]	999	898	799	1490	800
Kompresní poměr	[-]	12,5 : 1	10 : 1	–	12,5 : 1	12 : 1
Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	5000	4000	4500	5600	4000
Jmenovitý výkon	[kW]	36	30	30	75	30
Otáčky maximálního točivého momentu	[min ⁻¹]	–	2000–4000	4500	4300	2000–4000
Maximální točivý moment	[N·m]	–	72	66	140	63–72

4.2 VSTUPNÍ PARAMETRY

Při návrhu prodlužovače dojezdu byla umožněna určitá volnost při řešení, zejména díky zmíněné absenci omezení daných stavební řadou motorů EA211.

Pro navrhovaný prodlužovač dojezdu byly zadány následující požadavky:

- Zachovat koncepci s vratným pohybem pístu
- Zaměřit se na co největší potlačení vibrací klikového mechanismu
- Zaměřit se na kompaktní zástavbu celé pohonné jednotky
- Jmenovitý výkon 30 kW

Na základě těchto požadavků, srovnání základních parametrů a provedené rešerše byla zvolena po konzultaci s vedoucím práce koncepce dvouválcového provedení čtyřdobého motoru s paralelním uspořádáním protiběžných klikových hřídelí po vzoru výrobce Obrist.

4.3 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH ROZMĚRŮ

Mezi základní parametry pístového spalovacího motoru patří vrtání válce a zdvih pístu, které byly zvoleny následovně:

- Vrtání válce $D = 81,8 \text{ mm}$
- Zdvih pístu $Z = 81,8 \text{ mm}$

Z uvedených parametrů vyplývá, že se jedná o čtvercový motor, který byl zvolen na základě trendů srovnávaných prodlužovačů dojezdu. Očekávaný provozní rozsah otáček je v rozmezí $2000 \text{ až } 4000 \text{ min}^{-1}$. Z tohoto důvodu není podčtvercový motor optimální volbou, jelikož je vhodný spíše pro vyšší otáčky a vyšší maximální měrný výkon, jelikož větší průměr vrtání umožňuje použití větších ventilů a tedy lepší plnicí účinnost. Naproti tomu nadčtvercový motor vykazuje vyšší účinnost a je vhodný pro nižší otáčky. Proto byl z hlediska termodynamiky a životnosti zvolen čtvercový motor.

4.4 TERMODYNAMICKÝ MODEL

Před samotnou konstrukcí jednotlivých dílů byl vytvořen termodynamický model pro získání spalovacích tlaků, časování ventilů, určení hlavních rozměrů sacího a výfukového potrubí a dalších parametrů, jež budou blíže popsány v této kapitole.

Pro tvorbu termodynamického modelu byl použit program GT-Power v2022 od společnosti Gamma technologies, který slouží pro simulace v 1D prostředí. Tento model umožňuje uživatelům vytvářet přesné a detailní simulace spalovacích motorů, které zahrnují termodynamiku spalování a tok tekutin v motoru. Program GT-Power je široce využíván v průmyslovém i akademickém prostředí pro návrh a optimalizaci spalovacích motorů. Jeho výsledky jsou závislé na vhodně zvolených okrajových podmínkách a umožňují získat požadované informace o výkonu a emisích motorů. Tento simulační program se skládá z pre-procesoru, řešiče a post-procesoru, ve kterém je možné pracovat s výsledky dané simulace.

Při návrhu termodynamického modelu bylo nutné již mít rámcově rozmyšlenou koncepci rozvodového mechanismu. Po zvolené koncepci motoru byla dále zvolena dvouventilová technika s rozvodem OHV a rovnými ventily, na základě čehož byl současně modelován i kompresní prostor (viz kapitola 5.3.1) pro získání referenčních průměrů v hrdle sacího a výfukového ventilu.

Při prvotním návrhu termodynamického modelu byl pro výpočet parametrů motoru na základě provedené rešerše zvolen kompresní poměr $\varepsilon = 12,5 : 1$ a jmenovité otáčky 4000 min^{-1} . Mezi další zvolené parametry patří délka ojnice l_{oj} . Ta byla zvolena $136,3 \text{ mm}$ a byla vypočítána z taktéž zvoleného ojnicního neboli klikového poměru $\lambda = 0,3$. Délka ojnice má významný vliv na hlučnost motoru. Čím je ojnice delší, tím je nižší II. řád harmonické složky setrvačné síly, což je výhodné z hlediska hlučnosti. Naopak nevýhodou je vyšší hmotnost, což může mít negativní dopad na výkon motoru, spotřebu paliva a setrvačné účinky. Naproti tomu krátká ojnice vede k vyšší hlučnosti, jelikož produkuje vyšší II. řád harmonické složky setrvačné síly.

Z tohoto důvodu byla zvolena spíše delší ojnice, jelikož u navrhovaného motoru je snaha právě o nízkou hlučnost.

Ojniční poměr byl vypočítán ze vztahu:

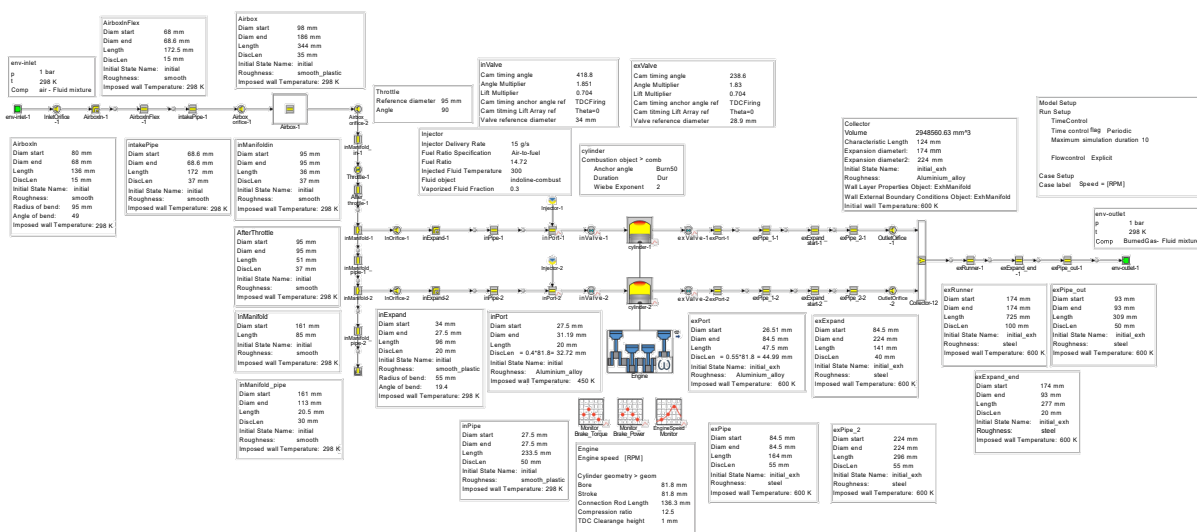
$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}}, \tag{1}$$

kde r je poloměr zalomení klikové hřídele, který byl vypočítán ze vztahu:

$$r = \frac{Z}{2}. \tag{2}$$

Pro navrhovaný motor bylo dále zvoleno přirozené sání a nepřímý vstřik paliva. Ostatní parametry byly optimalizovány pro požadované křivky momentu a výkonu.

Navržený model je s uvedením rozměrů jednotlivých prvků je zobrazen na obr. 48 níže. Do modelu byly přidány prvky *Orifice*, jež umožňují zadání korekce před a za prvkem. U navrhovaného motoru bylo uvažováno spojení beze ztrát a tyto hodnoty korekce byly ponechány na hodnotě 1. Při dalším zkoumání a přiblížení motoru reálnějším výsledkům by do těchto prvků byly zadány odpovídající korekce. Tok vzduchu byl modelován zleva doprava a je znázorněn pomocí šípek. Jednotlivé části tohoto modelu budou popsány v následujících podkapitolách.



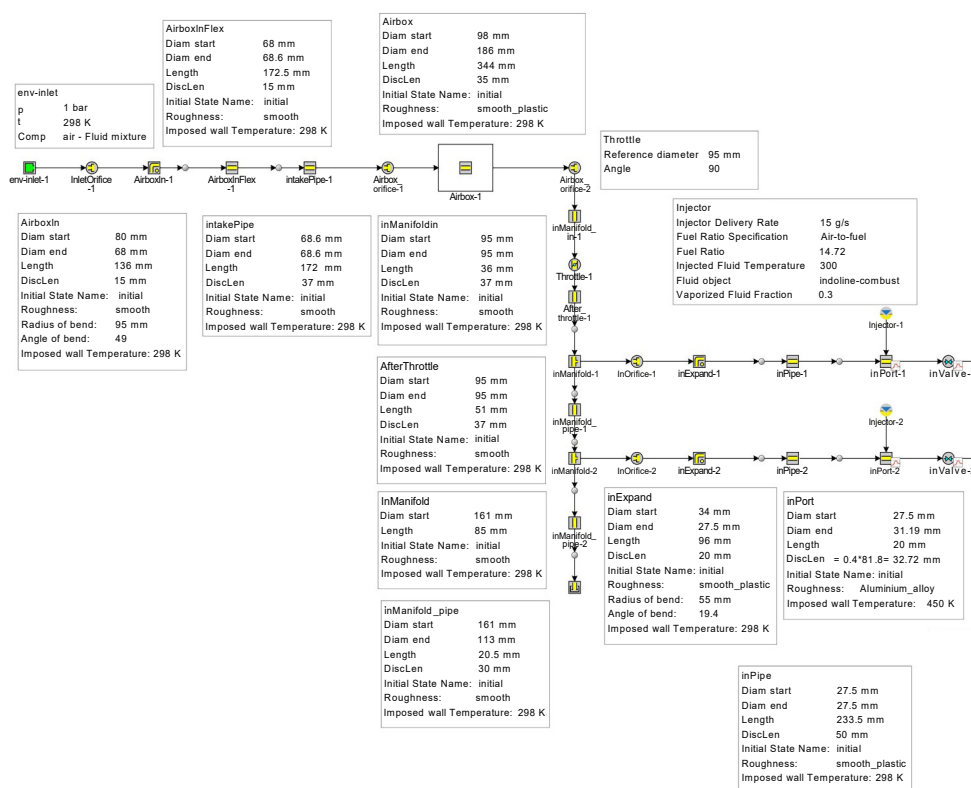
Obr. 48 Mapa termodynamického modelu v prostředí GT-Power

Rozměry sacího a výfukového potrubí jsou taktéž pouze přibližné, jelikož zejména z hlediska kompaktní zástavby by bylo dále nutné dělat mnohé kompromisy, kdy by pro optimalizované rozměry mnohdy nebyl prostor pro optimální délky.

Pro jednotlivé prvky, jež byly zadávány pomocí tabulek, byly použity parametry dostupné z podkladů pro semestrální projekt návrhu motoru [74]. Konkrétně se jedná například o model třecích ztrát, počáteční zdvihové křivky ventilů, průtokové součinitele a další.

MODEL SÁNÍ

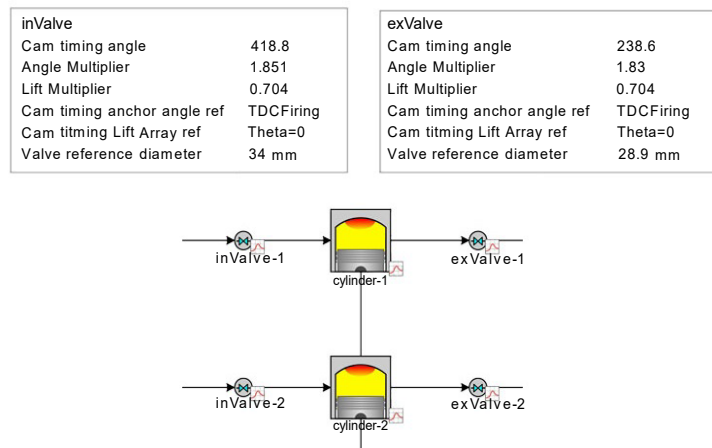
Na začátku sacího potrubí byla vytvořena počáteční podmínka reprezentující okolí, respektive absolutní tlak, teplotu a složení média, pomocí prvku *env-inlet*. Za okrajové podmínky okolního vzduchu na vstupu a na výstupu motoru, konkrétně prvky *env-inlet* a *env-outlet*, byla zvolena teplota 295 K a tlak 1 bar dle normy ISO 1585. V sacím traktu dále následuje potrubí pro čistič vzduchu, znázorněný pomocí prvku *Airbox*, a samotný čistič vzduchu. Dalším prvkem je škrticí klapka, znázorněná pomocí prvku *Throttle*, která byla nastavena na plné otevření, tedy na úhel 90°. Za škrticí klapkou byly vytvořeny větve sacího potrubí vedoucí k jednotlivým sacím kanálům v hlavě motoru. Před sacími ventily je krátké potrubí *InPort*, do kterého je vstřikováno palivo prvkem *Injector*, reprezentující nepřímý vstřík. Složení palivové směsi bylo zvoleno stechiometrické, kdy pro spálení 1 kg paliva je zapotřebí 14,72 kg vzduchu za předpokladu dokonalého spalování. Tento model je zobrazen na *obr. 49* níže.



Obr. 49 Model sání s popisem jednotlivých prvků

MODELÝ VENTILŮ

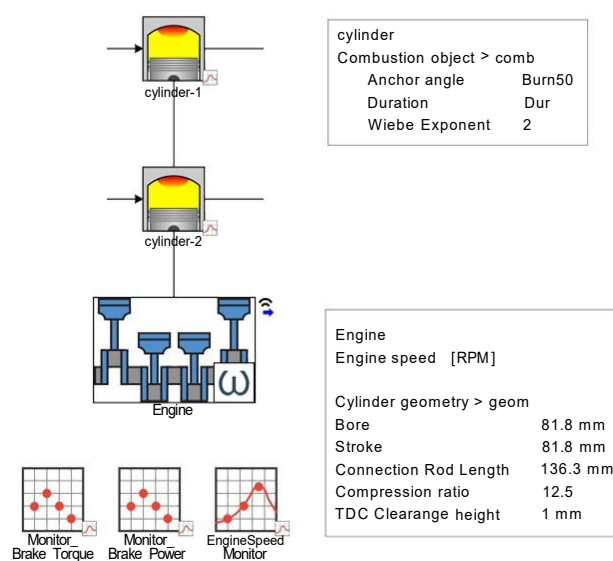
Zdvihové křivky sacího a výfukového ventilu jsou v modelu zahrnuty parametricky v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Hodnoty z těchto tabulek byly pro jednotlivé ventily dále upravovány pomocí tzv. multiplikátorů, tedy násobitelů, ať už zdvihu, doby otevření a dalších. To bylo provedeno taktéž pomocí parametrického zadání násobitelů. Zadaný zdvih ventilů je v GT-Power uvažován bez ohledu na koncepci rozvodového ústrojí. Dále bylo nutné zadat zmíněné referenční průměry v hrdle jak pro sací, tak výfukové ventily. Průtokové součinitele byly zadány pomocí dostupné tabulky [74]. Tento model je zobrazen na *obr. 50* níže.



Obr. 50 Část termodynamického modelu s popisem ventilů

MODEL KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

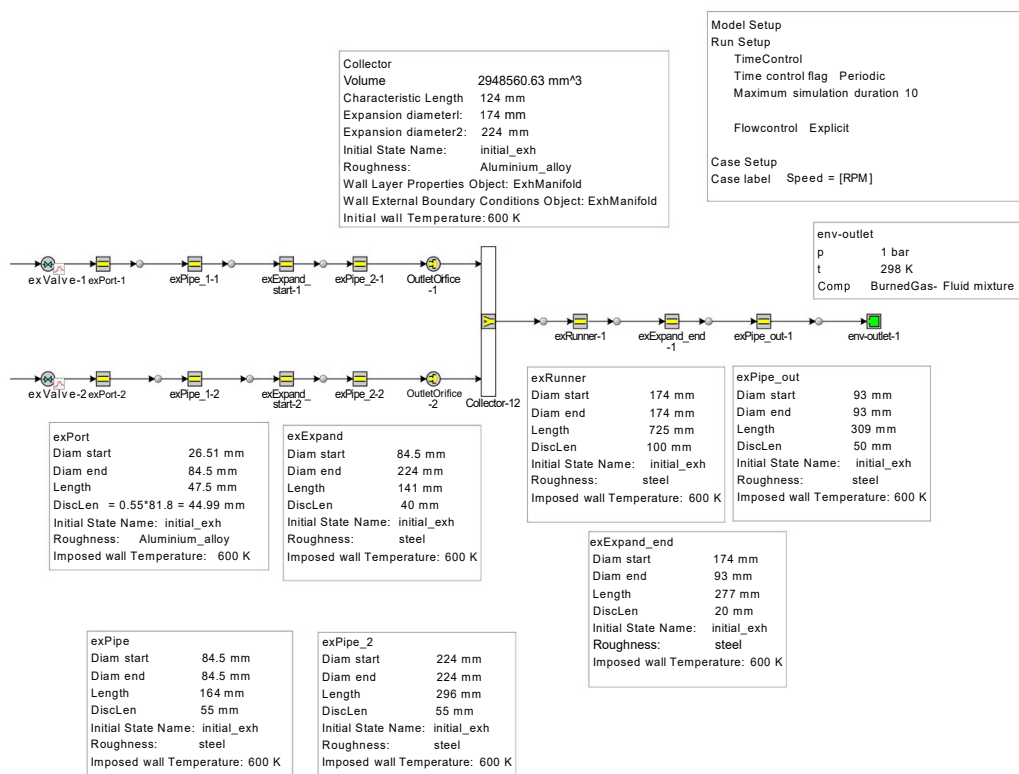
Pro motor byly v prvku *Engine* zadány zvolené parametry a koncepce válcové jednotky. Jako model třecích ztrát byl použit *Chen-Flynn Engine Friction model* s hodnotami parametrů dostupnými ze souboru pro semestrální projekt návrhu motoru [74]. Otáčky byly zadány parametricky v rozmezí $500\text{--}5000\text{ min}^{-1}$ s krokem 500 min^{-1} . Tento rozsah byl zvolen z důvodu zjištění charakteristik motoru i za jmenovitými otáčkami motoru, zejména pro zjištění poklesu výkonu. Model přestupu tepla byl zvolen *WoschniGT*, jež je pro tyto aplikace nejpoužívanější. Jako model hoření byl použit jednoduchý *Wiebeho model* dostupný v *GT-Power*, tedy *EngCylCombSIWiebe*, kde byl zadán úhel spálení 50 % paliva pro různé otáčky pomocí tabulky *Burn50* a doba spálení 80 % paliva pomocí tabulky *Dur*. Tento model je zobrazen na obr. 51 níže.



Obr. 51 Model klikového ústrojí s popisem jednotlivých prvků

MODEL VÝFUKU

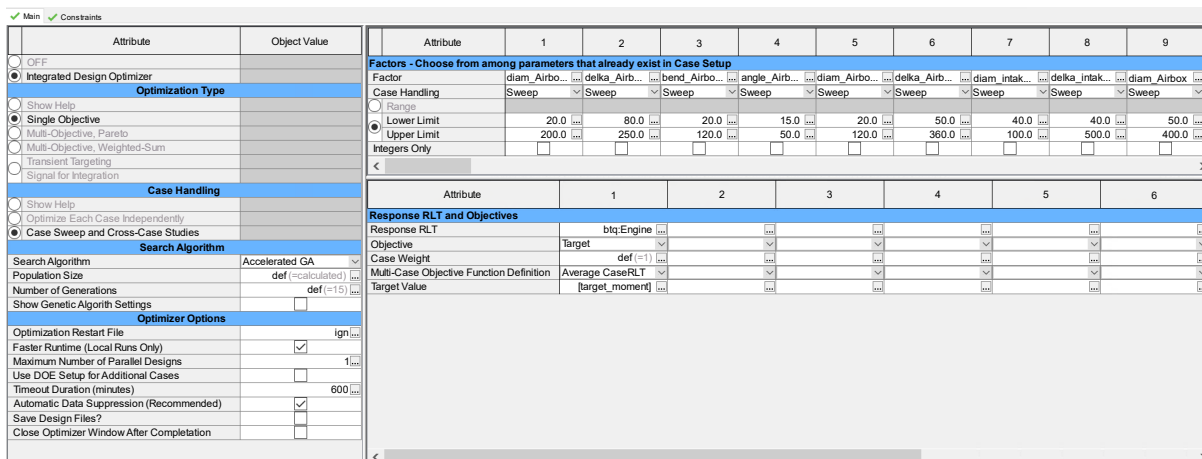
Výfuk byl modelován stejně jako sání již od části umístěné v hlavě končící prvkem *export* až po samotný výstup do okolí. Na výfukovou část v hlavě navazuje rozšiřující se potrubí znázorněné prvky *exExpand* a *exPipe*. Tato dvě potrubí jsou následně spojena v jedno pomocí sběrného potrubí, tedy prvku *Collector*. Za sběrným potrubím následuje výstupní potrubí, které je zakončeno stejně jako v případě sání okrajovou podmínkou dle normy ISO 1585. Tento model je zobrazen na obr. 52 níže.



Obr. 52 Model výfuku s popisem jednotlivých prvků

OPTIMALIZACE

Typ výpočtu byl nastaven jako periodický s maximálním počtem 10 cyklů a explicitním řešičem. Na základě získaných výsledků byla prováděna optimalizace, kdy za proměnné faktory byly nastaveny všechny rozměry potrubí, úhly časování a určité multiplikátory, jež byly při návrhu definovány parametricky. Celkově bylo zadáno 41 faktorů. Tyto proměnné faktory byly zadány maximální a minimální hodnotou. Následně byly optimalizovány jednotlivé případy otáček v rozmezí 1500–5000 min⁻¹. Optimalizace byla prováděna v několika iteracích, kdy byla vždy zadána parametricky hodnotami požadovaného točivého momentu. To bylo provedeno pomocí optimalizace typu *Single objective*, jelikož byl optimalizován pouze jeden parametr, a cíle zadaného pomocí *Target* pro nalezení požadované hodnoty (viz obr. 53). Točivý moment byl pro zvolený rozsah otáček zadán tak, aby bylo dosaženo zejména požadovaných výkonových parametrů motoru. Dále bylo nutné zvolit *Case Sweep and Cross-Case Studies*, aby byly hledány hodnoty optimální napříč zvoleným rozsahem otáček. Mechanismus řešiče byl nastaven jako *Accelerated GA*, jež umožňuje zrychlení výpočtu.

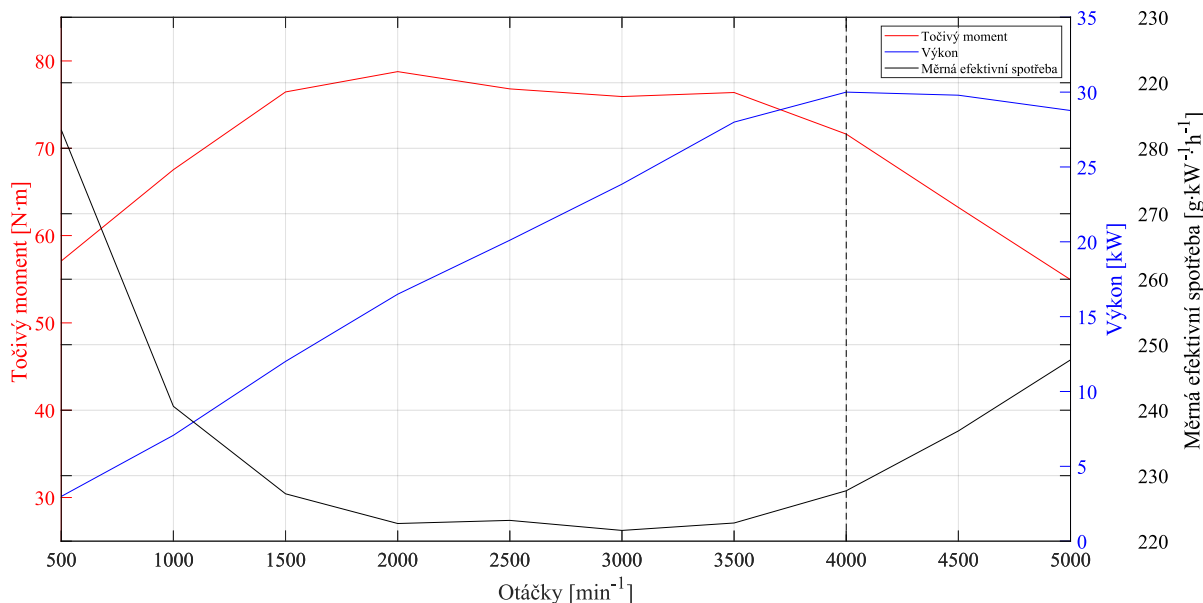


Obr. 53 Nastavení optimalizace v prostředí GT-Power

Na základě optimalizovaných parametrů byl model dále upraven a konečné výsledky byly pro účely tvorby grafu exportovány jako data. Všechny grafy byly poté vytvořeny na základě těchto dat pomocí programu MATLAB R2021b. Stále se ale jedná pouze o zjednodušený termodynamický model sloužící zejména pro získání přibližných tlaků ve spalovacím prostoru. Součástí motoru není například katalyzátor. Dále také byly jednotlivé tabulkové parametry zadávány z dostupných podkladů, což je další zjednodušení. Skutečný motor by tedy měl nižší výkonové parametry, odlišnou spotřebu a další.

4.4.1 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Získané hodnoty výkonu, točivého momentu a spotřeby jsou znázorněny na obr. 54 níže.



Obr. 54 Vnější otáčková charakteristika

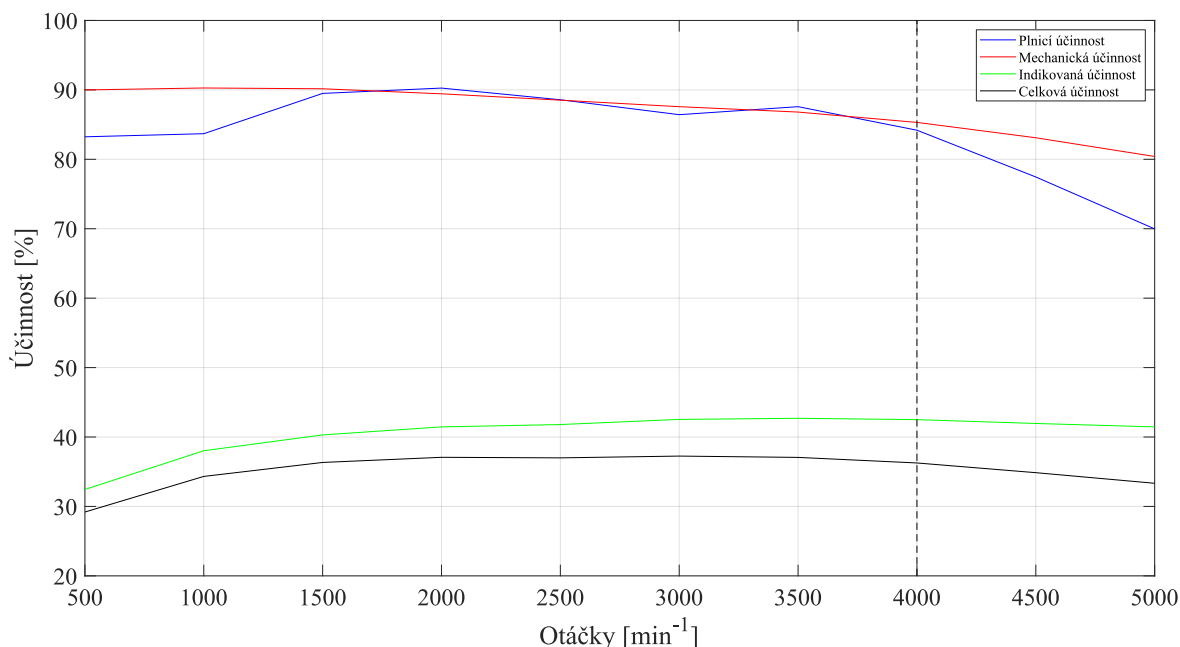
Motor dosahuje požadovaného výkonu 30 kW při jmenovitých otáčkách 4000 min⁻¹ a po překročení těchto otáček výkon dále klesá. Dalším cílem optimalizace bylo to, aby křivka

točivého momentu byla v rozsahu provozních otáček, tedy 2000–4000 min^{-1} co nejrovnější. Maximálního točivého momentu 78,7 N·m je dosaženo při otáčkách 2000 min^{-1} a poté pozvolna klesá až na hodnotu 71,6 N·m ve zvoleném provozním rozsahu otáček. Zároveň bylo snahou, aby měrná efektivní spotřeba byla v tomto rozsahu minimální. Minima měrné efektivní spotřeby 221,1 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ je dosahováno při otáčkách 3000 min^{-1} .

Díky zmíněnému nastavení okolních podmínek teploty a tlaku vzduchu dle normy ISO 1585, tedy ekvivalentu normy SAE J1349, není nutné tyto výkonové parametry přepočítávat dle korekčních součinitelů daných touto normou. Při simulování za jiných podmínek okolí by bylo nutné tyto výkonové parametry přepočítat, aby se vyloučily vlivy právě okolních podmínek, jelikož tyto faktory mohou ovlivnit výsledky měření a způsobovat tak nepřesnosti. Z tohoto důvodu se při reálném měření tyto parametry přepočítávají, což umožňuje korigovat okolní podmínky a následně porovnávat výsledky měření.

4.4.2 ÚČINNOSTI

Jednotlivé dosažené účinnosti jsou zobrazeny *obr. 55* níže. Z grafu lze vidět, že zejména u plnicí účinnosti jsou velké rezervy, kdy nebylo dosaženo 100 %, jichž běžně dosahují sériové motory v režimu maximálního točivého momentu. Tyto nedostatky však bylo nutno akceptovat, jelikož plnicí účinnost je dána zejména použitým časováním (viz kapitola 4.4.4).

