



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

VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ SPALOVACÍCH MOTORŮ

CYLINDER DEACTIVATION FOR INTERNAL-COMBUSTION ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Kateřina Radová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2018



Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Studentka: **Kateřina Radová**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal**
Akademický rok: 2017/18

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

Vypínání válců spalovacích motorů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce rešeršní povahy zaměřená na systémy vypínání válců spalovacích motorů.

Cíle bakalářské práce:

Pojednat o problematice vypínání válců spalovacích motorů z hlediska motivace, principu činnosti, využitelnosti a vlivu na sledované parametry spalovacího motoru, tedy spotřebu paliva, škodlivé emise a vibrace pohonné jednotky. V historickém přehledu popsat a porovnat konstrukční řešení, vlastnosti a přínos různých koncepcí systému vypínání válců spalovacích motorů od počátků jejich výskytu až po současnost. V závěru vše zhodnotit a nastínit další možný vývoj v této oblasti.

Seznam doporučené literatury:

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

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.

SHAYER, P. et al. Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions. Cambridge (UK): Woodhead, 2013. ISBN 978-1-78242-184-9.

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

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

V Brně, dne 2. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce je zaměřená na technologii úspory paliva a snížení emisí spalovacích motorů nazývanou vypínání válců. V první části je uveden historický vývoj této technologie spolu s objasněním podstaty snížení spotřeby paliva. Následuje popis důsledků vypínání válců a uvedení jednotlivých koncepcí používaných u zážehových motorů doplněný o výsledky testů provedených na vznětových motorech, kde se tato technologie doposud nepoužívá. V poslední části práce jsou uvedeny další komponenty motorů s vypínáním válců, zejména pak prostředky k tlumení vibrací, a příklady konkrétních aplikací.

KLÍČOVÁ SLOVA

Úspora paliva, snížení emisí, přepínatelné prvky, sekvenční vypínání válců, selektivní vypínání válců

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on a technology reducing fuel consumption and emissions called cylinder deactivation. The evolution of the technology is described in the first part of the thesis together with explanation of the nature of fuel savings. The description of consequences associated with usage of the technology and possible design approaches for gasoline engines are written in the following part. The thesis also incorporates the results of test performed on diesel engines, where the technology is not currently in production. The last part includes other components used in engines with cylinder deactivation, especially vibration absorbers, together with some examples of application of this technology.

KEYWORDS

Fuel economy, emission reduction, switchable elements, rolling cylinder deactivation, selective cylinder deactivation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RADOVÁ, K. Vypínání válců spalovacích motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 69 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Kateřina Radová

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych poděkovala svému vedoucímu, panu Ing. Lubomíru Drápalovi, za ochotný přístup, cenné rady a odbornou pomoc.

OBSAH

Úvod	9
1 Princip spalovacích motorů	10
2 Historie vypínání válců	14
3 Ztráty spojené s vypínáním válců	17
4 Teplotní bilance	19
5 Proces přepínání režimů	21
6 Metody vypínání válců	24
6.1 Média uvnitř válců	24
6.2 Vypínání válců zážehových motorů	26
6.3 Vypínání válců vznětových motorů	37
6.4 Vypínání válců hybridních vozidel	42
6.5 Další používané komponenty	43
7 Příklady konkrétních aplikací	49
7.1 Volkswagen 1,4 l řadový čtyřválec	51
7.2 General Motors L94 6,2 l V8	54
7.3 Ford 1,0 l řadový tříválec	56
Závěr	60
Použité informační zdroje	61
Seznam použitých zkratk a symbolů	68

ÚVOD

V posledních letech se technické inovace v oblasti automobilů soustřeďují zejména na úsporu paliva a redukci emisí oxidu uhličitého (CO₂), moderní je zejména trend downsizingu, tedy zmenšování zdvihového objemu motoru. Požadavkem mnoha uživatelů automobilů je však vyšší výkon, než tyto motory mohou nabídnout. Výrobci motorů se tedy snaží vyvinout technologie, které by napomáhaly zefektivnit proces spalování, a tedy splnily zvyšující se emisní nároky, v Evropské unii zejména tzv. EURO normy. Jednou z možností, jak požadovaného zefektivnění dosáhnout, je právě vypínání válců. Touto technologií je možné snížit výše zmíněné emise při zachování stejného maximálního výkonu a řešit problém nižší účinnosti spalovacích motorů při částečném zatížení.

Vypínání válců konkuruje několika technologií jako například FSI (Fuel Stratified Injection) neboli vrstvené vstřikování paliva pro motory bez přeplňování, použití turbodmychadla, u vznětových motorů pak také například lepší zpracování výfukových plynů užitím DeNO_x nebo selektivní katalytické redukce. Nevýhodou konkurenčních technologií je nezbytnost drahých komponent. Pozitivem vypínání válců je navíc i to, že neklade vyšší požadavky na kvalitu paliva, a tudíž může být tento koncept použit kdekoliv na světě. Nevýhodou jsou větší vibrace, které v motoru vznikají a je nutné je eliminovat. [1]

Samotný koncept vypínání válců je již velmi starý, datuje se až do 19. století. Starší technologie však nebyly spolehlivé, a tedy celý koncept neměl dobrou pověst. S nárůstem důležitosti ochrany životního prostředí, a tedy snižování emisí, však začali výrobci motorů tuto starší myšlenku rozvíjet. Největší výhodou vypínání válců totiž je, že kombinuje snížení emisí oxidu uhličitého a finanční úsporu díky menší spotřebě paliva při stejném maximálním výkonu motoru bez jakýchkoliv omezení pro uživatele automobilu.

1 PRINCIP SPALOVACÍCH MOTORŮ

Spalovací motory pracují na principu přeměny chemické energie paliva na energii tepelnou a následně mechanickou. Mechanická energie se u motorů s vnitřním spalováním uvolňuje spalováním paliva uvnitř motoru. Pracovními látkami jsou palivová směs a výfukové plyny. Nejpoužívanějšími motory jsou dnes pístové motory. Energie plynného média je u pístových motorů využívána jako potenciální energie (tlak). Pístové spalovací motory mají při daném výkonu malou hmotnost, jsou okamžitě schopny provozu a mají dobrou účinnost. Nevýhodou je zejména hlučnost a vysoké emise škodlivin. [2, 3]

Co se týče vypínání válců, oblastí zájmu jsou víceválcové čtyřdobé spalovací motory. Čtyřdobý motor má cyklus probíhající nad pístem, který trvá dvě otáčky klikového hřídele. Skládá se ze čtyř navazujících fází: sání, komprese, expanze, výfuk. Výměna náplně válce probíhá pomocí ventilů zpravidla ovládaných vačkovým hřídelem. [2]

U zážehového motoru je palivová směs stlačena pomocí pístu a krátce před dosažením horní úvratě je zapálena přeskokem elektrické jiskry ze zapalovací svíčky. Směs se tvoří buď v karburátoru, nebo přímým vstřikováním paliva. Pokud se jedná o přímé vstřikování, tak se směs tvoří uvnitř pracovního válce. Vznětový motor funguje na principu stlačení vzduchu ve válci a vstříknutí paliva pod vysokým tlakem, čímž dojde k samovznícení. Zápalná směs se tvoří tedy až ve válci. [2]

Existuje několik základních parametrů motoru. Patří mezi ně např. otáčky motoru n , které vyjadřují počet otáček klikového hřídele za časovou jednotku. Otáčky motoru jsou shora i ze zdola omezené. Točivý moment motoru M je moment vyvozený motorem na hnacím hřídeli. Efektivní výkon motoru P_e lze vypočítat jako součin točivého momentu a úhlové rychlosti ω . [2]

$$P_e = M\omega = 2\pi nM \quad (1)$$

Zdvihový objem všech válců neboli zdvihový objem motoru V_z je jmenovitý objem prostoru ve válci motoru omezený horní a dolní úvratí vynásobený počtem válců v motoru i_v . Vypočte se jako součin plochy pístu, kde d je průměr pístu, zdvihu pístu z (vzdálenost mezi horní a dolní úvratí) a počtu válců i_v . [2]

$$V_z = \frac{\pi d^2}{4} z i_v \quad (2)$$

Střední indikovaný tlak p_i je poměr práce W_i vykonané během jednoho cyklu odpovídajícího indikovanému výkonu ke zdvihovému objemu válců. Práci vykonanou během jednoho pracovního oběhu vyjadřuje křivkový integrál podle okamžitého objemu V . [2]

$$p_i = \frac{W_i}{V_z} \quad (3)$$

$$W_i = \oint p_i dV \quad (4)$$

Indikovaný výkon jednoho válce P_{i1} určíme jako podíl práce jednoho cyklu W_i trvajícího čas t_1 , který závisí na počtu zdvihů τ . Jeden zdvih přísluší polovině otáčky. Indikovaný výkon motoru P_i získáme analogicky dosazením hodnot pro celý motor. [2]

$$P_{i1} = \frac{W_i}{t_1} \quad (5)$$

$$t_1 = \tau \frac{n}{2} \quad (6)$$

$$P_i = \frac{2np_iV_z}{\tau} \quad (7)$$

Ztrátový výkon P_m je část indikovaného výkonu spotřebovaná na překonání mechanických ztrát. Tyto mechanické ztráty představuje zejména tření, dále také ventilační ztráty nebo příkon potřebný pro pohon příslušenství motoru. Rozdílem získáme efektivní výkon P_e . [2]

$$P_e = P_i - P_m \quad (8)$$

Střední efektivní tlak p_e můžeme určit jako střední indikovaný tlak zmenšený o střední tlak mechanických ztrát p_m , který je analogicky závislý na ztrátovém výkonu. Lze ho však také vyjádřit jako podíl efektivního výkonu P_e a zdvihového objemu motoru V_z , otáček n a počtu zdvihů τ , což u čtyřdobých motorů činí 0,5. [2]

$$P_m = \frac{p_m}{t} 2V_z n \quad (9)$$

$$p_e = p_i - p_m \quad (10)$$

$$p_e = \frac{60 \cdot P_e}{V_z \cdot n \cdot \tau} \quad (11)$$

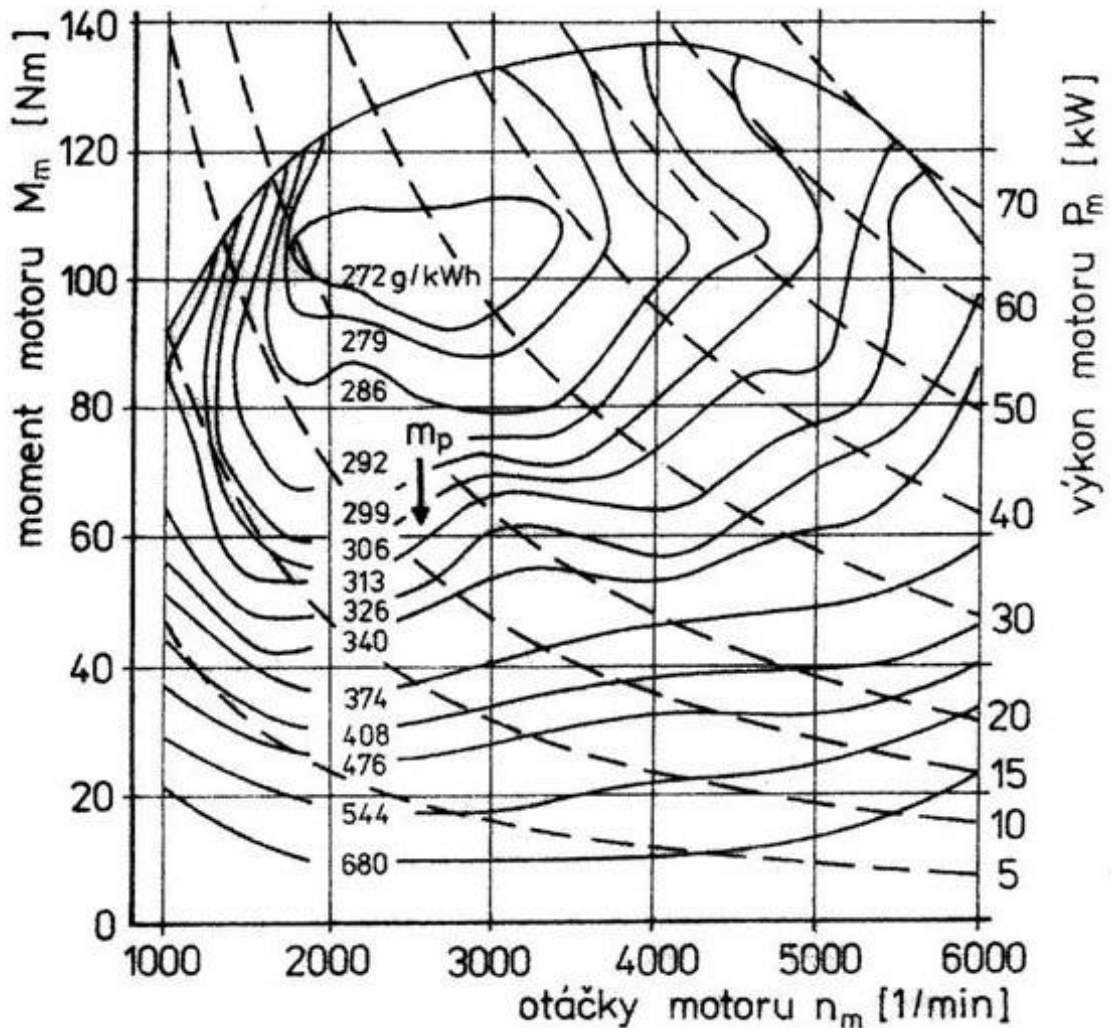
Efektivní měrná spotřeba paliva m_p je definována jako podíl hodinové spotřeby M_p a efektivního výkonu motoru P_e . [2]

$$m_p = \frac{M_p}{P_e} \quad (12)$$

Pro stanovení takového pracovního režimu motoru, který má pro požadovaný výkon nejmenší měrnou efektivní spotřebu paliva, můžeme vyjít z úplné otáčkové charakteristiky motoru. Celková charakteristika zobrazená v pravoúhlé souřadné soustavě (obr. 1) se nezjišťuje přímým měřením, ale vynáší se na základě soustavy otáčkových charakteristik nebo soustavy zatěžovacích charakteristik. Závislost točivého momentu na otáčkách motoru je dána hyperbolami konstantního výkonu motoru. V diagramu jsou také zakresleny křivky konstantní měrné spotřeby paliva. [2, 4]

Měrnou efektivní spotřebu paliva ve velké míře ovlivňuje zatížení motoru. Tato spotřeba je u zážehových motorů výrazně nižší při větším úhlu otevření škrticí klapky. Při částečně zavřené škrticí klapce motor pracuje méně efektivně, protože se spotřebuje mnohem větší poměrné množství paliva na samotný chod motoru vůči pohonu vozidla. Nejnížší spotřeby

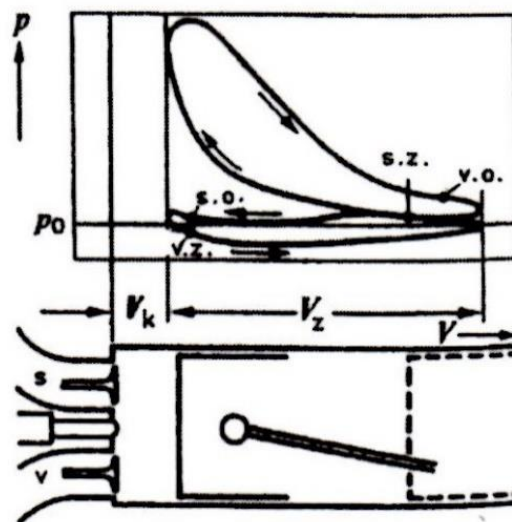
vzhledem k získanému výkonu dosáhneme tedy udržováním motoru v otáčkách okolo nejnižší měrné spotřeby při vysokém zatížení. Celková spotřeba je samozřejmě vyšší, ale efektivní měrná spotřeba je výrazně menší. Tohoto principu využívá technologie vypínání válců. Jestliže je za daných podmínek částečně otevřená škrticí klapka, tak po vypnutí válců je nutné ji více otevřít, tedy zvýšit přívod vzduchu do aktivních válců, a tím dosáhnout menší měrné spotřeby. Aktivní válce pracují s větším zatížením, a tedy i s vyšší účinností.



Obr. 1 Úplná otáčková charakteristika motoru [2]

Další výhodou vypínání válců je snížení ztrát spojených s výměnou náplně. Tyto ztráty jsou vyjádřeny plochou smyčky střídavého plnění v tzv. nízkotlaké části indikátorového diagramu (obr. 2). Snížením ztrát se změní průběh smyčky a zmenší se její plocha. V případě vypínání válců dosáhneme úspory zaprvé díky tomu, že při menším počtu válců jsou tyto ztráty menší, zadruhé protože motory s vypínáním válců vždy obsahují pokročilejší komponenty pro časování ventilů. Díky nim je možné lépe řídit nastavení okamžiku otevření a uzavření sacích i výfukových ventilů společně s volbou rychlosti jejich uzavírání a otevírání. Když se před horní úvratí výfukového zdvihu otevře sací ventil a výfukový ventil zůstává ještě otevřen, dojde k překrytí ventilů. Překrytí trvá až do uzavření výfukového ventilu krátce za horní úvratí výfukového zdvihu (už během sání). [5]

Rychlost plynů je nepřímo úměrná zdvihu ventilů, čehož je využito u dávkování množství směsi změnou zdvihu ventilů místo natáčení škrticí klapky. Vyřazením škrticí klapky se sníží ztráty prouděním při výměně náplně a klesne spotřeba. Největší volnost při řízení ventilů mají soustavy bez vačkového hřídele. Ventily jsou nejčastěji řízeny elektromagnetickými ventily. Konec dráčky ventilu je upevněn v disku armatury a disk je zavěšený ve středu válcového těla elektromagnetického ventilu dvěma pružinami (nahore a dole). Na každé straně disku je elektromagnet, který otevírá a zavírá ventily. V sériové výrobě se však prozatím tento systém nepoužívá. [5]



Obr. 2 Indikátorový p - V diagram čtyřtákního motoru při překrytí ventilů [3]

s – sací ventil, v – výfukový ventil, $s. o.$ ($v. o.$) – sací (výfukový) ventil otevřen, $s. z.$ ($v. z.$) – sací (výfukový) ventil uzavřen, p_0 – barometrický tlak, p – tlak ve spalovacím prostoru, v – objem válce, V_z – zdvihový objem, V_k – kompresní objem

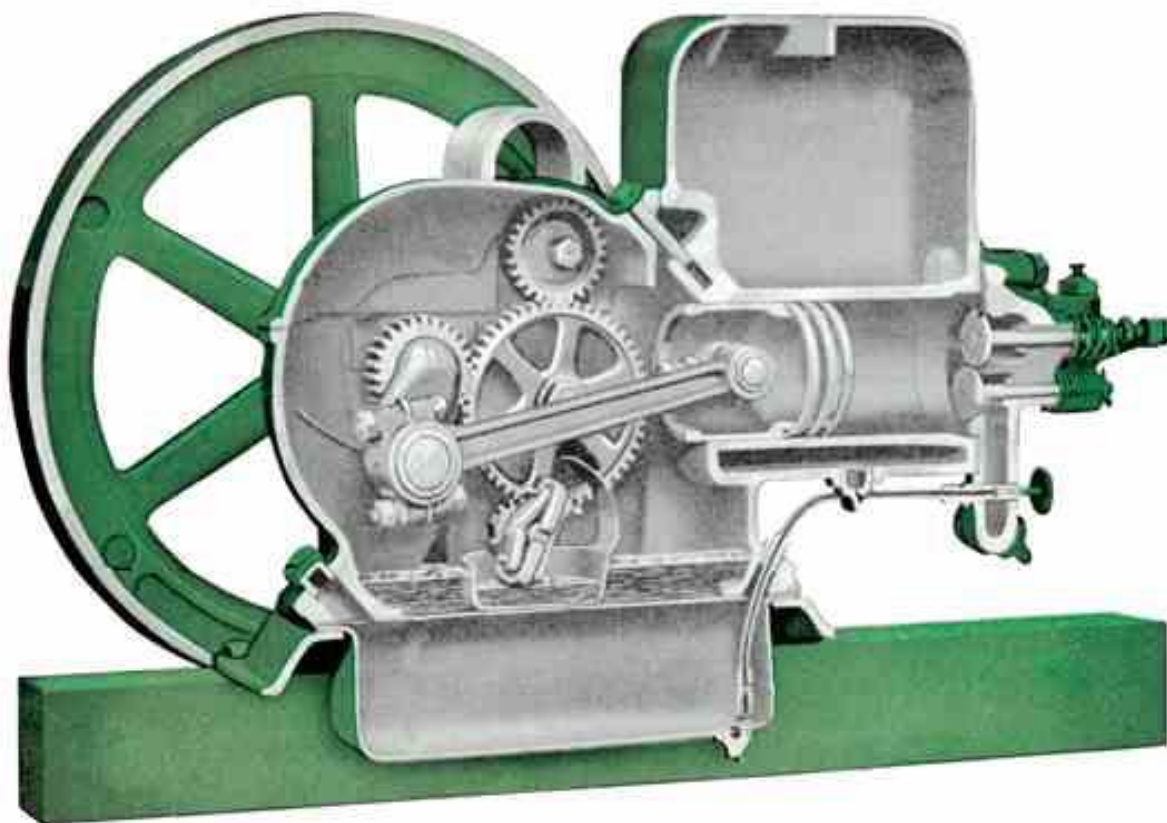
Práce vynaložená na výměnu náplně W_p je závislá na rozdílu tlaků v sacím potrubí p_{in} a ve výfukovém potrubí p_{ex} a na zdvihovém objemu V_z . Tato práce je výrazně menší, když se sací tlak blíží hodnotě atmosférického tlaku. Při deaktivaci ventilů dosáhneme úplné eliminace ztrát spojených s výměnou náplně u daného válce. [6]

$$W_p = (p_{ex} - p_{in})V_z \quad (13)$$

Nevýhodou vypínání válců je tření, které u pístových motorů sestává ze dvou hlavních složek – ztráty dané třením výčnělků nerovností kontaktních povrchů a ztráty vznikající vlivem viskozity maziva. U aktivních válců vznikají větší síly působící na plášť pístu a pístní kroužky. [6]