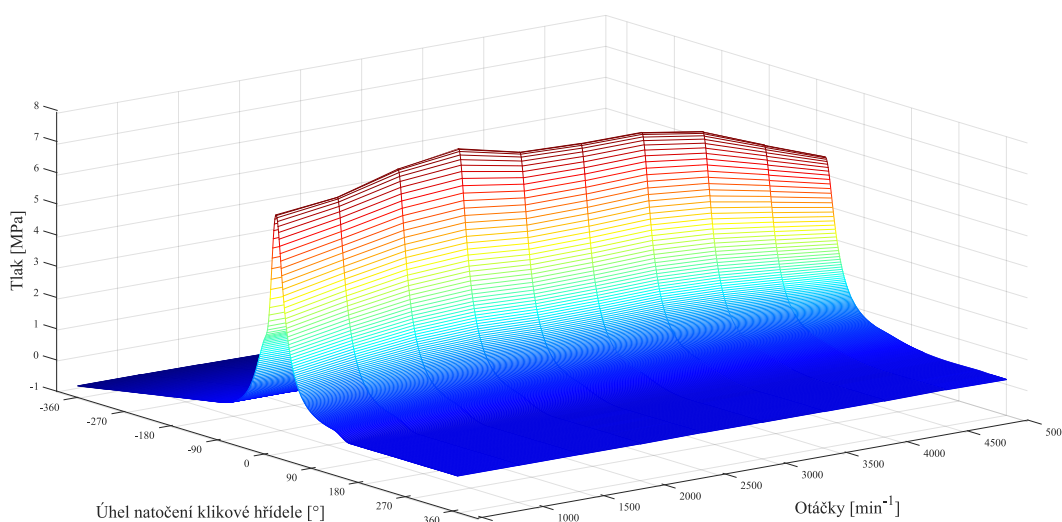


Obr. 55 Průběhy jednotlivých účinností

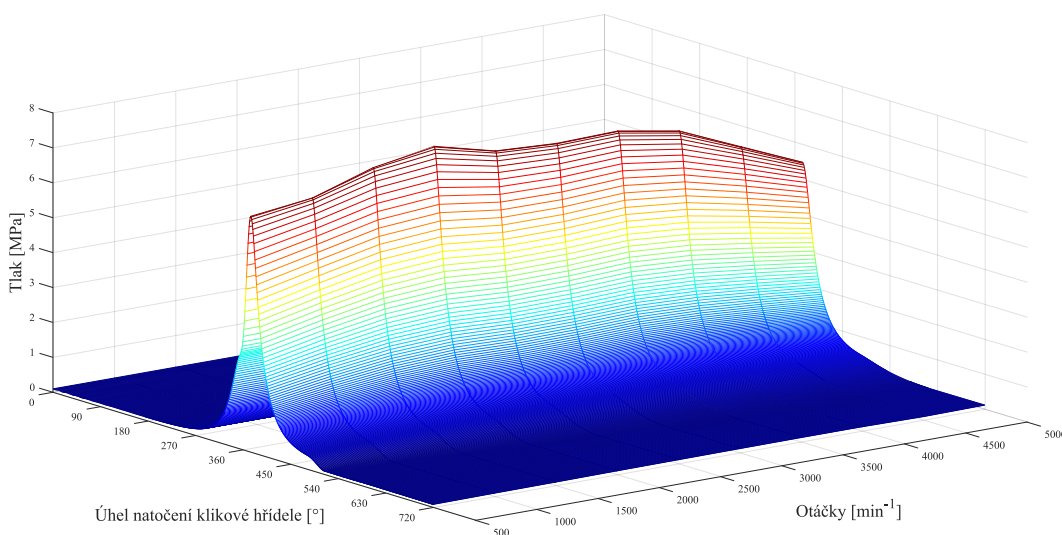
Maxima mechanické účinnosti 90,3 % je dosahováno při otáčkách 1000 min^{-1} a následně postupně klesá do jmenovitých otáček 4000 min^{-1} až na hodnotu 85,3 %. Celkovou účinnost je taktéž potřeba brát s rezervou, jelikož v termodynamickém modelu bylo zanedbáno mnoho ztrát, jež ve skutečném motoru figurují.

4.4.3 INDIKOVANÝ TLAK

Pro získání maximálního spalovacího tlaku byl vykreslen indikovaný tlak pro válec 1 (viz obr. 56) a válec 2 (viz obr. 57). Následně byl zjištěn maximální tlak 7,83 MPa, kterého je dosaženo na 1. válci při otáčkách 2000 min^{-1} .



Obr. 56 Průběh tlaku plynů v 1. válci

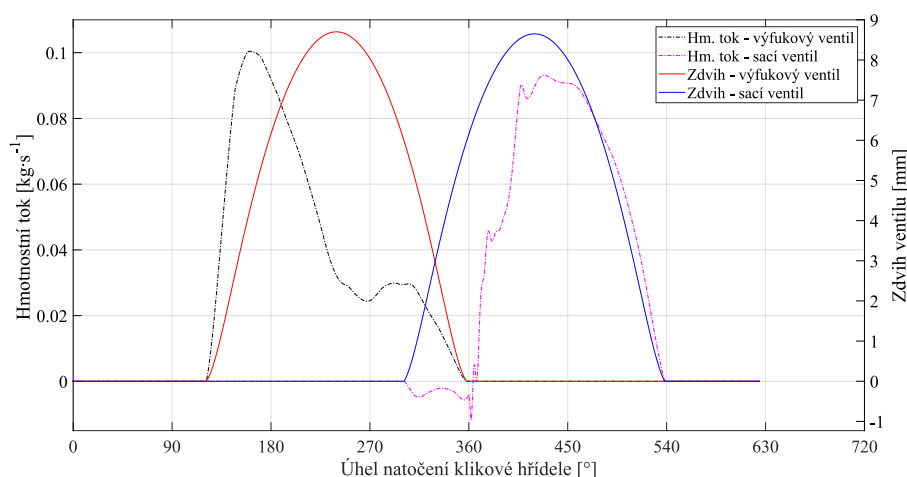


Obr. 57 Průběh tlaku plynů v 2. válci

Z grafů lze také vidět, že oba válce jsou plněny přibližně stejně, a tedy že první válec není plněn výrazně lépe než druhý a naopak. Určení těchto tlaků je dále nutné pro dynamické simulace MBS (Multi-Body System) (viz kapitola 6.1).

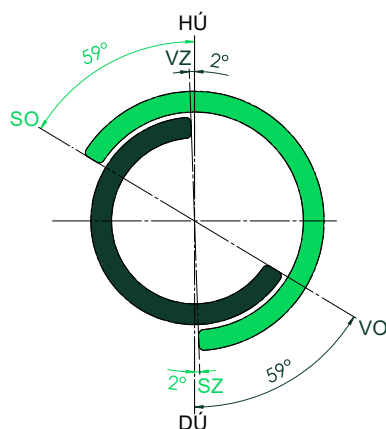
4.4.4 ČASOVÁNÍ VENTILŮ

Výstupem termodynamické simulace byly také zdvihy ventilů (viz obr. 58). Termodynamický model musel být kvůli těmto křivkám několikrát přepracován, jelikož byla problémem příliš dlouhá doba otevření ventilů, což vedlo ke konkávním vačkám, a následně příliš velký zdvih, což vedlo ke kolizi s pístem v horní úvrati. Maximální hodnota zdvihu je v případě výfukového i sacího ventilu přibližně 8,7 mm. Tyto zdvihové křivky ventilů byly dále zpracovány pro návrh vaček (viz kapitola 5.3.10).



Obr. 58 Hmotnostní tok a zdvih ventilů při jmenovitých otáčkách

Těmto zdvihovým křivkám odpovídá graf časování vyobrazený na obr. 59 níže. Z grafu je patrné překrytí ventilů, tzv. stříh, v oblastech před horní i dolní úvrati. Výsledné časování není charakteristické pro klasický sériový motor, avšak právě tohoto časování bylo dosaženo pro splnění požadovaných výkonových charakteristik. Při použití časování charakterističtějšího pro sériový motor bylo dosaženo podobných výkonových parametrů, avšak vždy byl problémový alespoň jeden aspekt, ať už vysoká nebo nevhodná spotřeba, absence poklesu výkonu po překročení jmenovitých otáček a další.



Obr. 59 Graf časování ventilů

4.4.5 PARAMETRY MOTORU

Ze zvolených základních rozměrů a provedených simulací byly získány hodnoty uvedené v souhrnné tab. 7, na základě kterých byl dále proveden rozbor kinematiky a dynamiky klikového mechanismu.

Tab. 7 Souhrnná tabulka parametrů navrhovaného motoru

Parametry motoru		Hodnota
Koncepce motoru	[-]	P2, 360°
Vrtání	[mm]	81,8
Zdvih	[mm]	81,8
Zdvihový objem	[cm ³]	859,8
Kompresní poměr	[-]	12,5 : 1
Jmenovité otáčky	[min ⁻¹]	4000
Jmenovitý výkon	[kW]	30
Otáčky maximálního točivého momentu	[min ⁻¹]	2000
Maximální točivý moment	[N·m]	78,8

4.5 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Výpočet kinematiky klikového mechanismu je zde uveden z důvodu získání základních kinematických veličin jako dráha, rychlost a zejména zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele α . Tyto parametry následně dále slouží pro dynamický rozbor. Jednotlivé vztahy pro výpočet proměnných byly čerpány z podkladů k přednáškám předmětu Hnací ústrojí [75].

Pro výpočet kinematiky pístu byly uvažovány pouze první dva řády, jež se běžně pro charakteristiku používají. Získané závislosti v této kapitole byly vypočítány a vykresleny v programu PTC Mathcad Prime 7.0.0.0.

4.5.1 DRÁHA PÍSTU

Dráha pístu s byla vypočítána součtem I. a II. harmonické složky ze vztahu:

$$s \approx r \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) \right], \quad (3)$$

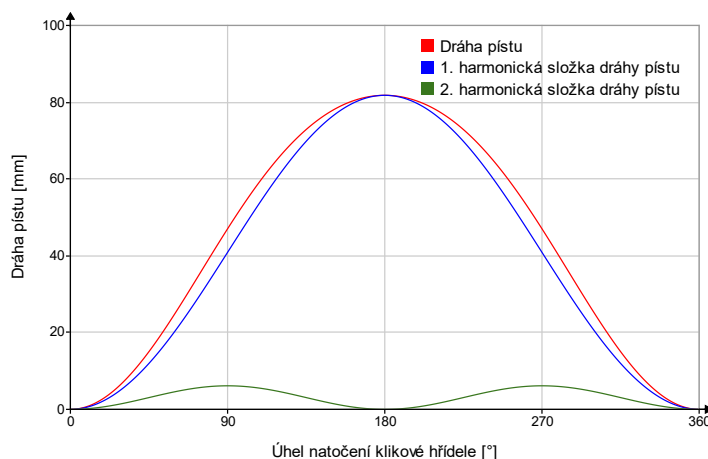
kde I. harmonická složka dráhy pístu s_I je rovna:

$$s_I = r(1 - \cos(\alpha)) \quad (4)$$

a II. harmonická složka dráhy pístu s_{II} je rovna:

$$s_{II} = r \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2\alpha)) . \quad (5)$$

Po dosazení vypočítaných hodnot do uvedených rovnic byl vytvořen graf průběhů dráhy pístu a jejich jednotlivých harmonických složek (viz obr. 60).



Obr. 60 Průběh dráhy pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

4.5.2 RYCHLOST PÍSTU

Pro výpočet rychlosti pístu je nutné určit jmenovitou úhlovou rychlost klikové hřídele ω .

$$\omega = 2\pi n . \quad (6)$$

Rychlost pístu v je poté vypočítána součtem I. a II. harmonické složky, jenž je dán derivací dráhy pístu, ze vztahu:

$$v \approx r\omega \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right] , \quad (7)$$

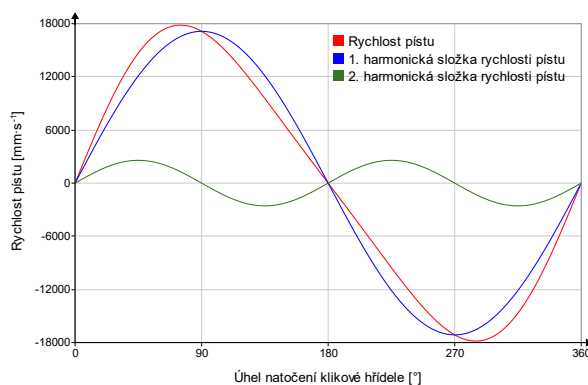
kde I. harmonická složka rychlosti pístu v_I je rovna:

$$v_I = r\omega \sin(\alpha) \quad (8)$$

a II. harmonická složka rychlosti pístu v_{II} je rovna:

$$v_{II} = r\omega \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) . \quad (9)$$

Po dosazení vypočítaných hodnot do uvedených rovnic byl vytvořen graf průběhů rychlosti pístu a jejich jednotlivých harmonických složek (viz obr. 61).



Obr. 61 Průběh rychlosti pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

4.5.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

Zrychlení pístu a je stěžejní pro výpočet setrvačných sil na pístní skupinu. Je získáno derivací rychlosti pístu a je dáno vztahem:

$$a \approx r\omega^2[\cos(\alpha) + \lambda\cos(2\alpha)], \quad (10)$$

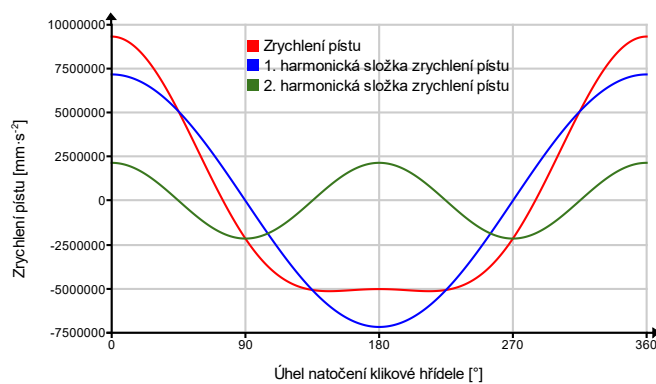
kde I. harmonická složka zrychlení pístu a_I je rovna:

$$a_I = r\omega^2\cos(\alpha) \quad (11)$$

a II. harmonická složka zrychlení pístu a_{II} je rovna:

$$a_{II} = r\omega^2\lambda\cos(2\alpha). \quad (12)$$

Po dosazení vypočítaných hodnot do uvedených rovnic byl vytvořen graf průběhů zrychlení pístu a jeho jednotlivých složek (viz obr. 62).



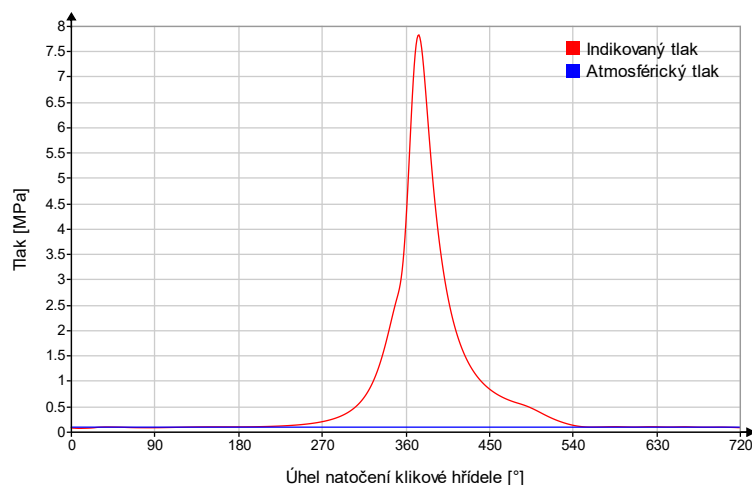
Obr. 62 Průběh zrychlení pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

4.6 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

V klikovém mechanismu se projevují síly od tlaku plynů a setrvačné síly. Jedním z cílů této práce je navrhnout nehlukný motor, a proto je důležité tyto síly, zejména setrvačné, určit pro jejich následné vyvážení. Uvedené závislosti a vykreslené grafy byly vytvořeny v programu PTC Mathcad Prime 7.0.0.0, stejně jako v případě kapitoly kinematiky.

4.6.1 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM $p-\alpha$

Pro výpočet sil zatěžujících klikový mechanismus bylo potřeba určení indikovaného tlaku v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Tyto hodnoty byly získány z termodynamické simulace a následně vykresleny (viz obr. 63). Indikátorový diagram $p-\alpha$ slouží pro vizualizaci a případnou analýzu změn tlaku ve spalovacím prostoru. Pro názornější zobrazení podtlaku je na diagramu vynesena i průběh atmosférického tlaku p_{atm} .



Obr. 63 Průběh indikovaného tlaku ve spalovacím prostoru v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

4.6.2 INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM $p-V$

Indikátorový diagram $p-V$ slouží pro zobrazení pracovního oběhu pístového spalovacího motoru. Z tohoto diagramu (viz obr. 64) lze vidět změny tlaku a objemu pracovního média během jednoho pracovního cyklu.

Pro vykreslení tohoto diagramu je nejprve nutné vypočítat plochu pístu S_p dle vztahu:

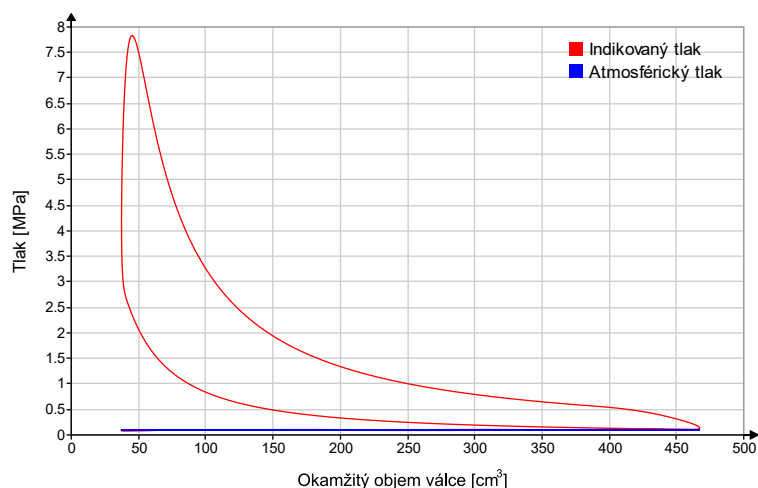
$$S_p = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (13)$$

dále zdvihový objem jednoho válce motoru V_z dle vztahu:

$$V_z = S_p z. \quad (14)$$

Dalším parametrem pro vykreslení je kompresní objem jednoho válce motoru V_k , který byl odměřen z vymodelovaného kompresního prostoru (viz kapitola 5.3.1). Poté byl vypočítán okamžitý objem válce V_o dle vztahu:

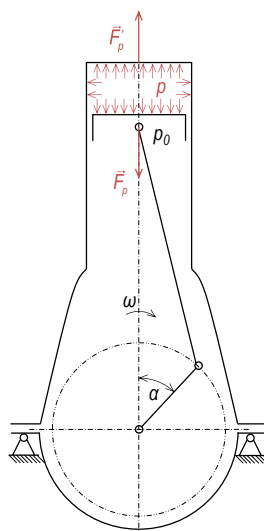
$$V_o = V_k + S_p s . \quad (15)$$



Obr. 64 Indikátorový diagram závislosti tlaku na objemu

4.6.3 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Jedná se o tzv. primární, respektive vnitřní síly, které jsou způsobeny přenosem tlaku plynů ve spalovacím prostoru na dno pístu, hlavu a stěny válce. Síla F_p je vyrovnávána silou F'_p o stejné velikosti, ale opačného směru. Síla F'_p se přenáší na hlavu a zatěžuje pevné části motoru, ale nepřenáší se klikovým ústrojím na uložení motoru, jako tomu je u její normálové dvojice F_p . Obě tyto síly jsou znázorněny na obr. 65.



Obr. 65 Schématické znázornění síly od tlaku plynů [76]

Pro výpočet síly od tlaku plynů F_p byl použit vztah:

$$F_p = S_p(p - p_0), \quad (16)$$

kde p je tlak ve spalovacím prostoru a p_0 je tlak v klikové skříni, jež lze považovat za atmosférický tlak p_{atm} s konstantní velikostí. Jako hodnoty tlaku ve spalovacím prostoru byly použity hodnoty indikovaného tlaku získané z termodynamické simulace.

4.6.4 SETRVAČNÉ SÍLY

Jedná se o tzv. sekundární neboli vnější síly. Setrvačné síly pohybujících se částí se přenášejí na pevné části motoru. Tyto síly mají periodický průběh. Pro výpočet setrvačných sil v klikovém mechanismu bylo nutné nejprve určit hmotnosti pohybujících se částí. Tyto hmotnosti byly zjištěny z provedeného konstrukčního návrhu.

SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

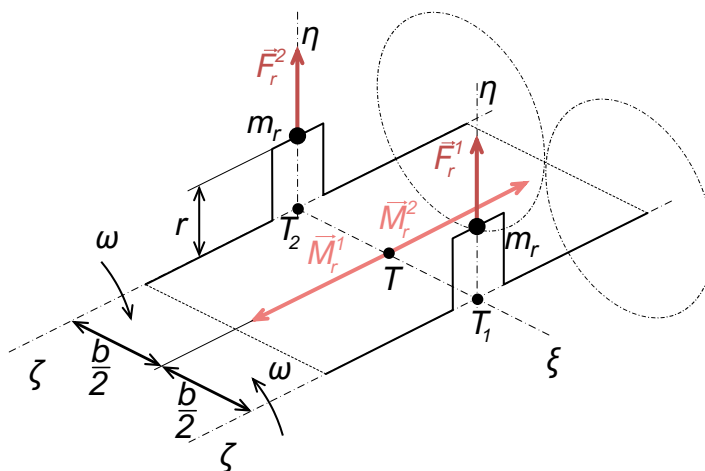
Setrvačná síla rotačních částí má konstantní velikost, která je nezávislá na poloze klikové hřídele a rotuje stále se zalomením klikové hřídele. Tato síla F_r^i se pro jeden válec vypočítá dle vztahu:

$$F_r^1 = m_r r \omega^2, \quad (17)$$

kde m_r je hmotnost rotačních částí.

Pro zvolené uspořádání znázorněné schématicky na *obr. 66* je výsledná setrvačná síla rotačních částí poté rovna:

$$\sum_{i=1}^2 F_r^i = m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 = 2m_r r \omega^2. \quad (18)$$



Obr. 66 Znáznornění setrvačných sil a momentů rotačních částí pro zvolené uspořádání

SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Setrvačná síla posuvných částí F_s^I jednoho válce působící v ose válce se vypočítá dle vztahu:

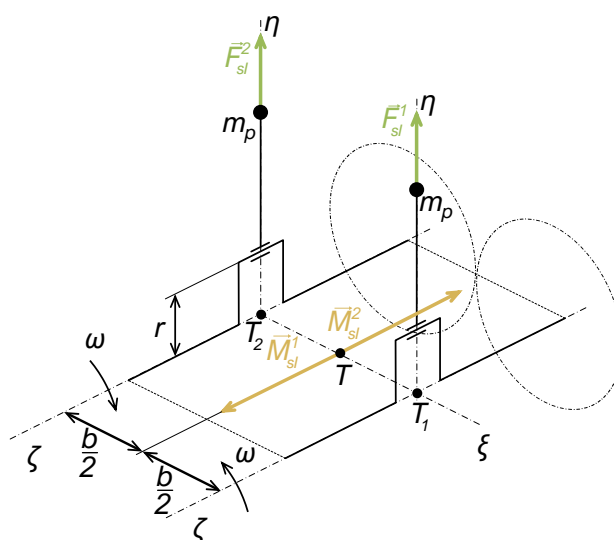
$$F_s^1 = -m_p a, \quad (19)$$

kde m_p reprezentuje hmotnost posuvných částí klikového mechanismu. Setrvačná síla je algebraickým součtem jednotlivých harmonických složek. Pro účely dalších výpočtů bylo počítáno s volnými setrvačnými silami, tedy s opačným znaménkem, jelikož právě ty se přenášejí do prostoru klikové skříně a uložení motoru. Volná setrvačná síla posuvných částí I. řádu pro jeden válec F_{sI}^I tedy I. harmonické složky je po dosazení rovna:

$$F_{sI}^1 = m_p a_I = m_p r \omega^2 \cos(\alpha). \quad (20)$$

Pro zvolené uspořádání znázorněné schématicky na *obr. 67* je výsledná volná setrvačná síla posuvných částí I. řádu F_{sI} rovna:

$$\sum_{i=1}^2 F_{sI}^i = m_p r \omega^2 \cos(\alpha) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha) = 2m_p r \omega^2 \cos(\alpha). \quad (21)$$



Obr. 67 Znázornění setrvačných sil a momentů posuvných částí I. řádu pro zvolené uspořádání

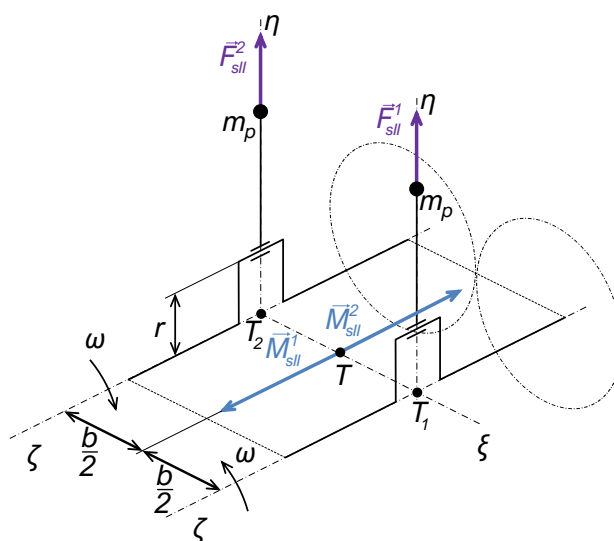
Volná setrvačná síla posuvných částí II. řádu pro jeden válec F_{sII}^I , tedy II. harmonické složky je po dosazení rovna:

$$F_{sII}^1 = m_p a_{II} = m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha). \quad (22)$$

Výsledná volná setrvačná síla posuvných částí II. řádu F_{sII} je poté rovna:

$$\sum_{i=1}^2 F_{sII}^i = m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha) + m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha) = 2m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha). \quad (23)$$

Setrvačné síly posuvných částí II. řádu zobrazené na *obr. 68* působí ve stejném směru jako v případě setrvačných sil posuvných částí I. řádu.



Obr. 68 Znáornění setrvačných sil a momentů posuvných částí II. řádu pro zvolené uspořádání

4.6.5 MOMENTOVÉ ÚČINKY

Uvedené setrvačné síly vytvářejí na rameni $b/2$ odpovídající momenty, kde b je vzdálenost válců. Jelikož jsou výslednice setrvačných sil nenulové, je nutné počítat momenty k těžišti, jelikož se jedná o vektory vázané k těžišti. Výhodou zvoleného uspořádání čtyřdobého dvouválcového motoru s pravidelným rozestupem zážehů je to, že tyto momentové účinky jsou vyváženy přirozeně a zbývá tak vyvážit pouze setrvačné síly.

MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil rotačních částí mají za předpokladu konstantní úhlové rychlosti stejnou velikost a mění pouze svůj směr.

Tyto momenty jsou pro zvolené uspořádání schématicky zobrazeny na *obr. 66*. Výsledný moment setrvačných sil rotačních částí M_r je poté dán vztahem:

$$\sum_{i=1}^2 M_r^i = -m_r r \omega^2 \frac{b}{2} + m_r r \omega^2 \frac{b}{2} = 0. \quad (24)$$

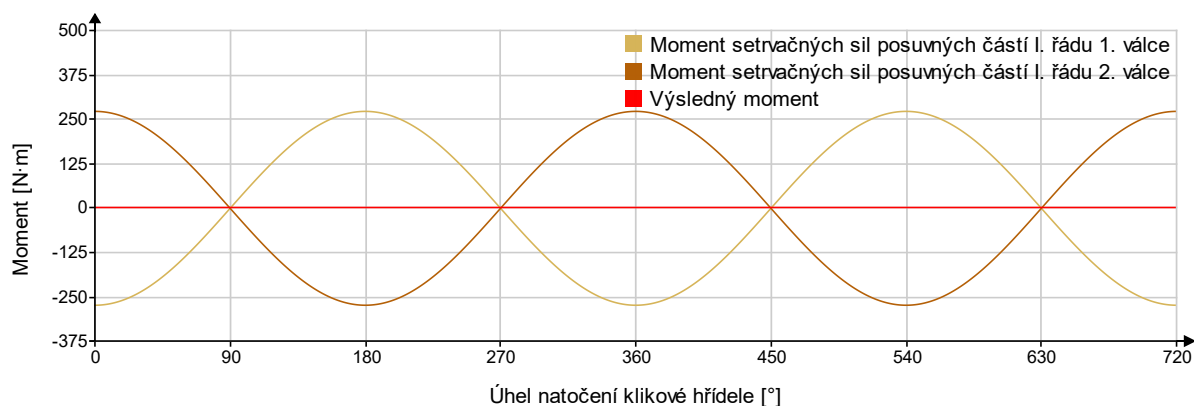
MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil posuvných částí působí ve stálém směru, na rozdíl od momentů setrvačných sil rotačních částí, a mají proměnný smysl a velikost.

Momenty od setrvačných sil posuvných částí I. řádu jsou znázorněny na *obr. 67* a výsledný moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu M_{SI} je poté dán vztahem:

$$\sum_{i=1}^2 M_{SI}^i = -m_p r \omega^2 \cos(\alpha) \frac{b}{2} + m_p r \omega^2 \cos(\alpha) \frac{b}{2} = 0. \quad (25)$$

Tyto momenty byly vyjádřeny číselně a jejich průběhy jsou zobrazeny na *obr. 69* níže.

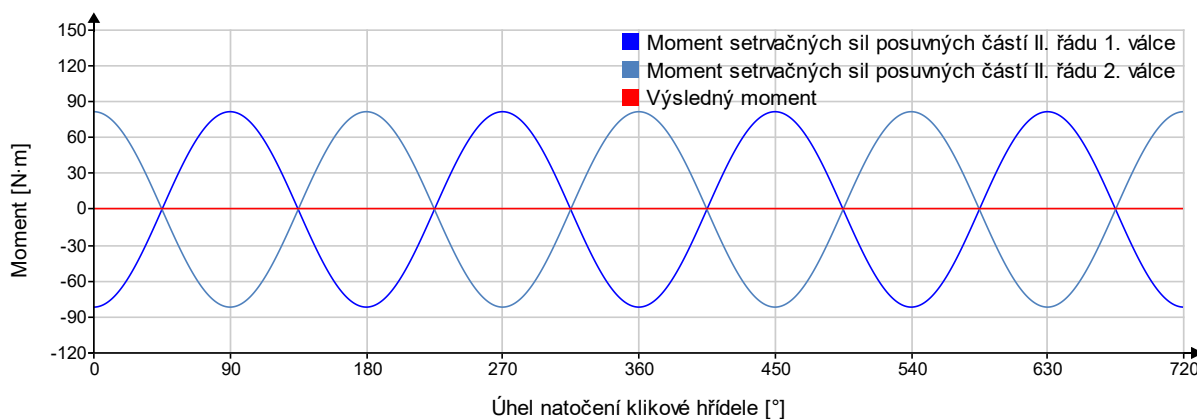


Obr. 69 Průběh momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu

Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu jsou znázorněny na *obr. 68* a výsledný moment M_{SII} je dán vztahem:

$$\sum_{i=1}^2 M_{SII}^i = -m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha) \frac{b}{2} + m_p r \omega^2 \lambda \cos(2\alpha) \frac{b}{2} = 0. \quad (26)$$

Tyto momenty byly vyjádřeny číselně a jejich průběhy jsou zobrazeny na *obr. 70* níže.



Obr. 70 Průběh momentů setrvačných sil posuvných částí II. řádu

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Konstrukční návrh motoru byl proveden na základě zvolených parametrů válcové jednotky. Všechny konstrukční části byly modelovány v programu PTC Creo Parametric 4.0.

5.1 KONSTRUKCE KLIKOVÉHO MECHANISMU

Konstrukce klikového mechanismu byla inspirována CAD modelem sestavy reálného provedení motoru poskytnutého vedoucím práce. Na základě tohoto modelu byly dále voleny rozměry jednotlivých částí klikového mechanismu.

Klikový mechanismus převádí přímočarý vratný pohyb pístu a posuvné části ojnice, který byl vyvolán silou od tlaku plynů při zážehu palivové směsi, na rotační pohyb rotační části ojnice a následně klikové hřídele prostřednictvím ojničního čepu. Jedná se tedy o jeden z nejvíce namáhaných konstrukčních uzlů celého motoru. Prostřednictvím ozubeného kola klikové hřídele je poháněn rozvodový mechanismus a ostatní příslušenství motoru.

5.1.1 PÍSTNÍ SKUPINA

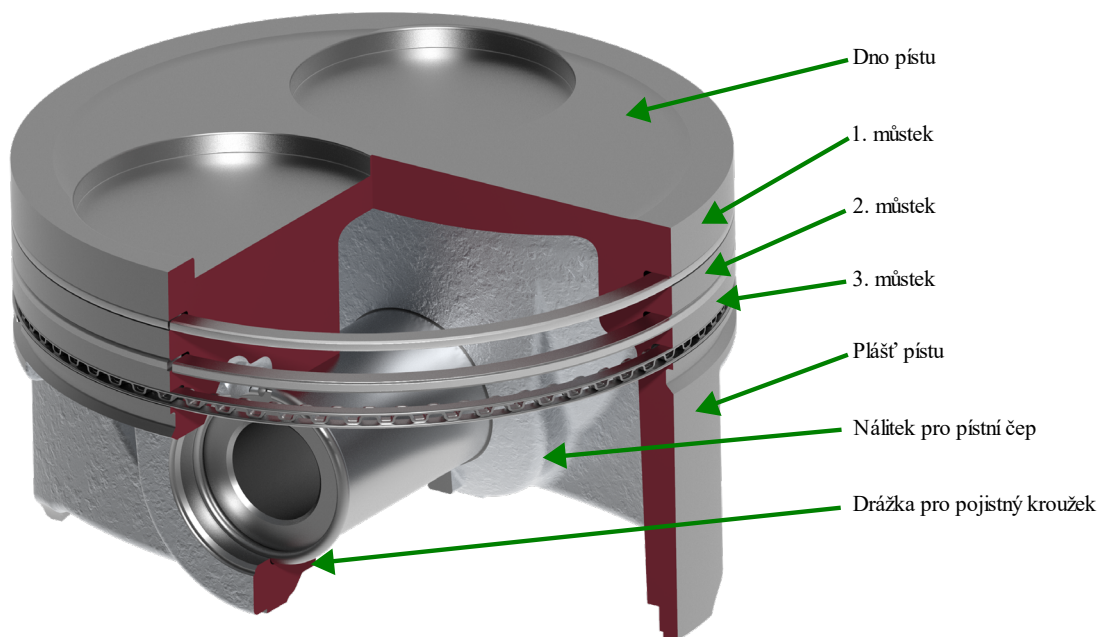
Pístní skupina je tvořena pístem, pístními kroužky, pístním čepem a pojistnými kroužky pro axiální zajištění pístního čepu.

PÍST

Píst byl navrhován se snahou o co nejmenší hmotnost zejména z důvodu zmenšení setrvačných sil posuvných částí. Dalším důvodem je to, že čím menší je hmotnost pístu, tím méně energie je třeba pro jeho pohyb při každém pracovním cyklu, což umožňuje motoru pracovat s menší spotřebou paliva a s lepší účinností. Jak již bylo zmíněno, píst zachycuje síly od tlaku plynů, které dále přenáší prostřednictvím pístního čepu na ojnici, a je tedy velmi tepelně a mechanicky namáhan. Z tohoto důvodu byl zvolen materiál pístu AlSi12CuNiMg s označením ČSN 42 4336. Jedná se o hliníkovou slitinu vhodnou pro použití za vyšších teplot, která je odlévána především technologií gravitačního, případně sklopného lití do kokil. Z toho důvodu byl při modelování pístu kladen důraz na absenci ostrých hran mimo opracované plochy. Zvolená technologie lití pístu umožňuje jeho odlehčení za současného zachování pevnosti, například tvarováním výztuh nálitku pístního čepu. Výztuhy jsou důležité zejména pro zvýšení tuhosti a pevnosti, jelikož spojují plášť pístu přes nálitky pro pístní čep. Nálitky pístního čepu jsou umístěny co nejbližší středu pístu, jelikož právě tam je píst při průběhu tepelného cyklu nejvíce vystaven napětí, což umožňuje zvýšení pevnosti a zároveň minimalizaci hmotnosti. Pro minimalizaci hmotnosti byla navržena i malá výška pláště pístu s ohledem na to, aby zajišťoval dostatečné vedení ve válci motoru a odvod tepla do stěn válce pro správnou funkci. Píst včetně drážek byl navrhován na jmenovitý rozměr a nebyla tudíž zohledněna tepelná roztažnost.

Píst obsahuje drážky pro pístní a pojistné kroužky (viz *obr. 71*). V drážce pro stírací kroužek jsou vyvrtány otvory pro odvod oleje pomocí stíracího kroužku. Dno pístu obsahuje vybrání

pro ventily, aby nedošlo ke kolizi při jejich maximálním zdvihu v horní úvrati. Finální tvar dna pístu byl zhotoven tak, aby vyhovoval zvolenému kompresnímu poměru (viz kapitola 5.3.1).



Obr. 71 Pístní skupina

Rozměry a další parametry pístu jsou uvedeny v tab. 8 níže.

Tab. 8 Parametry pístu

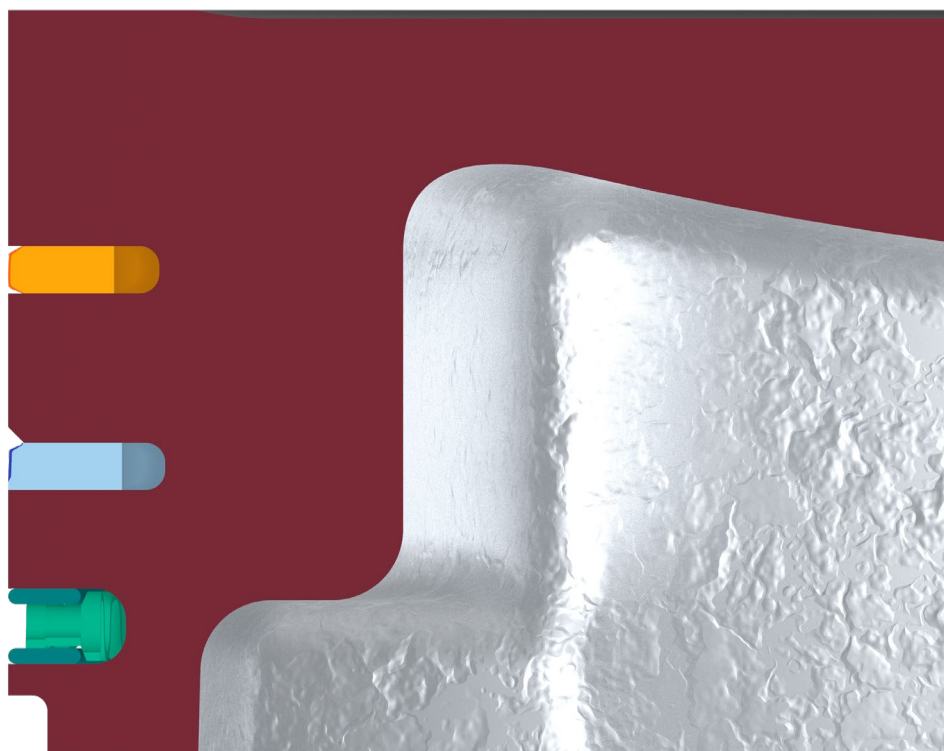
Rozměr		Hodnota
Průměr pístu	[mm]	81,8
Výška pístu	[mm]	51
Kompresní výška pístu	[mm]	32
Výška prvního můstku	[mm]	6
Výška druhého můstku	[mm]	3,8
Výška ostatních můstků	[mm]	2,5
Výška pláště pístu	[mm]	34,4
Tloušťka dna pístu	[mm]	4,2
Průměr pro pístní čep	[mm]	20
Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep	[mm]	25
Vzdálenost mezi drážkami pro pístní čep	[mm]	50
Materiál pístu	[-]	AlSi12CuNiMg
Hmotnost samotného pístu	[kg]	0,286

Vybrání pro ventily a vyosení pístního čepu se v pístech pro jednotlivé válce liší. Z toho důvodu byl nastaven tzv. *Family table*, jenž tyto změny zohledňoval.

PÍSTNÍ KROUŽKY

Píst obsahuje tři pístní kroužky, dva těsnicí a jeden stírací. Pístní kroužky jsou stejně jako píst velmi tepelně a mechanicky namáhané. Pístní kroužky tedy musí vykazovat nízké tření, vysokou oteřuvzdornost a zejména vysokou tepelnou odolnost. Pístní kroužky dále odvádějí teplo na chlazenou stěnu válce. Všechny kroužky jsou vyrobeny z oceli a těsnicí kroužky obsahují kompozitní chromový povlak pro snížení tření a zvýšení životnosti.

První těsnicí kroužek je pravoúhlý s válcovou těsnicí plochou a druhý těsnicí kroužek je minutový s kuželovou těsnicí plochou. Třetí stírací kroužek je třídlílný lamelový kroužek s expandérem (viz *obr. 72*).



Obr. 72 Řez pístními kroužky pístní skupiny

První a druhý těsnicí kroužek slouží pro utěsnění spalovacího prostoru, zabraňují tak vniknutí spalovacích plynů do prostoru pod pístem. Pracovní strana těsnicích kroužků je zaoblena pro lepší vytvoření olejového filmu a také pro snížení třecích ztrát.

Třetí stírací kroužek slouží k odstranění oleje ze stěny válce zpátky do klikové skříně při pohybu pístu směrem dolů, čímž zabraňuje nadměrné spotřebě oleje. Naopak při pohybu pístu směrem nahoru přivádí potřebné množství oleje a společně s těsnicími kroužky je rovnoměrně rozděluje v tenké vrstvě po celé stěně válce.

Rozměry a hmotnosti pístních kroužků jsou uvedeny *tab. 9* níže:

Tab. 9 Parametry pístních kroužků

Rozměr		Hodnota
Vnitřní průměr 1. pístního kroužku	[mm]	76,4
Výška 1. pístního kroužku	[mm]	1,2
Hmotnost 1. pístního kroužku	[g]	6,15
Vnitřní průměr 2. pístního kroužku	[mm]	76
Výška 2. pístního kroužku	[mm]	1,2
Hmotnost 2. pístního kroužku	[g]	6,62
Vnitřní průměr 3. pístního kroužku	[mm]	77,1
Výška 3. pístního kroužku	[mm]	1,92
Hmotnost 3. pístního kroužku	[g]	3,88

PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep spojuje píst s ojnicí a přenáší tak silové účinky. Pístní čep byl zvolen jako plovoucí, a je tedy uložen v oku ojnice i v nálitcích pístu s vůlí, což příznivě ovlivňuje vytváření olejového filmu. Díky tomu dochází k opotřebení pístního čepu rovnoměrněji, jelikož se během provozu otáčí. Axiálně je zajištěn pomocí dvou pojistných drátěných ocelových kroužků o průměru drátu 1,5 mm, které jsou umístěny v drážkách nálitků pístního čepu. V pístu jsou dále na obou nálitcích vytvořena vybrání pro demontáž pojistných kroužků pomocí kleští.

Délka pístního čepu je dána vzdáleností drážek v nálitcích pro pístní čep. Dále bylo zvoleno vyosení pístního čepu 0,4 mm proti smyslu otáčení z důvodu překlopení pístu na tlakovou stranu již před náhlým nárůstem tlaku na konci komprese. Vyosení pístního čepu také omezuje hlučnost pístu. Jako materiál pístního čepu byla zvolena legovaná ocel 15CrNi6 s obchodním názvem AISI 3115 dle normy ČSN 16 220. Rozměry a hmotnosti pístního čepu a pojistných kroužků jsou uvedeny v tab. 10 níže:

Tab. 10 Parametry pístního čepu

Rozměr		Hodnota
Vnější průměr pístního čepu	[mm]	20
Vnitřní průměr pístního čepu	[mm]	12
Délka pístního čepu	[mm]	40
Hmotnost pístního čepu	[kg]	0,06
Průměr drátu pojistného kroužku	[mm]	1,5
Střední průměr pojistného kroužku	[mm]	20,2
Hmotnost pojistného kroužku	[g]	0,85

5.1.2 SESTAVA OJNICE

Jako materiál ojnice byla zvolena ocel 40NiCrMo7, jinak označovaná jako AISI 4340 nebo také DIN 1.6565, vhodná pro kování v zápustce. Dřík ojnice byl navržen ve tvaru písmene I a ojnice byla modelována s ohledem na zvolenou technologii výroby. Nejprve byl tedy vymodelován výkovek, který byl následně opracován. Z toho důvodu jsou na modelu viditelné hrany po ostřížení výronku. Dále jsou plochy ojnice zkosené pro lepší vyjmutí z formy. Dřík je v místech spojení s horním a spodním okem ojnice zaoblen pro zvýšení tuhosti a pevnosti přechodu. Dalším konstrukčním prvkem je vyvažovací hmota v části spodního oka, která reprezentuje postup vyvážení skutečné ojnice. U reálné ojnice je vyvážení dosaženo právě odebráním, tedy opracováním této hmoty. Model sestavy ojnice je znázorněn na *obr. 73*.

Jako dělení ojnice byla zvolena technologie řízeného lomu. Z tohoto důvodu jsou v ojnici zhotoveny technologické úkopy v místě dělicí roviny. Při tomto způsobu dělení ojnice vzniká nezaměnitelná plocha lomu a není nutné použití vodicích kolíků. Dělení pomocí řízeného lomu je cenově výhodnější a zároveň umožňuje snížení hmotnosti ojnice. Do spodního oka ojnice jsou vloženy dvě ocelové ložiskové pánve bez jazýčků. Ložiskové pánve jsou do spodního oka vloženy s předpětím, což zamezuje protočení. Vnitřní průměr spodního oka ojnice je dán průměrem ojničního čepu klikové hřídele a tloušťkou ložiskových pánví. Vedení ojnice je ve spodní části zajištěno pomocí nákrůžků ojničního čepu klikové hřídele, v horním oku ojnice není nutné. Víko ojnice je spojeno s dříkem ojnice pomocí dvou šroubů M8. Jako materiál ojničních šroubů byla zvolena ocel 50CrV4, označovaná také jako AISI 6145 dle normy ČSN 15 260.

Stejně jako u pístu byla i u ojnice snaha o dosažení nízké hmotnosti, zejména u horního oka, jelikož přispívá k zvyšování hmotnosti posuvných částí. Z tohoto důvodu byl pro horní oko ojnice zvolen trapézový, resp. lichoběžníkový tvar bez ložiskového pouzdra, neboť pístní čep je horním oku ojnice uložen kluzně. Vnitřní průměr horního oka ojnice je pouze opracován pomocí technologie honování. Trapézový tvar byl rovněž zvolen z důvodu snížení třecích ztrát. Při použití trapézového tvaru horního oka ojnice zároveň není nutný mazací otvor, jelikož pístní čep je mazán stíraným olejem a mazací vrstva se vyrovnává díky lichoběžníkovému tvaru. Dalším důvodem volby tohoto tvaru je snížení namáhání pístní skupiny a sestavy ojnice. Při hoření směsi paliva se vzduchem vzniká ve spalovacím prostoru vysoký tlak, který ve srovnání s běžným spojením pístu a ojnice působí na větší styčnou plochu, což má za následek menší namáhání pístní skupiny a sestavy ojnice.



Obr. 73 Sestava ojnice

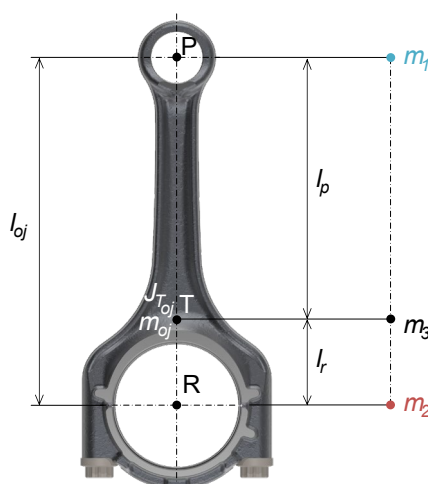
Parametry ojnice jsou uvedeny v *tab. 11* níže.

Tab. 11 Parametry ojnice

Rozměr		Hodnota
Délka ojnice	[mm]	136,3
Tloušťka dřívku ojnice	[mm]	5
Vnitřní průměr horního oka ojnice	[mm]	20
Vnější průměr horního oka ojnice	[mm]	30,4
Největší šířka horního oka ojnice	[mm]	20
Nejmenší šířka horního oka ojnice	[mm]	12
Vnitřní průměr spodního oka ojnice	[mm]	50
Vnější průměr spodního oka ojnice	[mm]	57
Šířka spodního oka ojnice	[mm]	20
Materiál ojnice	[-]	ocel 50CrV4
Hmotnost ojnice	[kg]	0,361
Hmotnost pánve	[g]	9,50
Hmotnost šroubu ojnice	[g]	19,83
Hmotnost sestavy ojnice	[kg]	0,420

REDUKCE OJNICE DO 3 HMOTNÝCH BODŮ

Ojnice koná obecný rovinný pohyb. Pro výpočet velikosti setrvačných sil je nutné redukovat hmotnost sestavy ojnice do hmotných bodů reprezentujících daný pohyb. Redukce ojnice do 3 hmotných bodů slouží k následnému výpočtu redukce ojnice do 2 hmotných bodů. Redukce ojnice do 3 hmotných bodů spočívá v redukci celkové hmotnosti sestavy ojnice m_{oj} včetně šroubů a ložisek do dílčích hmotností umístěných do horního oka ojnice m_1 , spodního oka ojnice m_2 a do těžiště m_3 pomocí ekvivalentní soustavy (viz obr. 74).



Obr. 74 Třibodová redukce ojnice

Pro výpočet redukce ojnice byly z vymodelované sestavy ojnice odměřeny vzdálenosti horního a spodního oka ojnice od těžiště a dále také moment setrvačnosti vztážený k těžišti (viz tab. 12).

Tab. 12 Hodnoty pro výpočet redukce ojnice do 3 hmotných bodů

Rozměr		Hodnota
Vzdálenost posuvných hmot l_p	[mm]	103,311
Vzdálenost rotačních hmot l_r	[mm]	32,989
Moment setrvačnosti vztažený k těžišti J_{toj}	[kg·mm ²]	1208,496

Pro výpočet redukce ojnice do 3 hmotných bodů platí následující předpoklady [76]:

- Zachování hmotnosti
- Zachování polohy těžiště
- Zachování momentu setrvačnosti vzhledem k těžišti

Tyto předpoklady lze matematicky vyjádřit následovně [76]:

$$m_{oj} = m_1 + m_2 + m_3, \quad (27)$$

$$m_1 l_p = m_2 l_r, \quad (28)$$

$$m_1 l_p^2 + m_2 l_r^2 = J_{toj}. \quad (29)$$

Dle těchto předpokladů byly pomocí jednoduchých úprav získány rovnice pro výpočet jednotlivých redukovaných hmotností:

$$m_1 = \frac{J_{toj}}{l_p l_{oj}}, \quad (30)$$

$$m_2 = \frac{J_{toj}}{l_r l_{oj}}, \quad (31)$$

$$m_3 = m_{oj} - \frac{J_{toj}}{l_p l_r}. \quad (32)$$

Vypočítané hmotnosti jsou uvedeny v tab. 13.

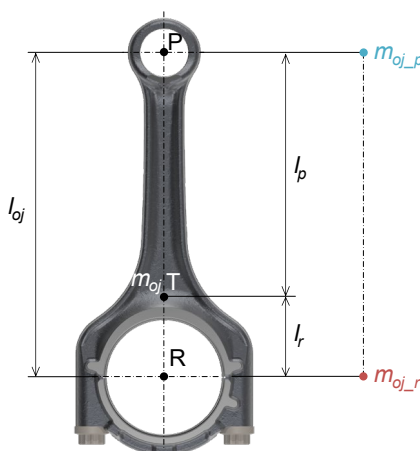
Tab. 13 Výsledné redukované hmotnosti sestavy ojnice do 3 hmotných bodů

Rozměr		Hodnota
Redukovaná hmotnost sestavy ojnice v horním oku m_1	[kg]	0,086
Redukovaná hmotnost sestavy ojnice v dolním oku m_2	[kg]	0,269
Redukovaná hmotnost sestavy ojnice v těžišti m_3	[kg]	0,065

Tato redukce je s původním modelem sestavy ojnice dynamicky i staticky ekvivalentní, avšak pro výpočet setrvačných sil posuvných a rotačních částí bylo potřeba dále přepočítat tuto třibodovou redukci na dvoubodovou, tedy s nulovou hmotností v těžišti.

REDUKCE OJNICE DO 2 HMOTNÝCH BODŮ

Pro účely výpočtu a vyvážení je nutné redukovat ojnici do 2 hmotných bodů m_{oj_p} a m_{oj_r} . Hmotný bod m_{oj_p} , který je umístěn v horním oku ojnice, tedy v ose pístního čepu, reprezentuje hmotnost posuvných částí sestavy ojnice a koná pouze translační pohyb. Hmotný bod m_{oj_r} je umístěn v dolním oku ojnice, tedy v ose ojničního čepu, reprezentuje hmotnost rotačních částí sestavy ojnice a koná pouze rotační pohyb (viz obr. 75).



Obr. 75 Dvoubodová redukce ojnice

Pro výpočet redukce ojnice do 2 hmotných bodů platí následující předpoklady [76]:

- Zachování hmotnosti
- Zachování polohy těžiště

Tyto předpoklady lze matematicky vyjádřit následovně [76]:

$$m_{oj} = m_{oj_p} + m_{oj_r}, \quad (33)$$

$$m_{oj_p} l_p = m_{oj_r} l_r. \quad (34)$$

Na základě těchto předpokladů byly dále vyjádřeny pomocí jednoduchých matematických úprav vztahy pro výpočet jednotlivých redukovaných hmotností dle dvoubodové redukce:

$$m_{oj_p} = m_1 + m_3 \frac{l_r}{l_{oj}}, \quad (35)$$

$$m_{oj_r} = m_2 + m_3 \frac{l_p}{l_{oj}}. \quad (36)$$

Tyto vypočítané redukované hmotnosti (viz *tab. 14*) byly dále použity pro výpočet vyvážení.

Tab. 14 Výsledné hmotnosti redukce ojnice do 2 hmotných bodů

Rozměr		Hodnota
Redukovaná hmotnost posuvných částí sestavy ojnice m_{oj_p}	[kg]	0,086
Redukovaná hmotnost rotačních částí sestavy ojnice m_{oj_r}	[kg]	0,269

5.1.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel provádí v důsledku ojnice rotační pohyb, a jedná se o jednu z nejvíce namáhaných součástí. Dále také umožňuje vyvážení setrvačných sil pomocí vývažků umístěných na ramenech klikové hřídele (viz kapitola 5.2). V ramenech hřídele jsou odvrtny otvory, které reprezentují reálný postup vyvažování klikové hřídele, jelikož skutečná kliková hřídel se vyvažuje právě pomocí odvrtní protizávaží. Kliková hřídel byla zvolena jako nedělená, odlévaná v jednom kuse. Pro materiál klikové hřídele byla zvolena zušlechtěná ocel 16532.8 dle normy ČSN 41 6532.

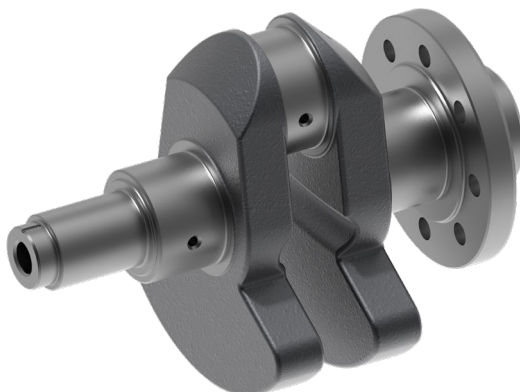
Průměr hlavních čepů má velký vliv na tuhost a třecí ztráty, které by měly být u prodlužovače dojezdu nízké. Z tohoto důvodu byl průměr hlavních čepů minimalizován, a to na hodnotu 45 mm. Průměru ojnicního čepu následně odpovídá tloušťka pánví a průměr spodního oka ojnice.

Kliková hřídel plní také funkci mazání, tedy rozvodu oleje k pánvím spodního oka ojnice. Pro zvolenou koncepci protiběžných klikových hřídelí jsou nutné klikové hřídele dvě. Z tohoto důvodu byly pro mazání zvoleny příčné otvory o průměru 4 mm v ojnicním a hlavním čepu a jeden přívodní kanál z prvního hlavního čepu, aby nebyla nutná jiná hřídel pro levotočivý a pravotočivý klikový mechanismus. Pro přívodní kanál byl zvolen právě první hlavní čep, jelikož je spíše volný a není zatížen točivým momentem celého klikového mechanismu. Zároveň bylo potřeba zajistit, aby tento přívodní kanál nebyl zaslepen šroubem. Vyústění mazacích kanálů jsou utěsněna pomocí ocelových kuliček, aby olej neunikal vývrty v ramenech, a hrany vyústění jsou sraženy pomocí kuželové frézy, jelikož tvoří vruby, ve kterých dochází ke koncentraci napětí. Tyto mazací kanály klikové hřídele jsou znázorněny na *obr. 77*.

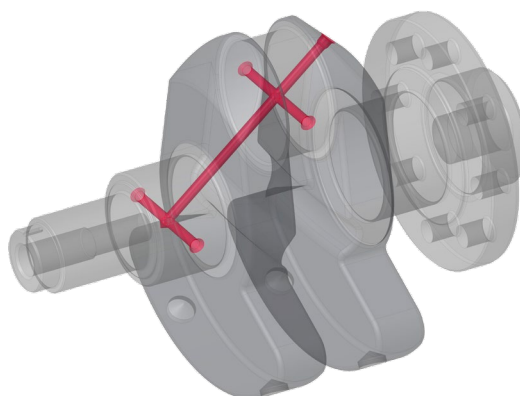
Hřídel je uložena pomocí dvou kluzných ložisek na hlavních čepch. Axiální vedení klikové hřídele je zajištěno pomocí nákrůžků mezi ramenem klikové hřídele a přírubou pro ozubené kolo na druhém hlavním čepu. Přechodové poloměry hlavních čepů do ramen byly zvoleny podbroušené. V klikové hřídeli je na předním konci vyfrézována drážka pro těsné pero, která slouží k zajištění k zajištění polohy pastorku ozubeného kola rozvodového mechanismu v radiálním směru.

Na zadním konci je příruba pro ozubené kolo klikové hřídele, které je v záběru s ozubeným kolem druhé klikové hřídele s převodovým poměrem 1 : 1. Šířka této příruby byla volena s ohledem na délku zašroubování šroubů ozubených kol. Na zadním konci je také válcové osazení příruby pro středění tohoto ozubeného kola, ve kterém je vyvrtán odlehčovací otvor.

Kliková hřídel je zobrazena na *obr. 76*.



Obr. 76 Kliková hřídel



Obr. 77 Mazací kanály klikové hřídele

Rozměry a hmotnosti jsou uvedeny v *tab. 15* níže.

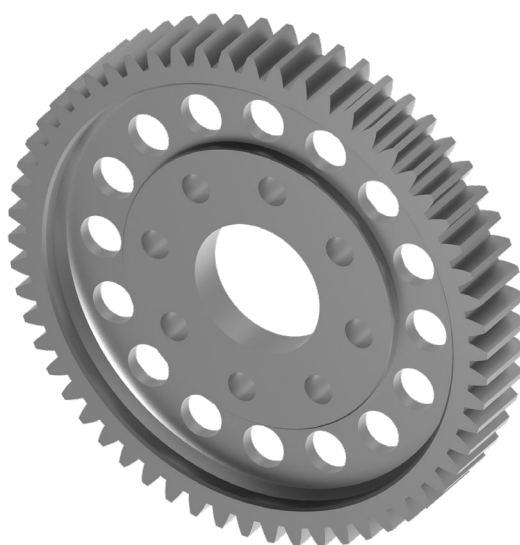
Tab. 15 Parametry klikové hřídele

Rozměr		Hodnota
Průměr ojnicního čepu	[mm]	48
Šířka ojnicního čepu	[mm]	20
Průměr hlavního čepu	[mm]	45
Šířka hlavního čepu	[mm]	30
Tloušťka ramene	[mm]	21,2
Celková délka klikové hřídele	[mm]	209,4
Materiál klikové hřídele	[-]	ocel 16532.8
Hmotnost klikové hřídele	[kg]	5,410

5.1.4 OZUBENÁ KOLA KLIKOVÉ HŘÍDELE

Stejně jako u klikové hřídele jsou pro zvolenou koncepci potřeba dvě ozubená kola. Osazení ozubeného kola slouží pro středění ke klikové hřídeli. Každé ozubené kolo je připevněno k přírubě klikové hřídele pomocí osmi šroubů M10 dle normy DIN 933. Polohování ozubených kol je zajištěno právě těmito šrouby a také tím, že jsou ozubená kola jednotlivých klikových hřídelí ve společném záběru. Z tohoto důvodu bylo nutné vhodně zvolit parametry ozubení, tedy modul, počet zubů a průměr roztečné kružnice tak, aby byly klikové hřídele dostatečně vzdálené a aby nedocházelo ke kolizi ramen klikových hřídelí.

Jako materiál ozubených kol klikové hřídele byla zvolena cementovaná a kalená ocel 14220.4 dle normy ČSN 41 4220. Ozubená kola byla zvolena s přímým evolventním ozubením a 58 zubů (viz *obr. 78*). Ozubená kola jsou odlehčena pomocí 16 otvorů o průměru 15 mm.