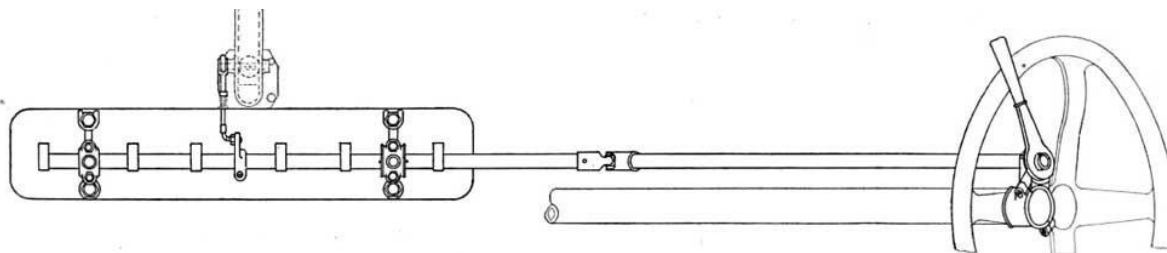
2 HISTORIE VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

Použití regulace otáček selektivním zapalováním se datuje až na konec 19. století. Technologie „hit and miss“ byla používána u jednoválcových přenosných motorů určených zejména pro zemědělství. Princip spočíval ve variabilním zapalování na základě zatížení motoru. Když kleslo zatížení, otáčky začaly narůstat. Regulátor ponechal otevřený výfukový ventil a uzavřený sací ventil. Při sání byl do válce nasán plyn výfukovým ventilem. To způsobilo „miss“, tedy cyklus bez spalování. Zatížení způsobilo snížení otáček a mechanismus opět uzavřel výfukový ventil. Tím se ve válci vytvořil podtlak, který způsobil otevření sacího ventilu se slabou pružinou, do válce se nasála palivová směs a následným stlačením nastala fáze „hit“, tedy cyklus se spalováním. Podstatnou součástí tohoto systému byl velký setrvačnick. Řez „hit and miss“ motorem je zobrazen na obr. 3. [6]

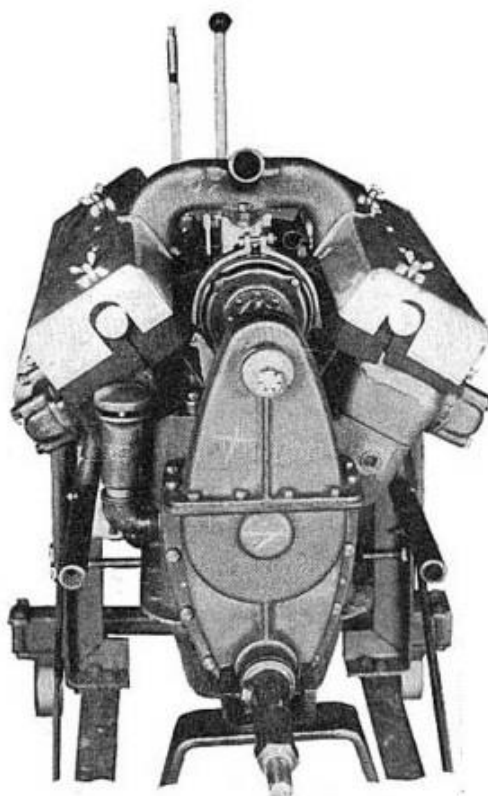


Obr. 3 Řez motorem traktoru John Deere Type E [5]

Mezi první pokusy o vypínání válců se řadí Sturtevant 38/45 hp z roku 1905, u kterého bylo možné vypnout tři válce. V roce 1917 bylo u motoru Enger Twin-Unit 12 použito vypínání válců ovládané řidičem. V případě, že chtěl řidič použít pouze 6 z 12 válců, stlačil páku u volantu (obr. 4), tím snížil polohu vačkového hřídele u jedné řady válců a ventily na této straně zůstaly otevřené. Zároveň se také uzavřela část sacího potrubí. Konstrukční řešení tohoto motoru je možné vidět na obr. 5 [8, 9]



Obr. 4 Mechanismus přepínání režimů u motoru Enger Twin Unit 12 [8]



Obr. 5 Motor Enger Twin Unit 12 [8]

O prvním počítačově řízeném systému vypínání válců můžeme mluvit od roku 1978, kdy Ford implementoval do motorů hydraulicky ovládané vahadlo vyvinuté firmou Eaton. [6]

V roce 1981 představil Cadillac systém „Modulated Displacement“ (proměnlivý zdvihový objem), známý také jako V8-6-4. Používal systém přepínatelného vahadla řízeného elektromagnetickým ventilem. Vypnout bylo možné dva nebo čtyři válce při malém až středním zatížení. Pomalá odezva při přepínání z režimu všech válců do režimu vypnutých válců, problémy s elektronikou, omezené výpočetní možnosti a diagnostika vedly ke špatnému přijetí tohoto modelu ze strany zákazníků a model byl velmi brzy stažen z trhu. [6]

V roce 1981 představila Alfa Romeo svůj prototyp Alfetta CEM. Motor obsahoval elektronickou řídicí jednotku, přímé vstřikování a s tím spojený systém vypínání válců. Společnost testovala nejprve 10 kusů jako vozidla taxislužby v Miláně, poté vyrobila dalších

1000 kusů pro vybrané zákazníky. Úspora paliva oproti běžnému modelu Alfetta se pohybovala okolo 25 %. I přesto byla produkce těchto vozidel ukončena. [10]

V roce 1982 Mitsubishi představilo čtyřválcový motor Orion-MD o objemu 1,4 l. Systém fungoval na principu uzavření sacích i výfukových ventilů u prvního a čtvrtého válce pomocí hydraulicky ovládaného vahadla. Mitsubishi dosáhlo 11% úspory paliva v testu americké Agentury pro ochranu životního prostředí (EPA) při městském provozu. Při tomto testu bylo vozidlo 54 % času v režimu dvou válců. [11]

Mezi lety 1999 a 2001 nabízel Mercedes vypínání válců u motorů V8 a V12, jelikož si však za tuto technologii musel zákazník připlatit, nedočkaly se tyto motory velké obliby. V roce 2002 použila Honda vypínání válců u hybridních automobilů a v roce 2003 jeho použití rozšířila i na motory V6. [12]

3 ZTRÁTY SPOJENÉ S VYPÍNÁNÍM VÁLCŮ

Po vypnutí válců dochází stále ke ztrátám z důvodu pohánění vypnutého válce a také z důvodu větších sil působících na komponenty aktivních válců.

Při uzavření sacích i výfukových ventilů s výfukovými plyny uvnitř válce a při elektronickém odpojení vstřikování paliva je nutné uvažovat netěsnost celého systému zejména z důvodu pohybu pístu a nedoléhajících ventilů. Jedná se však pouze o zlomek objemu celého válce, a tedy příliš nenarušuje kompresi a expanzi plynu. Jelikož je v režimu vypnutých válců nutné pohánět neaktivní válce, dochází ke ztrátám. [13]

Při simulaci zážehového tříválcového motoru se zdvihovým objemem 1,0 l bylo zjištěno, že motoru trvalo v průměru 30 otáček klikového hřídele, než se ustálila hodnota tlaku ve válcích po přepnutí režimů. Zároveň objem plynu ve vypnutém válci závisí na načasování uzavření ventilů, rozdíly se mohou pohybovat až okolo 70 % objemu válce v důsledku úniku v době ustalování. Po ustálení se křivky komprese a expanze téměř překrývají, mají tedy podobný polytropický exponent. Disipovaná práce za otáčku je rovna rozdílu mezi prací komprese a expanze. Jelikož je tento rozdíl velmi malý, je přesnější počítat disipovanou práci z tepla odebraného z plynu. [13]

Směr a velikost přenosu tepla jsou stejné pro kompresi i expanzi. Je možné tedy uvažovat práci plynu při kompresi jako zápornou hodnotu součinu hmotnosti m plynu uvnitř válce a určitého integrálu tlaku p podle měrného objemu v mezi hodnotami pro dolní (1) a horní (2) úvrať. Jelikož se jedná o polytropu, je nutné zahrnout polytropický exponent n_p . [13]

$$W = -m \int_1^2 p dv = -\frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1 - n_p} \quad (14)$$

Podle prvního zákona termodynamiky platí pro uzavřenou soustavu, že práce W je rovna součtu přeneseného tepla v kladném smyslu Q a rozdílu vnitřní energie ΔU . [13]

$$W = Q + \Delta U \quad (15)$$

Teplu odevzdané plynem lze vyjádřit dosazením z rovnic adiabatického a polytropického děje. V rovnici se dále vyskytují měrná tepelná kapacita za konstantního objemu c_v , teplota plynu T , Poissonova konstanta κ a univerzální plynová konstanta R . [13]

$$Q = -\frac{m(p_2 v_2 - p_1 v_1)}{1 - n_p} - m c_v (T_2 - T_1) \quad (16)$$

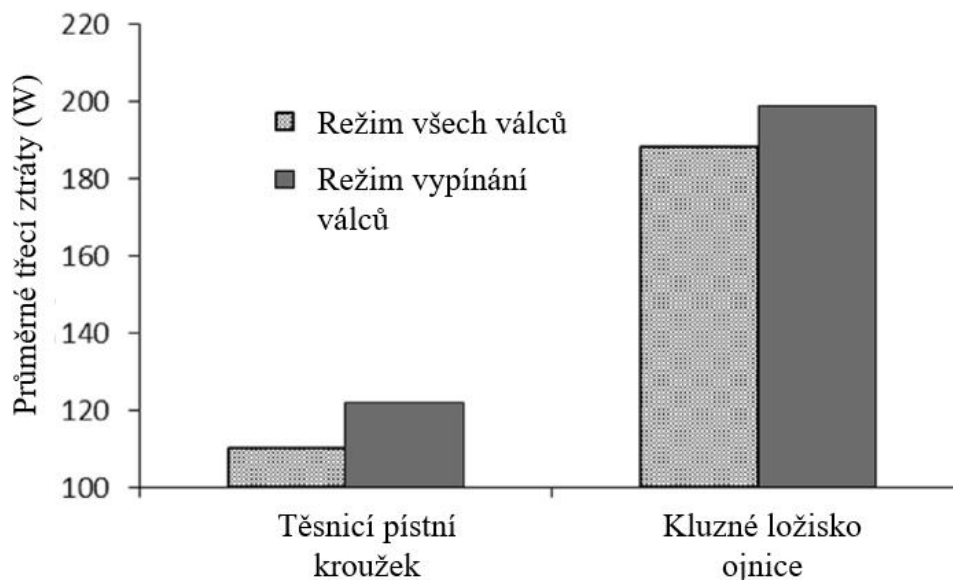
$$Q = Rm(T_2 - T_1) \frac{\kappa - n}{(n_p - 1)(\kappa - 1)} \quad (17)$$

Práci plynu tedy můžeme vyjádřit křivkovým integrálem, kde Q_n je teplo disipované za otáčku. [13]

$$\oint W = -\oint Q_n = -2Rm\Delta T \frac{\kappa - n_p}{(\kappa - 1)(n_p - 1)} \quad (18)$$

Z p-v diagramů byly určeny hodnoty n_p v rozmezí 1,34–1,36, použita byla průměrná hodnota 1,35, plyn byl považován za ideální. Teplota plynu v dolní úvrati byla uvažována stejná jako teplota stěn válce, tedy 400 K. Výpočtem byla získána hodnota 2,2–3,2 J na otáčku, což stále odpovídá předpokladu velmi malých ztrát. [13]

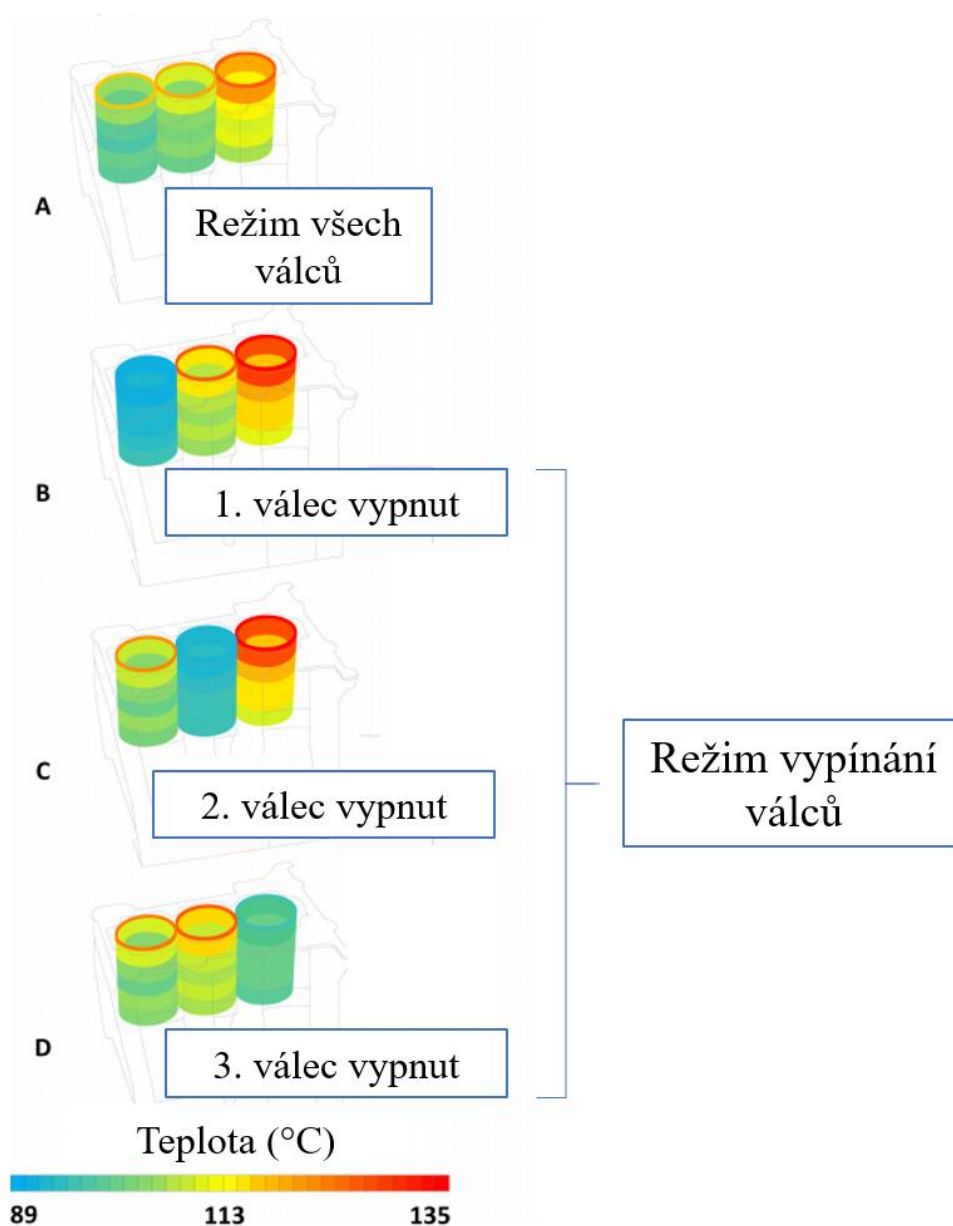
Nelze však zanedbat třecí ztráty, jejichž průběh je v závislosti na zatížení nelineární. Proto když se sníží zatížení v konkrétních vypnutých válcích, nesníží se úměrně třecí ztráty a zůstávají stále poměrně výrazné. Navíc se zvýší třecí ztráty u aktivních válců, jelikož při větším zatížení může docházet ke smíšenému mazání. To se projeví zejména u kluzných ložisek ojnice a třecí ztráty narůstají výrazně také v kontaktu pístních kroužků s vložkou válce. Na obr. 6 je možné vidět průměrné třecí ztráty (jsou zde tedy zahrnuty vypnuté i aktivní válce) na těsnicích pístních kroužcích a na kluzných ložiscích ojnice v režimu všech válců a v režimu vypnutých válců. Tyto hodnoty odpovídají simulaci čtyřválcového zážehového motoru se zdvihovým objemem 1,4 l při otáčkách 3000 min^{-1} s mazivem o kinematické viskozitě $59,99 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (při $40 \text{ }^\circ\text{C}$). Snížit třecí ztráty je možné například vhodným povlakováním. [14]



Obr. 6 Průměrně třecí ztráty na kompresním pístním kroužku a ložiskových pánvích ojnice [11]

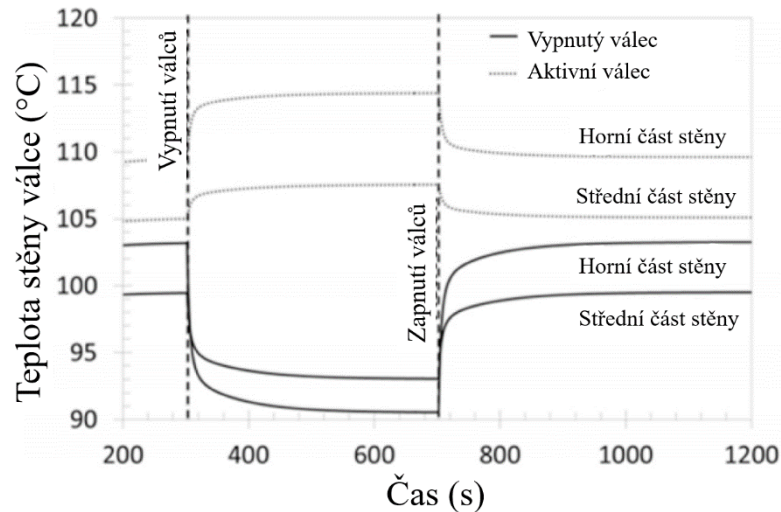
4 TEPLOTNÍ BILANCE

Pomocí modelování zážehového tříválcového motoru se zdvihovým objemem 1 l bylo zjištěno, že v režimu všech válců se teploty v jednotlivých válcích na shodných místech ve shodných částech cyklu liší maximálně o 3 °C. Tyto rozdíly však narůstají v režimu dvou válců. Ve vypnutém válci se stále tvoří teplo v důsledku tření a ztrát při pohonu tohoto válce. Zároveň se u aktivních válců výrazně zvyšuje teplota pístu, ventilů, stěny válce a dalších povrchů. Největší rozdíly jsou zejména mezi vypnutým válcem a sousedním aktivním válcem. Pokud vypneme první válec (nejdále od setrvačnicku), bude nejvyšších teplot dosahovat třetí válec. Druhý válec je totiž částečně ochlazován vypnutým prvním válcem. Na obr. 7 je zobrazena simulace teploty stěn válců při vypnutí jednotlivých válců. Pro srovnání je zobrazen také běžný režim motoru. [13]



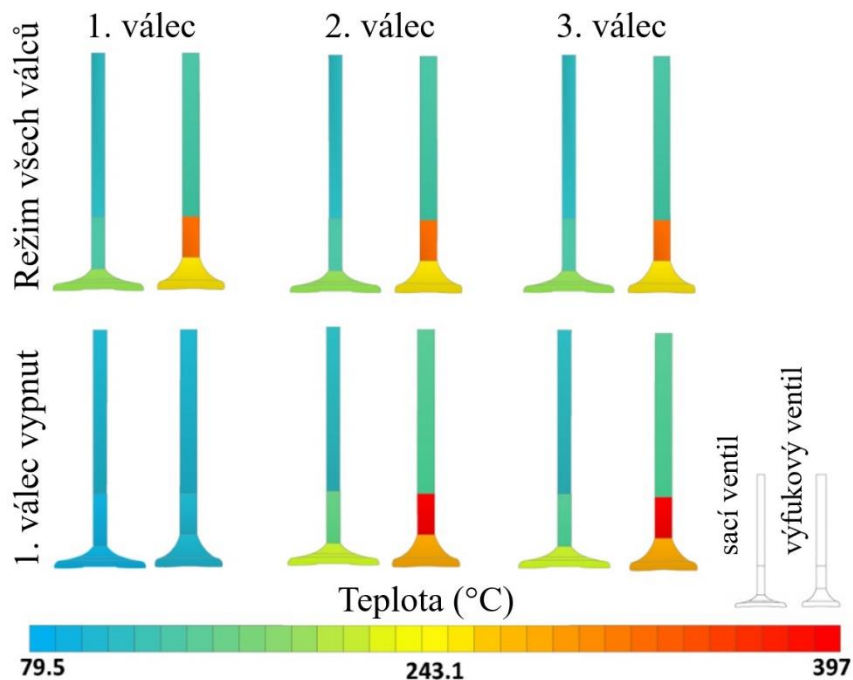
Obr. 7 Simulace teploty stěn válců [10]

Změny však nejsou okamžité, je potřeba předpokládat pozvolnou změnu teploty, což zobrazuje obr. 8.



Obr. 8 Reakční doba při změnách teplot při vypínání válců [13]

Další teplotně namáhanou komponentou jsou ventily, zejména pak spodní část dřívku výfukových ventilů, kde je nejvyšší teplota ze všech uvažovaných povrchů. Průběh teplot je zobrazen na obr. 9. [13]



Obr. 9 Průběh teplot u sacích a výfukových ventilů [10]

Z hlediska teploty by bylo nejvýhodnější vypnout třetí válec, tedy válec s nejvyšší teplotou. Existuje však více hledisek, například dynamické podmínky. [13]

5 PROCES PŘEPÍNÁNÍ REŽIMŮ

Důležitým kritériem při použití vypínání válců u spalovacích motorů je neznatelný přechod mezi využíváním objemu celého motoru a úsporným režimem po vypnutí některých válců či naopak. Tento přechod musí být záležitostí milisekund, a to hlavně při situacích jako je náhlé předjíždění. Pro přepínání těchto režimů je nutné použití speciálních softwarových funkcí řídicí jednotky, které implementuje například firma Bosch do svých řídicích jednotek Motronic. [15]

Motronic analyzuje data, spouští vypínání a zpětné zapínání válců. Celý koncept spočívá v propracovaném systému nastavovačů ovládajících ventily, přívod vzduchu včetně škrtkové klapky, zapalování a další. Software vyhodnocuje situace na základě mnoha podmínek, tyto podmínky jsou vypsány v tab. 1. [15]

Tab. 1 Podmínky spuštění procesu vypínání válců [15]

Vstupní hodnoty		Podmínky
požadovaný točivý moment	≤	maximální točivý moment během vypínání válců
otáčky	<	max. otáčky
	>	min. otáčky
teplota motoru	>	min. teplota
zařazený rychlostní stupeň	×	
rychlost vozidla	<	max. rychlost
	>	min. rychlost
zahřívací fáze katalytické přeměny	×	
čas v režimu vypínání válců	≤	max. čas
čas v režimu všech válců	≥	min. čas
vypnutí vstřikování	×	
spuštění systému	✓	

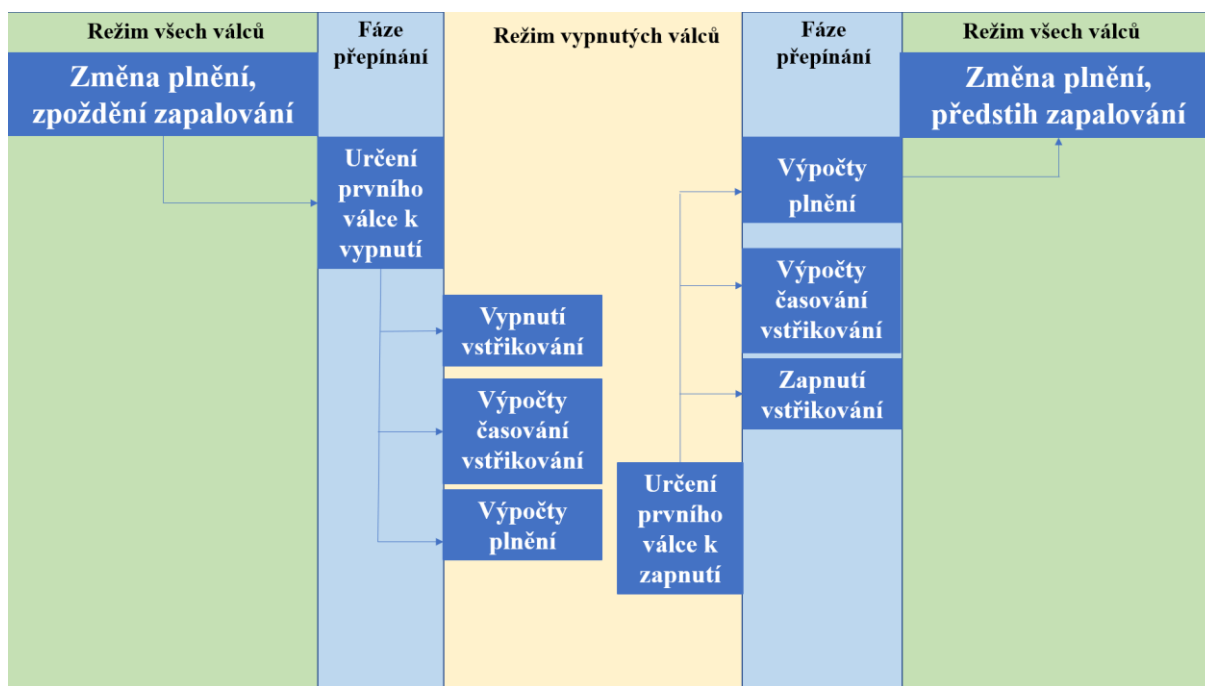
POSTUP VYPNUTÍ VÁLCŮ

Předtím než se motor přepne do režimu vypínání válců, je nutné učinit několik předběžných opatření. Nejdůležitější z nich je kontrola otáček. Software vypočte požadované otáčky a na základě toho určí požadovaný přívod vzduchu. Tyto požadované otáčky nesmí překročit hranici, která je vymezena pro vypínání válců, a to hlavně z důvodu jízdních vlastností vozidla a hlučnosti. Dalšími sledovanými parametry jsou např. rychlost vozidla, zařazený rychlostní stupeň a teplota. Pokud jsou všechny zmíněné hodnoty ve stanoveném limitu, zvýší se přívod vzduchu tak, aby všechny zapnuté válce generovaly požadované otáčky. U motorů se sdruženým sacím potrubím musíme zvýšit přívod vzduchu u všech válců, zatímco u motorů s odděleným sacím potrubím může být toto zvýšení provedeno jen u aktivních válců. Plnění však nemusí být dvojnásobné oproti původnímu stavu z důvodu menších ztrát. Ventily vypnutých válců jsou zavřené, a tedy u těchto válců nevznikají žádné ztráty při výměně náplně. Pro dosažení požadovaných otáček musí systém přepočítat časování zážehu. Po jejich dosažení Motronic vypne ventily a určí, který válec bude výhodně vypnout jako první na

základě úhlové pozice vačky. Podmínkou je, že ventily musí být v danou chvíli ve své klidové pozici (uzavřené). Po zamezení přívodu plynu do prvního válce se u všech válců připravených k deaktivaci vypne vstřikování. [15]

PŘECHOD DO REŽIMU VŠECH VÁLCŮ

Jakmile některý z kontrolovaných parametrů nesplňuje podmínky pro vypínání válců, určí systém válec, který bude jako první aktivován. Dalším krokem je aktivace výfukových ventilů a obsah válců je vytlačen ven. Poté se aktivují sací ventily a válce se naplní vzduchem. Souběžně se zprovozní také vstřikování. U motorů se sdruženým sacím potrubím není potřeba v první fázi zásadně měnit přívod vzduchu (motor tento stav později vyrovná), u motorů s odděleným sacím potrubím se zvýší přívod vzduchu u dříve vypnutých válců a sníží u dříve zapnutých. Schéma je znázorněno na obr. 10. [15]



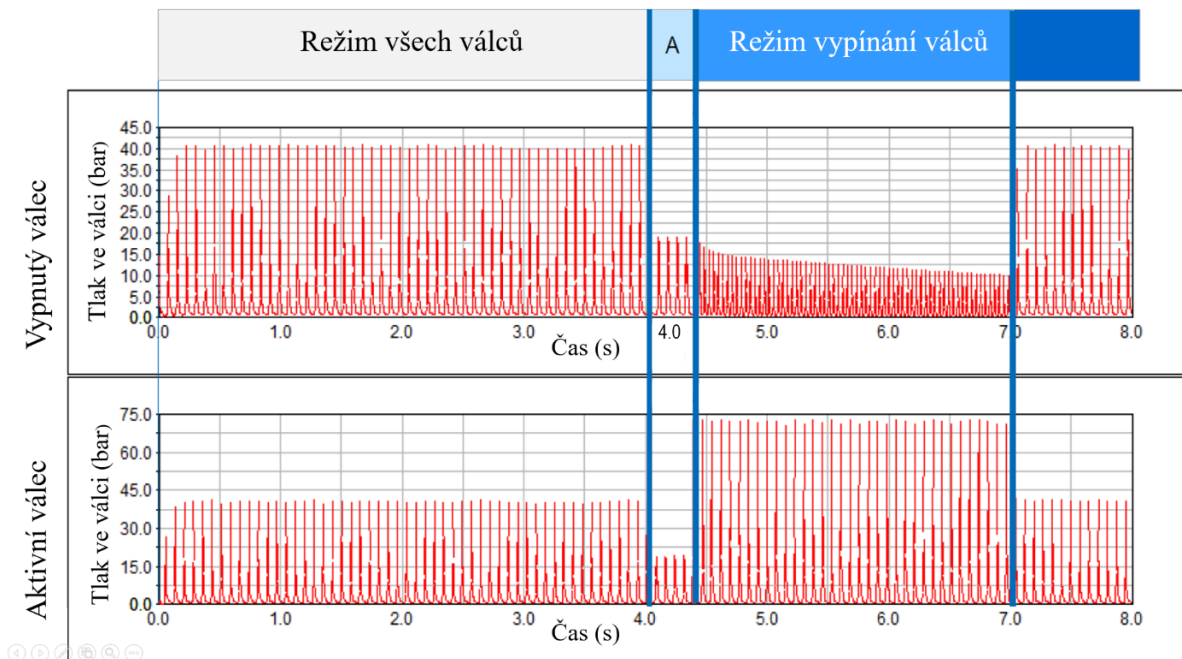
Obr. 10 Schéma přepínání režimů [12]

Přepínání mezi těmito režimy je náročná operace. Firma Volvo zpracovala model, kde zkoumala tuto přechodovou fázi při vypnutí dvou ze čtyř válců. Průběh tlaku ve válcích je zobrazen na obr. 11. [16]



Obr. 11 Průběh tlaku v jednotlivých válcích [13]

Před započítím přepínání je ve stejné fázi cyklu tlak ve válcích stejný, poté se zpozdí zapalování. V době samotného přepínání má tedy tlak menší hodnotu než před započítím operace. V režimu dvou válců se tlak v aktivních válcích výrazně zvýší na hodnoty téměř 60 bar¹, zatímco vypnuté válce vykazují tlak pouze okolo 20 bar. Na obr. 12 je oblast přepínání označena písmenem A, zde je možné vidět lépe rozdíly tlaků aktivního a vypnutého válce. Tyto hodnoty byly experimentálně ověřeny a shodují se s modelem. [16]



Obr. 12 Průběh tlaku ve válcích při přepínání režimů [16]

¹ 1 bar = 100 000 Pa

6 METODY VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

Vypínání válců je technologie úspory paliva přinášející možnost pracovat v úsporném režimu, ale zároveň disponovat silným motorem. Systém vypne válce v případě malých nároků na otáčky motoru, např. při jízdě po dálnici bez potřeby akcelerace nebo po silnici nižší třídy při nižších rychlostech. Aktivní válce musí pracovat za vyššího středního indikovaného tlaku, aby bylo dosaženo podobného celkového středního efektivního tlaku. Je tu ale několik omezení, např. objem válce by z termodynamických důvodů neměl klesnout pod 400–500 cm³. [15, 17, 18]

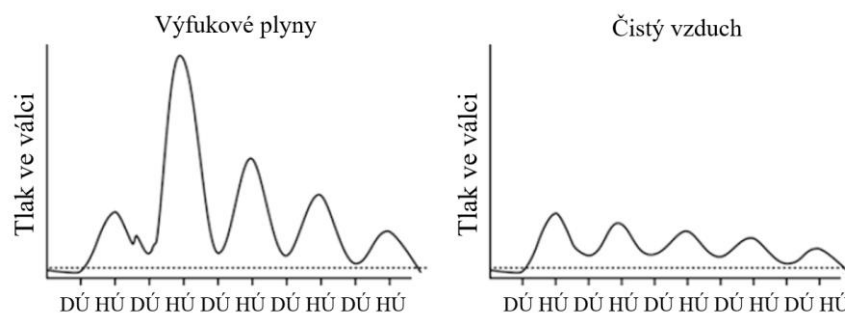
Existuje řada metod vypínání válců. Téměř všechny systémy fungují na principu zastavení vstřikování paliva (u motorů s přímým vstřikováním) spolu s uzavřením sacích a výfukových ventilů, což vede ke zmenšení měrné efektivní spotřeby, snížení ztrát spojených s výměnou náplně a tepelných ztrát stěnami válců. Díky tomu je možné dosáhnout větší účinnosti. Nejvíce se tato technologie používá u motorů se čtyřmi až dvanácti válci, je však možné tuto metodu použít i pro tříválcové motory. Aby měl motor požadovaný výkon při vypnutí některých válců, musí se zvýšit tlak a přívod vzduchu, čehož docílíme větším otevřením škrticí klapky. [17]

6.1 MÉDIA UVNITŘ VÁLCŮ

Metody vypínání válců se mohou dělit podle obsahu vypnutých válců – výfukové plyny, čistý vzduch a podtlak.

6.1.1 VÝFUKOVÉ PLYNY

Když zavřeme ventily vypnutého válce a uvnitř ponecháme výfukové plyny, dochází k jejich stlačení a expanzi, tedy dosahují ještě vyšších teplot. Při těchto teplotách není problém válec znovu zapnout, zároveň jsou výhodné pro následné zpracování výfukových plynů. Výfukové plyny ale zároveň způsobují velké tlaky (obr. 13), což může vést k narušení pravidelnosti chodu klikového hřídele a k vyšším třecím ztrátám. Tyto tlaky mohou být dokonce vyšší než při kompresi v aktivním válci. Válce musí zůstat vypnuté delší dobu, aby bylo vůbec dosaženo úspory paliva. Po zhruba deseti cyklech se však tlak ustálí na přibližně stejných hodnotách jako při použití čistého vzduchu. Plyn uzavřený ve vypnutých válcích se chová jako pneumatická pružina, dochází tedy neustále k jeho stlačení a expanzi, ale jeho celková práce je, jak bylo dokázáno dříve, zanedbatelná. Kvůli velkým počátečním oscilacím tlaku není tato metoda vhodná pro sekvenční vypínání válců. [17, 18, 19, 20]

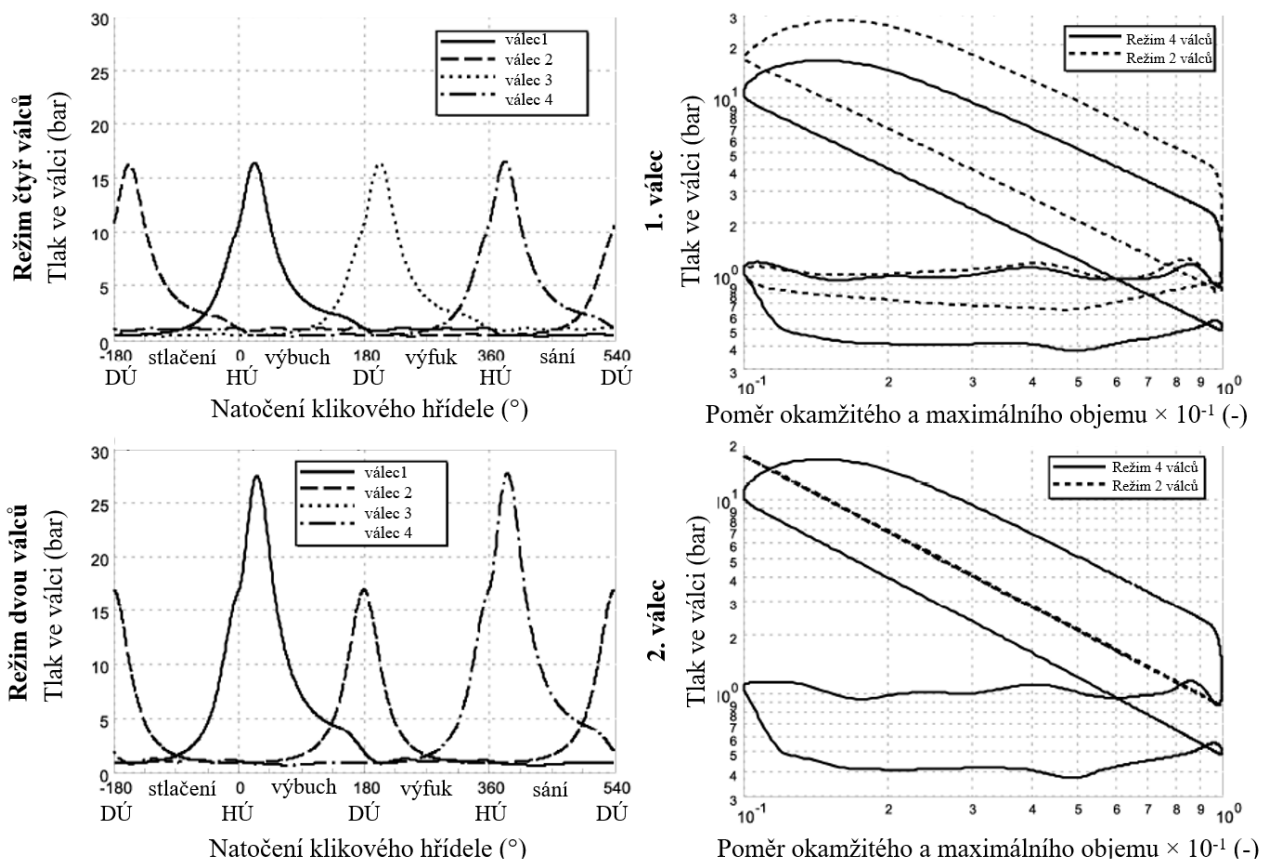


Obr. 13 Průběh tlaku ve válci při uzavření výfukových plynů, respektive čistého vzduchu [9]

6.1.2 ČISTÝ VZDUCH

Při ponechání čistého vzduchu ve vypnutém válci ztrácí vzduch velmi rychle svou kinetickou energii, což brání zpětnému aktivování vypnutých válců a způsobuje snížení účinnosti samotné technologie. Dalším úskalím je lambda sonda, která by při přepnutí do režimu všech válců mohla detekovat chudší směs a výrazně zvýšit podíl paliva. Výhodou je, že ve válci zůstane velmi nízký tlak, a tedy také velmi malé síly oproti těm, které vznikají u válců s uzavřenými výfukovými plyny. Dochází k menšímu narušení pravidelnosti chodu než u použití výfukových plynů. [6, 17]

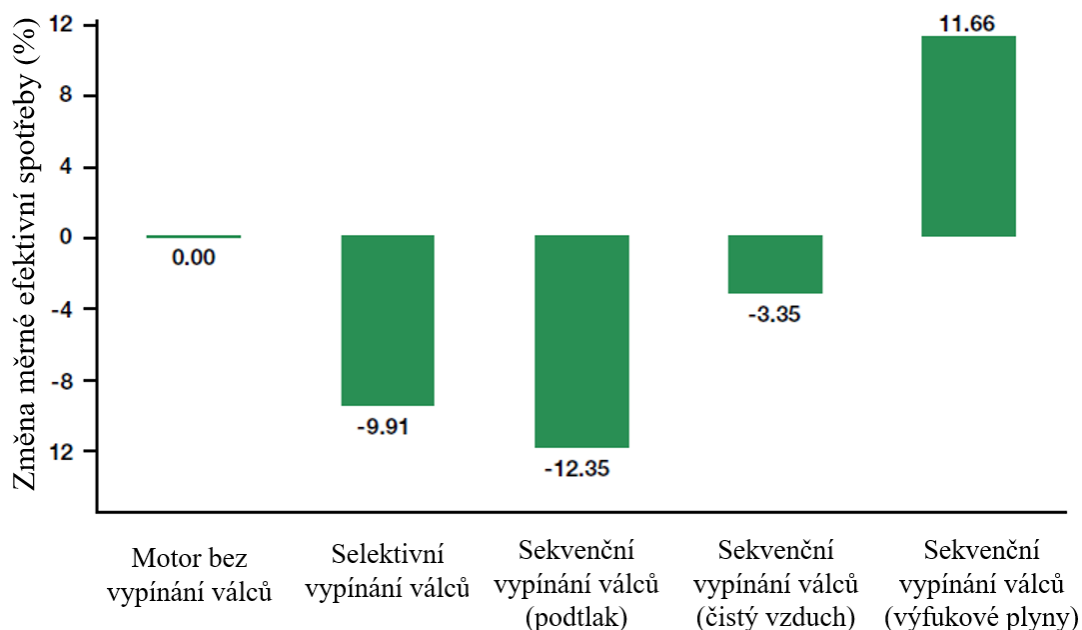
Čistý vzduch také funguje jako pneumatická pružina, čehož je možné si všimnout v p-V diagramu pro aktivní a vypnutý válec v obou režimech (obr. 14). Práce uzavřeného vzduchu ve vypnutém válci je zanedbatelná. [21]



Obr. 14 Průběhy tlaků a p-V diagramy pro aktivní a vypnutý válec [21]

6.1.3 PODTLAK

Třetím způsobem je použití velmi nízkého tlaku ve válci. Sací ventily se v tomto případě musí finálně uzavřít před výfukovými ventily, které odvedou obsah válce ven a ve válci vznikne podtlak. Nízkotlaká metoda se prozatím nepoužívá pro sériovou výrobu kvůli velkému riziku nasání motorového oleje do spalovacího prostoru; spalování motorového oleje vede k negativnímu zvýšení nežádoucích emisí při zpětné aktivaci daného válce. Při porovnání všech metod (obr. 15) je možné si všimnout, že nízkotlaká metoda by vykazovala nejlepší výsledky. [17]



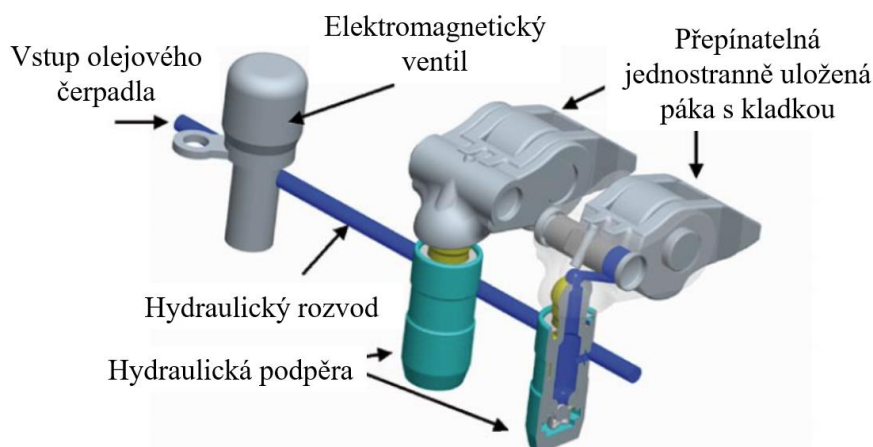
Obr. 15 Srovnání metod vypínání válců při středním efektivním tlaku 2 bar a $2\,000\text{ min}^{-1}$ [19]

6.2 VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

Existuje několik metod vypínání válců. Obecně dělíme vypínání válců na selektivní a sekvenční. Selektivní vypínání válců je jednodušší a aktuálně používané řešení. Spočívá ve vypnutí daného fixního počtu válců. Sekvenční vypínání válců vypíná postupně všechny válce na určitý omezený počet cyklů. Blíže jsou tyto technologie popsány níže. Následující konstrukční řešení jsou používána pro obě varianty vypínání válců – selektivní i sekvenční.