Obr. 78 Ozubené kolo klikové hřídele

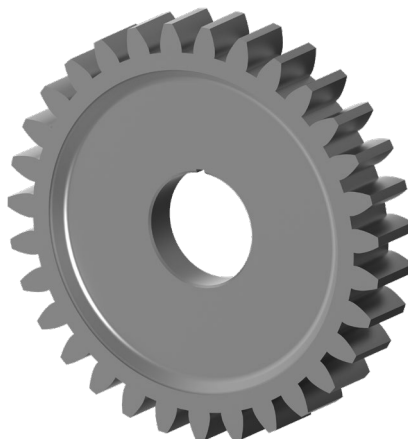
Parametry ozubeného kola jsou uvedeny v *tab. 16* níže.

Tab. 16 Parametry ozubeného kola klikové hřídele

Rozměr		Hodnota
Modul	[-]	2,95
Počet zubů	[-]	58
Průměr roztečné kružnice	[mm]	171,1
Materiál ozubeného kola	[-]	ocel 14220.4
Hmotnost ozubeného kola	[kg]	1,888

Na druhé klikové hřídeli se na předním konci nachází ozubené kolo pro pohon rozvodového mechanismu. Toto kolo má stejně jako kliková hřídel vyfrézovanou drážku pro pero těsné. Ozubené kolo je dále axiálně zajištěno pomocí nákrůžku na předním konci a axiálně aretováno

pomocí podložky M12 dle normy DIN 125 a šroubu M12 dle normy DIN 933. Tento pastorek rozvodového kola na druhé klikové hřídeli znázorněný na *obr. 79* dále pohání vačkovou hřídel s převodovým poměrem 2 : 1.



Obr. 79 Pastorek rozvodového mechanismu

Parametry pastorku rozvodového kola jsou uvedeny v *tab. 17* níže.

Tab. 17 Parametry pastorku rozvodového kola

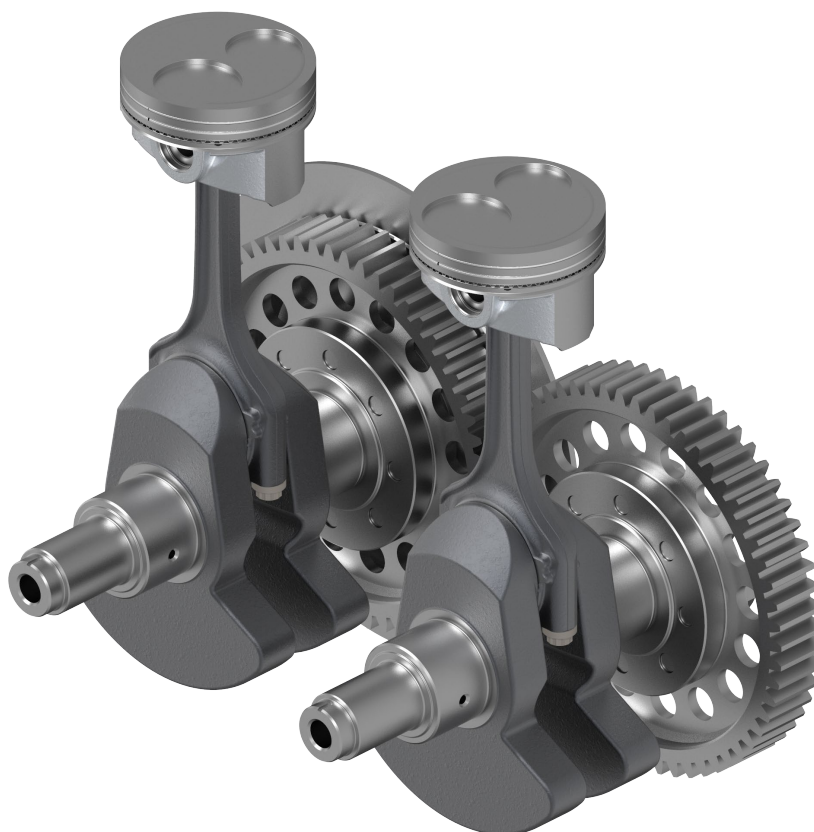
Rozměr		Hodnota
Modul	[-]	2,8
Počet zubů	[-]	31
Průměr roztečné kružnice	[mm]	86,8
Materiál ozubeného kola	[-]	ocel 14220.4
Hmotnost ozubeného kola	[kg]	0,473

5.1.5 SETRVAČNÍK

Funkci setrvačnicku plní generátor, který slouží také jako spouštěč motoru. Vymodelovaný tenký kotouč byl po vzoru výrobce Obrist přidán na druhou klikovou hřídel z důvodu momentové rovnováhy, aby nevznikal přídavný klopný moment. Rozměry setrvačnicku a samotný moment setrvačnosti tak byly odhadnuty, jelikož nebyl modelován generátor, vložené ozubené kolo a olejový systém. Vymodelovaný setrvačnick je poměrně tenký. Z tohoto důvodu bylo zvoleno oboustranné sražení vnitřní části 0,1 x 45° pro odstranění ořepů, aby byla zachována co největší válcová plocha důležitá pro středění setrvačnicku.

Setrvačnick je připevněn k druhé klikové hřídeli rovněž pomocí osmi šroubů M10 dle normy DIN 933, jaké jsou použity u ozubeného kola klikové hřídele, ale z důvodu přídavné tloušťky setrvačnicku jsou použity šrouby delší.

Výsledná sestava klikového mechanismu je zobrazena na *obr. 80* níže. Celková hmotnost klikového mechanismu je 17,5 kg.



Obr. 80 Sestava klikového mechanismu

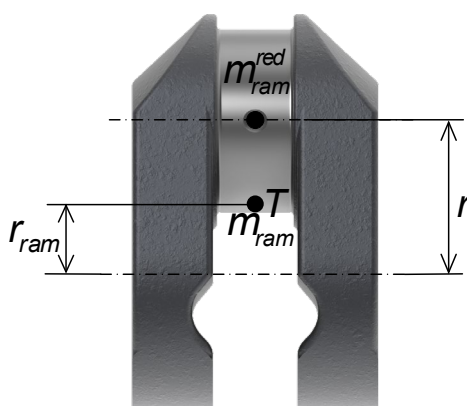
5.2 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Klikový mechanismus je zatěžován silovým a momentovým působením setrvačných sil, což může vést ke vzniku vibrací. Tyto vibrace mohou způsobovat např. snížení komfortu, hluchost a v krajních případech až mechanické poškození pohonné jednotky. Z tohoto důvodu a současně ke splnění požadavku ze zadání práce na potlačení vibrací bylo snahou klikový mechanismus maximálně vyvážit v rámci limitů daných zvolenou konstrukcí a uspořádáním.

Momentové účinky jsou vyváženy přirozeně zvoleným uspořádáním (viz kapitola 4.6.5). Zbývá tak vyvážit pouze setrvačné síly.

5.2.1 REDUKCE RAMENE KLIKOVÉ HŘÍDELE

Ještě před samotným výpočtem sil potřebných pro vyvážení bylo nutné provést redukci ramene klikové hřídele. Části klikové hřídele, které nemají těžiště soustředné do osy rotace, produkují setrvačné silové účinky. Proto byla potřeba redukovat pouze rameno klikové hřídele bez uvažování hlavních čepů, jelikož ty mají těžiště v ose rotace. Pro výpočet vývažků na ramenech klikové hřídele bylo nutné nejprve určit hmotnost a poloměr rotace těžiště samotného ramene bez vývažků (viz obr. 81).



Obr. 81 Model ramene klikové hřídele bez vývažků

Tyto parametry byly odměřeny z vymodelovaného zalomení klikové hřídele. Odměřené a vypočítané parametry ramene jsou spolu s dalšími již uvedenými parametry potřebnými pro výpočet setrvačných sil pro přehlednost uvedeny v tab. 18.

Tab. 18 Odměřené a vypočítané parametry ramene

Rozměr		Hodnota
Hmotnost ramene m_{ram}	[kg]	2,07
Poloha těžiště ramene r_{ram}	[mm]	17,516
Poloměr zalomení klikové hřídele r	[mm]	40,9
Redukovaná hmotnost ramene m_{ram}^{red}	[kg]	0,886

Na základě těchto odměřených parametrů byla pro účely analytického výpočtu vypočítána redukovaná hmotnost ramene klikové hřídele do ojnicního čepu m_{ram}^{red} ze vztahu [76]:

$$m_{ram}^{red} = m_{ram} \frac{r_{ram}}{r}. \quad (37)$$

Tato redukovaná hmotnost ramene přispívá k hmotnosti rotačních částí, a proto je pro výpočet celkové hmotnosti rotačních částí nutné s touto hmotností uvažovat. Celková hmotnost rotačních částí m_r tedy byla vypočítána jako součet redukované hmotnosti ramene a hmotnosti rotačních částí ojnice dle vztahu:

$$m_r = m_{ram}^{red} + m_{oj_r}. \quad (38)$$

5.2.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotačních částí lze plně vyvážit pomocí vývažků na ramenech klikové hřídele. Potřebná hmotnost vývažku pro vyvážení setrvačných sil rotačních částí vychází ze vztahu pro rovnováhu sil:

$$F_r = F_{vr} , \quad (39)$$

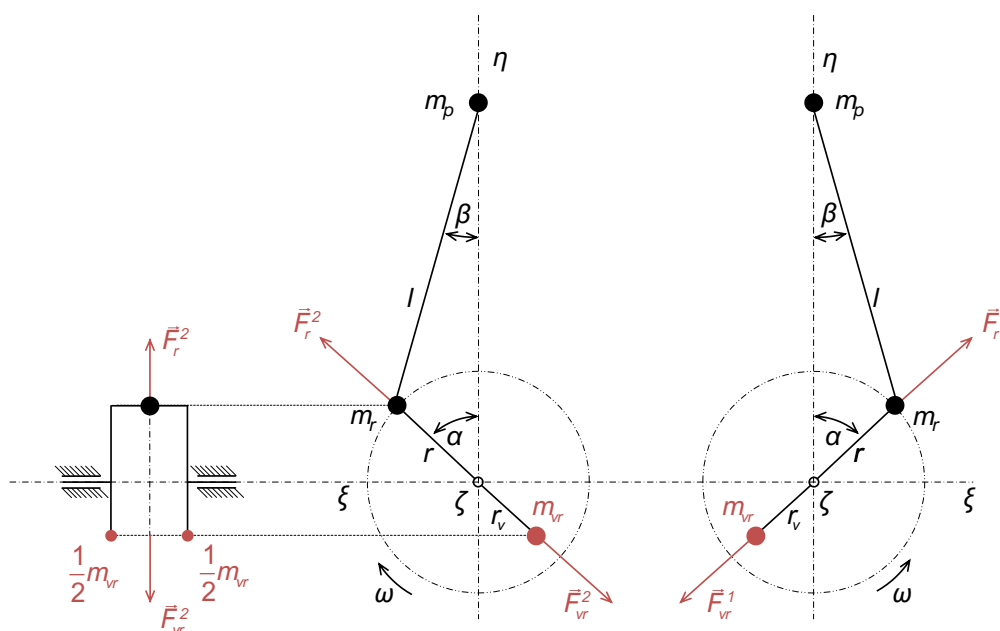
kde F_{vr} je potřebná síla vývažku pro vyvážení setrvačných sil rotačních částí. Po dosazení byl získán vztah:

$$m_r r \omega^2 = m_{vr} r_v \omega^2 , \quad (40)$$

kde r_v je poloha těžiště vývažku od osy rotace. Ta závisí na vnějším poloměru ramene vývažku, jenž byl limitován zejména kontaktem s pístem v dolní úvratí na maximální hodnotu 74,9 mm. Na základě tohoto vztahu byla pomocí jednoduchých úprav určena hmotnost vývažku potřebná pro vyvážení setrvačných sil rotačních částí m_{vr} :

$$m_{vr} = m_r \frac{r}{r_v} . \quad (41)$$

Schématické znázornění vyvážení setrvačných sil rotačních částí pro zvolené uspořádání je zobrazeno na obr. 82 níže.



Obr. 82 Vyvážení setrvačných sil rotačních částí [77]

Na jednotlivá ramena klikové hřídele tedy byly přidány vývažky o hmotnosti poloviny vypočítané hmotnosti m_{vr} . Stejný postup byl proveden i pro druhou klikovou hřídel.

5.2.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí byl zvolen stejný postup jako u vyvážení setrvačných sil rotačních částí, tedy pomocí vývažků na ramenech klikové hřídele. Před výpočtem setrvačných sil posuvných částí bylo nutné určit celkovou hmotnost posuvných částí m_p . Ta je dána součtem hmotnosti pístní skupiny m_{psk} a hmotnosti posuvných částí sestavy ojnice m_{oj_p} dle vztahu:

$$m_p = m_{psk} + m_{oj_p} . \quad (42)$$

Hmotnost pístní skupiny m_{psk} je dána součtem hmotnosti pístu, pístního čepu, všech pístních a pojistných kroužků, jelikož celá pístní skupina koná pouze přímočarý vratný pohyb.

Hmotnost vývažku potřebná pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu m_{vI} vychází stejně jako u rotačních částí z rovnováhy sil:

$$F_{SI} = F_{vI} , \quad (43)$$

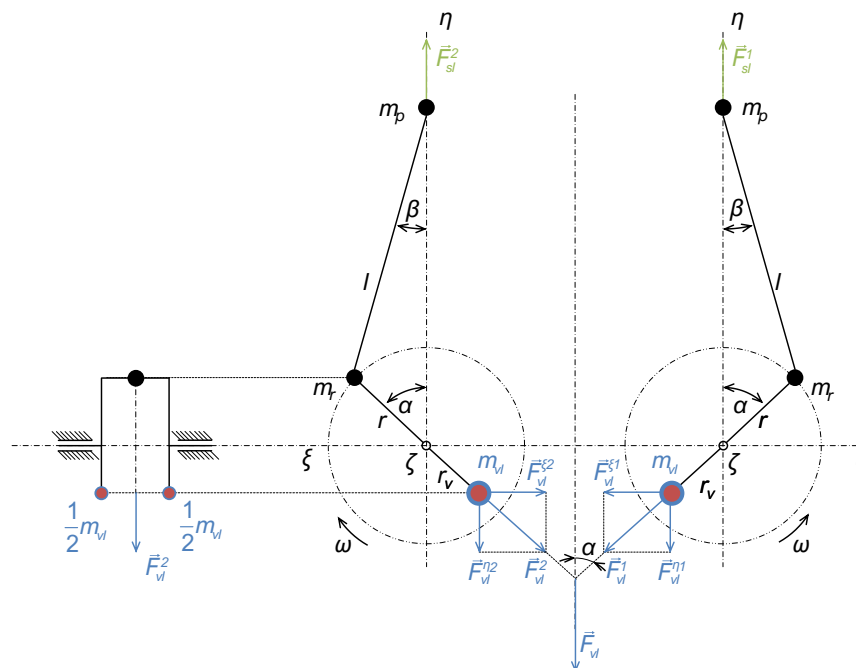
kde F_{vI} je potřebná síla vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Po dosazení byl získán vztah:

$$m_p r \omega^2 \cos(\alpha) = m_{vI} r_v \omega^2 \cos(\alpha) . \quad (44)$$

Na základě tohoto vztahu byla pomocí jednoduchých úprav určena hmotnost vývažku potřebná pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí:

$$m_{vI} = m_p \frac{r}{r_v} \quad (45)$$

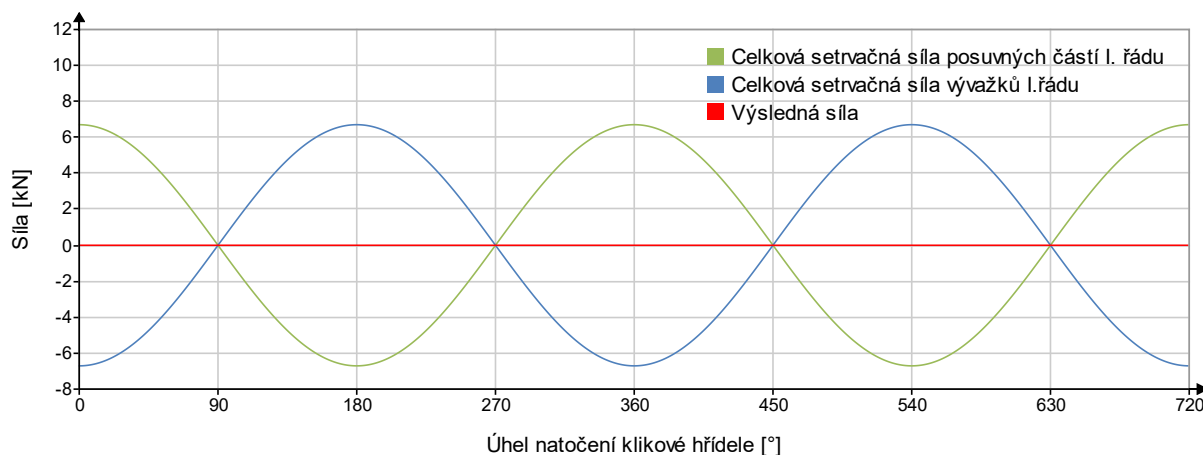
Schématické znázornění vyvážení setrvačných sil posuvných částí pro zvolené uspořádání je zobrazeno na obr. 83 níže.



Obr. 83 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu [77]

Na jednotlivá ramena klikové hřídele tedy byly přidány vývažky o hmotnosti poloviny vypočítané hmotnosti m_{vI} . Stejný postup byl proveden i pro druhou klikovou hřídel. Díky protiběžným klikovým hřídelům se vodorovné složky vyvažovací síly $F_{vI\xi}$, znázorněné na obr. 83, vůči sobě vyruší. Součet svislých sil $F_{vI\eta}$ tvoří výslednou vyvažovací sílu F_{vI} ,

kteřá má pro vyvážení setrvačné síly posuvných částí I. řádu potřebný kosinusový průběh. Zvolená koncepce tak tvoří, dá se říci, sama o sobě vyvažovací jednotku, což umožňuje plné vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Průběhy celkové setrvačné síly posuvných částí I. řádu a celkové vyvažovací síly F_{vI} jsou zobrazeny na *obr. 84* níže.



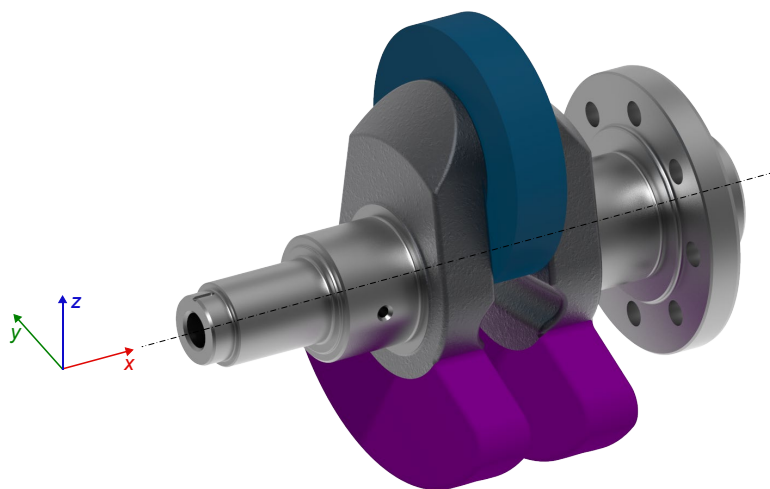
Obr. 84 Průběh celkové setrvačné síly posuvných částí I. řádu a setrvačné síly vývažků I. řádu

Výsledná hmotnost vývažků na ramenech klikové hřídele m_v je tedy rovna součtu hmotností vývažků m_{vr} a m_{vl} :

$$m_v = m_{vr} + m_{vl} . \quad (46)$$

5.2.4 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE POMOCÍ CAD

Provedený analytický výpočet vyvážení byl ověřen pomocí funkce optimalizace a proveditelnosti v programu PTC Creo Parametric 4.0.



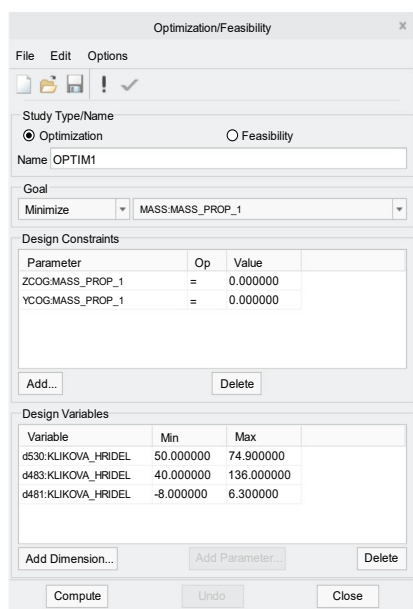
Obr. 85 Postup vyvážení v programu PTC Creo Parametric 4.0

Byla vytvořena nová sestava s klikovou hřídelí a kroužkem na ojnicím čepu (viz *obr. 85*). Hmotnost kroužku m_{kr} reprezentuje součet redukované hmotnosti rotačních částí sestavy ojnice

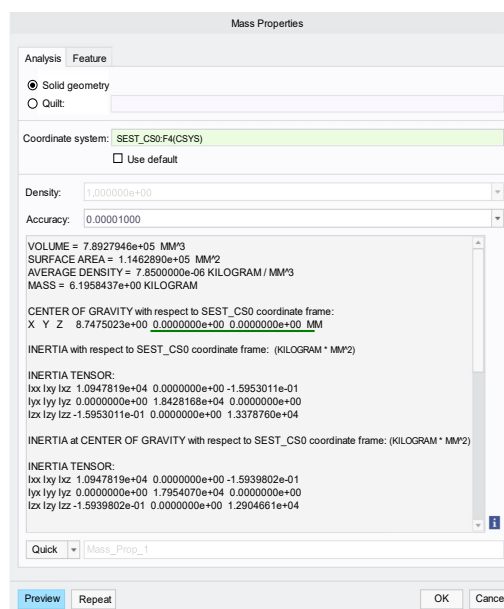
a celkové hmotnosti posuvných částí. Hmotnost kroužku je tedy rovna součtu celkové hmotnosti sestavy ojnice a hmotnosti písní skupiny. Tato hmotnost byla vypočítána ze vztahu:

$$m_{kr} = m_{o_j_r} + m_p . \quad (47)$$

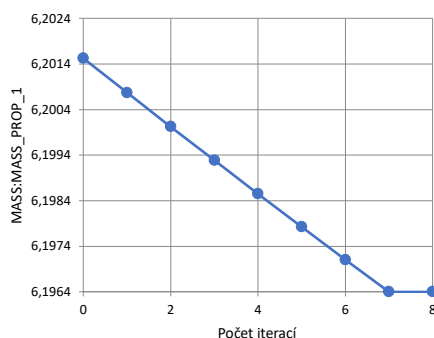
Cílem statického vyvážení bylo umístit souřadnice z a y do osy rotace. Pomocí funkce *Mass Properties* byla zjištěna poloha těžiště, kdy jednotlivé souřadnice těžiště byly současně s hmotností uloženy jako prvky stromu pomocí označení políček v kartě *Feature*. Nejprve byla provedena studie proveditelnosti tzv. *Feasibility*, kde byly jako proměnné použity rozměry vývažku, konkrétně úhel rozevření vývažku, výška úhlu rozevření vývažku, spodní průměr ramene a poloměr vývažku. Následně byla provedena optimalizace tzv. *Optimization* se stejnými proměnnými s cílem minimalizace hmotnosti klikové hřídele, díky které byl vypočítán optimální poměr mezi jednotlivými proměnnými. Nastavené limitní parametry lze vidět na *obr. 86* a výsledné charakteristiky jsou znázorněny na *obr. 87*.



Obr. 86 Optimalizace pomocí CAD (vlevo)



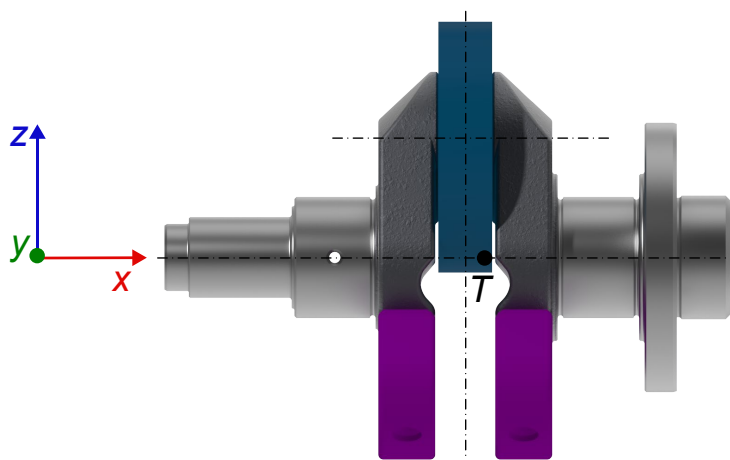
Obr. 87 Výsledné charakteristiky (vpravo)



Obr. 88 Průběh iterací výpočtu optimalizace

Průběh iterací tohoto výpočtu je znázorněn na *obr. 88* výše.

Na *obr. 89* níže lze vidět, že model klikové hřídele je staticky plně vyvážen, tedy souřadnice těžiště y a z leží na ose rotace.



Obr. 89 Výsledky statického vyvážení klikové hřídele v programu PTC Creo Parametric 4.0

Následně byla optimalizovaná hmotnost vývažků odměřena a porovnána s hmotností vývažku získanou analytickým výpočtem. Tyto hmotnosti jsou uvedeny v *tab. 19* níže. Obě hmotnosti se shodují, díky čemuž byla ověřena správnost výpočtu.

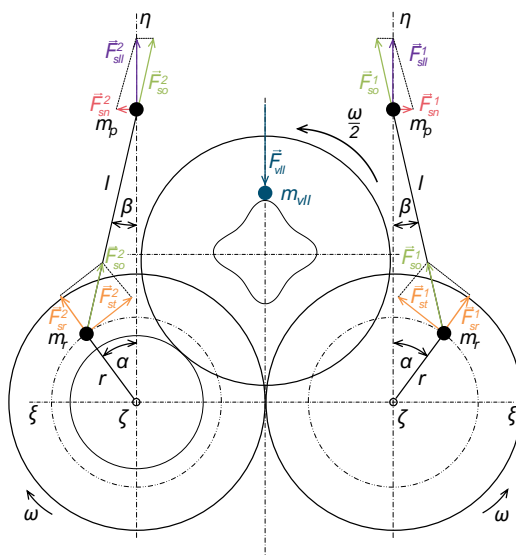
Tab. 19 Hmotnosti vývažku

Rozměr		Hodnota
Vypočítaná hmotnost vývažku	[kg]	1,398
Hmotnost vývažku získaná pomocí CAD	[kg]	1,398

5.2.5 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Pro vyvážení setrvačných sil II. řádu byl zvolen vyvažovací mechanismus umístěný na vačkové hřídeli. Protiběžné hřídele vyrovnávají vodorovné složky II. řádu setrvačných sil posuvných částí přirozeně, stejně jako v případě posuvných částí I. řádu, a svislé složky II. řádu setrvačných sil posuvných částí jsou vyváženy pomocí vyvažovacího mechanismu (viz *obr. 90*). Toho je dosaženo pomocí vyvažovací hmoty a vyvažovacích vaček, jež se otáčí současně s vačkovou hřídelí, tedy polovičními otáčkami vůči klikové hřídeli, která generuje harmonické zrychlení vyvažovací hmoty. Vyvažovací vačky mají celkem 4 výstupky, 2 výstupky pro vyrovnání svislých sil setrvačných částí II. řádu a další 2 výstupky právě z důvodu polovičních otáček.

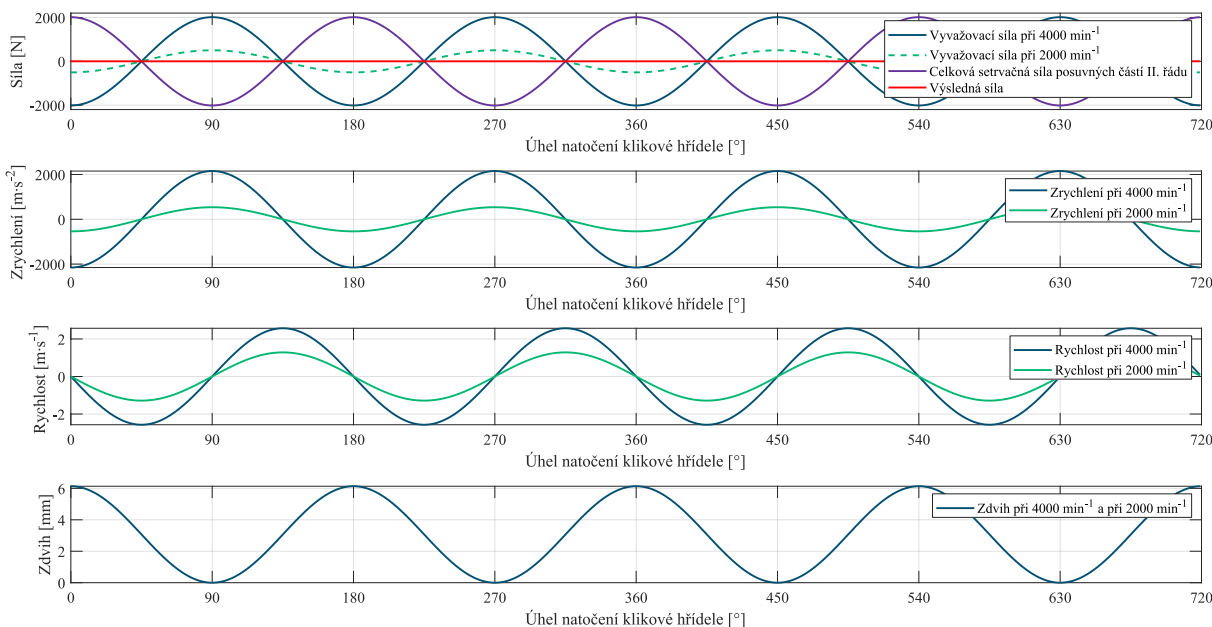
Síly F_{sr} a F_{st} znázorněné na *obr. 90* reprezentují radiální a tečnou složku setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici. Tato setrvačná síla posuvných částí F_{s0} znázorněná na *obr. 90* byla posunuta na nositelce do horního oka a její rozklad vodorovného svislého směru poté způsobuje zmíněné složky volné setrvačné síly posuvných částí II. řádu.



Obr. 90 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu

Potřebná vyvažovací síla musí mít kosinový průběh, stejně jako setrvačná síla posuvných částí II. řádu, avšak musí působit v opačné fázi, tedy s fázovým posunem o polovinu periody. Dále také musí mít stejnou amplitudu a frekvenci jako volná setrvačná síla posuvných částí II. řádu. Tato potřebná vyvažovací síla F_{vII} byla vypočítána ze vztahu:

$$F_{vII} = 2m_p r \omega^2 \lambda \cos(2(\alpha + 90)) \tag{48}$$

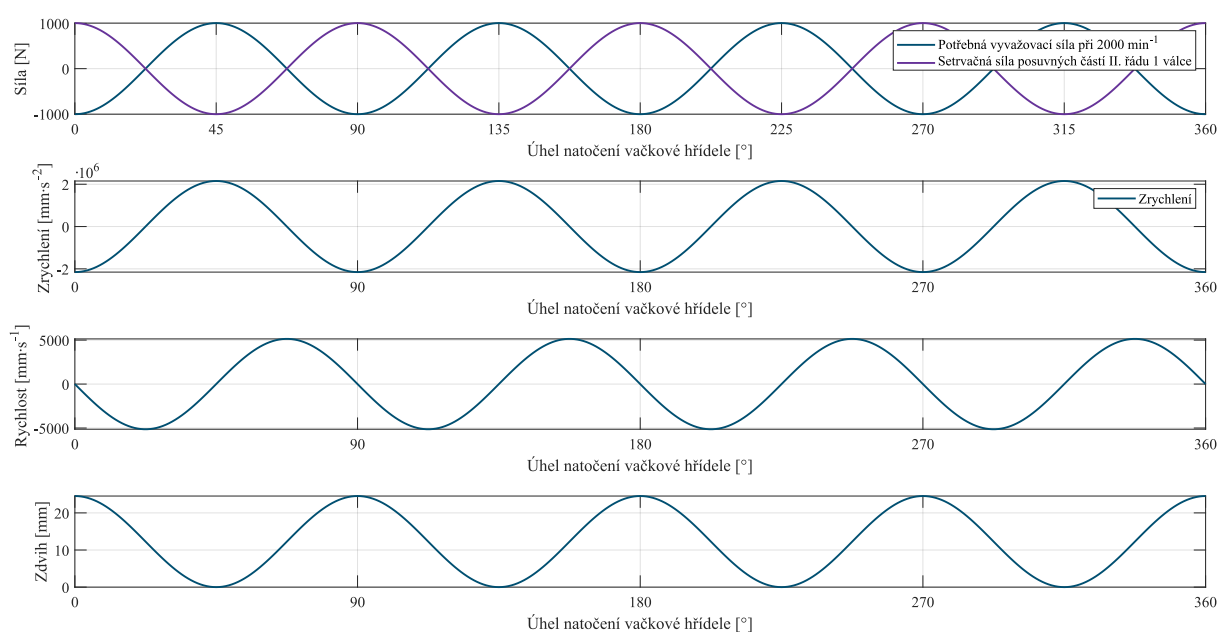


Obr. 91 Průběhy sil, zrychlení, rychlosti a zdvihu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

Následně byla do grafu (viz obr. 91) vynesena celková volná setrvačná síla posuvných částí II. řádu, potřebná vyvažovací síla při jmenovitých otáčkách klikové hřídele a při polovičních otáčkách vůči jmenovitým otáčkám.

Potřebná vyvažovací síla je při stejné geometrii klikového mechanismu a polovičních otáčkách klikové hřídele stejně jako zrychlení čtvrtinová. Pokud by tedy byla použita vyvažovací hmota o hmotnosti rovnající se hmotnosti posuvných částí, tak by musel generovat tvar vačky čtyřnásobnou amplitudu vyvažovací hmoty. Pokud by naopak bylo zachováno zrychlení při polovičních otáčkách, tak by musela být hmotnost vyvažovací hmoty čtyřnásobná oproti hmotnosti posuvných částí.

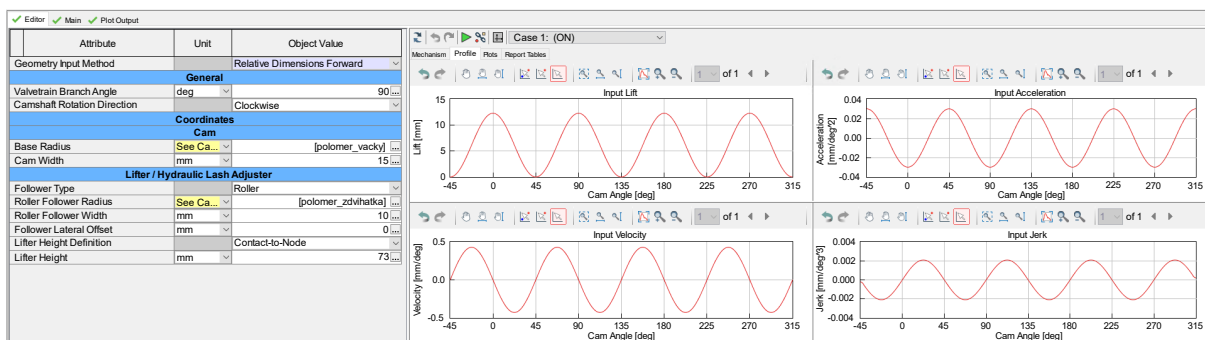
Následně byly vyneseny charakteristiky setrvačné síly jednoho válce v závislosti na úhlu natočení vačkové hřídele (viz *obr. 92*). Při vynesení setrvačné síly posuvných částí II. řádu jednoho válce v závislosti na úhlu natočení vačkové hřídele má setrvačná síla posuvných částí poloviční periodu oproti vynesení v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. To stejné platí i pro zrychlení, rychlost a zdvih. Pro výpočet těchto závislostí bylo uvažováno čtyřnásobné zrychlení vyvažovací hmoty, jelikož čtyřnásobná hmotnost vývažku by výrazně zvýšila hmotnost celého rozvodového mechanismu, což by mělo za následek zvýšení setrvačných sil celého rozvodového mechanismu a tedy i hlučnosti.



Obr. 92 Průběhy sil, zrychlení, rychlosti a zdvihu v závislosti na úhlu natočení vačkové hřídele

Pro návrh tvaru vyvažovací vačky byl použit nástroj kinematiky v prostředí GT-Power. Vyvažovací vačka byla navržena tak, aby generovala co největší amplitudu harmonického zrychlení vyvažovací hmoty s ohledem na zástavbové rozměry a kolizi se zdvihátkem. Na základě tohoto zrychlení byla následně dopočítána potřebná hmota, aby měla výsledná síla stejnou amplitudu, jako setrvačná síla posuvných částí II. řádu jednoho válce. Z tohoto důvodu jsou na vačkové hřídeli umístěny dvě vyvažovací vačky s vyvažovací hmotou, kdy každá vyvažuje setrvačnou sílu posuvných částí II. řádu jednoho válce.

Návrh kinematiky v prostředí GT-Power umožňuje importovat pouze zdvih. Z tohoto důvodu byl na základě navrženého zrychlení vypočítán potřebný zdvih, který byl nahrán jako profil, který reprezentoval zdvih vyvažovacího zdvihátka. Výsledný zdvih zdvihátka a jeho derivace z prostředí kinematického návrhu jsou vyobrazeny na *obr. 93* níže.



Obr. 93 Kinematický návrh vyvažovací vačky v prostředí GT-Power

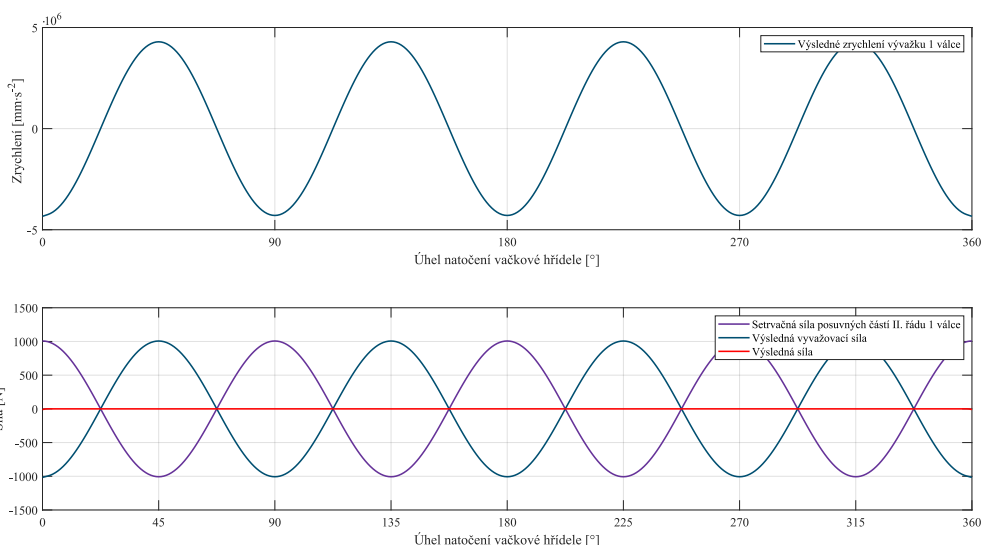
Tvar vačky byl z prostředí GT-Power exportován ve formě bodů, které byly následně dále upraveny pro import do CAD a proloženy křivkou. Jelikož výsledný tvar vačky získaný z návrhu kinematiky byl v rozsahu 0–359,8° v polárních souřadnicích, bylo nutné tento nespojitý tvar uzavřít. Při pouhém přidání tečné navazující křivky bylo generované zrychlení v tomto místě neharmonické. Z tohoto důvodu byl vybrán úsek tvaru, jež generoval požadované zrychlení a nakopírován třikrát za tento úsek.

Při návrhu kinematiky se zrychlení vyjadřuje v jednotkách $\text{mm} \cdot \text{deg}^{-2}$, aby se tato veličina zobecnila vůči otáčkám a vyloučil se vliv úhlové rychlosti. Získané zrychlení vývažku a_{vII} tak bylo nutné přepočítat na $\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}$ pomocí vztahu:

$$a_{vII} [\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}] = a_{vII} [\text{mm} \cdot \text{deg}^{-2}] \omega_v^2 [\text{deg} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (49)$$

kde úhlovou rychlost vačkové hřídele ω_v bylo nutné přepočítat na jednotky $\text{deg} \cdot \text{s}^{-1}$ pomocí vztahu:

$$\omega_v [\text{deg} \cdot \text{s}^{-1}] = \omega_v [\text{s}^{-1}] \frac{180}{\pi}. \quad (50)$$



Obr. 94 Výsledné zrychlení a průběhy sil

Výsledné zrychlení a průběhy sil jsou znázorněny na obr. 94.

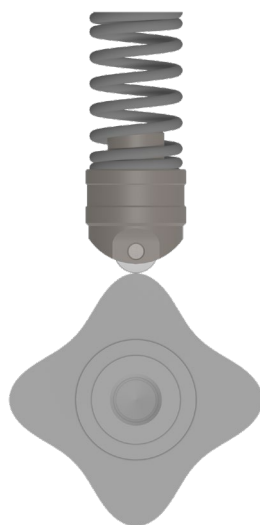
Výsledné zrychlení je přibližně osminásobné oproti znázorněnému zrychlení při otáčkách 2000 min^{-1} (viz obr. 91), což umožňuje použití přibližně poloviční hmotnosti vývažku oproti hmotnosti posuvných částí.

Ověření generovaného zrychlení bylo provedeno pomocí funkce *Mechanism Analysis* v prostředí *Creo Mechanism*, kdy byla provedena kinematická analýza při konstantní úhlové rychlosti $1 \text{ deg} \cdot \text{s}^{-1}$ zadané motorem. Získané závislosti zdvihu, rychlosti a zrychlení byly měřeny pomocí funkce *Measure Results*. Naměřené zrychlení a_{CREO} poté bylo přepočítáno stejně jako v případě zrychlení získaného z návrhu kinematiky vynásobením úhlovou rychlostí dle vztahu:

$$a_{VII} [\text{mm} \cdot \text{s}^{-2}] = a_{CREO} [\text{mm} \cdot \text{deg}^{-2}] \omega_v^2 [\text{deg} \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (51)$$

Obě získaná zrychlení se shodují, čímž byla ověřena nejenom správnost generovaného zrychlení, ale i návrhu tvaru vačky.

Součástí vyvažovacího mechanismu je také vratná pružina (viz obr. 95), která slouží pro zajištění stálého kontaktu mezi vyvažovací vačkou a vyvažovací hmotou. Hmoty zdvihátka s kladkou tak tvoří pouze oscilační hmotu pro vyvážení. Pro určení hmoty zdvihátka bylo nutné od vypočítané hmoty odečíst hmotnost ložiska zdvihátka, kolíku kladky, kladky a části pružiny.



Obr. 95 Vyvažovací mechanismus setrvačné síly posuvných částí II. řádu

5.3 KONSTRUKCE ROZVODOVÉHO MECHANISMU

Rozvodový mechanismus zajišťuje plnění válce čerstvou směsí paliva se vzduchem a odvod spalin z válce. Jako rozvodový mechanismus byl zvolen OHV s rovnými ventily. Původně byl zvolen střežovitý spalovací prostor, který však byl následně změněn z důvodu nevhodnosti pro dvouventilovou techniku. Skloněné ventily jsou z hlediska hmotnostní výměny náplně ve válci vhodnější, avšak při sklonění ventilů, resp. použití klínového spalovacího prostoru, by bylo potřeba dvou hlav válců, kdy každá by měla přírubu pro sací a výfukové potrubí. Proto byl následně zvolený klínový spalovací prostor změněn na spalovací prostor s rovnými ventily, což umožňuje vstupu do sání a výstupu z výfuku být na opačných stranách a celkovou

kompaktní zástavbu. Sací potrubí je tedy společné pro první i druhý válec, stejně jako výfukové potrubí.

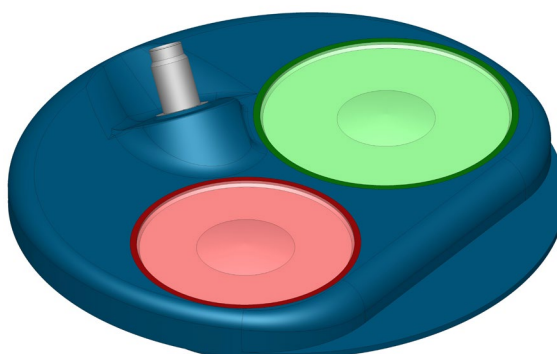
Dále byla zvolena z důvodu úspory výrobních nákladů dvouventilová technika, jelikož navrhovaný motor dosahuje středního efektivního tlaku pouze 10,5 bar při jmenovitých otáčkách. Snížení výrobních nákladů je oproti čtyřventilové technice dosaženo absencí dvou ventilů, ventilových sedel, vodítek ventilů, vahadel, zdvihátek s kladkou a dalších částí. Díky tomu bylo také dosaženo snížení celkové hmotnosti rozvodového mechanismu, avšak za cenu snížení plnicí účinnosti. Dvouventilová technika je dále oproti čtyřventilové hůře chlazena, jelikož používá větší průměr talíře a dříku ventilu, díky čemuž je motor náchylnější k detonačnímu spalování. Z tohoto důvodu obsahuje spalovací prostor antidetonační štěrbinu.

Jak již bylo zmíněno, rozvodový mechanismus je poháněn pomocí pastorku na předním konci klikové hřídele přes rozvodové kolo vačkové hřídele v převodovém poměru 2 : 1. Na této hřídeli je umístěn vyvažovací mechanismus a jednotlivé vačky vačkové hřídele ovládají přes zdvihátka s kladkou a hydraulickým vymezením ventilové vůle příslušné zdvihací tyče. Pomocí těchto tyčí jsou přes vahadla dále otevírány a zavírány jednotlivé ventily dle získaných zdvihových křivek ventilů z termodynamické simulace. Vačková hřídel tedy ovládá sací i výfukové ventily.

5.3.1 KOMPRESNÍ PROSTOR

Kompresní prostor byl modelován na základě zvolené koncepce rozvodového mechanismu a spalovacího prostoru. Polohy os ventilů, vzdálenosti můstků a další rozměry byly odvozeny na základě poskytnuté hlavy válců z tříválcového motoru MPI s kompresním poměrem 10,3 : 1 a vrtáním 76,5 mm. Součástí kompresního prostoru jsou sedla ventilů, spalovací prostor v hlavě, vybrání ve svíčce a dno pístu, jelikož pro výpočet kompresního poměru je potřeba detailní popis kompresního objemu.

Vyhotovený model odpovídá zvolenému kompresnímu prostoru 12,5 : 1. Při tvorbě byl kladen důraz na to, aby spalovací prostor v hlavě neobsahoval ostré hrany. Toho bylo dosaženo pomocí dostatečně velkých zaoblení. Tento model (viz *obr. 96*) byl vytvořen pomocí ploch a následně odečten z celkového objemu hlavy.



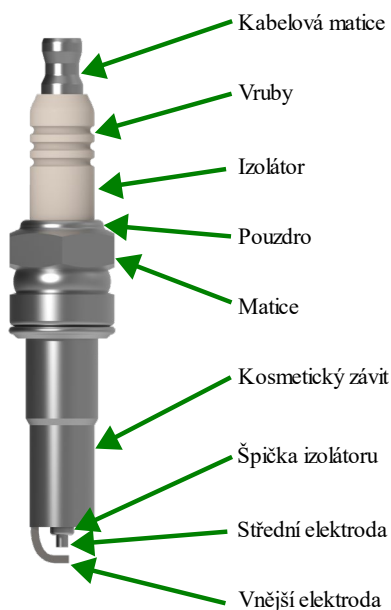
Obr. 96 Kompresní prostor

Součástí kompresního prostoru je zmíněná antidetonační štěrbina, která slouží pro intenzivní víření a promíchání směsi, jelikož při pohybu pístu nahoru k horní úvratí je směs paliva se vzduchem z těchto štěrbín vytlačována. Tato směs následně lépe a rychleji prohoří.

5.3.2 ZAPALOVACÍ SVÍČKA

Pro zvolenou koncepci zážehového motoru je nezbytná svíčka, která slouží k tvorbě elektrické jiskry a následnému zažehnutí stlačené směsi paliva se vzduchem. Pro odpovídající model kompresního prostoru a následnou odpovídající hodnotu kompresního poměru bylo nutné vymodelovat také zapalovací svíčku. Ta je přišroubována k hlavě motoru pomocí závitu M8 v rovině 8 mm od osy válce směrem k výfukovému ventilu pod úhlem 34°. Zároveň je nasměrována k výfukovému ventilu, jelikož svíčka uprostřed dává prostor detonačnímu spalování a zkracuje dobu hoření. Vruby izolátoru zamezují povrchovým výbojům díky prodloužení povrchu.

Rozměry svíčky byly zvoleny přibližně dle svíčky výrobce NGK s označením ER9EH. Zvolená svíčka odpovídá svíčke s označením M8x1 a rozměrem klíče 13 mm. Svíčka je klasifikována jako standardní z hlediska teplotní řady a pro zjednodušení byla modelována jako jeden díl. Tento model svíčky s popisem jednotlivých částí je znázorněn na *obr. 97* níže.



Obr. 97 Zapalovací svíčka

5.3.3 SEDLA VENTILŮ

Jelikož navrhovaná hlava válců byla uvažována z hliníkové slitiny, bylo nutné použít vkládaná zalisovaná sedla ventilů, aby nedošlo k otlačení měkké hliníkové slitiny při zavírání jednotlivých ventilů. Tato sedla slouží jako dosedací plocha ventilů a spolu s ventily následně k těsnění spalovacího prostoru. Dále také slouží k chlazení ventilů, kdy velká část tepla z ventilů je odvedena právě do sedel ventilů.

Při návrhu sedel ventilů bylo již potřeba mít zhotoven model spalovacího prostoru v hlavě válců pro zjištění maximálního vnějšího průměru sacího a výfukového sedla. Nejprve byl zvolen maximální vnější průměr sacího sedla a na základě toho byl dle dostupných empirických vztahů

z literatury [78] [79] stanoven vnější průměr výfukového sedla. Tloušťka obou sedel byla zvolena 5 mm, čímž byly stanoveny i vnitřní průměry sedel. Další rozměry sedel byly dány parametry ventilů. Sedla jsou vyrobena z oceli pomocí frézování.



Obr. 98 Sedla ventilů

Ventilová sedla (viz obr. 98) mají na straně dosedací plochy ventilů sražení pod úhlem 45° , na které navazuje sražení pod úhlem 15° . Tato sražení slouží pro zlepšení těsnění ventilů. Výšky obou sedel byly zvoleny totožné 5 mm pro sací i výfuková sedla.

5.3.4 VENTILY

Hlavním účelem ventilů je otevření a uzavření spalovacího prostoru dle navrženého časování. Při otevření sacího ventilu dochází k nasátí čerstvé směsi paliva se vzduchem a naopak při otevření výfukového ventilu k odvedení produktu hoření ze spalovacího prostoru pryč.

Samotné rozmístění ventilů je dáno rozměry spalovacího prostoru v hlavě válce. Průtočný průřez lze navýšit odklonem ventilů od osy válce, avšak z výše uvedených důvodů byly zvoleny rovné ventily, tedy rovnoběžné s osou válce. Toto rozmístění ventilů ve spalovacím prostoru je možné vidět na obr. 99 níže.



Obr. 99 Rozmístění ventilů ve spalovacím prostoru

Rozměry ventilů byly voleny na základě empirických vztahů dostupných z literatury [78] [79], stejně jako sedla ventilů. Ventily byly navrženy s vydutou čelní plochou talíře, což umožňuje rychlejší odvod spalin a zvýšení tuhosti ventilů a snížení setrvačných hmot, avšak zvětšuje se styčná plocha kontaktu s plyny. Tyto rozměry jsou uvedeny v tab. 20 níže.

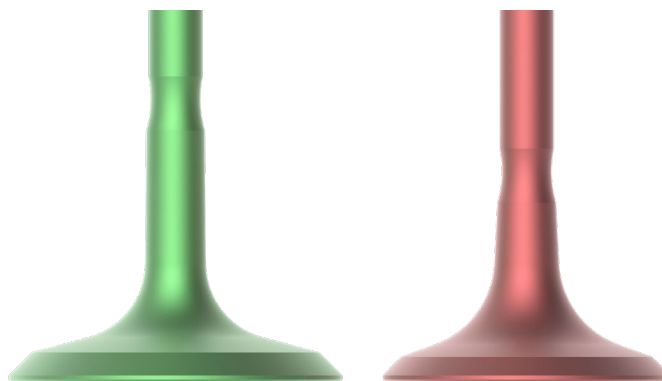
Tab. 20 Parametry ventilů

Rozměr		Sací ventil	Výfukový ventil
Délka	[mm]	100	100
Průměr dříku	[mm]	6	6
Průměr talíře	[mm]	37	32
Délka talíře	[mm]	34	26
Úhel sklonu před poloměrem	[°]	15	20
Přechodový poloměr	[mm]	8,5	10,1
Hmotnost	[kg]	0,057	0,058

Délka obou ventilů byla s ohledem na jednoduchost ovládání zvolena shodná jak pro sací, tak výfukové ventily. Ta byla volena co nejkratší kvůli minimalizaci hmotnosti setrvačných sil působících na rozvodový mechanismus. Dále také bylo zvoleno stejné konstrukční provedení z důvodu použití stejného příslušenství a tedy jednodušší montáže a nižších výrobních nákladů.

Oba ventily byly zvoleny jako bimetalické. Dřík ventilu vyrobený z žáruvzdorné oceli je tedy svařen s talířem z vysoko legované oceli pomocí tření. Obě části ventilu plní důležité funkce, dřík ventilu slouží k vedení ve vodítku ventilu a talíř ventilu slouží k utěsnění spalovacího prostoru a uzavírání sacího nebo výfukového kanálu.

Talíře ventilů mají sklon dosedací plochy k sedlům 45° , ale liší se následným zkosením, průměrem a také přechodovým poloměrem z talíře na dřík. Dále je talíř sacího ventilu oproti výfukovému vyšší. Na sací a výfukové ventily působí plyny s rozdílnými vlastnostmi a jsou na ně tedy kladeny rozdílné nároky na proudění v kanále i ve válci. Proudění produktů spalování způsobuje tepelné zatížení výfukového ventilu a má i abrazivní a korozivní účinky. Z toho důvodu musí být tvarování talíře pro sací a výfukový ventil odlišné (viz obr. 100).

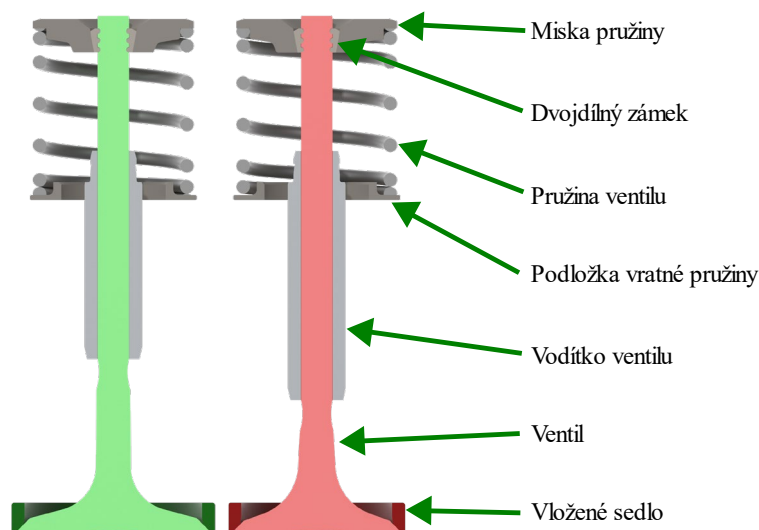


Obr. 100 Sací a výfukový ventil

Dalším konstrukčním prvkem ventilu je drážka, resp. zápich, pro uložení ventilového zámku, který následně drží v ocelové misce pružiny díky kuželovému tvaru. Zúžení ventilů slouží k samočinnému čištění konce vedení ventilu.

5.3.5 SESTAVA VENTILŮ

Jelikož navrhovaná hlava válců byla uvažována z hliníkové slitiny, bylo nutné přidat podložku pod vratnou ventilovou pružinu, aby nedocházelo k otlačení této slitiny v důsledku stlačování pružiny (viz *obr. 101*).



Obr. 101 Sestava ventilů v řezu

Vodítka ventilů slouží pro vedení dřívků jednotlivých ventilů. Dále také slouží k chlazení ventilů, kdy část tepla je přes tato vodítka ventilů odvedena do hlavy a následně ochlazována přes chladicí systém hlavy. Rozměry vodítek byly voleny stejně jako ventily a sedla ventilů na základě empirických vztahů z literatury [78] [79]. Na základě těchto vztahů byly stanoveny vůle mezi vnitřními průměry vodítek a dřívky ventilů. Vodítka ventilů jsou stejně jako sedla ventilů zalisována do hlavy motoru. Délka vodítek byla určena na základě poměru délky vodítka vůči délce ventilu, jež by měl být přibližně 40 %. Jako materiál vodítek ventilů byla zvolena legovaná ocel.

V drážkách ventilů jsou umístěny zmíněné dvojdílné zámky, které zabezpečují přes misky pružiny přenos síly z pružiny na ventil. Tyto misky mají kuželový tvar pro montáž zámků a vnější tvar misky slouží jako vedení a vystředění pružin vzhledem k osám ventilů.

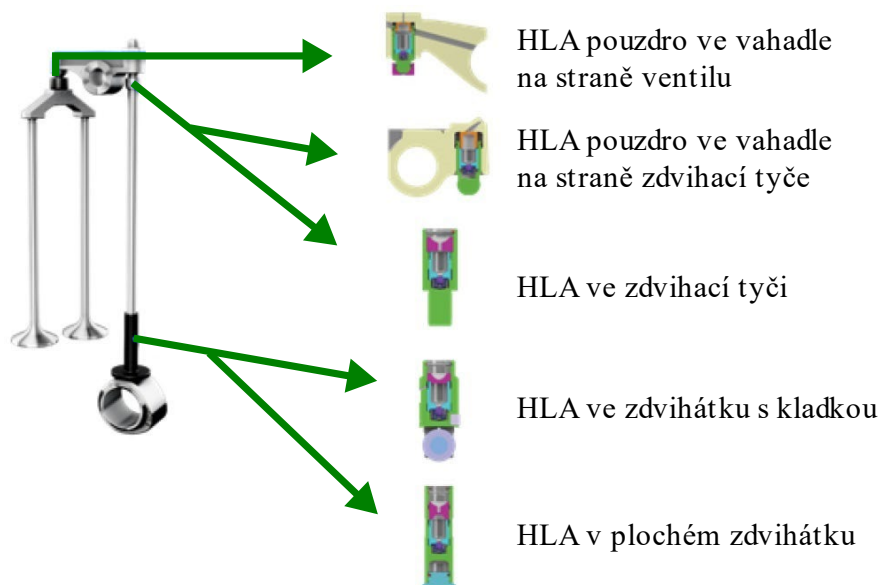
Součástí sestavy ventilů jsou vratné ventilové pružiny, které slouží k vracení ventilů po stlačení vahadlem zpátky do původní polohy a následné utěsnění spalovacího prostoru. Pro sací i výfukové ventily jsou použity stejné pružiny. Tyto pružiny musí být navrženy tak, aby nedocházelo ke ztrátě kontaktu mezi ventilem a vahadlem. Pokud by tento požadavek nebyl splněn, mohlo by případně docházet k odsakování ventilu ze sedla, což by mělo nepříznivý vliv na celkový chod motoru. Délka montážního stavu pružiny je dána zmíněnou podložkou pružiny zalisovanou v hlavě, kde dosedá spodní část pružiny, a vzdáleností misky pružiny, ke které pružina dosedá v horní části. Dále musí být stoupání pružin navrženo tak, aby nedošlo při plném zdvihu ventilů k dosednutí jednotlivých závitů na sebe, což by vedlo ke vzniku lomu a případně až k porušení pružiny a následně nefunkčnosti a poškození motoru. Jako materiál pružiny byla zvolena pružinová ocel. Parametry pružiny byly odhadnuty, jelikož byl proveden pouze kinematický návrh ventilového rozvodu.

Pro kontakt, respektive polohování vahadla vůči ventilu byla zvolena excentricita 0,2 mm. Tato excentricita umožňuje rotaci ventilu při jeho posuvném pohybu, čímž je zvýšena jeho životnost, jelikož je rozložení působících teplot na talíř ventilu rovnoměrnější. To je důležité zejména u výfukového ventilu, jelikož u něj dochází ke kontaktu s horkými plyny.