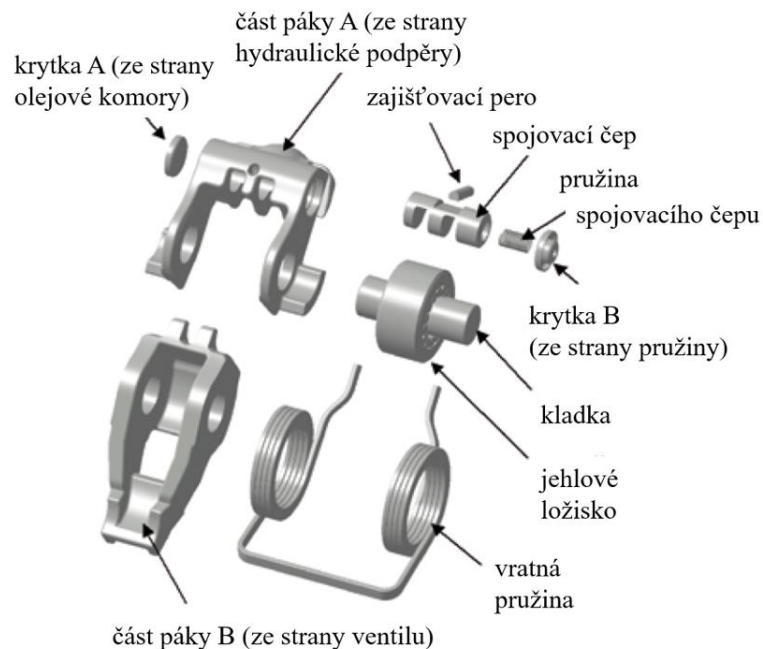
6.2.1 JEDNOSTRANNĚ ULOŽENÁ PŘEPÍNATELNÁ ROZVODOVÁ PÁKA S KLADKOU

Technologie firmy Mahle spočívá v použití jednostranně uložené rozvodové páky s kladkou. Na stejném principu funguje také koncepce přepínatelného vahadla. Není potřeba velkých změn v konstrukci motoru. Konstrukční uspořádání je možné vidět na obr. 16. [1]



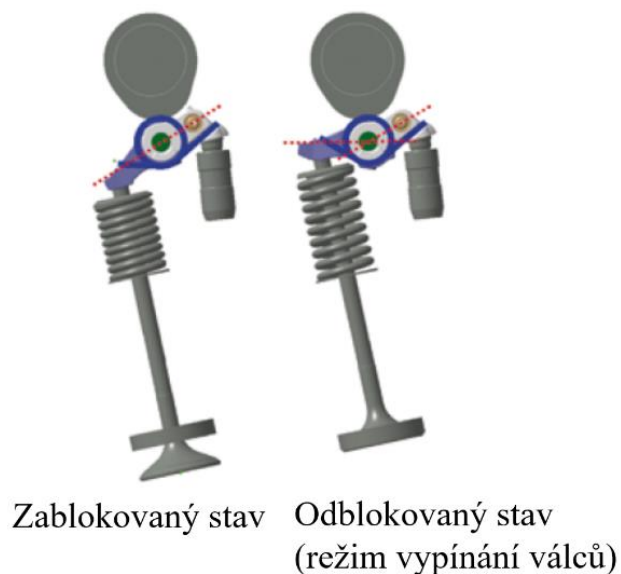
Obr. 16 Konstrukční uspořádání ovládní vypínání válců [1]

Jednostranně uložená přepínatelná rozvodová páka s kladkou sestává ze dvou hlavních částí, jedné na straně hydraulické podpěry (A), druhé na straně ventilu (B). Podrobnější popis lze najít na obr. 17. Mezi částmi A a B je spojovací čep, který má funkci zablokování a odblokování. [1]



Obr. 17 Komponenty přepínatelné jednostranně uložené páky [1]

V zablokovaném stavu se jednotlivé části páky nemohou pohybovat nezávisle na sobě a celý systém se chová jako běžná jednostranně uložená páka. V odblokovaném stavu nenastává žádný zdvih ventilů, viz obr. 18. [1]



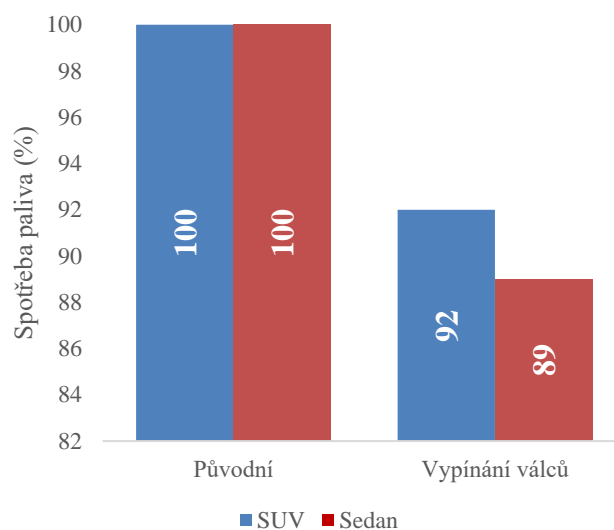
Obr. 18 Funkční stavy přepínatelné jednostranně uložené páky s kladkou [1]

Do původní polohy se vrací části A, B díky vratné pružině. Spojovací čep je ovládán hydraulicky a jeho tlak je řízen elektromagnetickým ventilem. Doba přepnutí ze zablokovaného do odblokovaného stavu, resp. z odblokovaného stavu do stavu zablokovaného se nazývá doba přepínání a je závislá na tlaku a teplotě oleje (s rostoucí teplotou roste doba přeřazení). Negativním dopadem používání této technologie je, že jednostranně uložená páka upravená pro vypínání válců má větší moment setrvačnosti, také pružina ventilů musí být pevnější. [1, 19]

Při simulaci použití této technologie byla zkoumána dvě vozidla: osmiválcový sedan a šestiválcové SUV, blíže charakterizované v tab. 2. Jak lze vidět z obr. 19, vypínáním válců bylo dosaženo až o 11 % menší spotřeby paliva. Podmínkou je, že vypnout válec lze až od druhého převodového stupně, a to v rozsahu 1 200–3 500 min⁻¹. [1]

Tab. 2 Parametry testovaných automobilů [1]

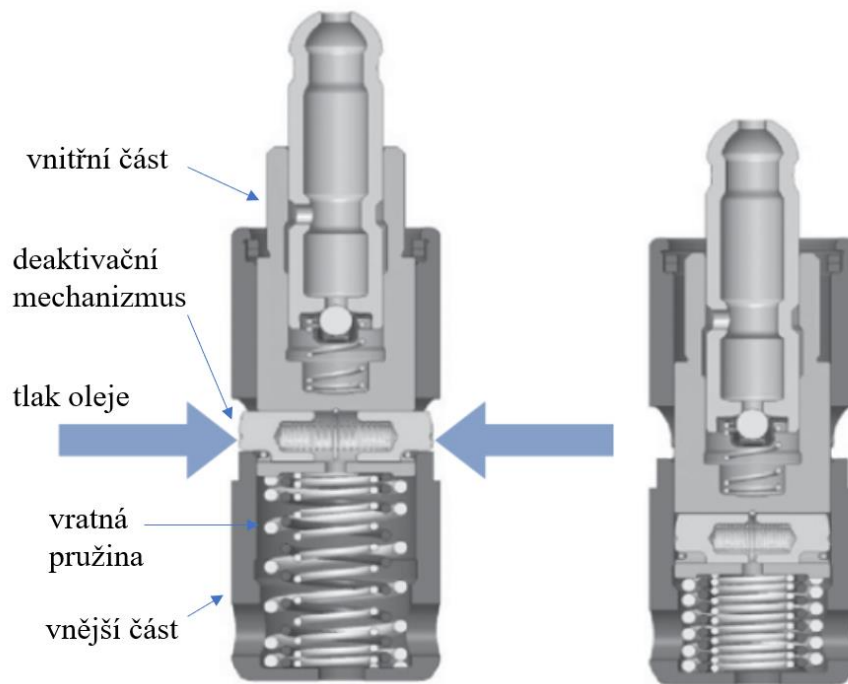
	Počet válců	Volnoběžné otáčky (min ⁻¹)	Hmotnost vozidla (kg)	Zdvihový objem (l)	Převodovka	Součinitel odporu vzduchu
SUV	6	700	2 000	3,0	pětistupňová	0,4
Sedan	8	700	1 950	4,0	šestistupňová	0,29



Obr. 19 Graf srovnání procentuální spotřeby paliva testovaných automobilů [1]

6.2.2 PŘEPÍNATELNÁ HYDRAULICKÁ PODPĚRA

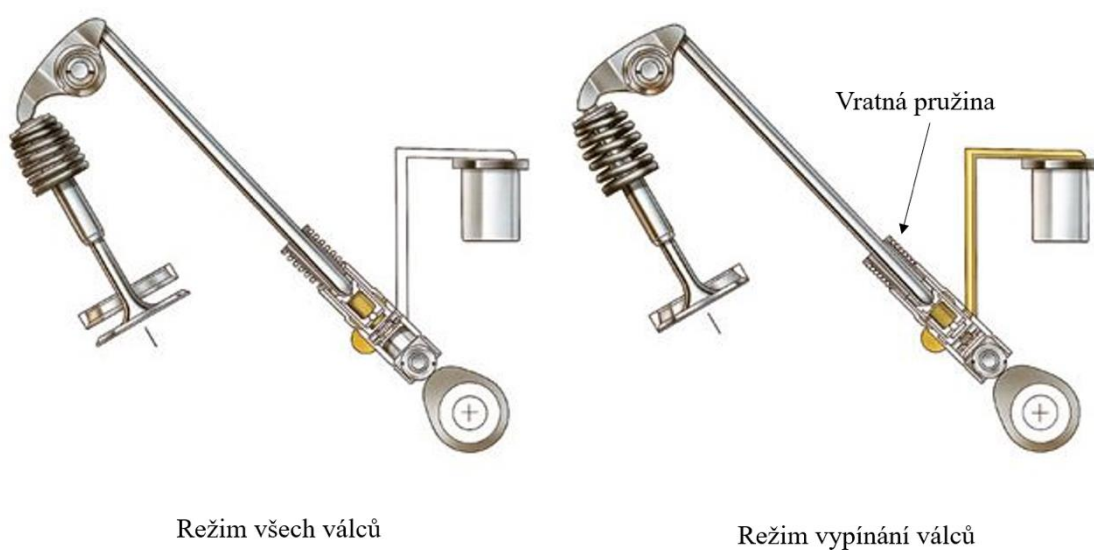
Přepínatelná hydraulická podpěra (obr. 20) je také jednou z možností ovládání ventilů při vypínání válců. Vnitřní část je spojena s vnější částí, tlak oleje však způsobí rozpojení těchto dvou částí. V odblokovaném stavu (analogicky s jednostranně uloženou přepínatelnou rozvodovou pákou s kladkou) se tedy při působení vačky pohybuje pouze vnitřní část a výsledkem tohoto pohybu je stlačení vratné pružiny. Nevýhodou této metody však je, že potřebuje velký prostor v hlavě válce. Používá se u motorů typu OHC. Samotný postup vypínání válců se shoduje se systémem používajícím jednostranně uloženou přepínatelnou rozvodovou pákou s kladkou. [17, 19]



Obr. 20 Přepínatelná hydraulická podpěra [16]

6.2.3 PŘEPÍNATELNÉ HYDRAULICKÉ ZDVIHÁTKO

Používá se u motorů OHV a funguje na stejném principu jako přepínatelná hydraulická podpěra. Přepínání musí proběhnout, když je zdvihátko v kontaktu se základní kružnicí vačky. Působením tlaku oleje dojde ke stlačení pružiny ve střední části zdvihátka, čímž dojde k odpojení vnitřní a vnější části zdvihátka. Vratná pružina pohltí silové působení od vačky a ventily zůstanou uzavřené. Stav v obou režimech je možné vidět na obr. 21. [22]

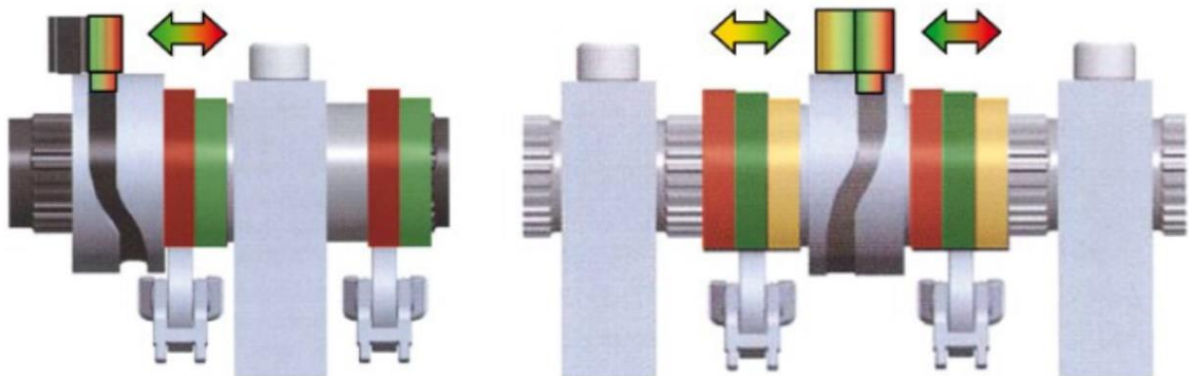


Obr. 21 Přepínatelné hydraulické zdvihátko [23]

U motoru 5,7 l HEMI V8. kde je tento systém používán, je pořadí zapalování 1-8-4-3-6-5-7-2² při režimu čtyř válců se vypnou válce číslo 4, 6 v jedné řadě válců a 1, 7 v druhé řadě válců. U těchto válců musí být použito místo konvenčního zdvihátka přepínatelné hydraulické zdvihátko. Při přepnutí do režimu vypínání válců je nutné uzavřít nejdříve výfukové a poté sací ventily. Médiiem uvnitř válců jsou výfukové plyny. Při zpětném aktivování těchto válců je nutné nejprve otevřít výfukový ventil a poté sací. Tlak oleje je vyvíjen olejovým čerpadlem a řízen elektromagnetickým ventilem (jedním pro každý vypínaný válec). [22]

6.2.4 VAČKOVÝ HŘÍDEL S POSUVNÝMI VÁLCOVÝMI OBJÍMKAMI

Firma Volkswagen používá speciální vačkový hřídel, na kterém je možné si všimnout válcových objímek s vačkami o délce 68,65 mm s vnitřním ozubením³. Evolventním ozubením s 24 zuby jsou připojeny k vačkovému hřídeli, vyrobenému z tvrzené oceli C35R. Válcové objímky se mohou po hřídeli axiálně posouvat až o 6,25 mm. Ozubení válcových objímek je vyrobeno obráběním, zatímco hřídel je vyroben tvářením. Pro každý ventil jsou na hřídeli 2 vačky, jedna s plným profilem, druhá nulová. Vačky jsou vyrobeny z ložiskové oceli 100Cr6. Na konci objímek se nachází vodící válec se spirálovými drážkami ve tvaru Y, který je vyroben ze slitiny 42CrMo4. Oba kolíky dvojitého nastavovače mohou jezdit v těchto drážkách. Tato koncepce je největší změnou vůči původnímu Audi Valvelift systému, kde je nastavovač pouze s jedním kolíkem a drážky jsou ve tvaru S. Na obr. 22 můžeme vidět dvojestupňovou a třístupňovou S koncepci. Dvojestupňová metoda umožňuje pouze vypnutí a zpětné zapnutí daného válce, třístupňová metoda upravuje také zdvih ventilů. Tvar Y (obr. 23) umožňuje zkrácení válcových objímek. Kolíky mají průměr 4 mm a jsou vyrobeny z ložiskové oceli. [24]



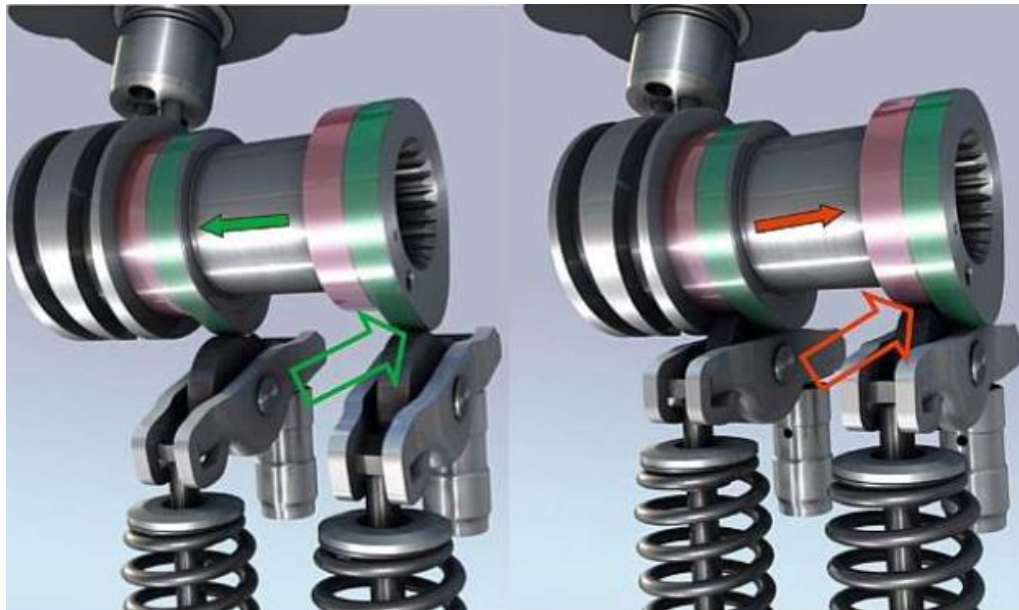
Obr. 22 Starší S koncepce – nalevo dvojestupňová, napravo třístupňová metoda [9]

Proces přepínání se musí uskutečnit za poloviční dobu otáčky vačkového hřídele. Kolíky u vypínaných válců jsou navedeny do drážky, válcová objímka se na hřídeli axiálně posune a na vahadlo doléhá pouze nulová vačka. Doba přepínání se odvíjí od otáček motoru, od 72 ms při 1 400 min⁻¹ až po 28 ms při 4 000 min⁻¹. V tuto chvíli se kolík nachází v přední

² Pořadí zapalování je zde podle amerického číslování, odpovídající evropské číslování by bylo 5-4-2-6-3-7-8-1.

³ Rozměry odpovídají komponentům čtyřválcového motoru s objemem 1,4 l, který je popsán v 7.1. U jiných motorů se mohou lišit.

koncové pozici. Jakmile je dokončen axiální posuv, kolík je naveden zpětnou vodící drážkou do zadní koncové pozice, tedy je zasunut zpět. Mezi nastavovači se generuje malé napětí, které měří řídicí jednotka a vyhodnocuje tak proces vypínání válců. Jakmile objímky dosáhnou pozice pro režim vypínání válců, jsou zajištěny pružnými tlačnými opěrkami. Přejít do režimu všech válců probíhá obdobně, vysunutý kolík je naveden do drážky a objímka se axiálně posune. Kolík je poté zasunut zpět a ventily jsou opět ovládány vačkou se základním profilem. Použité ventilové víko je navíc navrženo tak, aby bylo zaměnitelné s běžným ventilovým víkem u automobilů, u kterých se nevyužívá vypínání válců. [24]



Obr. 23 Aktuální Y koncepce [20]

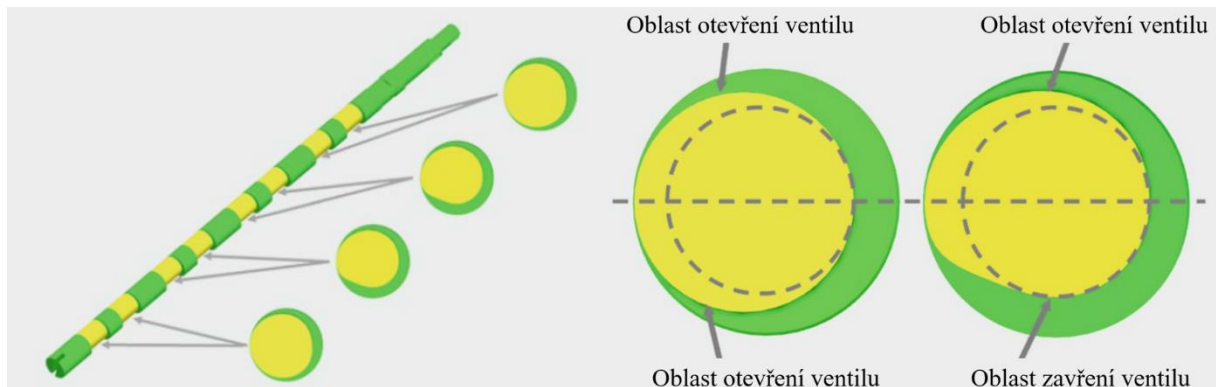
6.2.5 UNIVALVE

Plně variabilní rozvod ventilů je hojně používaná metoda úspory paliva a redukce emisí oxidu uhličitého. Technicky je velmi jednoduché zvětšit úspory kombinací s vypínáním válců, jako např. u technologie Univalve. Variabilní rozvod sacích ventilů umožňuje snížit spotřebu díky efektivnějšímu plnění válců. U výfukových ventilů zase umožňuje lepší kontrolu zbytkového plynu a zmenšení práce spojené s výměnou náplně. Navíc při přepínání z režimu všech válců na jejich poloviční počet umožňuje Univalve provést tento přechod úsporněji než jiné metody díky menšímu počtu kompenzačních operací. [5, 26]

V motoru je použito jednostranně uložených pák s kladkou, jednoho vačkového hřídele a jednoho excentrického hřídele⁴. Vačkový hřídel zajišťuje otevírání ventilů, excentrický hřídel zajišťuje variabilní ovládání ventilů a může být upraven k vypínání válců. Tento ovládací hřídel má, v nejjednodušším případě, tvar excentrického kruhu a je v dotyku s mezipáskou. Na obrázku obr. 24 můžeme vidět profily tohoto hřídele pro vypínání válců. Levý profil je zde používán u válců 1 a 4, pravý u válců, které chceme vypnout, tedy 2 a 3.