5.3.6 ZDVIHÁTKO S KLADKOU

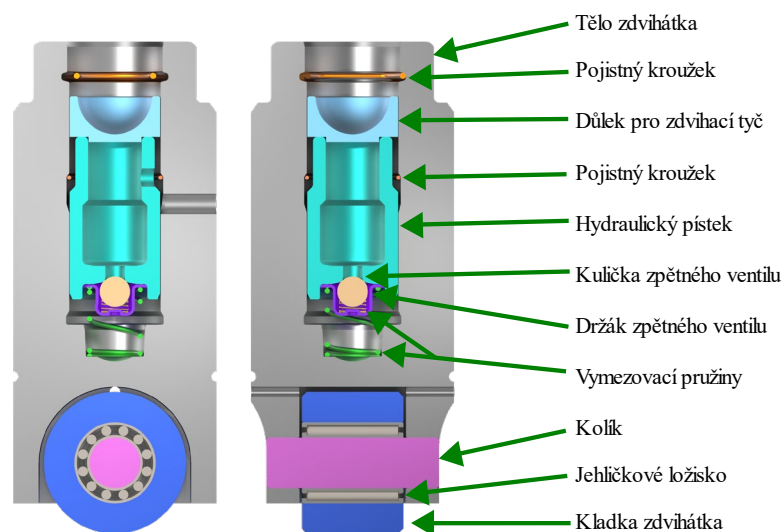
Pro navrhovaný motor byla nejprve zvolena plochá zdvihátka, avšak pro snížení třecích ztrát bylo následně zvoleno zdvihátko s kladkou. To má z důvodu nižší servisní náročnosti hydraulické vymezení ventilové vůle, jelikož u navrhovaného motoru byl kladen důraz na nízké tření a také nízké nároky na údržbu. Další výhodou použití hydraulického vymezení vůle je snížení hlučnosti rozvodového mechanismu, jelikož mechanické části zůstávají v kontaktu a brání tak nežádoucímu kontaktu vahadel s ventily.

U zvolené koncepce rozvodu OHV a zdvihátek s kladkou je možné umístit mechanismus hydraulického vymezení vůle, tzv. HLA, do kterékoliv oblasti kontaktu mezi vačkovou hřídelí a horní částí ventilu (viz *obr. 102*). To lze realizovat pomocí pouzdra ve vahadle na straně ventilu nebo na straně zdvihací tyče, integrováním do zdvihacích tyčí nebo integrováním přímo do zdvihátka s kladkou [80]. Konstrukce s hydraulickým vymezením vůle pomocí pouzder ve vahadle se příliš nepoužívá [80]. Pro navrhovaný motor byl zvolen mechanismus pro hydraulické vymezení vůle integrovaný do zdvihátka s kladkou.



Obr. 102 Možnosti umístění hydraulického vymezení vůle u rozvodu OHV [80]

Na *obr. 103* je zobrazen řez tohoto zdvihátka s kladkou a hydraulickým vymezením ventilové vůle. Samotné zdvihátko se skládá z těla zdvihátka, kolíku, jehličkového ložiska, kladky zdvihátka, důlku pro zdvihací tyč a pojistného kroužku. Hydraulické vymezení vůle je poté uskutečněno pomocí hydraulického pístku, kuličky zpětného ventilu, držáku zpětného ventilu a dvou vymezovacích pružin.



Obr. 103 Řez zdvihátkem s kladkou a hydraulickým vymezováním ventilové vůle

Hydraulického, respektive samočinného vymezování ventilové vůle je dosaženo díky činnosti samotného zdvihátka a tlaku oleje v mazacím systému motoru. Otvor pro přívod oleje byl zvolen směrem k druhé klikové hřídeli, jelikož bylo uvažováno napojení všech zdvihátek na společný přívodní olejový kanál. Prostor uvnitř pístku slouží jako zásobník oleje a prostor pod tímto pístkem tvoří vysokotlakou komoru. Pružina pod pístkem zajišťuje konstantní sílu a slouží pro vytahování pístku, dokud nedojde ke kontaktu zdvihací tyče s kladkou. Tato pružina společně s kuličkou zpětného ventilu tvoří jednocestný ventil. Hydraulický pístek je uložen v těle zdvihátka s vůlí, což umožňuje řízené uvolňování oleje a tedy samočinnou regulaci zdvihátka. Průchod oleje mazacím kanálem ve zdvihací tyči je zajištěn výhradně odvodušňováním oleje.

5.3.7 SESTAVA VAHADLA

Sestava vahadla přenáší rotační pohyb vačky přes zdvihátko s kladkou a zdvihací tyče na posuvný pohyb ventilu. Toho bylo dosaženo pomocí přepákování, což umožňuje použití vaček s menší geometrií, aniž by byl ovlivněn celkový zdvih.



Obr. 104 Sestava vahadla

Tato sestava vahadla je zobrazena na obr. 104.

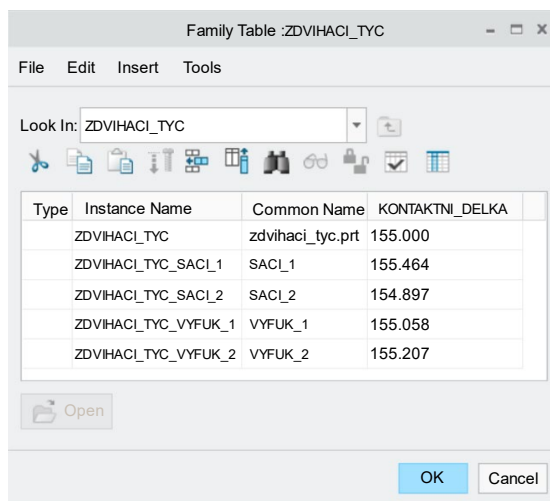
Samotné vahadlo je vyrobeno jako lehký výkovek. Styčné plochy kontaktu vahadla s ventily byly tvrzeny kalením a následně broušeny. Dále byly obráběny plochy pro umístění kluzného nalisovaného ložiska a plochy pro šroub vahadla. Součástí vahadla je také šroub vahadla, který má kulový kontakt, matice, která tento šroub drží ve správné poloze, a ložisko pro upevnění na hřídeli vahadla.

Uložení hřídele vahadla bylo uvažováno pomocí kluzných ložisek v hlavě válců. Výhodou kluzných ložisek oproti valivým je minimalizace rozměrů a zmíněné hmotnosti částí rozvodového mechanismu. Nevýhodou však jsou vyšší třecí ztráty a nutnost vytvoření dostatečného mazacího filmu, tedy nutnost přívodu tlakového oleje.

5.3.8 ZDVIHACÍ TYČE

Zdvihací tyče zabezpečují přenos síly mezi zdvihátkem a vahadlem a jsou výrazně namáhány na vzpěr. Jako materiál zdvihacích tyčí byla zvolena ocel. Tyto tyče obsahují konvexní a konkávní koncovku. Konkávní koncovka je v kontaktu se šroubem vahadla a konvexní koncovka s důlkem pro zdvihací tyč uvnitř zdvihátka. Uvnitř tyčí byl vyvrtán kanál sloužící pro zmíněné mazání.

Délka zdvihacích tyčí se pro jednotlivé ventily liší. Z tohoto důvodu byl vytvořen *Family table*, do kterého byla zadána příslušná délka pro dané vzdálenosti jednotlivých zdvihátek a šroubů vahadel (viz obr. 105).

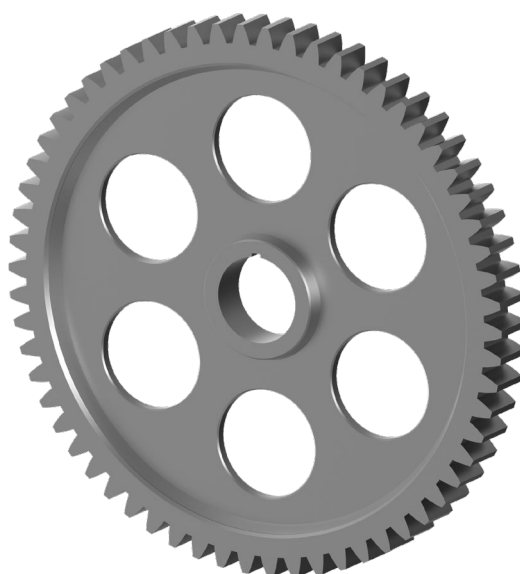


Type	Instance Name	Common Name	KONTAKTNI_DELKA
	ZDVIHACI_TYC	zdvihaci_tyc.prt	155.000
	ZDVIHACI_TYC_SACL_1	SACL_1	155.464
	ZDVIHACI_TYC_SACL_2	SACL_2	154.897
	ZDVIHACI_TYC_VYFUK_1	VYFUK_1	155.058
	ZDVIHACI_TYC_VYFUK_2	VYFUK_2	155.207

Obr. 105 Zadání proměnné délky zdvihacích tyčí

5.3.9 ROZVODOVÉ KOLO

Rozvodové ozubené kolo je na vačkovou hřídel upevněno pomocí šroubu M14 dle normy DIN 933 a podložky M14 dle normy DIN 125. Pro požadovaný převodový poměr musí mít toto kolo stejný modul jako jeho pastorek, avšak dvojnásobný počet zubů. Toto rozvodové kolo vačkové hřídele je znázorněno na obr. 106.



Obr. 106 Rozvodové ozubené kolo

Parametry rozvodového kola jsou uvedeny v *tab. 21* níže.

Tab. 21 Parametry rozvodového ozubeného kola

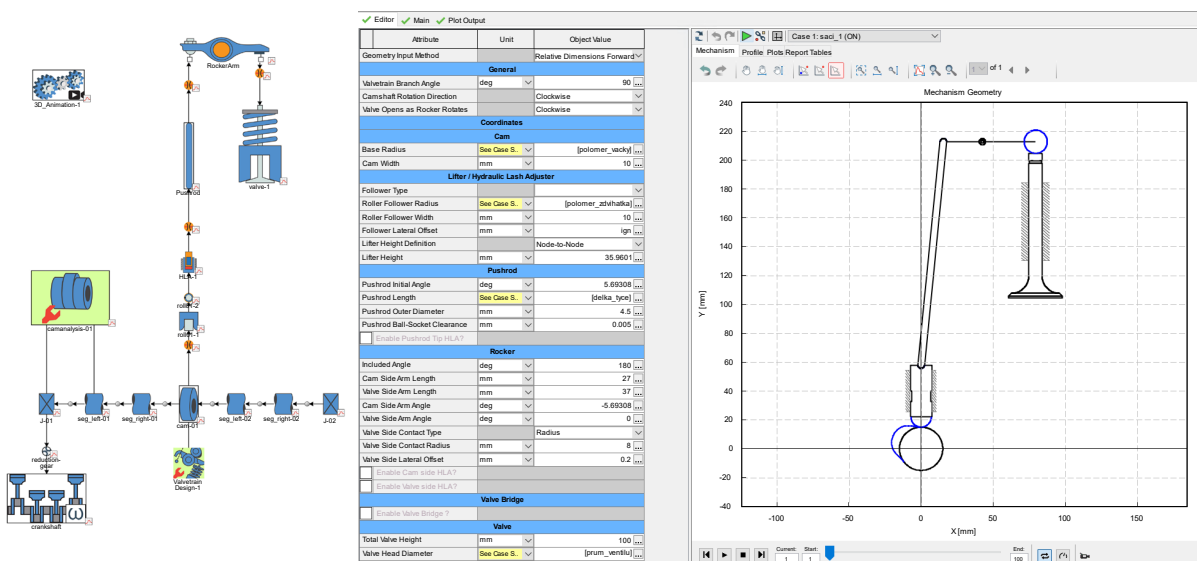
Rozměr		Hodnota
Modul	[-]	2,8
Počet zubů	[-]	62
Průměr roztečné kružnice	[mm]	173,6
Materiál ozubeného kola	[-]	ocel 14220.4
Hmotnost ozubeného kola	[kg]	1,080

5.3.10 VAČKOVÁ HŘÍDEL

Vačková hřídel, respektive její vačky řídí otevírání a zavírání ventilů v daném okamžiku dle požadovaného časování ventilů. Pro návrh jednotlivých vaček vačkové hřídele byla provedena analýza kinematiky v prostředí GT-Power, stejně jako při návrhu vyvažovacích vaček. Jako vstupní data pro návrh vaček byl použit požadovaný zdvih ventilů získaný z termodynamické simulace.

Návrh byl proveden s ohledem na rozměry vymodelovaného rozvodového mechanismu, tedy s ohledem na odklon zdvihací tyče od osy zdvihátka, přepákování ventilu, excentrický kontakt mezi vahadlem a ventilem a dalšími nezbytné body a kontaktní křivky. Průměr základní kružnice jak sací tak výfukové vačky byl zvolen 30 mm.

Mapa kinematického návrhu je zobrazena na *obr. 107*. Samotný návrh včetně zadaných hodnot je poté znázorněn na *obr. 108*.



Obr. 107 Mapa návrhu (vlevo) Obr. 108 Kinematický návrh vaček v prostředí GT-Power (vpravo)

Při nahrání zdvihové křivky ventilu získané z termodynamického návrhu jako profil a zadání typu na zdvih ventilů, tedy *ValveLift*, byl výsledný zdvih ventilu zdeformovaný. Z tohoto důvodu byl zdeformovaný tvar zdvihu zdvihátka zkopírován ve formě dat a na základě něj byla navržena samotná vačka. Následně byl tento zdvih zdvihátka nahrán jako *camdesign*, jenž reprezentoval zdvih zdvihátka. Postup návrhu je možné vidět na obr. 109 níže.

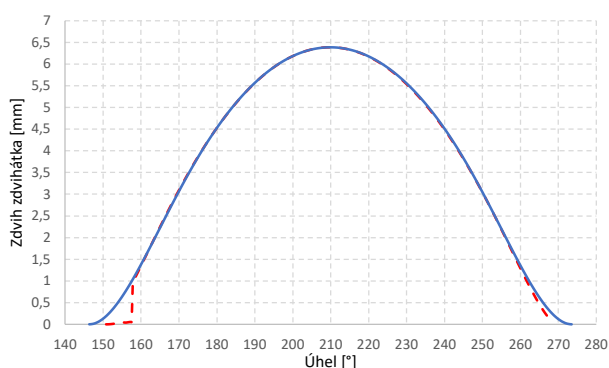
Attribute	Unit	Object Value
Mechanism Type		Lifter-Pushrod-Rocker
Profile		
Input Data Source Object Type		profile
Input Data Source Object 1		saci_1...
Input Data Type		ValveLift
Post Processing		
Cam Data Post Processing		None
Valve-Piston Interference Object		ign...
Lash Data Input Option		None
Map Part Generation Options		
Create Valvetrain Branch with Map Icon Right-Click Menu		
Number of Valve Springs		1
Translating Follower		HydrLashAdjusterAssy

Attribute	Unit	Object Value
Mechanism Type		Lifter-Pushrod-Rocker
Profile		
Input Data Source Object Type		camdesign
Input Data Source Object 1	mm	Saci_vacka_1...
Input Data Type		RollerFollowerLift
Roller Follower Radius (for Input Data)	See Case S...	[polomer_zdvhatka]...
Follower Offset (for Input Data)	mm	ign...
Post Processing		
Cam Data Post Processing		None
Valve-Piston Interference Object		ign...
Lash Data Input Option		None
Map Part Generation Options		
Create Valvetrain Branch with Map Icon Right-Click Menu		
Number of Valve Springs		1
Translating Follower		HydrLashAdjusterAssy

Obr. 109 Postup návrhu vaček v prostředí GT-Power

Zdihové křivky byly navrhovány pro dosažení co největší plnosti a výsledný tvar vaček byl dále kontrolován z hlediska vyrobitelnosti. Tento výsledný tvar vačky byl stejně jako v případě vyvažovací vačky exportován ve formě bodů a následně proložen křivkou v programu PTC Creo Parametric 4.0.

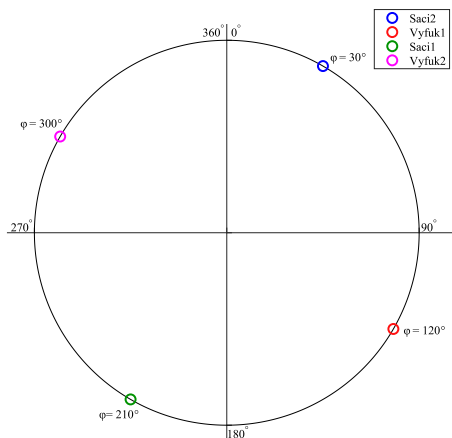
Tvar deformované křivky zdvihu zdvihátka a následné dosažení co největší plnosti je zobrazen na obr. 110 níže.



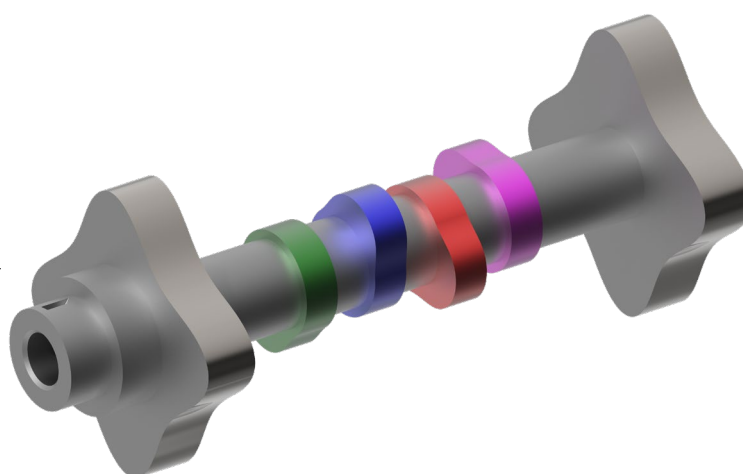
Obr. 110 Návrh křivky zdvihu zdvihátka

Výsledný zdvih ventilů navržený pomocí kinematiky odpovídá zdvihu získanému z návrhu termodynamiky (viz kapitola 4.4.4).

Popsaný postup byl proveden včetně návrhu kinematiky pro každou vačku zvlášť, jelikož charakteristické body se pro jednotlivé vačky liší, zejména délkou zdvihací tyče. Dále se také liší směr otáčení mechanismu. Tyto vačky byly následně úhlově rozmístěny dle požadovaného časování. Úhel maximálního zdvihu ventilů byl vynesena na kružnici odpovídající směru otáčení vačkové hřídele a je zobrazen na obr. 111 níže současně s odpovídající pozicí jednotlivých vaček (viz obr. 112).



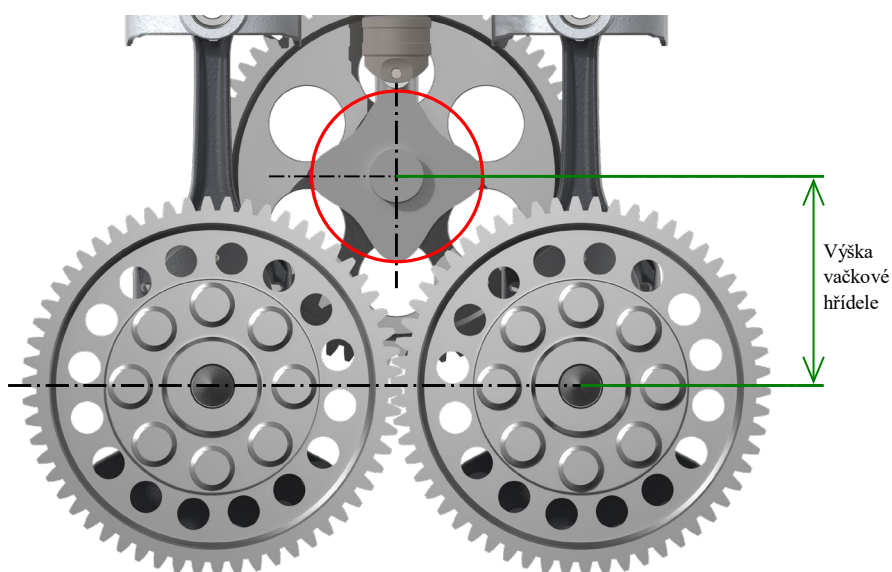
Obr. 111 Úhel maximálního zdvihu vaček (vlevo)



Obr. 112 Úhlové rozmístění jednotlivých vaček vačkové hřídele (vpravo)

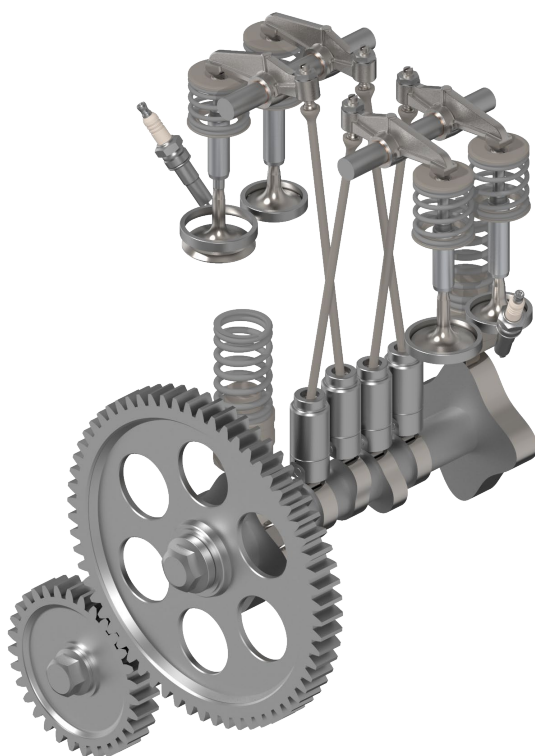
Vačková hřídel byla zvolena kovaná a má stejně jako rozvodové kolo vyfrézovanou drážku pro úsečové (Woodruffovo) pero. Drážka současně s tímto perem slouží pro polohování ozubeného rozvodového kola vačkové hřídele, jelikož jakékoliv pootočení vačkové hřídele by vedlo ke změně časování. Úsečové pero je v hřídeli uloženo tak, aby nebylo svíráno šroubem a podložkou, což by vedlo ke snížení spolehlivosti silového přenosu mezi ozubeným kolem a vačkovou hřídelí. Axiální posuv je poté zajištěn nákrůžkem vačkové hřídele.

Vačková hřídel je umístěna ve střední rovině obou válců ve výšce přibližně 98 mm od osy klikové hřídele. Tato vzdálenost byla stanovena na základě požadavku kompaktní zástavby a případné kolizi vyvažovací vačky s ozubenými koly klikové hřídele (viz obr. 113).



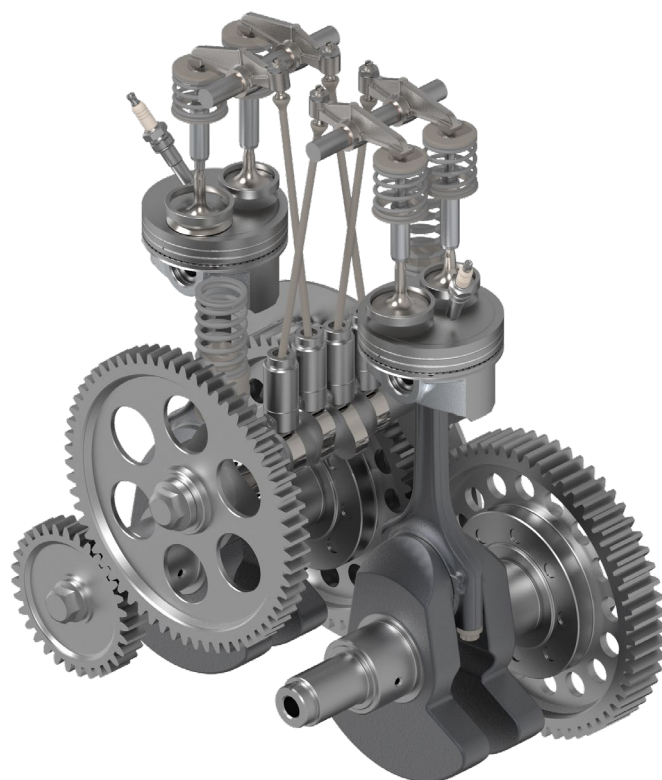
Obr. 113 Umístění vačkové hřídele

Výsledná sestava rozvodového mechanismu je zobrazena na obr. 114 níže. Celková hmotnost rozvodového mechanismu je 5,35 kg.



Obr. 114 Sestava rozvodového mechanismu

Po kompletaci sestav rozvodového, klikového mechanismu a dalších vymodelovaných částí motoru byla provedena analýza kolizí, zejména ventilů s pístem při horní úvrati. Tím byla ověřena správnost návrhu zdvihových křivek ventilů a následného návrhu tvaru vačky. Výsledná sestava je zobrazena na obr. 115 níže.



Obr. 115 Výsledná sestava

6 VÝPOČET KONSTRUKČNÍHO UZLU

Pro výpočet konstrukčního uzlu byl zvolen klikový mechanismus. Pro tvorbu modelu byl využit program ADAMS Engine MD R3, který je starší verzí Virtual Dynamics od společnosti FEV. Program ADAMS (*Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) je výpočetní program pro simulaci dynamického chování mechanických systémů v reálném čase sestavený na bázi MBS. V tomto programu byl vytvořen výpočtový model pro dynamiku klikového mechanismu.

6.1 PŘÍPRAVA MODELU

Části klikového mechanismu, včetně klikových hřídelí, byly modelovány zjednodušeně v podobě absolutně tuhých těles. Tuhá tělesa byla použita z toho důvodu, že předmětem analýzy jsou pouze zatížení v jednotlivých lůžcích a nikoliv analýza kmitání, namáhání struktury a další. Při tvorbě samotného mechanismu bylo postupováno dle návodu dostupného z nápovědy programu, konkrétně návodu *Basic Crank train* pro tvorbu šablony [81].

Pro vytvoření modelu byla vytvořena šablona, tzv. *template*, na základě které byla dále vytvořena podsestava (*subsystem*) a následně spojena v režimu sestavy, tzv. *assembly*. V režimu sestavy byly dále prováděny simulace za účelem porovnání zvoleného uspořádání s protiběžnými klikovými hřídelemi s motorem o stejných parametrech, avšak s řadovým uspořádáním. Jako porovnávané veličiny byly zvoleny reakční síly v lůžcích motoru.

Vlastnosti jednotlivých těles jako hmotnost, tensorsy setrvačnosti vzhledem k těžišti, rozměry a další byly pro jednotlivá tělesa odměřeny z vymodelovaných objemových těles v programu PTC Creo Parametric 4.0.

V obou variantách mechanismů byl použit setrvačnický, jelikož lze předpokládat, že výrobce Obrist testoval klikový mechanismus na dynamometru ještě před samotnou montáží s generátorem. Velikost setrvačnicku byla odhadnuta na základě velikosti setrvačnicků sériových motorů s malým počtem válců. Tento setrvačnický byl poté vložen jak do varianty řadové koncepce, tak do koncepce s protiběžnými klikovými hřídelemi. Díky tomu byla výrazně eliminována nerovnoměrnost chodu u obou variant. V případě varianty s protiběžnými klikovými hřídelemi byl setrvačnický vložen na první klikovou hřídel, tedy na hřídel, ze které bude odebrán točivý moment. Dále byl také od setrvačnicku pro tuto variantu odečten osový moment setrvačnosti ozubených kol, aby byly obě varianty totožné z hlediska rovnoměrnosti chodu.

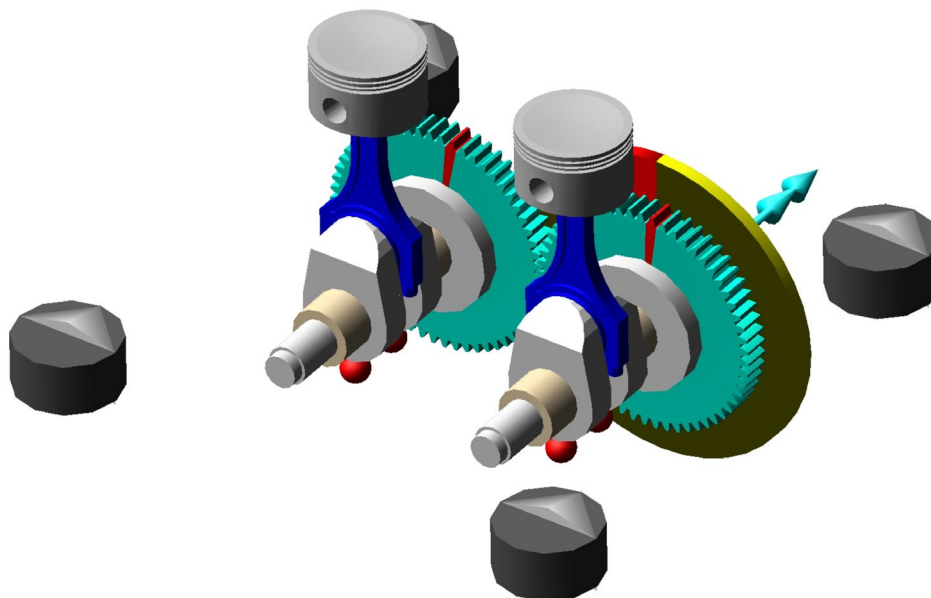
Pro jednotlivé válce byly definovány odpovídající síly od tlaku plynů získané ze softwaru GT-Power pomocí datového souboru. Ten byl upraven tak, aby odpovídal vzorovému souboru z definovaných šablon. Dynamometr, tedy prvek *Testrig*, byl poté v obou variantách umístěn do osy klikové hřídele, z níž je odebrán točivý moment.

Lůžka motoru byla pro obě varianty definována se stejnými roztečemi vůči sobě, tedy byla definována do čtverce, aby byly varianty objektivní a porovnatelné. Tuhost a tlumení lůžek byly ponechány na předdefinovaných hodnotách.

6.1.1 VARIANTA P2

Při tvorbě zvolené koncepce klikového mechanismu bylo nutné vytvoření celkem čtyř šablon a subsystémů, které se na základě vstupních a výstupních komunikátorů a tzv. *matching names* přiřadily do správné polohy a orientace. Hlavním důvodem je to, že ADAMS Engine umožňuje vytvoření bloku pouze pro jednu klikovou hřídel, respektive jeden *engine dataset*. Tvorba tohoto modelu byla velice problémová, jelikož i při správném umístění jednotlivých částí klikového mechanismu nebyl model funkční, tedy se nepohyboval. Zároveň ADAMS Engine automaticky generoval vlastní polohu dynamometru i při správném definování dle návodu. Tato diskrepance byla opravena změnou hlavní role šablony, tzv. *major role*, na *component* místo *timing mechanism*. Absence pohybu byla po několikanásobné tvorbě modelu vyřešena změnou podrole, tzv. *minor role*, jednotlivých podsestav ze *shaft1* a *shaft2* na *front* a *rear*.

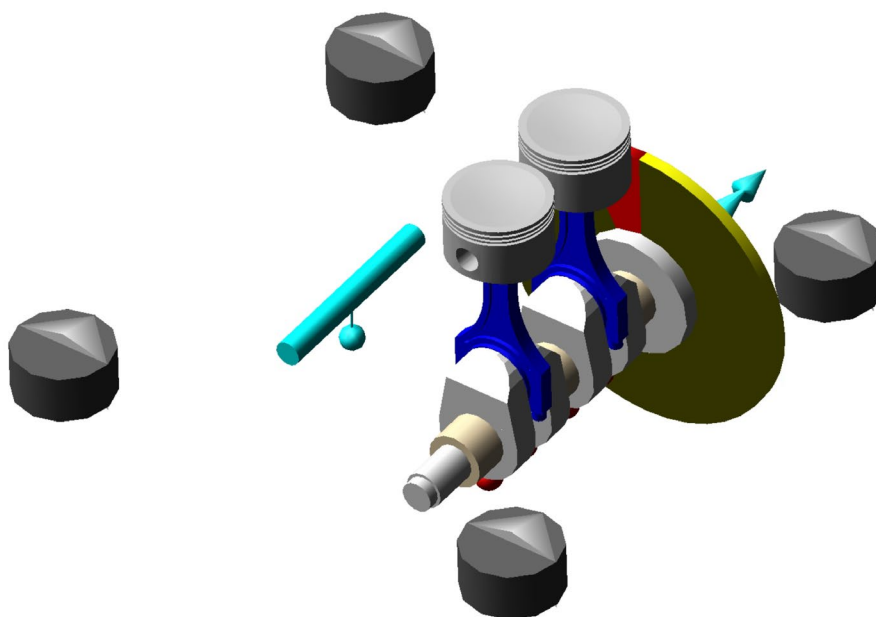
V této variantě byly použity na ramenech klikových hřídelí stejné vývažky jako v konstrukční části, tedy plně vyvážené setrvačné síly rotačních částí a posuvných částí I. řádu. Výsledný model varianty s paralelními protiběžnými hřídelemi je zobrazen na *obr. 116* níže. V této variantě je stejně jako ve variantě I2 pro lepší přehlednost vypnuta viditelnost bloku motoru.



Obr. 116 MBS model klikového mechanismu s uspořádáním P2

6.1.2 VARIANTA I2

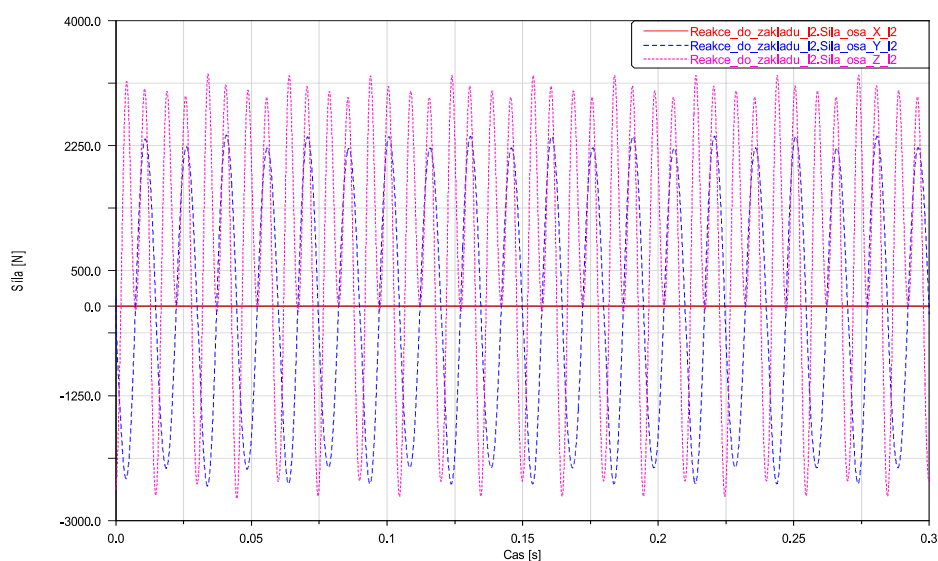
Pro porovnání byla zvolena varianta řadového uspořádání s rovnoměrnými rozestupy zážehů (viz *obr. 117*) a plným vyvážením setrvačných sil rotačních částí a posuvných částí I. řádu. Pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu byla zvolena protiběžná vyvažovací hřídel vyvažující polovinu hmotnosti posuvných částí a vývažky na ramenech klikové hřídele vyvažující druhou polovinu. Z tohoto důvodu byla vymodelována kliková hřídel v prostředí PTC Creo Parametric 4.0 se stejným poloměrem zalomení, délkou hlavních a ojnicích čepů a dalšími parametry, avšak pro řadové dvouválcové uspořádání. Následně byla hřídel v tomto prostředí vyvážena a byly odečteny poloměry a hmotnosti vývažků potřebné pro tvorbu klikové a vyvažovací hřídele. Ostatní části klikového mechanismu jako píst, ojnice a další jsou stejné jako ve variantě s protiběžnými paralelními klikovými hřídelemi.



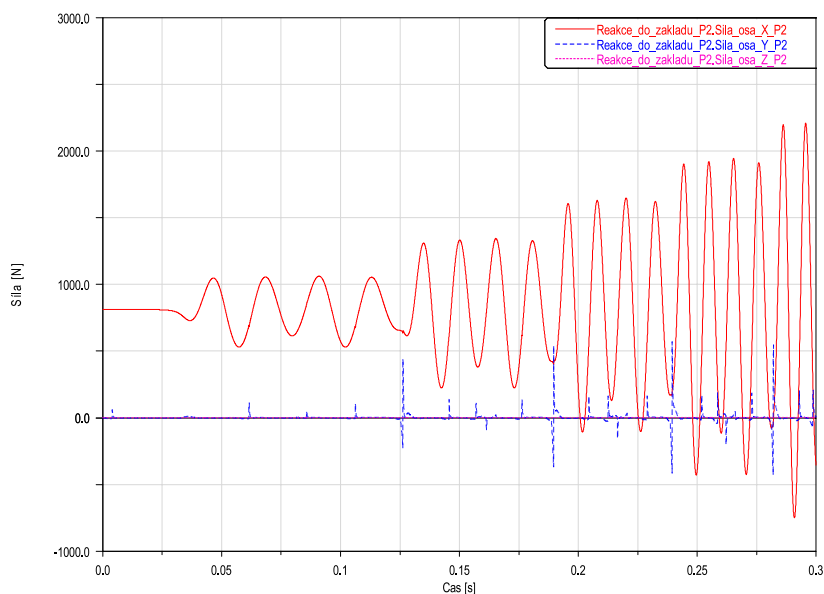
Obr. 117 MBS model klikového mechanismu s uspořádáním I2

6.2 VÝSLEDKY MBS ANALÝZY

Dynamická simulace byla zvolena jako ustálená, resp. s konstantními otáčkami, tedy *Steady-State*, do které bylo zadáno 7200 kroků a 10 cyklů s jmenovitými otáčkami, tedy 4000 min^{-1} . Výsledky byly zobrazeny v postprocesoru, kde byly rovněž vytvořeny jednotlivé grafy pro porovnání obou variant. Nejprve byly v obou variantách zjištěny reakce do základů při aktivní pevné vazbě bloku motoru k zemi. Tyto reakce byly zadány pomocí definování požadavku, tzv. *request*, a jsou zobrazeny pro obě varianty na obr. 118 a na obr. 119.

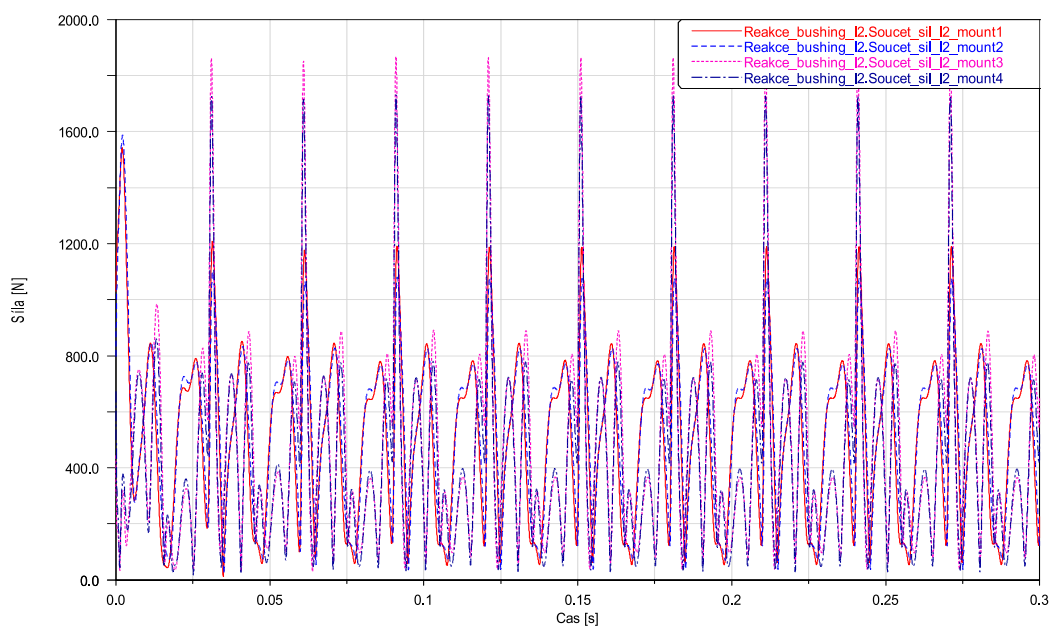


Obr. 118 Průběhy reakcí do základů pro variantu I2

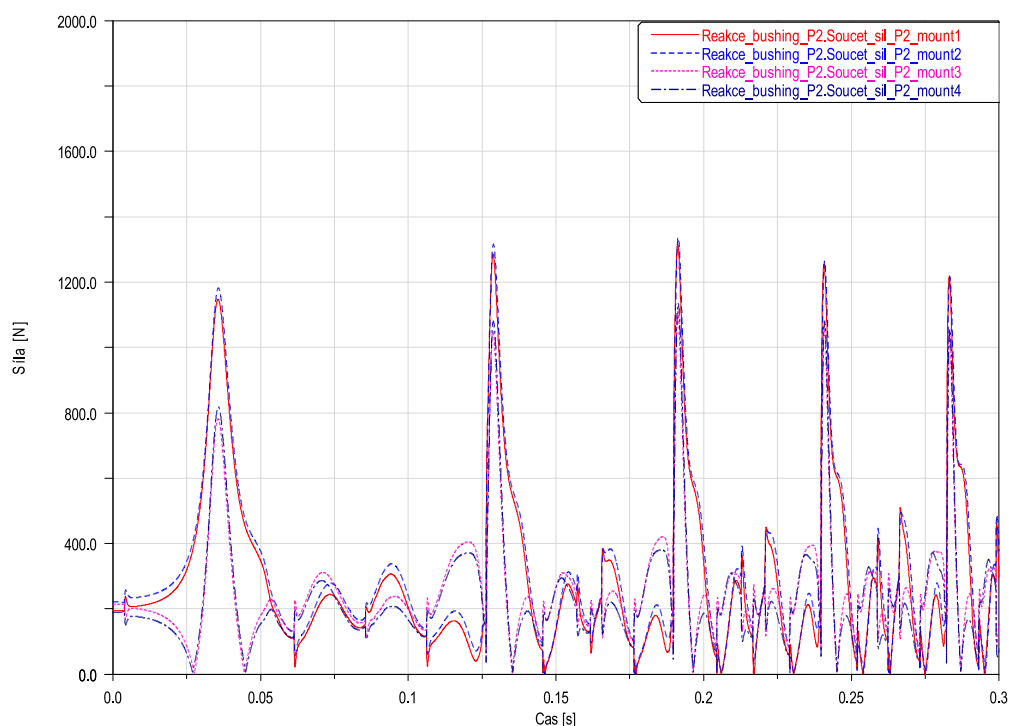


Obr. 119 Průběhy reakcí do základů pro variantu P2

Následně byla tato pevná vazba bloku k zemi potlačena a oba modely byly simulovány bez této vazby pro zjištění sil v jednotlivých lůžcích motoru, respektive silentblocích. Jelikož byla použita čtyři lůžka, bylo nutné vyhodnocovat silové působení ve všech z nich, protože vlivem reakčního točivého momentu je zatížení v jednotlivých lůžcích rozdílné. Pro hlavní porovnání silového zatížení byl pro jednotlivá lůžka proveden součet jednotlivých sil v osách x , y , z opět pomocí definovaného požadavku, aby nebylo nutné porovnání jednotlivých lůžek ve všech souřadných osách. Tato silová zatížení jsou pro všechna lůžka znázorněna na obr. 120 pro variantu I2 a na obr. 121 pro variantu P2.

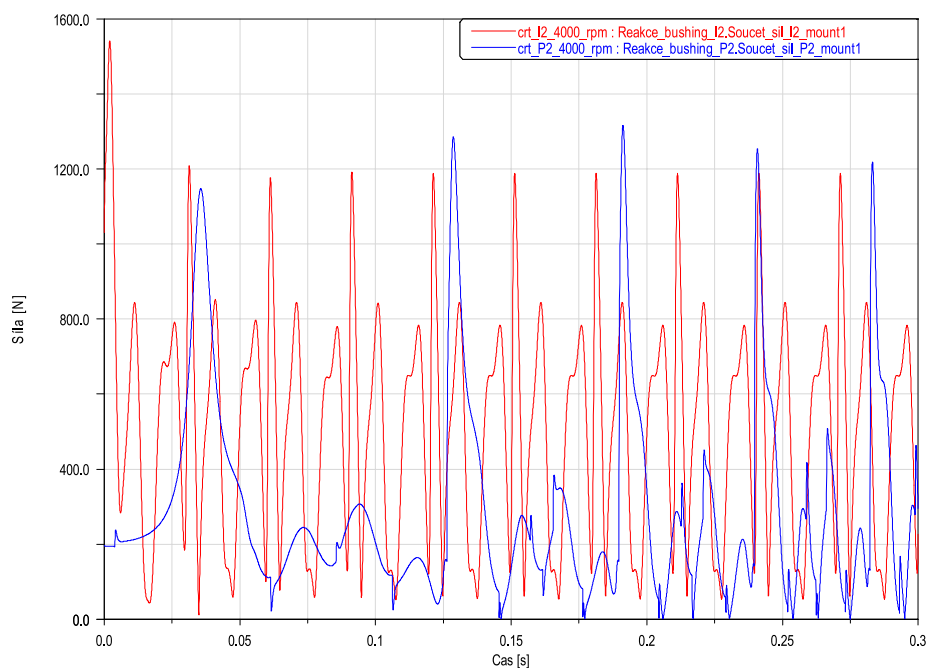


Obr. 120 Průběh výsledného zatížení jednotlivých lůžek motoru pro variantu I2

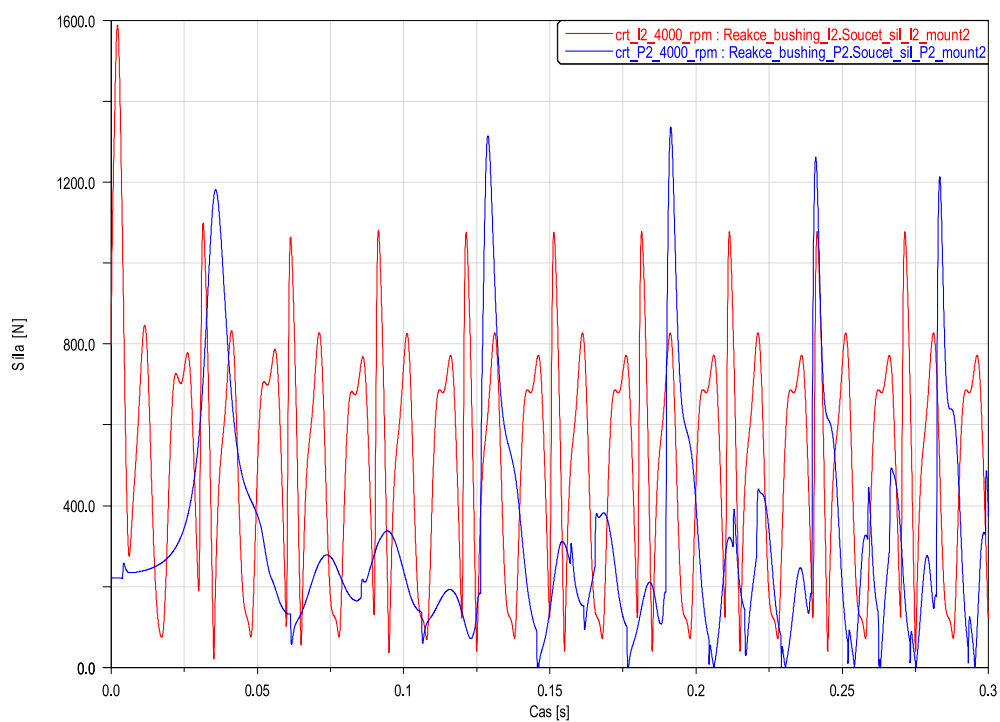


Obr. 121 Průběh výsledného zatížení jednotlivých lůžek motoru pro variantu P2

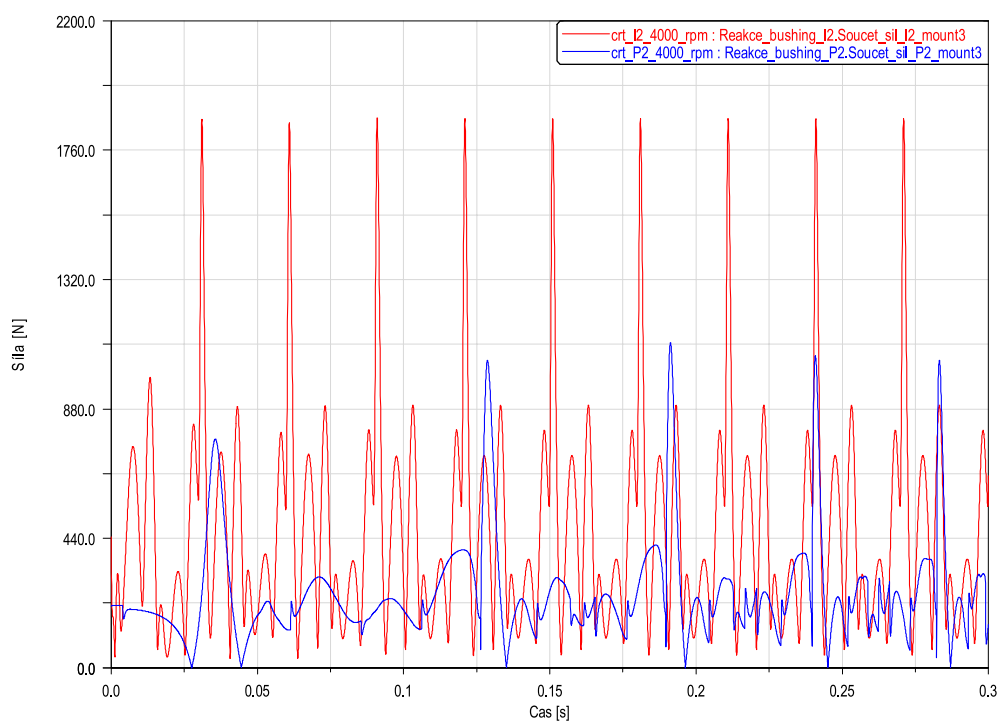
Z grafů je patrné, že jednotlivá lůžka jsou zatěžována ve variantě P2 výrazně méně, čímž byla prokázána vhodnost koncepce. Pro názornost byly tyto celkové zatěžující síly pro jednotlivá lůžka vyneseny do grafu pro obě varianty (viz obr. 122, obr. 123, obr. 124 a obr. 125).



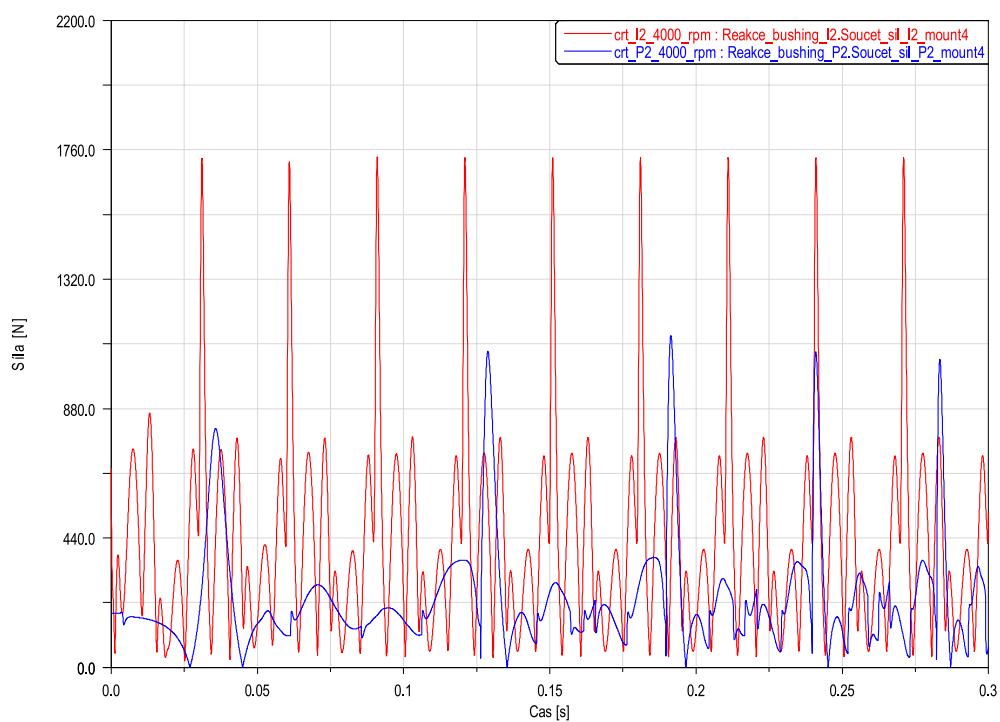
Obr. 122 Porovnání výsledného zatížení 1. lůžka motoru



Obr. 123 Porovnání výsledného zatížení 2. lůžka motoru



Obr. 124 Porovnání výsledného zatížení 3. lůžka motoru



Obr. 125 Porovnání výsledného zatížení 4. lůžka motoru

ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh zážehového spalovacího motoru prodlužovače dojezdu elektromobilu. Tomuto návrhu předcházela koncepční studie, která byla provedena na základě uvedené rešerše motorů používaných jako prodlužovač dojezdu a termodynamické simulace.

Termodynamický model byl stěžejní pro určení průběhů spalovacích tlaků, časování a zdvihu ventilů. Na základě získaných zdvihových křivek ventilů byla navržena kinematika rozvodového mechanismu. Termodynamický model byl několikrát přepracován z důvodu nutnosti vyřešení příliš dlouhé doby otevření ventilů, která komplikovala návrh samotných vaček, a také kvůli kolizi ventilů s písty v horní úvratí. Rovněž došlo k přepracování návrhu kinematiky rozvodového mechanismu z důvodu použití jiného typu zdvihátek. Díky termodynamickému modelu bylo dosaženo požadovaného jmenovitého výkonu 30 kW a rovné křivky točivého momentu ve zvoleném provozním rozsahu otáček.

Pro zachování nehlukového chodu elektromobilu bylo žádoucí u navrhovaného motoru vyvážit setrvačné síly a momenty. Pro zvolenou koncepci jsou setrvačné momenty vyváženy přirozeně a zároveň je umožněno plné vyvážení setrvačných sil rotačních i posuvných částí I. a II. řádu. Vyvážení II. řádu setrvačných sil posuvných částí bylo dosaženo pomocí navrženého vyvažovacího mechanismu. Pro tento návrh byl stěžejní tvar vyvažovací vačky, která musí spolu s vyvažovací hmotou generovat stejnou harmonickou sílu jako je setrvačná síla II. řádu, ovšem v opačné fázi. Tento tvar byl navržen, stejně jako jednotlivé vačky vačkové hřídele, pomocí kinematického návrhu v prostředí GT-Power. K dalšímu snížení hlukového projevu motoru přispěla např. zdvihátka s kladkou a hydraulickým vymezováním ventilové vůle, volba délky ojnice a další zvolené parametry.

Kompaktní zástavba bylo dosaženo díky zvolené koncepci protiběžných klikových hřídelí bez nutnosti vyvažovací jednotky, jež má společný přívod sání na jedné straně hlavy válců a společný výfuk na opačné straně.

Ověření vhodnosti zvolené koncepce bylo provedeno pomocí MBS analýzy, v níž byla tato koncepce porovnávána s dvouválcovým motorem o stejných parametrech, ale řadovým uspořádáním s protiběžnou vyvažovací hřídelí. Tímto porovnáním byla potvrzena předpokládaná vhodnost volby koncepce, jelikož výsledné silové zatížení jednotlivých lůžek je oproti řadovému uspořádání s protiběžnou vyvažovací hřídelí výrazně nižší.

Dále byl vytvořen zjednodušený výkres sestavy motoru, pevné části motoru byly modelovány velmi zjednodušeně pro přibližnou představu o hlavních a přípojných rozměrech. Dalším postupem návrhu by tedy bylo dopracování návrhu pevných částí motoru, mazacího systému, sacího a výfukového potrubí a dalších nedokončených komponent. V neposlední řadě by bylo vhodné pro navržené součásti provést pevnostní výpočty. Na základě navržených rozměrů sacího a výfukového potrubí by bylo rovněž vhodné zhodnotit optimalizované rozměry získané z prostředí GT-Power vzhledem ke kompaktní zástavbě a opětovně provést optimalizaci termodynamického modelu pro získání požadovaných výkonových parametrů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ONORI, Simona, Lorenzo SERRAO a Giorgio RIZZONI. *Hybrid Electric Vehicles: Energy Management Strategies* [online]. 1. London: Springer London, 2016, 112 s. [cit. 2022-06-25]. ISBN 978-1-4471-6781-5. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-1-4471-6781-5>
- [2] STAN, Cornel. *Alternative Propulsion for Automobiles* [online]. 1. Switzerland: Springer International, 2017, 336 s. [cit. 2022-06-03]. ISBN 978-3-319-31930-8. Dostupné z: [doi:10.1007/978-3-319-31930-8](https://doi.org/10.1007/978-3-319-31930-8)
- [3] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel* [online]. 1. vydání. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004, 234 stran : černobílé ilustrace. [cit. 2022-05-26]. ISBN 80-239-1602-5.
- [4] EVROPSKÁ KOMISE. SDĚLENÍ KOMISE EVROPSKÉMU PARLAMENTU, RADĚ, EVROPSKÉMU HOSPODÁŘSKÉMU A SOCIÁLNÍMU VÝBORU A VÝBORU REGIONŮ: Zvýšení cílů Evropy v oblasti klimatu do roku 2030. In: BENDER-NAPP, Annette. *EUR-Lex* [online]. Brusel, 2020 [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:52020DC0562&from=EN>
- [5] EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY. Average carbon dioxide emissions from new passenger cars. In: *Eea.europa.eu: Data visualisation* [online]. 2021 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/average-emissions-for-new-cars-7#tab-chart_1
- [6] EUROPEAN COMMISSION. COMMUNICATION FROM THE COMMISSION TO THE EUROPEAN PARLIAMENT, THE COUNCIL, THE EUROPEAN ECONOMIC AND SOCIAL COMMITTEE AND THE COMMITTEE OF THE REGIONS: Stepping up Europe's 2030 climate ambition. In: BENDER-NAPP, Annette. *EUR-Lex* [online]. Brusel, 2020 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:749e04bb-f8c5-11ea-991b-01aa75ed71a1.0001.02/DOC_1&format=PDF
- [7] LIENKAMP, Markus, ed. *Conference on Future Automotive Technology : Focus Electro Mobility: Alternative Range Extender for Electric Cars – Zinc Air Batteries* [online]. 1. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, 198 s. [cit. 2022-06-03]. ISBN 978-3-658-01141-3. Dostupné z: [doi:10.1007/978-3-658-01141-3](https://doi.org/10.1007/978-3-658-01141-3)
- [8] RITCHIE, Hannah, Max ROSER a Pablo ROSADO. Share of electricity production by source, World. In: *Ourworldindata.org* [online]. 2020 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>
- [9] GEBREHIWOT GEBREMICHAEL, Mulugeta a Alex VAN DEN BOSSCHE. *Range Extenders for Electric Vehicles* [online]. In: . Belgium, 2015 [cit. 2022-05-26]. Dostupné z:

https://www.researchgate.net/publication/282506870_Range_Extenders_for_Electric_Vehicles

- [10] SUBIC, Aleksandar a Jörg WELLNITZ, Ingemar DENBRATT, ed. *Sustainable Automotive Technologies 2014: Proceedings of the 6th ICSAT* [online]. 1. Switzerland: Springer International, 2015, 237 s. [cit. 2022-05-30]. ISBN 978-3-319-17999-5. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-17999-5>
- [11] GUZZELLA, Lino a Antonio SCIARRETTA. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization* [online]. Third Edition. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, 412 s. [cit. 2022-05-27]. 3. ISBN 978-3-642-35913-2. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1007/978-3-642-35913-2](https://doi.org/10.1007/978-3-642-35913-2)
- [12] NIKOWITZ, Michael, ed. *Advanced Hybrid and Electric Vehicles: System Optimization and Vehicle Integration* [online]. 1. Switzerland: Springer International Publishing, 2016, 211 s. [cit. 2022-05-27]. ISBN 978-3-319-26305-2. Dostupné z: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-26305-2>
- [13] ANDERSON, Curtis a JUDY ANDERSON. *Electric and Hybrid Cars: A History* [online]. Second Edition. United States of America: McFarland & Company, 2010, 267 s. [cit. 2022-06-13]. ISBN 978-0-7864-3301-8. Dostupné z: <https://enciklopediamoderne.files.wordpress.com/2014/12/curtis-d-anderson-judy-anderson-electric-and-hybrid-cars.pdf>
- [14] EHSANI, Mehrdad, Yimin GAO, Sebastien E.GAY a Ali EMADI. *Modern Electric, Hybrid Electric & Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design* [online]. United States of America: CRC Press LLC, 2005 [cit. 2022-05-24]. ISBN 0-8493-3154-4. Dostupné z: <http://ceb.ac.in/knowledge-center/E-BOOKS/Modern%20Electric%2C%20Hybrid%20Electric%20%26%20Fuel%20Cell%20Vehicles%20-%20Mehrdad%20Ehsani.pdf>
- [15] CHAN, C. C. The Rise & Fall of Electric Vehicles in 1828–1930: Lessons Learned [Scanning Our Past]. *Proceedings of the IEEE* [online]. 1. IEE, 2013, **101**(1), 206-212 [cit. 2022-05-25]. Dostupné z: [doi:10.1109/JPROC.2012.2228370](https://doi.org/10.1109/JPROC.2012.2228370)
- [16] PORSCHE. The history of Porsche begins electrically. In: *Porsche Newsroom: Products* [online]. Stuttgart, 2019 [cit. 2022-08-15]. Dostupné z: <https://newsroom.porsche.com/en/products/taycan/history-18563.html>
- [17] TURNER, James, Darren BLAKE, Jason MOORE et al. The Lotus Range Extender Engine. *SAE International Journal of Engines* [online]. Warrendale: SAE International, 2010, **3**(2), 318-351 [cit. 2022-06-14]. ISSN 1946-3936. Dostupné z: [doi:10.4271/2010-01-2208](https://doi.org/10.4271/2010-01-2208)
- [18] NPTEL. History of Electrical Vehicle: Introduction to Hybrid Electric Vehicles. *Syllabus* [online]. NPTEL, 2013, **1**(12), 1-18 [cit. 2022-05-30]. Dostupné z: <https://archive.nptel.ac.in/courses/108/103/108103009/>