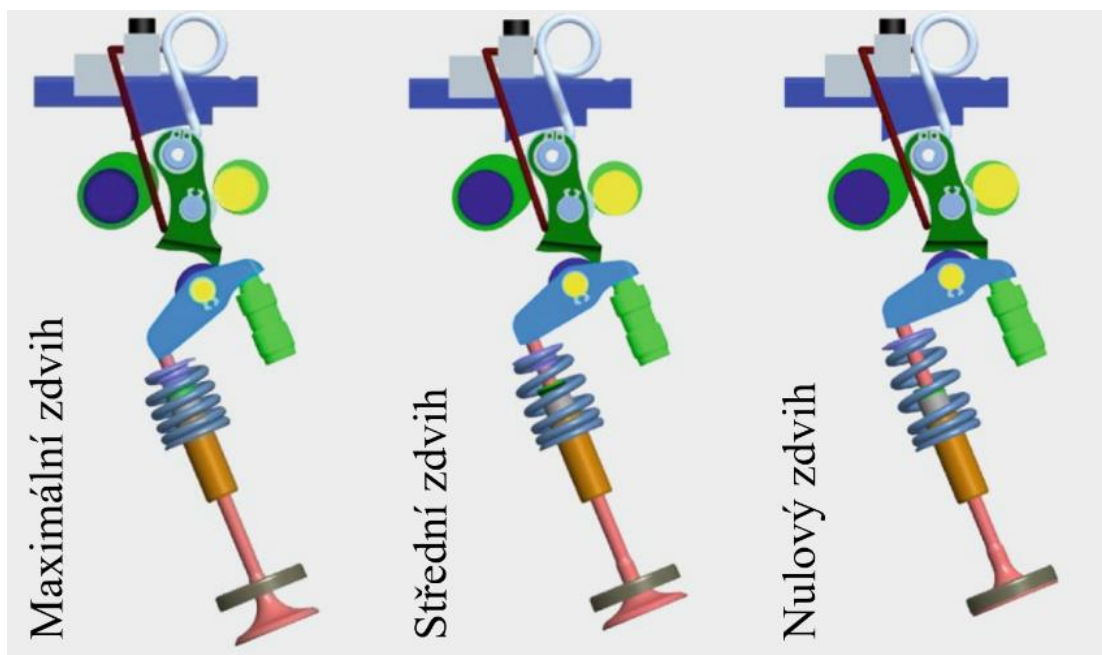
⁴ U menších motorů jsou vačkový a excentrický hřídel společné pro všechny válce, u větších motorů je možné použít dva vačkové a dva excentrické hřídele, jeden pro každou řadu válců.

Díky tomuto hřídeli může být zdvih ventilů měněn od úplného otevření až do úplného zavření za dobu poloviny jedné otáčky. Jednotlivá nastavení můžeme vidět na obr. 25. [26]



Obr. 24 Profily ovládacího hřídele [21]

Nejprve se ovládací hřídel nastaví do pozice přepínání (při čemž prochází oblastí maximálního zdvihu ventilů). Po odpojení přívodu paliva do vypínaných válců se ventily vypínaných válců uzavřou (nejdříve výfukové, poté sací). [26]



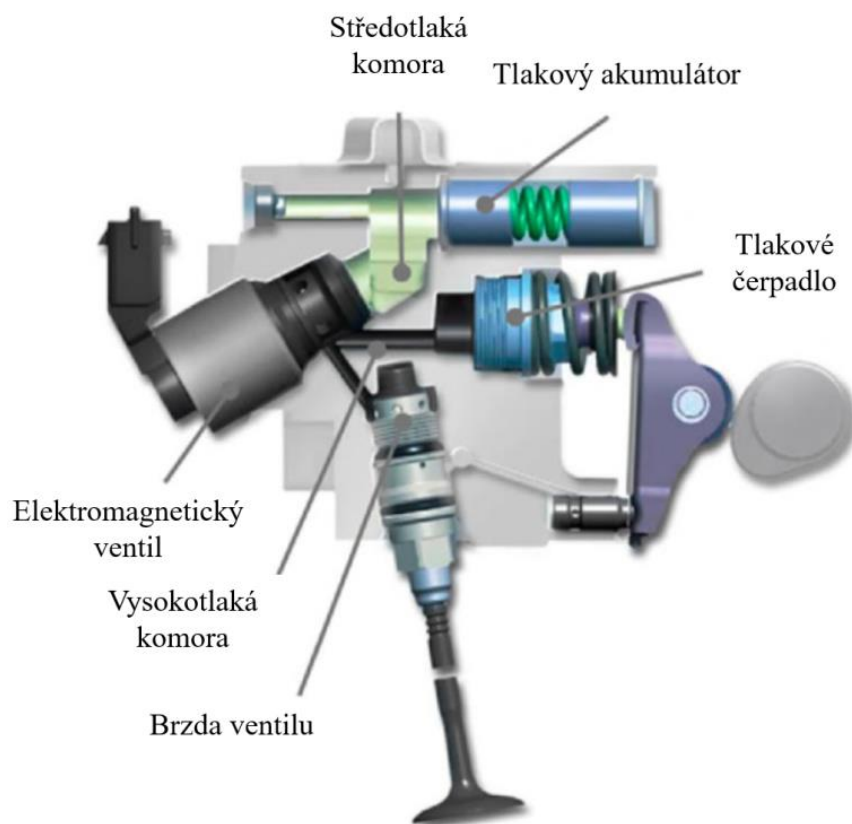
Obr. 25 Možnosti zdvihu ventilů systému Univalve [21]

Testy na 1,6 l zážehovém řadovém čtyřválcí s turbodmychadlem a 16 ventily ukázaly, že při otáčkách 1 000–4 000 min^{-1} a do středního efektivního tlaku 5–6 bar byla prokázána úspora této technologie. Vyšší tlak přispívá k detonačnímu spalování, a tedy ke zpoždění zapalování. Při příliš nízkých otáčkách vznikají silnější vibrace. Možná úspora této technologie by mohla být až 18,5 % měrné efektivní spotřeby paliva. Tento výsledek je ale získán porovnáním prototypu s běžným motorem, tudíž jen část této úspory je možné přičíst vypínání válců. [26]

6.2.6 SEKVENČNÍ METODA UNIAIR

Dnes vyráběné motory mají většinou předem určené válce, které se mohou vypnout, tomuto způsobu se říká kvazi-statický nebo také selektivní. U některých motorů je lepší použít sekvenční způsob, kde se každý válec postupně vypíná po dobu jednoho cyklu a poté se znovu aktivuje v následujícím cyklu. To zajišťuje vyrovnanou teplotu a pravidelné intervaly zapalování u všech válců i v úsporném režimu. [17]

Sací ventily nejsou u metody UniAir ovládány přímo, ale nepřímou skrze hydraulické komory, jak je možné vidět na obr. 26. Ventily jsou tedy ovládány hydraulicky. Podmínkou funkčnosti této metody je přesné množství zbytkového plynu, proto ventily musí být řízeny velmi přesně a rychle. [17]

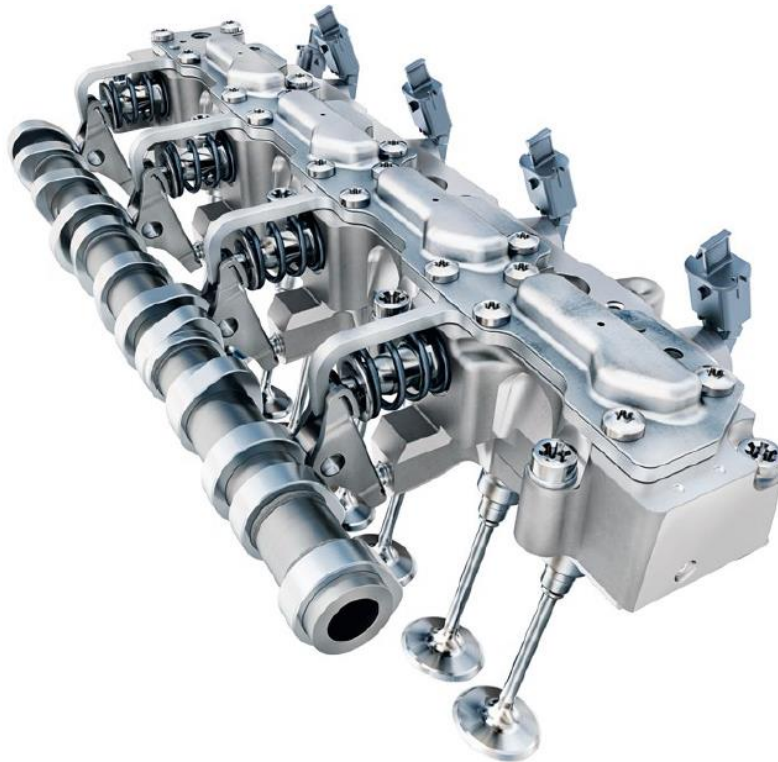


Obr. 26 Plně variabilní elektro-hydraulický systém ovládání ventilů UniAir [14]

Použití plně variabilního elektro-hydraulického systému UniAir (obr. 27) dovoluje naprosto libovolně ovládat otevírání a zavírání ventilů. Pokud je systém nainstalován pouze na straně sání, je možné technologie kombinovat a použít jiné přepínatelné komponenty na straně výfuku. Při použití metody UniAir u tříválcového motoru dosáhneme vypnutí 1,5 válce⁵, což

⁵ Vypnutí 1,5 válce dosáhneme sekvenční metodou vypínání válců, jedna perioda je zde zastoupena třikrát v šesti otáčkách klikového hřídele. Rozestup mezi zážehy činí 480° natočení klikového hřídele a jeden pracovní cyklus čtyřdobého motoru odpovídá 720° natočení klikového hřídele. V průměru tedy pracuje, respektive nepracuje 1,5 válce na dvě otáčky klikového hřídele.

je výhodnější oproti selektivnímu vypínání válců zejména díky nižším vibracím. Při testování firmy Schaeffler vykazovala metoda UniAir lepší výsledky při vypínání válců tříválcových motorů než selektivní metody. Tato metoda slibuje zmenšení měrné efektivní spotřeby až o 10 %. [17, 27]



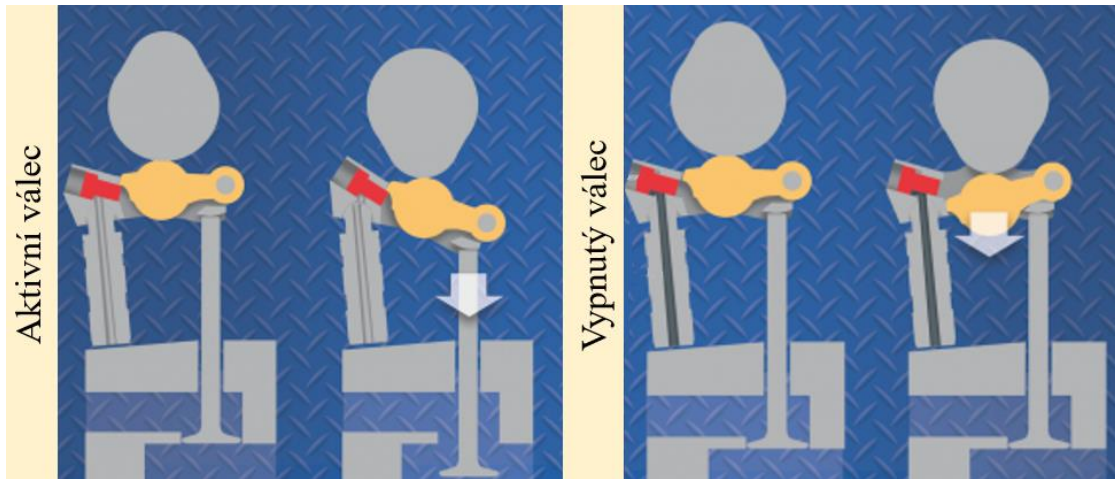
Obr. 27 Systém UniAir u čtyřválcového motoru [14]

Tento systém se nepoužívá v sériové výrobě. Firma Fiat však vyrábí motor s tímto systémem, avšak bez vypínání válců. Nese název MultiAir. [27]

6.2.7 DYNAMICKÉ SEKVENČNÍ VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ – DYNAMIC SKIP FIRE

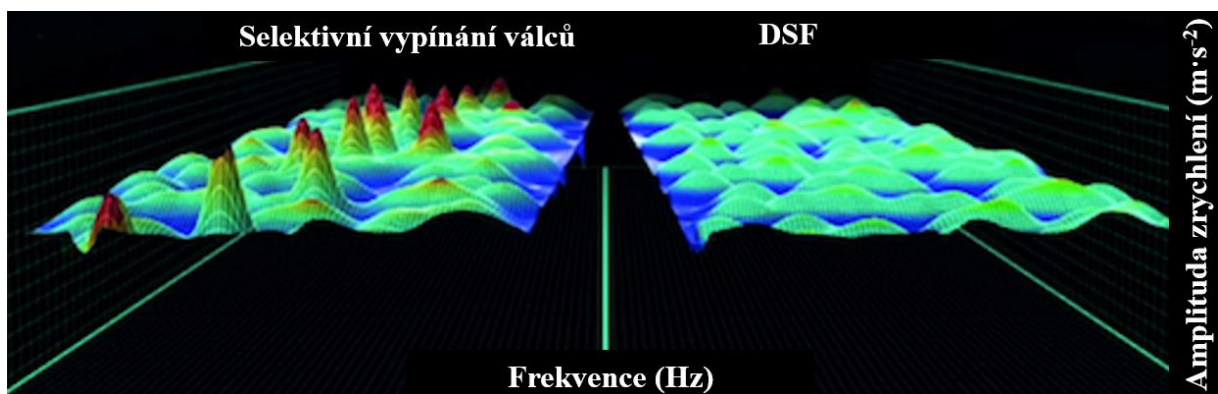
DSF je sekvenční technologie pro motory s přímým vstřikováním, která tkví v naprogramování řídicí jednotky. Prakticky lze vypínání válců realizovat jakoukoliv z předchozích selektivních technologií. Firmy spolupracující na této koncepci, tedy Delphi a Tula, použily metodu přepínatelných jednostranně uložených rozvodových pák s kladkou, jak je možné vidět na obr. 28. [6]

Dynamické sekvenční vypínání válců využívá střídání spalovacích a nespalovacích cyklů v jednotlivých válcích při zajištění dostatečných otáček motoru. Čím jsou kladeny větší požadavky na otáčky motoru, tím méně válců je průběžně vypínáno. Řídicí jednotka provádí před každým zážehem algoritmus rozhodování, jestli je možné tento válec vypnout. Rozhodnutí výrazně ovlivňují kromě točivého momentu a otáček také NVH charakteristiky (Noise Vibration Harshness – hluk a vibrace). [6]



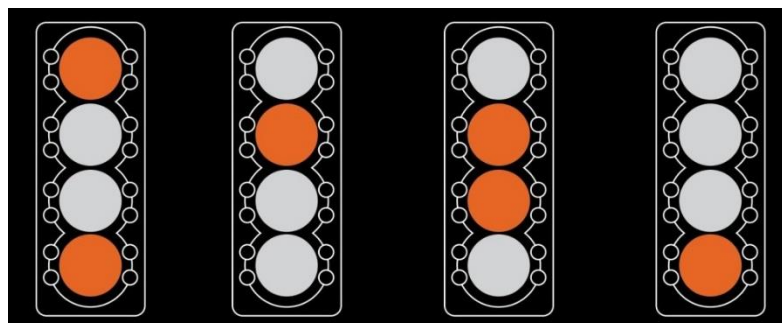
Obr. 28 Jednostranně uložená páka používaná u DSF (vlevo aktivní válec, vpravo po vypnutí) [28]

S problémy vibrací a hluku se tedy systém vypořádá flexibilně pomocí naprogramovaných algoritmů vypínání válců tak, aby nedocházelo k rezonanci. Snížení amplitud zrychlení při použití DSF oproti selektivnímu vypínání válců je možné vidět na obr. 29. [6]



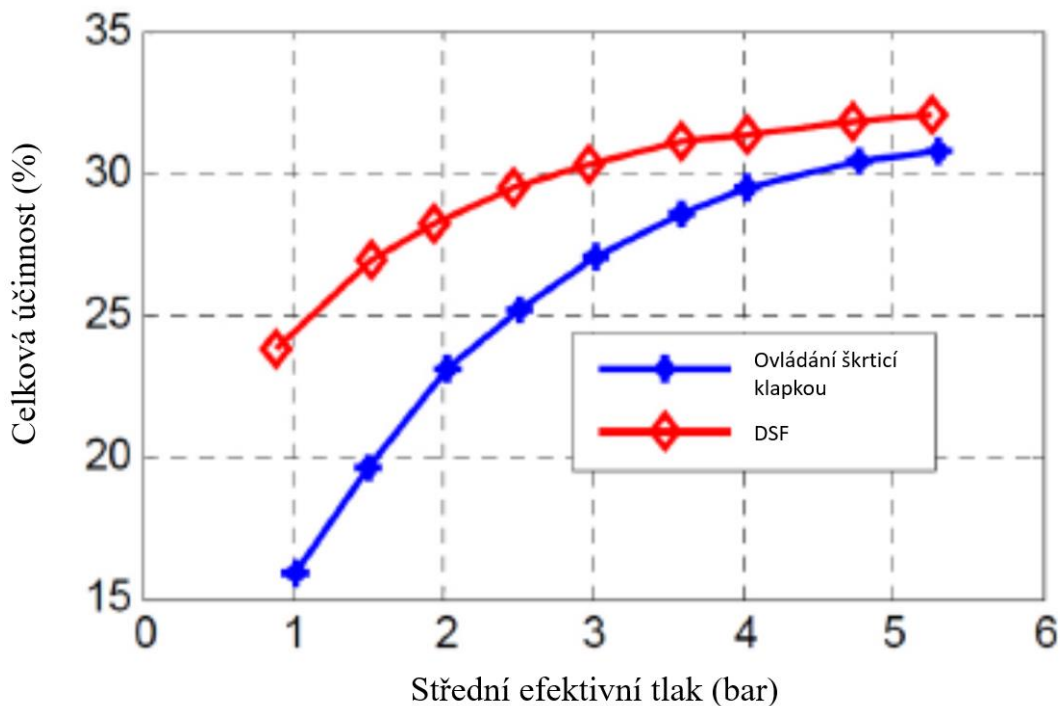
Obr. 29 Amplitudy zrychlení pro selektivní vypínání válců a DSF [23]

Jako konkrétní příklad lze uvést vypínání 2,5 válců u čtyřválcového motoru. Na obr. 30 je znázorněna sekvence zapalování odpovídající čtyřem otáčkám klikového hřídele. Počet spalovacích cyklů, tedy 6, vynásobíme 4, což odpovídá počtu válců, a poté vydělíme 16, počtem spalovacích cyklů motoru bez vypínání válců. Výsledkem je 1,5 aktivního válce na čtyři otáčky klikového hřídele. [28]

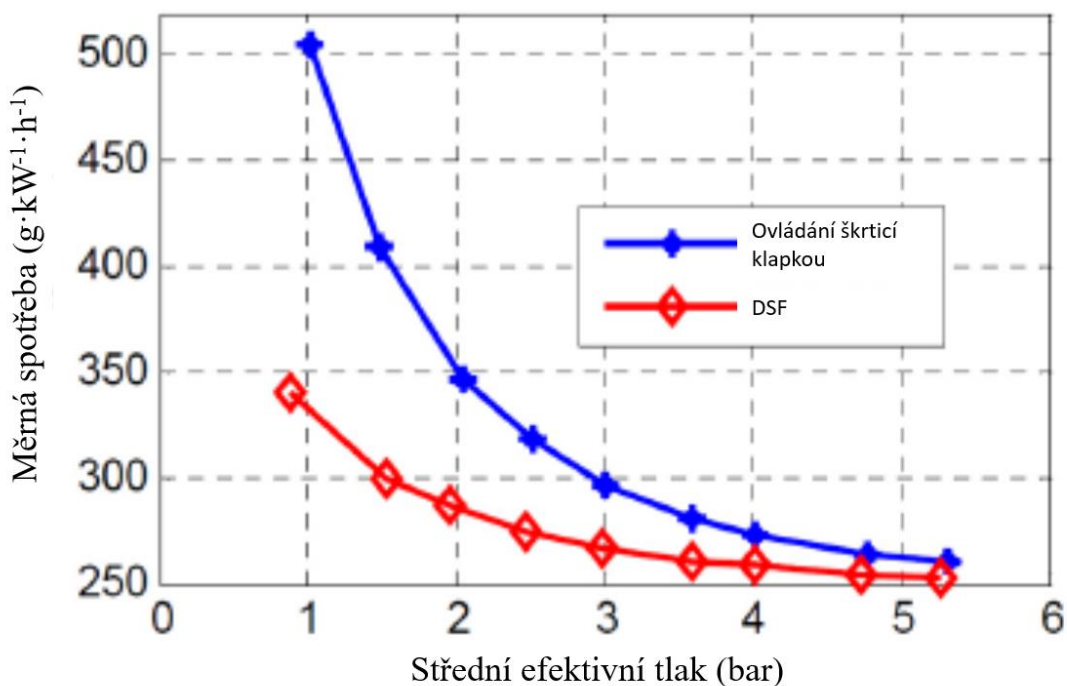


Obr. 30 Vypnutí 2,5 válce u čtyřválcového motoru [23]

Při testu provedeném na motoru L94 V8 se zdvihovým objemem 6,2 l (blíže popsán v 7.2) byly získány následující hodnoty uvedené v obr. 31 a obr. 32. Při menším středním efektivním tlaku bylo dosaženo výrazně menší efektivní měrné spotřeby oproti motoru bez vypínání válců. Účinnost motoru se při použití DSF zvýšila. [6]

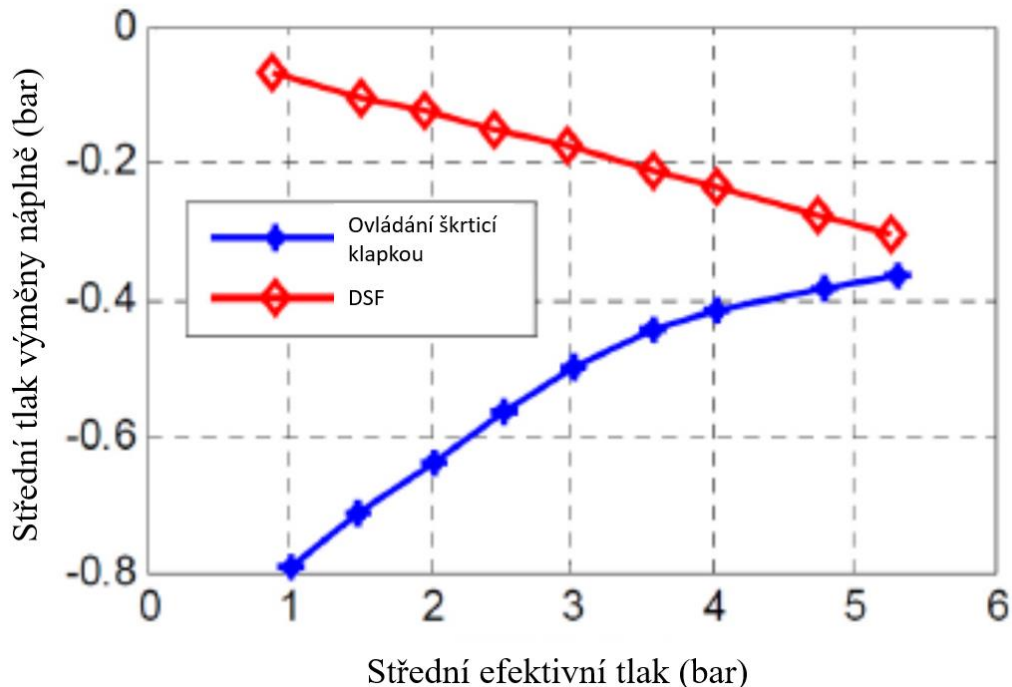


Obr. 31 Závislost celkové účinnosti motoru na středním efektivním tlaku při 1 500 min⁻¹ [4]