- [19] CARDOSO, Daniel, Paulo FAEL a António ESPÍRITO-SANTO. A review of micro and mild hybrid systems. *Energy reports* [online]. Elsevier Ltd, 2020, **6**(1), 385-390 [cit. 2022-05-25]. ISSN 2352-4847. Dostupné z: doi:10.1016/j.egy.2019.08.077
- [20] GOVARDHAN, Ojas M. Fundamentals and Classification of Hybrid Electric Vehicles. *International Journal of Engineering and Techniques* [online]. 2017, **3**(5), 194-198 [cit. 2022-05-25]. ISSN 2395-1303. Dostupné z: <https://oaji.net/articles/2017/1992-1515159589.pdf>
- [21] CHAU, K.T a Y.S WONG. Overview of power management in hybrid electric vehicles. *Energy conversion and management* [online]. Oxford: Elsevier Ltd, 2002, **43**(15), 1953-1968 [cit. 2022-05-26]. ISSN 0196-8904. Dostupné z: doi:10.1016/S0196-8904(01)00148-0
- [22] GENENDER, Peter, Friedrich-wilhelm SPECKENS a Gregor SCHÜRMAN. Acoustics development of range extenders for electric vehicles. *MTZ worldwide* [online]. 2011, **72**(3), 28-33 [cit. 2022-05-27]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1365/s38313-011-0026-0
- [23] ANDERT, Jakob, Eduard KÖHLER, Jürgen NIEHUES a Gregor SCHÜRMAN. KSPG Range Extender. *MTZ worldwide* [online]. 2012, **73**(5), 12-18 [cit. 2022-06-07]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/s38313-012-0170-1
- [24] BENDER-NAPP, Annette. More range please. BENDER-NAPP, Annette. *AMS* [online]. Auto motor und sport, 2020, **2020**(12), 96-99 [cit. 2022-06-06]. Dostupné z: https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/03/AMS_2020_12_19_Technik_Range_Extender_EN.pdf
- [25] CHUBBOCK, Stuart a Ralph CLAGUE. Comparative Analysis of Internal Combustion Engine and Fuel Cell Range Extender. *SAE Technical Paper* [online]. United States, 2016, **2016**(01-1188), 175-181 [cit. 2022-06-02]. Dostupné z: doi:<https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2016-01-1188>
- [26] DELOITTE. 2022 Global Automotive Consumer Study: Key findings: Global focus countries. In: *Deloitte* [online]. Deloitte, 2022 [cit. 2022-06-01]. Dostupné z: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/global/Documents/Consumer-Business/us-2022-global-automotive-consumer-study-global-focus-final.pdf>
- [27] DELOITTE. 2022 Global Automotive Consumer Study: Key findings: EMEA. In: *Deloitte* [online]. Deloitte, 2022 [cit. 2022-05-30]. Dostupné z: <https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/at/Documents/consumer-business/at-automotive-consumer-studie-2021-at-ergebnisse.pdf>
- [28] DELOITTE. 2022 Global Automotive Consumer Study: Key Findings: Czech Republic. In: *Deloitte* [online]. Deloitte, 2022 [cit. 2022-05-30]. Dostupné z: https://www2.deloitte.com/content/dam/Deloitte/cz/Documents/manufacturing/2022_G_ACS_Global-Focus-Insights_CZ.pptx

- [29] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. Global EV Outlook 2022. In: *IEA* [online]. 2022 [cit. 2022-06-13]. Dostupné z: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/ad8fb04c-4f75-42fc-973a-6e54c8a4449a/GlobalElectricVehicleOutlook2022.pdf>
- [30] SCHÜRMAN, Gregor, Georg EISELE, Peter GENENDER a Klaus WOLFF. Low-Noise Range Extenders for Electric Vehicles. *ATZ worldwide* [online]. 2012, **114**(11), 58-64 [cit. 2022-06-02]. ISSN 2192-9076. Dostupné z: doi:10.1007/s38311-012-0250-5
- [31] FEV. SPECTRUM: KSPG Range Extender with „FEVcom” Full Engine Vibration Compensation. *FEV* [online]. 2012, **2012**(49), 1-8 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/Spectrum/en/Spectrum_49_E_WEB.pdf
- [32] STEFFENS, Christoph, Georg EISELE a Frank WOLTER. NVH Comfort of Range Extenders for Electric Vehicles. *SAE Technical Paper* [online]. United States: SAE International and VIF, 2020, **2020**(01-1551), 1-10 [cit. 2022-06-14]. Dostupné z: doi:<https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2020-01-1551>
- [33] BEYERS, Bert. Global Energy Solutions: For Prosperity and Climate Neutrality. In: BENDER-NAPP, Annette. *Obrist* [online]. Austria: OBRIST Powertrain, 2021 [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/05/300321_Interview_Obrist_Frank_EN.pdf
- [34] ENGINE TECHNOLOGY INTERNATIONAL. Alternative energy: Obrist Powertrain. *Engine + powertrain technology international: Engine + Powertrain Technology International* [online]. 2020, **2020**(), 56-57 [cit. 2022-06-13]. ISSN 2633-0865. Dostupné z: https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/03/engine___powertrain.pdf
- [35] OBRIST GROUP. Zero Vibration Generator Flyer: Mass Production Design. In: BENDER-NAPP, Annette. *Obrist* [online]. Austria: OBRIST Powertrain, 2021 [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/09/20210818_ZVG_B-sample_2021_flyer_en.pdf
- [36] OBRIST GROUP. HyperHybrid: The Smarter Electric Vehicle. In: BENDER-NAPP, Annette. *Obrist* [online]. Austria: OBRIST Powertrain, 2021 [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/09/OB0448-21_HyperHybrid_Broschuere_doublepage_01_RZ_WEB_en.pdf
- [37] OBRIST GROUP. *Meet our Obrist Zero Vibration Generator (ZVG) - B- Sample: YouTube video* [online]. In: . 2021 [cit. 2022-07-4]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=0s5Du7qrPoM>
- [38] OBRIST GROUP. Technologies: aFuel. In: *Obrist.at* [online]. Austria, 2021 [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: <https://www.obrist.at/technologies/>

- [39] OBRIST GROUP. *ZVG (50kWe) The Vibration Free, Emission Minimized & Sustainable Solution for an Electrified Future: YouTube video* [online]. In: . 2021 [cit. 2022-07-5]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=aSlqw08IH5Q>
- [40] GRAZ, M., F. OBRIST, P. ZANOLIN a O. OBRIST. 42nd International Vienna Motor Symposium: ZVG (50kWe) The Vibration Free, Emission Minimized and Sustainable Solution for an Electrified Future. In: BENDER-NAPP, Annette. *Obrist* [online]. Austria: OBRIST Powertrain, 2021 [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: <https://www.obrist.at/wp-content/uploads/2021/05/Vienna-Motor-Symposium-Abstract.pdf>
- [41] MAHR, B., M. BASSETT, J. HALL, G. KENNEDY, J. POWELL a M. WARTH. The MAHLE Range Extender Demonstrator Vehicle - Battery-electric mobility without range limitation. In: *MAHLE Powertrain: Conference papers* [online]. MAHLE Powertrain, 2013 [cit. 2022-05-27]. Dostupné z: https://www.mahle-powertrain.com/media/mahle-powertrain/news-and-press/conference-papers/2013/2012_06_22_abstract_atz_live_wob_2013___batterieelektrische_mobilitaet_ohne_reichweiteneinschraenkung_website_1.pdf
- [42] BASSETT, Michael, Ian REYNOLDS, Adrian COOPER a Simon READER. Modular Hybrid Powertrain with Jet Ignition. *MTZ worldwide* [online]. 2020, **81**(11), 74-79 [cit. 2022-06-06]. ISSN 2192-9114. Dostupné z: doi:10.1007/s38313-020-0299-2
- [43] TOLGA, Uhlmann, Voßhall TOBIAS a Kürten CHRISTIAN. Hybrid BEV - a One-platform Solution for Future Passenger Cars. *ATZ Worldwide* [online]. Heidelberg: Springer Nature B.V, 2022, **124**(5), 26-31 [cit. 2022-06-15]. Dostupné z: doi:10.1007/s38311-022-0803-1
- [44] RÜCKKAUF, Jörg. ATZ Keynote Jörg Rückauf: Auslegungsfreiheiten des PkwLadungswechselsystems bei zunehmender Hybridisierung der Antriebsstränge. In: *MAHLE Powertrain: Press Releases* [online]. 2020 [cit. 2022-06-06]. Dostupné z: https://www.mahle.com/media/germany/knowledge-channel/bul/pdf_files/2020-10-20_keynote_expertenforum_powertrain.pdf
- [45] MAHLE. MAHLE modular hybrid powertrain. In: *MAHLE: News and Press* [online]. 2019 [cit. 2022-07-07]. Dostupné z: <https://www.mahle.com/media/global/press/press-pictures/products/2019/modular-powertrain.jpg>
- [46] MAHLE. MAHLE Powertrain Modular Hybrid Powertrain. In: *MAHLE Powertrain: Brochures* [online]. MAHLE Powertrain, 2022 [cit. 2022-06-06]. Dostupné z: <https://www.mahle-powertrain.com/media/mahle-powertrain/news-&-press/brochures/mahle-modular-hybrid-powertrain/updated-template/mpt-modular-hybrid-powertrain.pdf>
- [47] BASSETT, Michael, Jonathon HALL, Dave OUDENIJEWEME, Darren DARKES, Andre BISORDI a Marco WARTH. The Development of a Dedicated Range Extender Engine. In: *SAE International* [online]. 2012, s. 1-10 [cit. 2022-06-09]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2012-01-1002>

- [48] BASSETT, Mike, Jonathan HALL a Marco WARTH. Development of a Dedicated Range Extender Unit and Demonstration Vehicle. In: *EVS27 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium* [online]. Barcelona, 2013 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: <https://www.evs27.org/download.php?f=papers/EVS27-4200376.pdf>
- [49] MAHR, Bernd, Jonathan HALL, Mike BASSETT a Marco WARTH. MAHLE Range Extender Motorenfamilie. In: *Springer Vieweg* [online]. 4. 1. Wiesbaden: SAE International, 2014, , s. 69-82 [cit. 2022-06-09]. ISBN 978-3-658-23785-1. ISSN 978-3-658-23785-1. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-658-23785-1_5
- [50] SCHEDEL, Roland. Kompakter Range-Extender von Kolbenschmidt Pierburg und FEV. *Automobil + Motoren* [online]. 2011, 1 [cit. 2022-06-07]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/automobil---motoren/range-extender/kompakter-range-extender-von-kolbenschmidt-pierburg-und-fev/6573406?searchResult=2.FEV%20range%20extender&searchBackButton=true>
- [51] FEV. FEV GMBH KOOPERIERT MIT KSPG IN DER ENTWICKLUNG EINES NEUEN RANGE EXTENDER. In: *FEV: Media center* [online]. 2011 [cit. 2022-06-07]. Dostupné z: <https://www.fev.com/de/media-center/presse/pressemitteilungen/artikel/article/fev-gmbh-cooperates-with-kspg-in-development-of-new-range-extender.html>
- [52] PUDENZ, Katrin. FEV entwickelt erdgasbetriebenen Range Extender. *Automobil + Motoren* [online]. 2014, 1 [cit. 2022-06-07]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/automobil---motoren/range-extender/fev-entwickelt-erdgasbetriebenen-range-extender/6591628?searchResult=1.FEV%20range%20extender&searchBackButton=true>
- [53] FEV. SPECTRUM: Plug-In Hybrid Electric Vehicle (PHEV). *FEV: HYBRIDS & E-MOBILITY* [online]. 2010, **2010**(43), 4 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/WhatWeDo/Electrical%20Systems%20and%20Electronics/Plugin%20Hybrid%20Electric%20Vehicle.pdf
- [54] FEV. SPECTRUM: Plug-In E-Vehicle with and without Range Extender. *FEV: HYBRIDS & E-MOBILITY* [online]. 2008, **2008**(39), 1-3 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/WhatWeDo/Electrical%20Systems%20and%20Electronics/Electric%20Vehicles-Plug-Ins2.pdf
- [55] JOCSAK, Jeffrey, David WHITE, Cedric ARMAND a Richard DAVIS. Development of the Combustion System for General Motors' High-Efficiency Range Extender Ecotec Small Gas Engine. *SAE International Journal of Engines* [online]. Warrendale: SAE International, 2015, **8**(4), 1587-1601 [cit. 2022-06-03]. ISSN 1946-3936. Dostupné z: doi:10.4271/2015-01-1272
- [56] CONLON, Brendan, Trevor BLOHM, Michael HARPSTER, Alan HOLMES, Margaret PALARDY, Steven TARNOWSKY a Leon ZHOU. The Next Generation “Voltec”

Extended Range EV Propulsion System. *SAE International Journal of Alternative Powertrains* [online]. SAE International, 2015, 4(2), 248-259 [cit. 2022-06-21]. ISSN 2167-4191. Dostupné z: doi:10.4271/2015-01-1152

- [57] COBB, Jeff, Patrick GROENEVELD a George BOWER. Hybrid and Electric Vehicle Competitors: Gen 2 Volt Transmission Operating Modes Explained. In: *Gm-volt* [online]. [cit. 2022-11-02]. Dostupné z: <https://www.gm-volt.com/threads/gen-2-volt-transmission-operating-modes-explained.337644/page-3>
- [58] MARKETSandMARKETS. Electric Vehicle Range Extender Market: Top 10 Players. In: *Marketsandmarkets* [online]. 2018 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: <https://www.marketsandmarkets.com/Market-Reports/electric-vehicle-range-extender-market-208131566.html>
- [59] SINGH, Abhay, Lalit KATARE a Sonia MUTREJA. Electric Vehicle (EV) Range Extender Market: Key Market Players. In: *Alliedmarketresearch* [online]. 2020 [cit. 2022-06-08]. Dostupné z: <https://www.alliedmarketresearch.com/electric-vehicle-range-extender-market-A06026>
- [60] ŠKODA AUTO A.S. VYVOJ LOGA: HISTORIE SPOLECNOSTI. In: *Skoda-auto: heritage* [online]. 2020 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: <https://heritage.skoda-auto.com/cs/vyvoj-loga/historie-spolecnosti/>
- [61] ŠKODA AUTO A.S. Časová osa: PŘEHLED MODELŮ. In: *Skoda-auto: heritage* [online]. 2020 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: <https://heritage.skoda-auto.com/cs/casova-osa/vsechny-vozy/>
- [62] STŘEDNÍ PODNIKATELSKÝ STAV. Exportér roku: 2021. In: *Exportéroku: 2021* [online]. Nymburk, 2021 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: <https://exporteroku.com/historie/2021>
- [63] ŠKODA AUTO A.S. ŠKODA AUTO A.S. Výroční zpráva 2021. In: *Skoda-storyboard: VÝROČNÍ ZPRÁVY* [online]. Česká republika: ŠKODA AUTO a.s, 2021 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2022/03/220322-SKODA-AUTO-Vyrocnizprava-2021-1.pdf?_gl=1*17g5ak*GA4_ga*NzA0NDg4NWQtMjhkYS00NzMxLTkyMwYtOTlhMjE1ZTY4NmM4*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY1NDc2NzA4OS41LjEuMTY1NDc3MTI5MS4w
- [64] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ ZPRÁVA: ŠKODA pohlédne do budoucnosti: Studie ŠKODA VISION E se představila na Volkswagen Group Night v Šanghaji. In: *Skoda-storyboard: Tiskove zpravy* [online]. 2017 [cit. 2022-06-09]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2017/04/170418-Studie-%C5%A0KODA-VISION-E-se-p%25%99edstavila_.pdf?_gl=1*hluguy*GA4_ga*NzA0NDg4NWQtMjhkYS00NzMxLTkyMwYtOTlhMjE1ZTY4NmM4*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY1NzY5NjEzOS4x

MC4xLjE2NTc2OTYzOTluMA..&_ga=2.235614721.1491461801.1657696139-7044885d-28da-4731-921f-99a215e686c8

- [65] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ ZPRÁVA: ŠKODA prostřednictvím studie VISION iV nabízí konkrétní pohled na elektrickou budoucnost značky. In: *Skoda-storyboard: Tiskové zpravy* [online]. 2019 [cit. 2022-06-10]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2019/02/190212_%C5%A0KODA-prost%C5%99ednictv%C3%ADm-studie-VISION-iV-nab%C3%ADz%C3%AD-konkr%C3%A9tn%C3%AD-pohled-na-elektrickou-budoucnost-zna%C4%8Dky.pdf?_ga=2.29416511.1491461801.1657696139-7044885d-28da-4731-921f-99a215e686c8&_gl=1*8iw447*GA4_ga*NzA0NDg4NWQtMjhhkYS00NzMxLTkyMWYtOTlhMjE1ZTY4NmM4*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY1NzY5NjEzOS4xMC4xLjE2NTc2OTY4NzQuMA..
- [66] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ ZPRÁVA: BEST OF mobility 2019: Čtenáři zvolili studii ŠKODA VISION iV vítězem v kategorii Concept Cars. In: *Skoda-storyboard: Tiskové zpravy* [online]. 2019 [cit. 2022-06-10]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2019/09/190912-BEST-OF-mobility-2019-%C4%8Cten%C3%A1%C5%99i-zvolili-studii-%C5%A0KODA-VISION-iV-v%C3%ADt%C4%9Bzem-v-kategorii-Concept-Cars.pdf?_gl=1*xusg1k*GA4_ga*NzA0NDg4NWQtMjhhkYS00NzMxLTkyMWYtOTlhMjE1ZTY4NmM4*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY1NzY5NjEzOS4xMC4xLjE2NTc2OTcwNDuMA..&_ga=2.259651978.1491461801.1657696139-7044885d-28da-4731-921f-99a215e686c8
- [67] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ ZPRÁVA: První elektrický vůz ŠKODA s čistě bateriovým pohonem: ENYAQ iV (2020). In: *Skoda-storyboard: Tiskové zpravy* [online]. 2020 [cit. 2022-06-10]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2020/07/12_%C5%A0KODA-ENYAQ-iV_Prvn%C3%AD-elektrick%C3%BD-v%C5%AFz-s-%C4%8Dist%C4%9B-bateriov%C3%BDm-pohonem.pdf
- [68] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ MAPA: ŠKODA AUTO představuje novou identitu značky ŠKODA a urychluje elektrickou ofenzívu. In: *Skoda-storyboard: Tiskové mapy* [online]. 2022 [cit. 2022-09-09]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2022/08/01_Tiskova_mapa_SKODA_EXPLORE_MORE.pdf?_gl=1*19186he*GA4_ga*NWI3MmFmMTUtNDRmNy00N2NmLThhYzYtOWIwYTtk0YTQ5YzVk*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY2MjgxOTQ5OC4xLjEuMTY2MjgxOTY0Ny4wLjAuMA..&_ga=2.48907118.918557159.1662819499-5b72af15-44f7-47cf-8ac6-9b0a94a49c5d
- [69] ŠKODA AUTO A.S. The ŠKODA wordmark: ŠKODA AUTO I Explore More. In: *Skoda-storyboard: press kits* [online]. 2022 [cit. 2022-09-09]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/en/press-kits/skoda-explore-more-press-kit/images/>
- [70] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ ZPRÁVA: Alternativní pohony jsou v modelech ŠKODA na vzestupu. In: *Skoda-storyboard: Tiskové zpravy* [online]. 2020 [cit. 2022-06-

- 10]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2020/09/200918-Alternativn%C3%AD-pohony-jsou-v-modelech-%C5%A0KODA-na-vzestupu.pdf?_ga=2.259586314.1491461801.1657696139-7044885d-28da-4731-921f-99a215e686c8&_gl=1*gr68i4*GA4_ga*NzA0NDg4NWQtMjhkYS00NzMxLTkyMWYtOTlhMjE1ZTY4NmM4*GA4_ga_QVX3D12V4T*MTY1NzY5NjEzOS4xMC4xLjE2NTc2OTcxNDUuMA..
- [71] ŠKODA AUTO A.S. TISKOVÁ MAPA: Mild hybrid, plug-in hybrid a CNG: Nové motorizace modelu ŠKODA OCTAVIA. In: *Skoda-storyboard: Tiskové mapy* [online]. 2020 [cit. 2022-06-13]. Dostupné z: https://cdn.skoda-storyboard.com/2020/09/Tiskova_mapa_Mild_hybrid-plug-in_hybrid_a_CNG_Nove_motorizace_modelu_SKODA_OCTAVIA.pdf
- [72] ŠKODA AUTO A.S. OCTAVIA_CZ_15_e-TEC_vykon. In: *Skoda-storyboard* [online]. 2020 [cit. 2022-06-13]. Dostupné z: https://www.skoda-storyboard.com/cs/octavia_cz_15_e-tec_vykon-2/
- [73] JELÍNEK, David. *Prodlužovač dojezdu elektromobilu* [online]. Brno, 2020, 86 s. [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=213333. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.
- [74] SVÍDA, David a Lubomír DRÁPAL. *Semestrální projekt: Podklady pro semestrální projekt návrhu motoru [soubor Excel]*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2022.
- [75] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí: Kinematika centrického klikového mechanismu: Studijní podklady k předmětu QHL [prezentace PDF]*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2020.
- [76] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu: Studijní podklady k předmětu QHL [prezentace PDF]*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2020.
- [77] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Hnací ústrojí: Vyvažování klikového mechanismu: Studijní podklady k předmětu QHL [prezentace PDF]*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2020.
- [78] RAUSCHER, Jaroslav. *Semestrální projekt: Podklady pro semestrální projekt návrhu motoru [skriptum]*. Brno: VUT, Fakulta strojního inženýrství, 2005, 154 s.
- [79] SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. Pohonné jednotky II: Přednáška 9. In: *Katedra vozidel a motorů: Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci* [online]. Liberec: KVM, 2021 [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2863/P/%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ka_9_PJ-II.pdf

- [80] ROBERTS, Leighton a James MCCARTHY. Design and Development of a Roller Follower Hydraulic Lash Adjustor to Eliminate Lash Adjustment and Reduce Noise in a Serial Production Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper 2018-01-1766* [online]. 2018 [cit. 2023-04-06]. Dostupné z: doi:10.4271/2018-01-176
- [81] MSC SOFTWARE. *Adams 2008 R3: engine_tutorials [soubor PDF]*. 2023.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ADAMS	Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems
APU	pomocná pohonná jednotka (Auxiliary Power Unit)
B2	dvouválcový motor typu „boxer“
BEV	elektrické vozidlo poháněné bateriemi (Battery Electric Vehicle)
CAD	počítačová podpora konstruování (Computer Aided Design)
CNG	tlačený zemní plyn (Compressed Natural Gas)
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
DC	stejnoseměrný proud (Direct Current)
DHE	hybridní spalovací motor (Dedicated Hybrid Engine)
E85	palivo s přibližně 85% podílem ethanolu a 15% podílem benzínu
EGR	recirkulace výfukových plynů (Exhaust Gas Recirculation)
EV	elektrické vozidlo (Electric Vehicle)
FCEV	elektrické vozidlo poháněné vodíkovými palivovými články (Fuel Cell Electric vehicle)
FEV	Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren
FEV _{com}	systém kompenzace klopných momentů (Full Engine Vibration compensation)
HC	nespálené uhlovodíky
HDP	hrubý domácí produkt
HEV	hybridní elektrická vozidlo, full hybrid (Hybrid Electric Vehicle)
HLA	Hydraulický vymežovač ventilové vůle (Hydraulic Lash Adjuster)
I2	dvouválcový řadový motor
I2 180°	dvouválcový řadový motor s přesazením ojničních čepů po 180°
ICE	spalovací motor (Internal Combustion Engine)
KSPG	Kolbenschmidt Pierburg
M85	palivo s přibližně 85% podílem methanolu a 15% podílem benzínu
MBS	Multi-Body System
MEB	modulární platforma pro elektromobily (Modular electric drive matrix)
MHD	micro hybrid (Micro Hybrid Drive)
MHEV	mild hybrid (Mild Hybrid Electric Vehicle)
MMHP	MAHLE Modular Hybrid Powertrain

MPI		zážehové motory s přirozeným sáním a vícebodovým vstřikováním (Multi Point Injection)
NEDC		nový evropský jízdní cyklus (New European Driving Cycle)
NGK		Nihon Gaishi kabushikigaisha
NO _x		oxidy dusíku
NVH		hluk, vibrace a rázy (Noise, Vibration and Harshness)
OHV		ventilový rozvod s ventily umístěnými v hlavě (Over Head Valve)
P2		dvouválcový paralelní motor
PHEV		plug-in hybrid (Plug-in Hybrid Electric Vehicle)
RE		prodlužovač dojezdu (Range Extender)
REEV		elektrické vozidlo s prodlouženým dojezdem (Range Extended Electric Vehicle)
REM		modul prodlužovače dojezdu (Range Extender Module)
RESS		dobíjecí systém pro ukládání energie (Rechargeable Energy Storage System)
SMR		parní reformování metanu (Steam Methane Reforming)
SUV		sportovně užitkové vozidlo (Sport Utility Vehicle)
TSI		přepřlňované zážehové motory koncernu Volkswagen (Turbocharged Stratified Injection)
W1		jednorotorový Wankelův motor
WLTP		Worldwide Harmonised Light-Duty Vehicles Test Procedure
ZVG		generátor s nulovými vibracemi (Zero Vibration Generator)
a	[mm·s ⁻²]	zrychlení pístu
a_{CREO}	[mm·s ⁻²]	Zrychlení vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu Naměřené v programu PTC Creo Parametric 4.0
a_I	[mm·s ⁻²]	I. harmonická složka zrychlení pístu
a_{II}	[mm·s ⁻²]	II. harmonická složka zrychlení pístu
a_{vII}	[mm·s ⁻²]	Zrychlení vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu
b	[mm]	vzdálenost válců
D	[mm]	vrtání válce
F'_p	[N]	síla od tlaku plynu zatěžující pevné části motoru
F_p	[N]	síla od tlaku plynu zatěžující klikový mechanismus
F_r	[N]	setrvačná síla rotačních částí
F_r^I	[N]	setrvačná síla rotačních částí jednoho válce motoru
F_S^I	[N]	setrvačná síla posuvných částí jednoho válce motoru
F_{sI}	[N]	volná setrvačná síla rotačních částí posuvných částí I. řádu

F_{SI}^I	[N]	volná setrvačná síla posuvných částí I. řádu jednoho válce motoru
F_{sII}	[N]	volná setrvačná síla rotačních částí posuvných částí II. řádu
F_{SI}^I	[N]	volná setrvačná síla posuvných částí II. řádu jednoho válce motoru
F_{SO}	[N]	setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici
F_{sr}	[N]	radiální složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici
F_{st}	[N]	tečná složka setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici
F_{vI}	[N]	vyvažovací síla setrvačné síly posuvných částí I. řádu
F_{vII}	[N]	vyvažovací síla setrvačné síly posuvných částí II. řádu
$F_{vI\eta}$	[N]	svislá složka setrvačné síly vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu
$F_{vI\xi}$	[N]	vodorovná složka setrvačné síly vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu
F_{vr}	[N]	vyvažovací síla setrvačné síly rotačních částí
J_{toj}	[kg·mm ²]	moment setrvačnosti sestavy ojnice vztažený k těžišti
l_{oj}	[mm]	délka ojnice
l_p	[mm]	vzdálenost posuvných hmot
l_r	[mm]	vzdálenost rotačních hmot
L_w	[dB(A)]	hladina akustického výkonu
m_1	[kg]	redukovaná hmotnost sestavy ojnice do horního oka
m_2	[kg]	redukovaná hmotnost sestavy ojnice do spodního oka
m_2	[kg]	redukovaná hmotnost sestavy ojnice do těžiště
m_{kr}	[kg]	hmotnost kroužku pro vyvážení pomocí CAD
m_{oj}	[kg]	hmotnost sestavy ojnice
m_{oj_p}	[kg]	redukovaná hmotnost posuvných částí sestavy ojnice
m_{oj_r}	[kg]	redukovaná hmotnost rotačních částí sestavy ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba paliva
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_r	[kg]	hmotnost rotačních částí
M_r	[N·m]	moment setrvačných sil rotačních částí
m_{ram}	[kg]	hmotnost ramene klikové hřídele
m_{ram}^{red}	[kg]	redukovaná hmotnost ramene klikové hřídele
M_{sI}	[N·m]	moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
M_{sII}	[N·m]	moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu

m_v	[kg]	celková hmotnost vývažků na ramenech klikové hřídele
m_{vI}	[kg]	hmotnost vývažku pro vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu
m_{vR}	[kg]	hmotnost vývažku pro vyvážení setrvačných sil rotačních částí
n	[min ⁻¹]	otáčky
p	[MPa]	tlak ve spalovacím prostoru
p_0	[MPa]	tlak v klikové skříně
p_{atm}	[MPa]	atmosférický tlak
p_e	[bar]	střední efektivní tlak
p_i	[bar]	střední indikovaný tlak
r	[mm]	poloměr zalomení klikové hřídele
r_{ram}	[mm]	poloha těžiště ramene klikové hřídele
r_v	[mm]	poloha těžiště vývažku od osy rotace
s	[mm]	dráha pístu
s_I	[mm]	I. harmonická složka dráhy pístu
s_{II}	[mm]	II. harmonická složka dráhy pístu
S_p	[mm ²]	plocha pístu
v	[mm·s ⁻¹]	rychlost pístu
v_I	[mm·s ⁻¹]	I. harmonická složka rychlosti pístu
v_{II}	[mm·s ⁻¹]	II. harmonická složka rychlosti pístu
V_k	[cm ³]	kompresní objem jednoho válce motoru
V_o	[cm ³]	okamžitý objem jednoho válce motoru
V_z	[cm ³]	zdvihový objem jednoho válce motoru
x	[m]	souřadnice
y	[m]	souřadnice
Z	[mm]	zdvih pístu
z	[m]	souřadnice
α	[°]	úhel natočení klikové hřídele
ε	[-]	kompresní poměr
λ	[-]	ojniční poměr
ω	[s ⁻¹]	jmenovitá úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
ω_V	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení vačkové hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výkres sestavy motoru