Obr. 32 Závislost měrné spotřeby na středním efektivním tlaku při 1 500 min⁻¹ [4]

Na obr. 33 je možné vidět značné zmenšení práce spojené s výměnou náplně a její téměř úplnou eliminaci při malých zatíženích. Důvodem je, že vypnuté válce nemají žádné ztráty spojené s výměnou náplně a při malých zatíženích je vypnuto více válců. [6]



Obr. 33 Závislost středního tlaku výměny náplně na středním efektivním tlaku při $1\,500\text{ min}^{-1}$ [4]

Tato technologie se prozatím nepoužívá v sériové výrobě, její první aplikace je očekává příští rok na motorech 5,3 l a 6,2 l V8. Zde však bude použito přepínatelných hydraulických zdvihátek. [29]

6.3 VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ VZNĚTOVÝCH MOTORŮ

6.3.1 OSOBNÍ AUTOMOBIL

Vypínání válců je technologie používaná zejména u zážehových motorů. Jelikož vznětové motory nepoužívají při částečném zatížení škrticí klapku a jejich ztráty spojené s výměnou náplně jsou menší, byla aplikace vypínání válců poněkud složitější. Aktuálně se nevyrábí žádný vznětový motor s vypínáním válců, byly však provedeny testy na lehkých užitkových vozidlech při vypnutí dvou ze čtyř válců. [30]

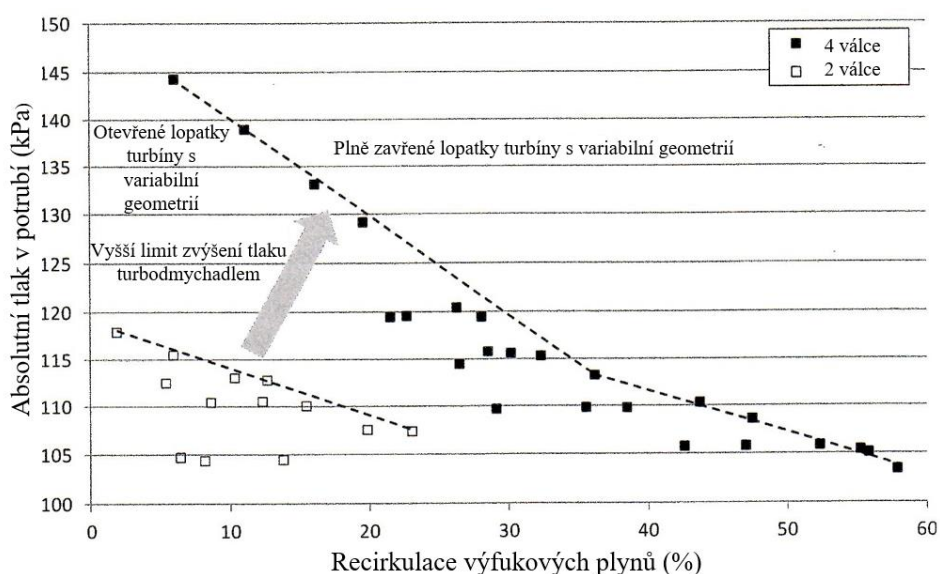
Zkoumaným motorem byl přepřňovaný čtyřválec Ford 2,2 l s přímým vstřikováním pomocí společného tlakového potrubí (common-rail) a s kompresním poměrem 15,5 : 1. Motor byl vybaven vysokotlakou recirkulací výfukových plynů a byl upraven instalací rozvodu ventilů podobnému metodě Univalve od firmy Schaeffler. Vypnout bylo možné jeden nebo dva válce při zavření výfukového i sacího ventilu, vypnutí jednoho válce však způsobilo velké vibrace a hlučnost. [30]

Úspora paliva, emise a teplota výfukových plynů byly porovnány v režimu všech válců a dvou válců u zahřátého motoru při otáčkách 1 500, 2 000 a 2 500 min^{-1} a při středním efektivním tlaku od 2 do 4 bar. Bylo použito předvstřiku s konstantním množstvím $1,5 \text{ mm}^3$ a hlavního vstřiku po 500 μs . [30]

Bylo možné použít dvě metody; buď pouze pozastavit vstřikování paliva, nebo kombinace s uzavřením sacích a výfukových ventilů. Pokud jen pozastavíme vstřikování paliva, získáme ztráty 4x větší než při uzavření ventilů. Důsledkem je zvýšení spotřeby paliva oproti variantě s uzavřením ventilů. Také teplota je snižena, protože se výfukové plyny mísí se vzduchem z vypnutých válců. Ačkoliv jsou měrné emise uhlovodíků a oxidu uhelnatého menší při menším zatížení v režimu vypnutých válců s otevřenými ventily, vypínání válců pomocí uzavření ventilů přináší nejvíce výhod, a proto byl tento test proveden s deaktivací ventilů. [30]

Otáčky a zatížení sice popisují požadavky na motor, potřebná je ale také hodnota součinitele přebytku vzduchu, míra recirkulace výfukových plynů, tlak v sacím potrubí, začátek a čas vstřikování. Tlak v sacím potrubí je omezený konstrukčním uspořádáním motoru. Největším omezením je snížení přítoku vzduchu do turbodmychadla, což omezuje zvýšení tlaku turbodmychadlem a následně způsobuje zmenšení součinitele přebytku vzduchu a míry recirkulace výfukových plynů. Při vypnutí dvou válců musí být přívod paliva i vzduch do zbývajících dvou válců téměř dvojnásobný. Prakticky toho však nebylo dosaženo, bylo nutné udělat kompromis pro zvýšení součinitele přebytku vzduchu při zachování recirkulace výfukových plynů. [30]

V motoru byla použita klasická vysokotlaká recirkulace výfukových plynů, které jsou přiváděny do turbíny turbodmychadla s variabilní geometrií. Průtok je primárně řízen EGR ventilem, lopatky s variabilní geometrií turbíny turbodmychadla se však mohou zavírat z důvodu zachování tlaku při menším toku výfukových plynů. To vyvolá protitlak ve výfuku, což napomáhá recirkulaci výfukových plynů, ale zároveň se zvětšují ztráty spojené s výměnou náplně vedoucí k horší spotřebě paliva. Na obr. 34 je možné vidět křivky maximálního zvýšení tlaku jako funkce míry recirkulace výfukových plynů při středním efektivním tlaku 2 bar a 2 000 min^{-1} . Můžeme si všimnout nepříznivého kompromisu mezi nastavením maximálního tlaku a míry recirkulace při režimu dvou válců. [30]



Obr. 34 Závislost absolutního tlaku v potrubí na míře recirkulace výfukových plynů [25]

Běžné vznětové motory v automobilech dosahují při malém zatížení hodnoty měrných emisí NO_x 1–2 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Emise byly měřeny u zahřátého motoru bez jakéhokoliv dalšího zpracování. Tlak vstřikování byl řízen řídicí jednotkou v závislosti na požadavcích řidiče, zpravidla o 200–300 bar větší než při režimu všech válců. Následující výsledky odpovídají 1 500 min^{-1} (ostatní měření odpovídala podobným trendům). [30]

EFEKTIVNÍ MĚRNÁ SPOTŘEBA A MĚRNÉ EMISE OXIDŮ DUSÍKU

Při zvýšení míry recirkulace výfukových plynů klesají emise oxidů dusíku na úkor zvýšení měrné efektivní spotřeby paliva kvůli uzavření lopatek turbíny. Snížením tlaku můžeme tyto ztráty vyrovnat, ale jsme omezeni zachováním takového proudění vzduchu, aby neklesl součinitel přebytku vzduchu na hodnotu, kde se snižuje účinnost spalování. Pokročilé časování vstřikování díky zpoždění vstřikování a úpravě délky spalování umožňuje zvýšení recirkulace výfukových plynů. Slabší tok spalin skrze turbínu zapříčiní uzavření jejích lopatek, což způsobí zvýšení protitlaku ve výfuku mnohem dříve v režimu všech válců, což vede k větším ztrátám spojeným s výměnou náplně a k vyšší spotřebě paliva. Nižší součinitel přebytku vzduchu zvyšuje spotřebu paliva snížením účinnosti spalování. Při emisích oxidů dusíku pod hranicí 2 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ je výrazně menší efektivní měrná spotřeba paliva v režimu dvou válců. Podobně tomu je i při emisích vyšších než 2 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Při stejných emisích NO_x je součinitel přebytku vzduchu výrazně menší v režimu dvou válců. [30]

EMISE PEVNÝCH ČÁSTIC A OXIDŮ DUSÍKU

Emise pevných částic jsou téměř zanedbatelné při obsahu emisí oxidů dusíku menším než 2 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ v režimu dvou válců. Je to způsobeno zejména vyšším tlakem vstřikování, a tedy zlepšením tvoření palivové směsi. Při stejném vyšším tlaku v režimu všech válců bylo dosaženo podobných hodnot emisí pevných částic, ale emise oxidu uhelnatého a uhlovodíků se zvýšily. Pro stejné emise oxidu dusíku získáme v režimu dvou válců nižší součinitel přebytku vzduchu, což je ještě více zřetelné při zvýšení zatížení motoru. [30]

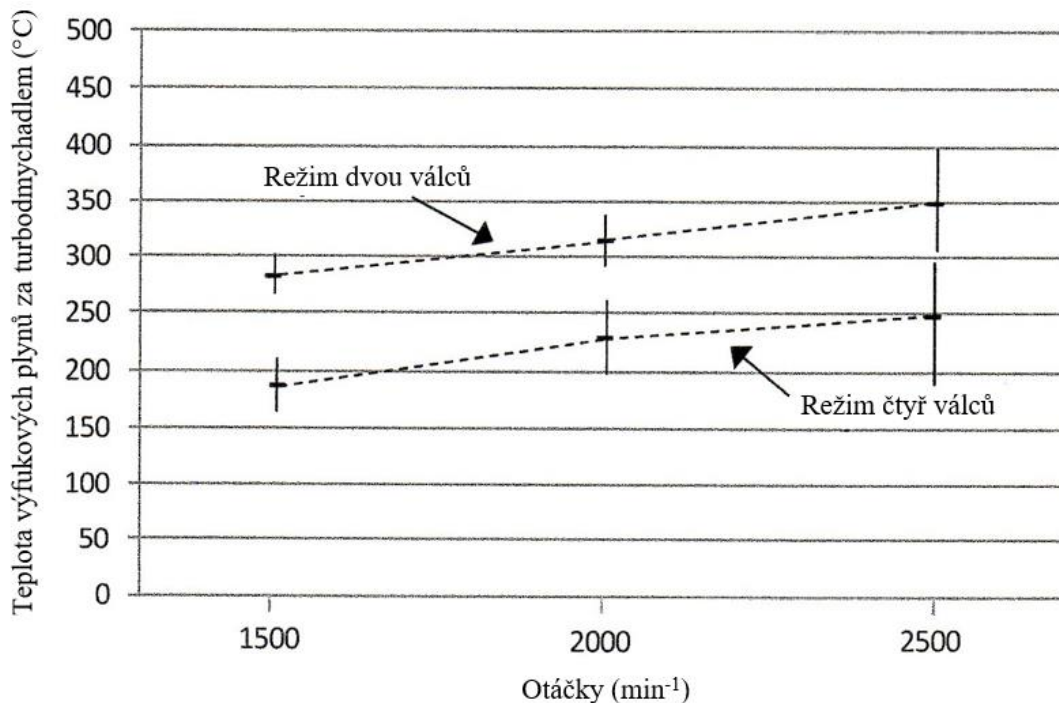
EMISE OXIDU UHELNATÉHO A UHLOVODÍKŮ

Obecně jsou hodnoty těchto emisí menší v režimu dvou válců. Vyšší teploty spalování vedou k efektivnější oxidaci a k lepšímu odpařování paliva z vnitřních ploch válce, což vyrovnává zvýšenou náchylnost k dostřiku paliva na píst vlivem velkých vstřikovacích tlaků. Motor v režimu všech válců tyto výhody nevykazuje. [30]

VLIV VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ NA TEPLITU VÝFUKOVÝCH PLYNŮ A EMISE PŘI ZAHŘÍVÁNÍ MOTORU

Při měření teploty výfukových plynů za turbodmychadlem u zahřátého motoru při různých otáčkách a středním efektivním tlaku 2 bar bylo dosaženo zvýšení teploty nejméně o 80 °C při použití režimu dvou válců oproti režimu všech válců. Při měření za stejných podmínek u nezahřátého motoru (20 °C) při 1 500 min^{-1} bylo po třech minutách dosaženo teploty 210 °C v režimu dvou válců, což je teplota, které nebylo možné v režimu všech válců vůbec dosáhnout. Tato teplota je velmi významná, protože je to nejnižší teplota, při které dosahují

současné DeNO_x katalyzátory dobré účinnosti přeměny. Na obr. 35 je možné vidět závislost teploty výfukových plynů za turbodmychadlem na otáčkách. Vyšší teplota je zároveň výhodná pro následné zpracování výfukových plynů. [30]



Obr. 35 Závislost teploty výfukových plynů na výstupu z turbíny turbodmychadla na otáčkách při středním efektivním tlaku 2 bar [25]

Při zkoumání hodnot při zahřívání motoru (prvních 20 minut od studeného startu při 20 °C) bylo vypínáním válců dosaženo až 5% úspory paliva. Byl zaznamenán menší nárůst emisí oxidů dusíku, což však je více než vyváženo dřívější iniciací katalytické reakce v katalyzátoru. Při stejných podmínkách za zvýšené rychlosti motoru na 2 000 min⁻¹ bylo dosaženo 4% úspory paliva, ale z důvodu omezení recirkulace výfukových plynů emise oxidů dusíku vzrostly téměř čtyřnásobně (3,6 g·kW⁻¹·h⁻¹ oproti 0,88 g·kW⁻¹·h⁻¹ při režimu všech válců), což samozřejmě není možné vyvážit dřívějším spuštěním katalytické reakce. Emise oxidu uhelnatého a uhlovodíků jsou obecně vyšší při studeném startu a zahřívání motoru, avšak oproti režimu všech válců bylo vypínáním válců dosaženo více než 50% snížení těchto emisí. Při prvních 189 sekundách od startu motoru, kdy u výfukových plynů bylo dosaženo hodnoty 210 °C, byly emise uhlovodíků zmenšeny na třetinu (0,25 g) a emise CO na polovinu. [30]

SHRnutí

Přehled výsledků v tab. 3 ukazuje, že při vypnutí válců je možné dosáhnout nižších emisí pevných částic, oxidu uhelnatého a uhlovodíků společně s vyšší teplotou výfukových plynů, která zefektivňuje jejich následné zpracování a vede k dřívější iniciaci katalytické reakce v katalyzátoru. Zlepšení hodnot označuje znaménko plus, zhoršení minus, pokud se hodnoty vypnutím válců nezměnily, je použito rovnítko. [30]

Jak už bylo řečeno, hlavním důvodem špatných výsledků při vyšším zatížení v režimu dvou válců je omezená funkce turbodmychadla, které je konstruováno pro požadavky motoru v režimu všech válců. Kdyby se podařilo dosáhnout lepšího zvýšení tlaku turbodmychadlem při větším zatížení v režimu dvou válců, bylo by možné dosáhnout výrazné úspory i při větším zatížení, jelikož výhody spočívající v redukci emisí pevných částic a oxidu uhelnatého by byly zachovány. Teplota výfukových plynů by se sice snížila, ale stále by dosahovala vyšších hodnot než v režimu všech válců, tudíž by i tato výhoda zůstala zachována. [30]

Tab. 3 Reakce motoru na vypnutí dvou válců [30]

Otáčky (min ⁻¹)	Střední efektivní tlak (bar)	Hodnoty pro emise NO _x v rozmezí 1–2 g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹				
		Emise pevných částic	Spotřeba paliva	Teplota výfukových plynů	Emise oxidu uhelnatého	Emise uhlovodíků
1 500	2	++	=	++	++	++
1 500	3	=	=	++	++	++
1 500	4	--	--	++	--	++
2 000	2	+	=	++	++	++
2 000	3	=	=	++	++	++
2 000	4	--	-	++	-	++
2 500	2	=	=	++	=	++
2 500	3	--	-	++	=	++

Při porovnání účinků vypínání válců u zážehových a vznětových přeplňovaných motorů je jasné, že u vznětových motorů je úspora paliva přinejmenším malá, dokonce někdy vůbec žádná. Na rozdíl od zážehových motorů, kde jsou velké ztráty spojené s výměnou náplně způsobené škrty klapkou při malých zatíženích, je práce spojená s výměnou náplně u vznětových motorů malá a víceméně nezávislá na zatížení. Hlavní výhodou vypínání válců u vznětových motorů je, že při malých zatíženích při zahřívání motoru dosáhnou výfukové plyny vyšší teploty, což napomáhá následnému zpracování výfukových plynů zejména brzkým spuštěním katalytické reakce. Vznětové motory tedy vykazují lepší hodnoty jen do středního efektivního tlaku 3 bar. Už u zážehových motorů byla technologii vypínání válců vždy vyčítána špatná účinnost při volnoběžných otáčkách motoru, což by se projevilo i u vznětových motorů. Z důvodu rozmachu používání start-stop systému u obou typů motorů se však již tato skutečnost příliš nezdůrazňuje. [30]

Vypínání válců představuje spíše nevýhodu při větších zatíženích, a to zejména zvýšením emisí pevných částic a oxidu uhelnatého (především z důvodu velmi malého součinitele přebytku vzduchu). Turbodmychadlo navržené pro podmínky režimu dvou válců, tedy takové, které by zvýšilo tlak v sacím potrubí a součinitel přebytku vzduchu, by negativním účinkům zabránilo. Zároveň, jak už bylo řečeno, by zůstala výhoda, kterou představuje vyšší teplota výfukových plynů. Reálně by použití vyhovujícího turbodmychadla vedlo také ke zmenšení ztrát spojených s výměnou náplně a zvýšení součinitele přebytku vzduchu, tedy ke zlepšení emisí. Možností by bylo také použít elektronické turbodmychadlo – v případě že bychom potřebovali zvýšit kompresi, zapnul by se elektrický pohon. [30]

6.3.2 NÁKLADNÍ AUTOMOBIL – VLIV NA AKTIVNÍ REGENERACI FILTRU PEVNÝCH ČÁSTIC

Systém následného zpracování výfukových plynů zahrnuje oxidační katalyzátor, systém selektivní katalytické redukce a filtr pevných částic. Zejména u těžkých nákladních vozů je velmi důležité provádět regeneraci filtru pevných částic. K té však může dojít jen při teplotách 500–600 °C. Pro srovnání, při ustálené jízdě po dálnici dosahuje teplota výfukových plynů hodnot okolo 350 °C. Možností, jak dosáhnout zvýšení, je technologie vypínání válců. [31, 32]

V roce 2015 byl proveden test zaměřený na regeneraci filtru pevných částic u nákladního automobilu. Jednalo se o šestiválcový motor s přímým vstřikováním, recirkulací výfukových plynů, turbodmychadlem s variabilní geometrií, plně flexibilním elektro-hydraulickým ovládáním ventilů (na testovacím zařízení) a vstřikováním pomocí common-rail. Test byl proveden při otáčkách 1 200 min⁻¹, rychlosti vozidla 105 km·h⁻¹ a středním efektivním tlaku 7,6 bar. Vypínány byly dva nebo tři válce a bylo dosaženo zvýšení teploty na 520–550 °C, v režimu 3 válců až 570 °C z původních 420 °C. [31]

6.4 VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ HYBRIDNÍCH VOZIDEL

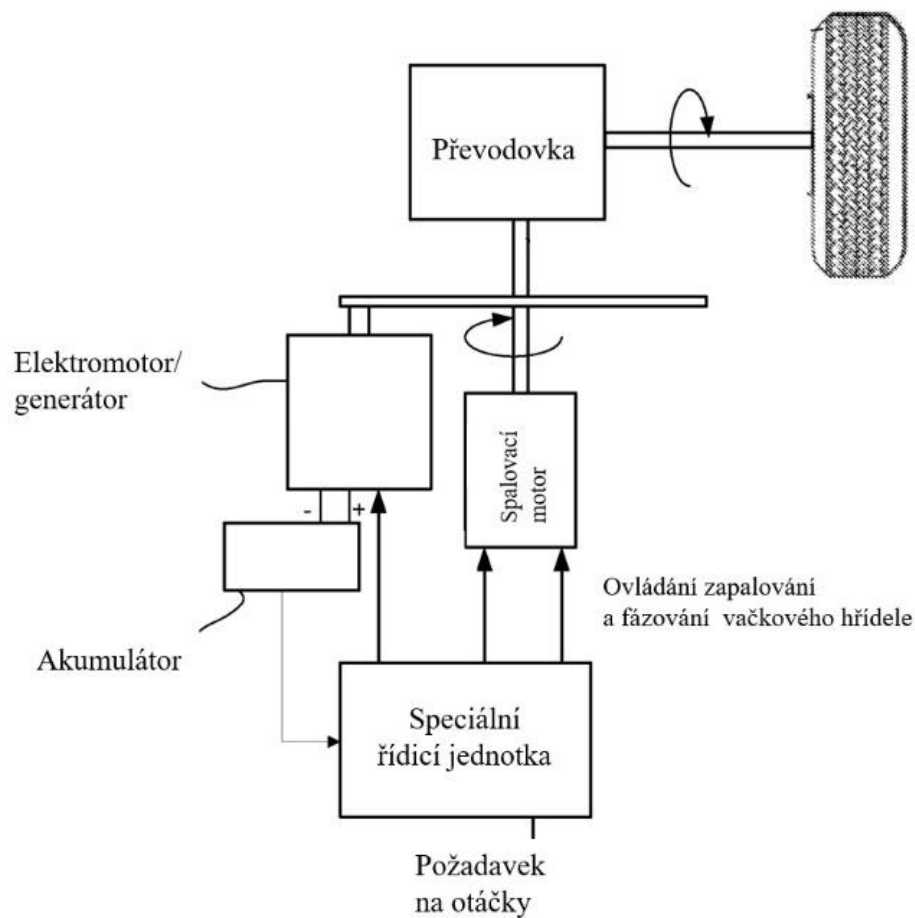
Hybridní vozidla obsahují jak spalovací motor, tak elektromotor s funkcí regenerativního brzdění, což znamená, že při brzdění elektromotor funguje jako generátor a dobíjí baterii. Úsporu paliva získanou touto metodou můžeme ještě zvýšit, pokud použijeme u spalovacího motoru vypínání válců. [33]

Automobilka Honda jako první začala testovat, jaké výhody by mohlo přinášet vypínání válců u spalovacích motorů v hybridních vozidlech (u tzv. mild-hybrid vozidel) a v roce 2005 představila model Honda Accord Hybrid, který disponoval motorem V6 s vypínáním válců (bylo možné vypnout jednu řadu válců). [34]

Firma General Motors zapracovala vypínání válců do konceptu dvoustupňových hybridů, které obsahují dva elektromotory a jeden spalovací motor. Při malém zatížení je použit první provozní stav. Spalovací motor může být variabilně zapínán či vypínán v závislosti na požadavcích na výkon. Pokud se zatížení motoru zvýší, přechází vozidlo do druhého provozního stavu, kde se uplatňuje právě vypínání válců. Například u modelu Chevrolet Tahoe může být v případě, že výkon je dostatečný, vypnuta polovina válců na motoru V8, a tím ještě více snížit spotřebu, která je už tak snížena regenerativním brzděním. [12]

Výhodné je také použít sekvenční vypínání válců u spalovacího motoru hybridních vozidel. Speciální řídicí jednotka vyhodnotí situaci a vypočítá nejvhodnější možnou sekvenci a počet válců k vypnutí např. metodou Dynamic Skip Fire, tedy dynamického sekvenčního zapalování. Na obr. 36 je možné vidět uspořádání pohonné jednotky hybridního vozidla s vypínáním válců. Aktuálně není technologie DSF použita u žádného hybridního vozidla. Firmy Tula a Delphi však již vytvořily koncept vlastního 48V mild-hybridu. [6, 33, 35]

Pokud nabití akumulátoru klesne pod určitou hranici, řídicí jednotka dá pokyn motoru, aby produkoval větší výkon, než je potřeba pro pohon vozidla. Tento výkon nabíjí baterii. Jakmile je akumulátor nabit, otáčky motoru se sníží až pod hranici otáček potřebných k pohonu vozidla, jelikož tento deficit vyváží elektromotor. [33]



Obr. 36 Schéma pohonu hybridního vozidla [27]

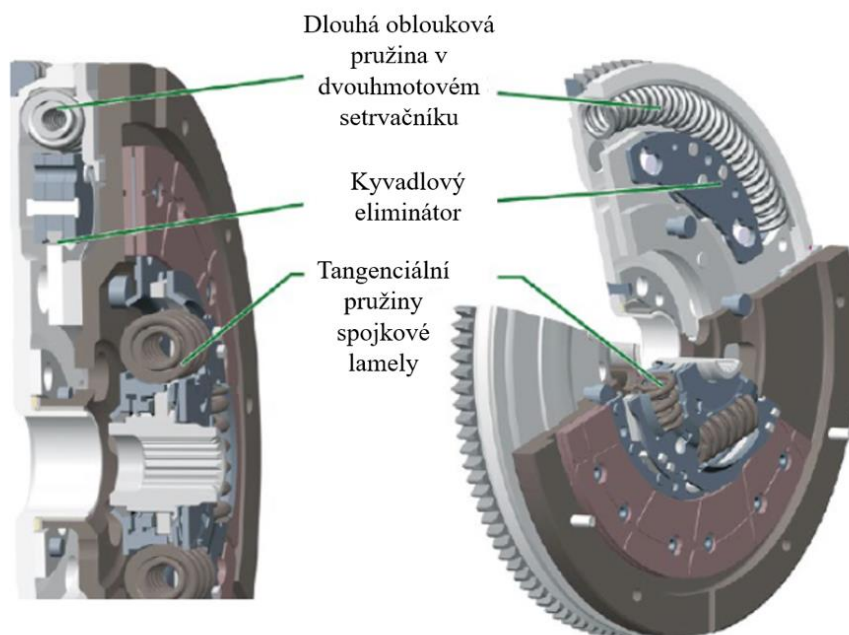
6.5 DALŠÍ POUŽÍVANÉ KOMPONENTY

6.5.1 TLUMICÍ PRVKY

Vibrace motoru mohou být rozděleny do dvou kategorií. Zprvce se jedná o vibrace celého motoru a jeho pevných částí, kde nevzniká žádná elastická deformace. Tyto vibrace jsou způsobeny točivým momentem pohonné jednotky společně s nedokonalým vyvážením otáčejících se a posouvajících se částí. Zadruhé se jedná o vibrace komponent motoru způsobené elastickou deformací z důvodu periodických rázů při spalování. Jedná se zejména o torzní kmitání klikového a vačkového hřídele. Otáčející se komponenty mohou být úplně vyváženy, posouvající se komponenty však jen částečně. Vyvažování funguje na principu použití vývažků, jejichž odstředivá síla je shodná s odstředivou silou vytvářející se na otáčejících se částech motoru. Tuto sílu můžeme vyjádřit jako součin hmotnosti m , druhé mocniny úhlové rychlosti ω a poloměru R' . [36]

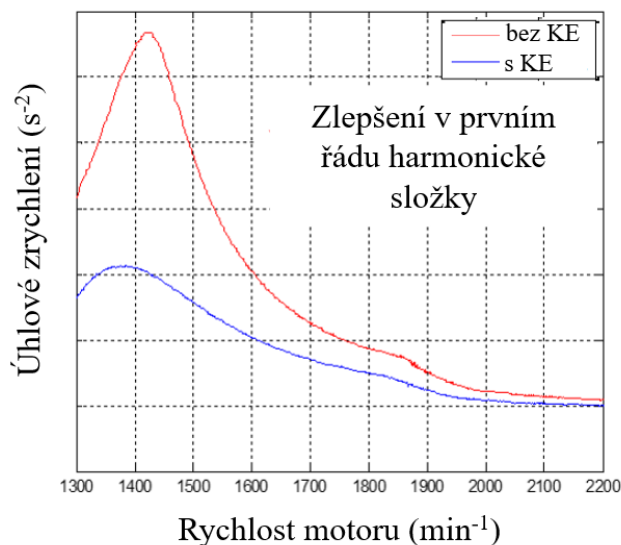
$$F = m\omega^2 R' \quad (19)$$

Při režimu vypnutí válců se mění akustické a vibrační vlastnosti motoru (NVH charakteristiky). Všechny metody vypínání válců vedou k torznímu namáhání v hnacím ústrojí, tedy k vyšším amplitudám a menším budícím frekvencím, které lze velmi složitě eliminovat. Navíc je velmi pravděpodobné, že vypínání válců bude stále důležitější u menších motorů, kde je problém vibrací ještě výraznější. Snížení vibrací se realizuje např. pomocí dvoumotového setrvačnicku s kyvadlovým eliminátorem, který je možné vidět na obr. 37. [17]



Obr. 37 Optimalizovaný tlumicí systém pro motory s vypínáním válců [14]

Firma Volvo ve své simulaci zkoumala také možnosti zmenšení vibrací. Na obr. 38 je možné vidět snížení úhlového zrychlení v prvním řádu harmonické složky při použití dvoumotového setrvačnicku s kyvadlovým eliminátorem. [16]



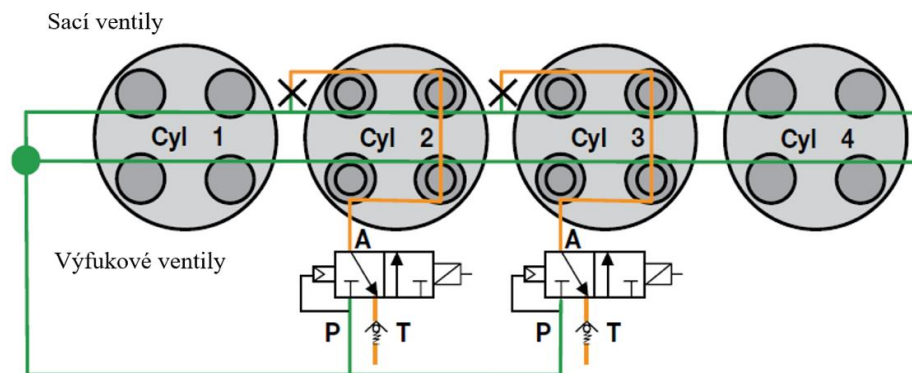
Obr. 38 Porovnání úhlového zrychlení u setrvačnicku s kyvadlovým eliminátorem a bez něj [13].

Při sekvenčním zapalování je možné pro omezení vibrací využívat hlavně ty sekvence zapalování, které se nenachází v oblasti příliš nízkých budících frekvencí. Čím rovnoměrněji je zapalování provedeno, tím dosahujeme více sekvencí v oblasti vyšších budících frekvencí. Hlučnost motoru může být redukována stejným způsobem. [6]

Dalšími opatřeními pro snížení hlučnosti při vypínání válců je také vhodné uložení motoru, zvukově odizolovaný výfukový systém a delší výfuk, hydrodynamický měnič, který obsahuje také tlumič torzních kmitů, větší tlumiče nebo aktivní výfuková klapka. [12]

6.5.2 HYDRAULICKÝ SYSTÉM

Existují dvě možnosti, jak ovládat přepínatelné prvky – elektro-hydraulicky nebo elektro-mechanicky. Dnes nejpoužívanější elektro-hydraulické ovládání je sice pomalejší, avšak jednodušší, jelikož vyžaduje méně konstrukčních prvků. Hydraulické rozvody není možné popsat obecně, záleží na typu motoru a množství vypínaných válců. Na obr. 39 je však možné vidět příklad hydraulického rozvodu čtyřválcového motoru, vypínané válce jsou válce 2 a 3. Je možné vidět, že je zde použit jeden elektromagnetický ventil pro každý válec. [19]



Obr. 39 Hydraulické rozvody čtyřválcového motoru s vypínám 2 válců [16]

Elektromagnetické ventily jsou nedílnou součástí těchto rozvodů. Na obr. 40 je elektromagnetický ventil z vozu Alfa Romeo Giulia.



Obr. 40 Elektromagnetický ventil z motoru Alfa Romeo V6 [37]

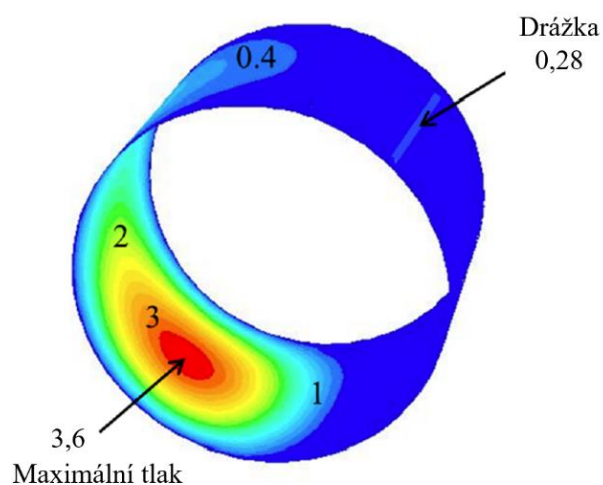
6.5.3 TURBODMYCHADLO

Velmi dobře funguje vypínání válců u motorů s turbodmychadlem. Je také potřeba si všimnout počtu turbodmychadel, které v motoru jsou. U řadových motorů žádný problém nenastává, ale pokud u V-motorů se dvěma turbodmychadly vypneme celou jednu řadu válců, bude fungovat pouze jedno turbodmychadlo ze dvou. To vede ke zpoždění při zpětném zapínání válců. Proto se zejména u motorů V8 se dvěma turbodmychadly nepoužívá vypínání celé jedné strany motoru, ale několika válců na jedné i na druhé straně, aby byla obě turbodmychadla v provozu. [12]

6.5.4 LOŽISKA

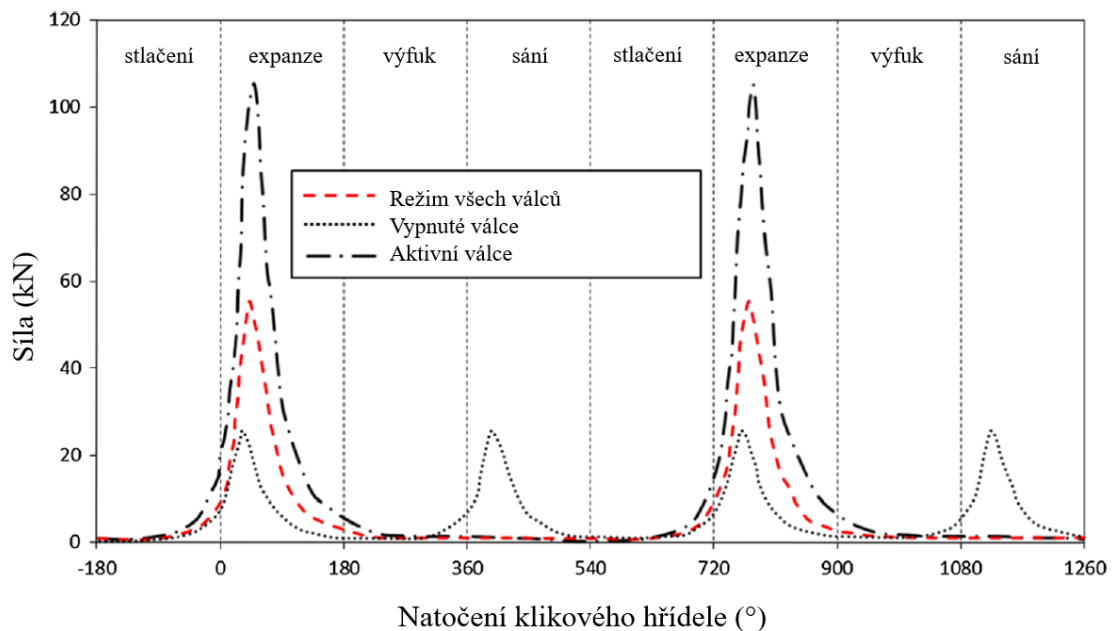
Ložiska v motoru jsou zodpovědná za 20–30 % všech parazitních třecích ztrát v motoru, což činí zhruba 15–20 % všech ztrát. Vypínání válců vede ke zvýšení vibrací, tedy také k většímu zatížení ložisek. Toto zatížení má proměnlivý charakter a ve velké míře ovlivňuje kluzná ložiska ojnice. Při navrhování těchto ložisek je také potřeba uvažovat tloušťku mazacího filmu, rozložení tlaku a tření. Velmi často se pro ochranu ložisek používá na povrchu tvrdá vrstva slitin s obsahem bismutu nebo india. Tato vrstva je důležitá hlavně pro podmínky při startování motoru, jízdě při nízkých otáčkách a vysokém zatížení. Ve většině simulací se předpokládá elasto-hydrodynamické mazání, toho však nebývá dosaženo v podmínkách jako je vypnutí motoru stop-start systémem nebo při vypínání válců. V těchto případech se jedná nejčastěji o smíšené mazání. Ztráty sestávají ze dvou hlavních složek – ztráty dané třením výčnělků nerovností kontaktních povrchů a ztráty vznikající vlivem viskozity maziva. Mazací film je samozřejmě tenčí u ložisek aktivních válců, která jsou po vypnutí válců více namáhána, a tedy se více zahřívají. Pro dosažení větší stability, lepších tuhostních charakteristik a únosnosti se používají pro kluzná ložiska ojnice jiné tvary než kruhové, nejčastěji se jedná o eliptická ložiska. [37]

Pro lepší rozvod maziva se často používá ložisko s otvorem nebo drážkou pro mazání. Při simulaci v ANSYS FLUENT byla použita cínoolověná ložisková kompozice. Teplota oleje byla uvažována 40 °C. Na obr. 41 je možné vidět rozložení tlaku na modelu při 1 500 min⁻¹ a relativní excentricitě 0,5 v režimu všech válců. [38]



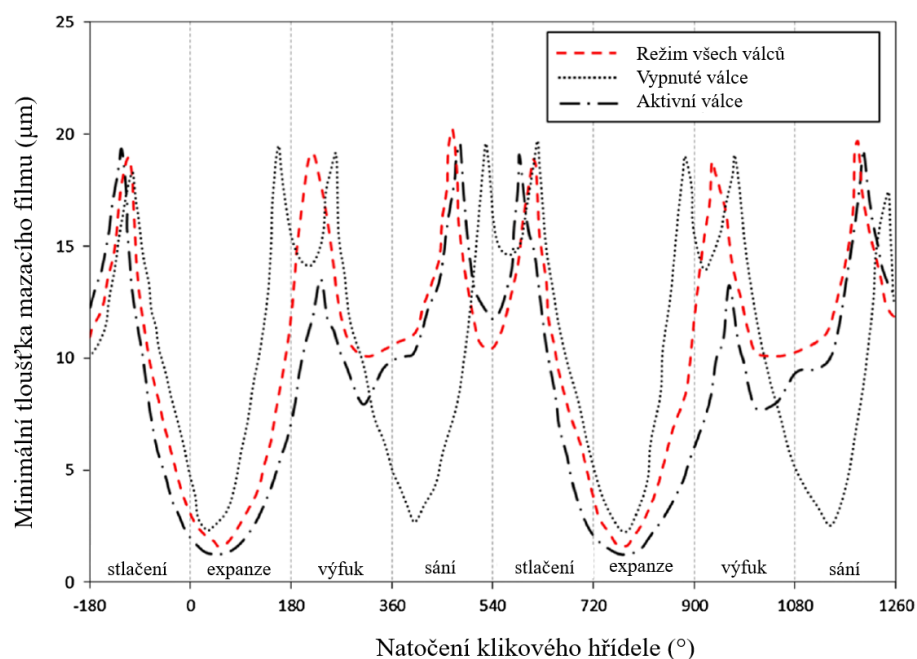
Obr. 41 Rozložení tlaku na ložisku v MPa [31]

Kluzná ložiska ojnice musí unést proměnné síly přenesené ojnící. Tyto síly vznikají v důsledku setrvačných sil pohybujících se částí klikového mechanismu a účinku tlaků od plynů. Velikosti sil v rámci cyklu u čtyřválcového motoru při otáčkách $2\,200\text{ min}^{-1}$ jsou zobrazeny na obr. 42. [38]



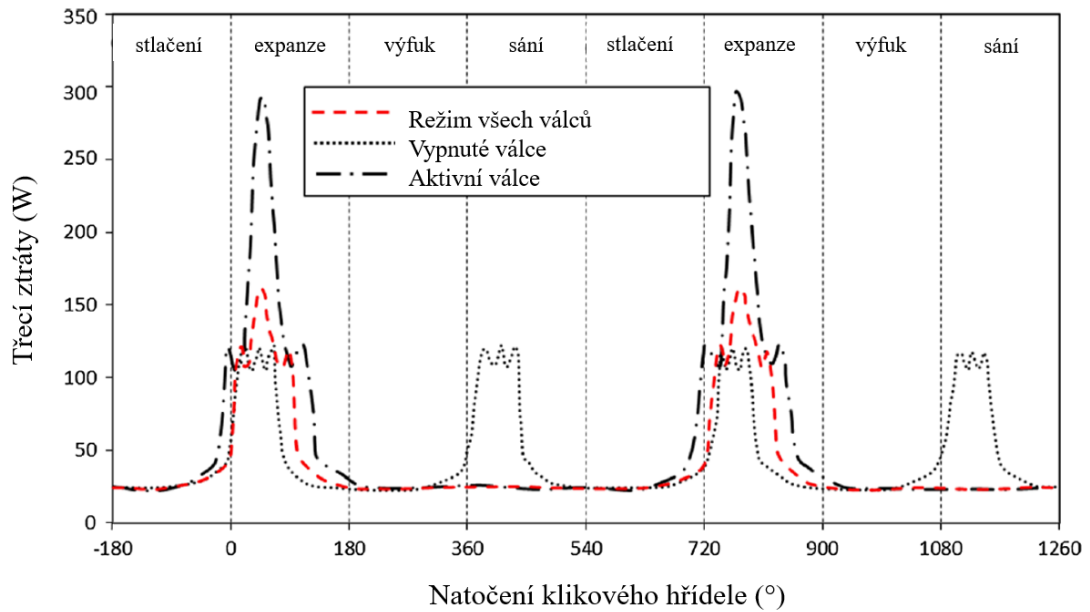
Obr. 42 Průběh síly působící na ložiska [31]

Nejvyšší teplota, které dosahuje ložisko aktivního válce, je 160 °C , pro vypnutý válec je tato hodnota 135 °C . Deformace může dosahovat až $100\text{ }\mu\text{m}$. Velikost tloušťky mazacího filmu je velmi důležitá, v mazivu může docházet ke kavitaci, což je nežádoucí jev. Spočtená minimální tloušťka mazacího filmu při různém natočení klikového hřídele je zobrazena na obr. 43. [38]



Obr. 43 minimální tloušťka mazacího filmu v různých částech cyklu [31]

Na obr. 44 je možné vidět, že kluzná ložiska ojnice přispívají k celkovým třecím ztrátám v režimu vypnutých válců více než v režimu všech válců. [38]



Obr. 44 Velikost třecích ztrát v různých částech cyklu [31]

7 PŘÍKLADY KONKRÉTNÍCH APLIKACÍ

Firma Schaeffler vytvořila přehled motorů s vypínáním válců největších výrobců automobilů (tab. 4). Tato technologie se však v poslední době velmi rychle rozvíjí, a tak spoustu dalších firem začalo pracovat na vlastní koncepci.

Tab. 4 Přehled motorů s vypínáním válců⁶ [19]

Výrobce	Typ motoru	Koncepce vypínání válců	Aktuální stav
General Motors	6,0 l V8-6-4	Nastavení zdvihací tyčky, přepínatelné vahadlo	Začátek a konec produkce 1981
	3,9 l V6	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	Konec produkce 2008
	5,3 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
	4,3 l V6	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
	6,0 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
Daimler	5,0 l V8	Přepínatelné vahadlo	Konec produkce 2005
	5,8 l V12	Přepínatelné vahadlo	Konec produkce 2002
Chrysler	5,7 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
	6,4 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
Honda	3,5 l V6	Přepínatelné vahadlo	V produkci
AMG	5,5 l V8	Přepínatelná hydraulická podpěra	V produkci
Skupina VW	1,4 l řadový čtyřválec	Přepínání pomocí vačkového hřídele s posuvnými objímkami (VW/Audi)	V produkci
	4,0 l V8	Přepínání pomocí vačkového hřídele s posuvnými objímkami (Audi)	V produkci
	6 3/4 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
	6 3/4 l V8	Přepínatelné hydraulické zdvihátko	V produkci
	6,5 l V12	Pouze přerušení vstříkovaní paliva	V produkci

Skupina Volkswagen v sobě zahrnuje spoustu značek. Všechna tato vozidla používají stejné motory i stejnou technologii vypínání válců, tedy pomocí vačkového hřídele s posuvnými válcovými objímkami s vačkami. Kromě značek Volkswagen a Audi tedy stejnou technologii používá i nový motor Porsche V8 Twin-Turbo. Motory 1,4 l TSI ACT a 1,5 l TSI Evo používají také Seat Leon, Ibiza, Arona a Škoda Octavia, Superb, Kodiaq a Karoq. Do skupiny Volkswagen patří také Bentley Continental GT W12, Flying Spur V8 či Bentayga V8, což je model, který by měl být představen příští rok, a v neposlední řadě také šestnáctiválec Bugatti Chiron z roku 2016. [39, 40, 41, 42, 43, 44, 45]

Další velkou skupinou je General Motors s technologií vypínání válců pomocí přepínatelných hydraulických zdvihátek pro motor 5,3 l OHV V8 představenou v roce 2005. V roce 2007 byl tento systém použit i pro motor OHV 3,9 l 60° V6 s variabilním časováním ventilů. U motoru V6 jsou válce na levé straně vybaveny vypínatelnými prvky. Metodu společnost nazývá „Displacement on Demand“ nebo „Active Fuel Management“. [46]

⁶ Tento přehled je platný k roku 2014.

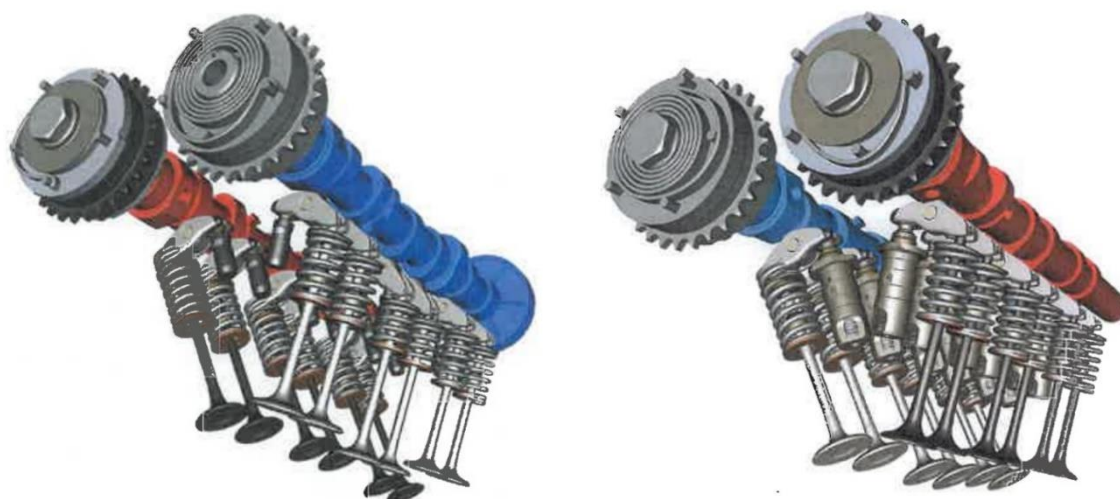
General Motors implementuje vypínání válců pomocí hydraulických zdvihátek také do motorů ve vozidlech Chevrolet, GMC, Buick a Cadillac. Tyto motory jsou vypsány v tab. 5. Saab v roce 2005 patřil pod GM, a tedy i jeho motor 9-7X V8 bylo možné přepnout do režimu 4 válců. V roce 2009 byl také představen Pontiac Firehawk V8. Motor HEMI s objemem 5,7 l a vypínáním válců byl implementován do modelů Chrysler 300C, Dodge Magnum, Dodge Ram, Charger a Durango, Jeep Grand Cherokee a Commander. V roce 2019 by se měl představit první automobil se dříve zmiňovaným dynamickým sekvenčním vypínáním válců (DSF) od společností Delphi a Tula. Obchodní název této technologie pro vozidla GM je „Dynamic Fuel Management“ a bude použito přepínatelných hydraulických zdvihátek. Jedná se o motory 5,3 l a 6,2 l V8 ve vozidle Chevrolet Silverado. [29, 47, 48, 49, 50, 51]

Tab. 5 Přehled motorů s vypínáním válců vozidel značky Chevrolet, GMC, Buick a Cadillac [52]

Model	Motor
Cadillac Escalade	6,2 l V-8 L86
Cadillac CT6	3,6 l V-6 LGX
	3,0 l Twin Turbo V-6 LGW
	4,2 l Twin-Turbo V-8 LTA
Cadillac CTS	3,6 l V-6 LGX
Cadillac ATS	3,6 l V-6 LGX
Cadillac XT5	3,6 l V-6 LGX
K2 Chevrolet Silverado 1500	4,3 l V-8 LV3
	5,3 l V-8 L83
	6,2 l V-8 L86
K2 Chevrolet Tahoe	5,3 l V-8 L83
K2 Chevrolet Suburban	5,3 l V-8 L83
Buick LaCrosse	3,6 l V-6 LGX
K2 GMC Sierra 1500	4,3 l V-8 LV3
	5,3 l V-8 L83
	6,2 l V-8 L86
K2 GMC Yukon a Yukon XL	5,3 l V-8 L83
K2 GMC Yukon Denali a Yukon XL Denali	6,2 l V-8 L86

V roce 2005 představila Honda systém vypínání válců „Variable Cylinder Management“ (VCM), který umožňoval u motoru V6 jet v režimu tří válců. V roce 2008 však automobilka představila nový motor 3,5 l i-VTEC s vypínáním válců, který ke stávajícím dvěma režimům (šest a tři válce) připojil ještě režim čtyř válců. Zatímco v režimu tří válců se vypnula celá jedna řada válců, v režimu čtyř válců zůstaly aktivní dva válce na každé straně. Tento systém však vyžadoval použití čtyř hydraulických okruhů k ovládní přepínatelných vahadel. Ta byla ovládána pomocí elektromagnetického ventilu, který vyvolal tlak a způsobil rozdílný pohyb části vahadla, která je v dotyku s vačkou, a druhé části, která ovládá ventil. [53]

Vypínání válců implementuje dnes do svých motorů již velká řada výrobců automobilů. Například Aston Martin na svém motoru DB11 V12 Twin-Turbo vypíná střídavě obě strany motoru, aby byla zaručena funkčnost katalyzátoru. Alfa Romeo v motorech V6 Twin-Turbo u svých modelů Giulia Quadrifoglio a Stelvio také používá vypínání válců. Prakticky je vypínání realizováno pomocí přepínatelných hydraulických podpěr u pravé řady válců. Na obr. 45 je možné vidět rozdíl mezi přepínatelnými a běžnými hydraulickými podpěrami. [54, 55, 56]



Obr. 45 Systém vypínání válců v motoru Alfa Romeo V6 (vypínatelná řada válců vpravo) [37]

Hyundai představil v roce 2009 speciální úpravu motoru Tau V8 s vypínáním válců. Jednalo se však pouze o prototyp a nikdy se nedostal do sériové výroby. Mercedes v roce 2012 představil „AMG Cylinder Management“ pro motor 5,5 l V8 používající přepínatelné hydraulické podpěry umožňující přepnutí do režimu 4 válců. I firma Lamborghini představila v roce 2013 systém vypínání válců na motoru V12 modelu Aventador a V10 modelu Huracán, kde je možné vypnout jednu řadu válců. [6, 57, 58]

Příští rok představí také Mazda motor SKYACTIV-G ve vozidlech CX-5. Vypínání válců zde bude realizováno přepínatelnými hydraulickými podpěrami. Do budoucna uvažuje o implementaci vypínání válců firma Volvo či Subaru. Ford v tomto roce představil tříválcový motor EcoBoost na modelu Fiesta ST s objemem 1,5 l a do budoucna tuto technologii aplikuje i na tříválcový motor se zdvihovým objemem 1,0 l (popsán v 7.3). [59, 60, 61, 62, 63, 64, 65]

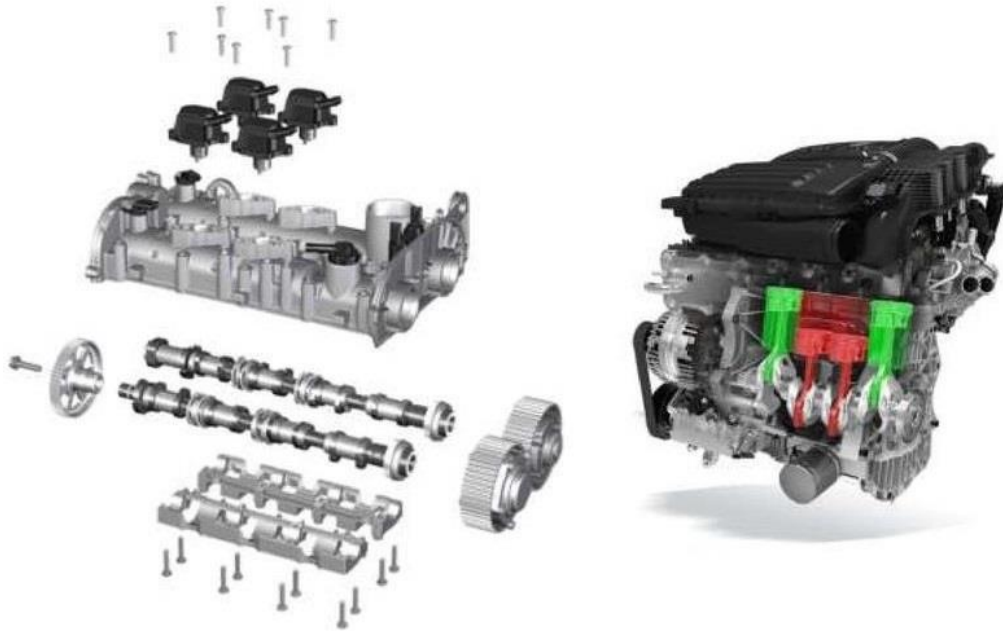
Firma Fiat zveřejnila prozatím pouze výsledky simulace na motoru MultiAir Fire 1,4 l při vypnutí dvou ze čtyř válců. U tohoto motoru však nebylo možné ponechat kompletně uzavřené výfukové ventily, proto byl použit systém iEGR, tedy vnitřní recirkulace výfukových plynů pro zmenšení ztrát spojených s výměnou náplně. Princip spočívá v použití většího překrytí ventilů, zejména dřívějšího otevírání sacích ventilů ve fázi výfuku. Díky tomu se část pístem vytlačovaných spalín dostane zpět do sacího potrubí, odkud se následně nasaje v dalším cyklu. Množství výfukových plynů je omezeno objemem konečné větve sacího potrubí určené pro každý válec, aby nedošlo ke smísení se vzduchem. Pak by totiž nebylo možné tuto směs přivést znovu do vypnutého válce. [20]

7.1 VOLKSWAGEN 1,4 L ŘADOVÝ ČTYŘVÁLEC

Jedná se o zážehový přeplňovaný motor s přímým vstřikováním, který vypíná válce pomocí vačkového hřídele s posuvnými válcovými objímkami. U tohoto motoru je vypínání válců realizováno pomocí deaktivace ventilů na druhém a třetím válci a vypnutí vstřikování paliva. Tento motor je možné vidět na obr. 46. [24]

Redukce spotřeby paliva a díky tomu také emisí CO₂ je v posledních letech stále větším tématem. Automobilka Volkswagen vyvinula proto technologii BlueMotion. Použití motoru

s přímým vstřikováním už samo o sobě představuje určitou úsporu paliva a výhodu právě pro vypínání válců. Samotný proces přepnutí do režimu vypínání válců je zde jednodušší díky odstranění problémů s tvorbou palivové směsi. Motor má dobré předpoklady pro vypínání válců, zejména pevný blok motoru a lehké pohyblivé díly (písty, ojnice a klikový hřídel). [24]



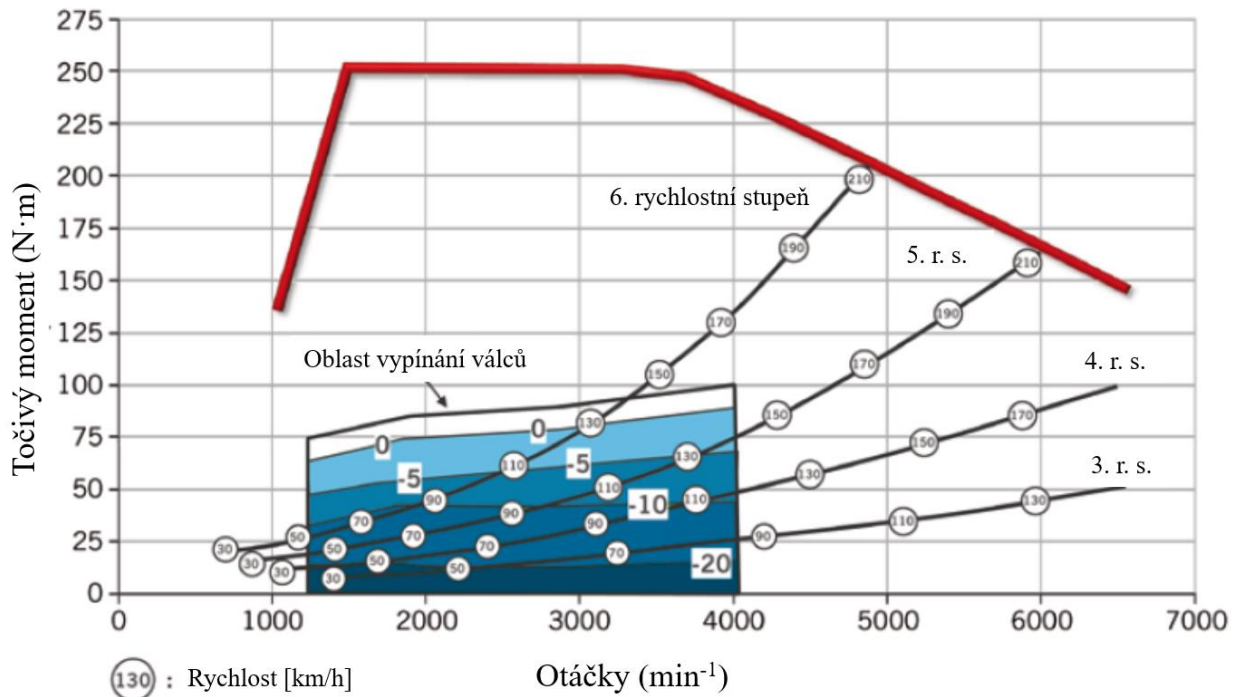
Obr. 46 Volkswagen řadový čtyřválec 1,4 l [39]

Problémem vypínání válců jsou samozřejmě vibrace. Uspořádání klikového mechanismu zůstává stejné, ale v režimu dvou válců je nutné zdvojnásobit periodu zapalování ze 180° na 360° . S aplikací komponent pro vypínání válců se hmotnost zvedla jen o méně než 2 kg vůči motoru bez vypínání válců. [24]

Důležitým faktorem pro vypínání válců je zatížení motoru. Přepínání režimů musí být provedeno bez jakýchkoliv výkyvů v otáčkách motoru. Zprv je potřeba nastavit tlak v sacím potrubí na hodnotu potřebnou pro režim dvou válců, poté je zpožděno zapalování. Jakmile jsou všechny podmínky splněny, uzavřou se nejprve výfukové, poté sací ventily a ve dvou válcích zůstává uzavřený vzduch, což vede k nižšímu tlaku při kompresi než při použití výfukových plynů. Účinnost válců 1 a 4 vzroste, protože jsou více zatížené, ale tření motoru se úměrně snižuje. Snižují se ztráty spojené s výměnou náplně a tepelné ztráty stěnami válce, přičemž se zlepšuje spalování. Zpětný přechod do režimu všech válců probíhá opět analogicky. Nejprve se otevřou výfukové ventily, které vypustí dříve uzavřený vzduch, poté se otevřou sací ventily. Výfukové plyny se tedy naředí a je nutné tento poměr vyrovnat zvýšeným vstřikováním ve válcích 1 a 4, aby nedošlo k naměření přebytku vzduchu lambda sondou. [24]

Vypínání válců je samozřejmě vhodné jen pro určité podmínky provozu motoru. Dolní hranice intervalu, kdy se vyplatí použít vypínání válců, je u tohoto motoru $1\,250\text{ min}^{-1}$, jelikož u menších hodnot dochází k větším vibracím. Horní hranice je omezena na $4\,000\text{ min}^{-1}$, aby se síly potřebné k přepínání režimu nastavovačem pohybovaly spíše v nižších hodnotách. Při zařazeném třetím rychlostním stupni začíná toto rozmezí zhruba pro $30\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, při pátém či šestém rychlostním stupni rozmezí končí okolo hodnoty $130\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$.

Možný točivý moment v režimu vypnutých válců je shora omezený na 75–100 N·m v závislosti na otáčkách. Toto rozmezí je zobrazeno na obr. 47. Větší zpoždění zapalování a detonační spalování jsou indikátory toho, že je nutné znovu přepnout motor do režimu všech válců. Při zastavení vozidla je motor vypnut kompletně start/stop systémem. [24]



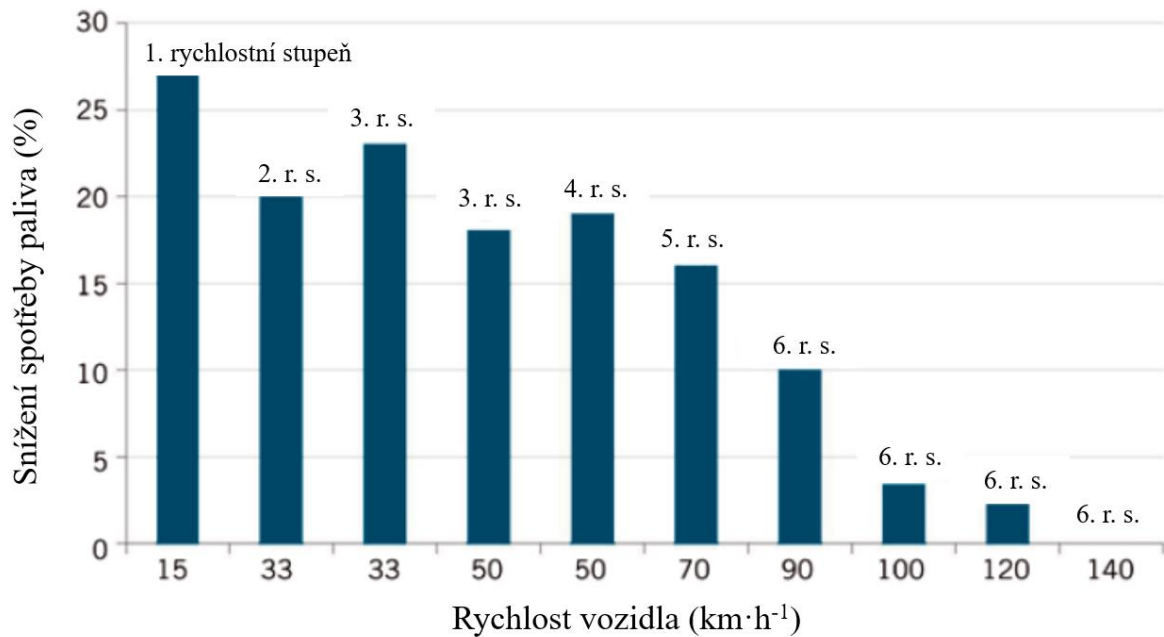
Obr. 47 Zobrazení rozmezí vypínání válců v otáčkové charakteristice [19]

Motor nevypíná válce jen při částečném zatížení, ale také při jízdě bez zatížení, kdy se vypne kompletně vstřikování. Brzdňý moment motoru se sníží. Jakmile však řidič začne brzdít, motor se okamžitě přepne do režimu všech válců, aby posílil brždění. V případě jízdy z kopce se válce nikdy nevypínají, aby byl zaručen rychlý brzdňý efekt. [24]

Tento motor má dobré vlastnosti z hlediska hluku a vibrací. Důvodem je použití tuhé skříně a lehkých pohyblivých částí společně s dvuhmotovým setrvačником. Pro minimalizování pulzů ve výfukovém potrubí mají první a druhý tlumič rozdílný objem a velikost rezonátorů. Tomu je přizpůsobena také délka potrubí. [24]

Při použití vypínání válců u tohoto motoru byla získána úspora 0,4 l/100 km, tedy 8 g·km⁻¹ CO₂ v rámci NEDC⁷ (New European Driving Cycle). Se systémem start/stop hodnoty vzrostou na 0,6 l/100 km. Při vhodných podmínkách, např. při provozu ve městě nebo na silnicích nižší třídy, je možno dosáhnout úspory 10–20 %. Při jízdě nad 120 km/h se však vždy vyplatí použít režim čtyř válců. Konkrétní úspora při různých rychlostech je zobrazena v obr. 48. V roce 2012 byl tento motor poprvé uveden na trh ve sportovních variantách vozidel Volkswagen Polo a Audi A1 s výkonem 103 kW a maximálním točivým momentem 250 N·m. [24]

⁷ Jedná se o testovací jízdní cyklus, podle kterého se hodnotí parametry automobilů na evropském trhu.



Obr. 48 Procentuální snížení paliva vypínáním válců při různých rychlostech [19]

7.2 GENERAL MOTORS L94 6,2 L V8

Sekvenční vypínání válců DSF se prozatím nepoužívá v sériové výrobě, byly však provedeny testy, kde se tato technologie implementovala například do motoru GMC Yukon Denali s vypínáním válců z roku 2010. Řídicí jednotka vypíná válce pomocí softwaru dynamického sekvenčního vypínání válců. Do motoru byla přidána přepínatelná hydraulická zdvihátka i u válců, které nebyly v původním motoru vypínány, a k nim také hydraulické rozvody. Tento motor je možné vidět na obr. 49 a jeho parametry jsou uvedeny v tab. 6. [6]

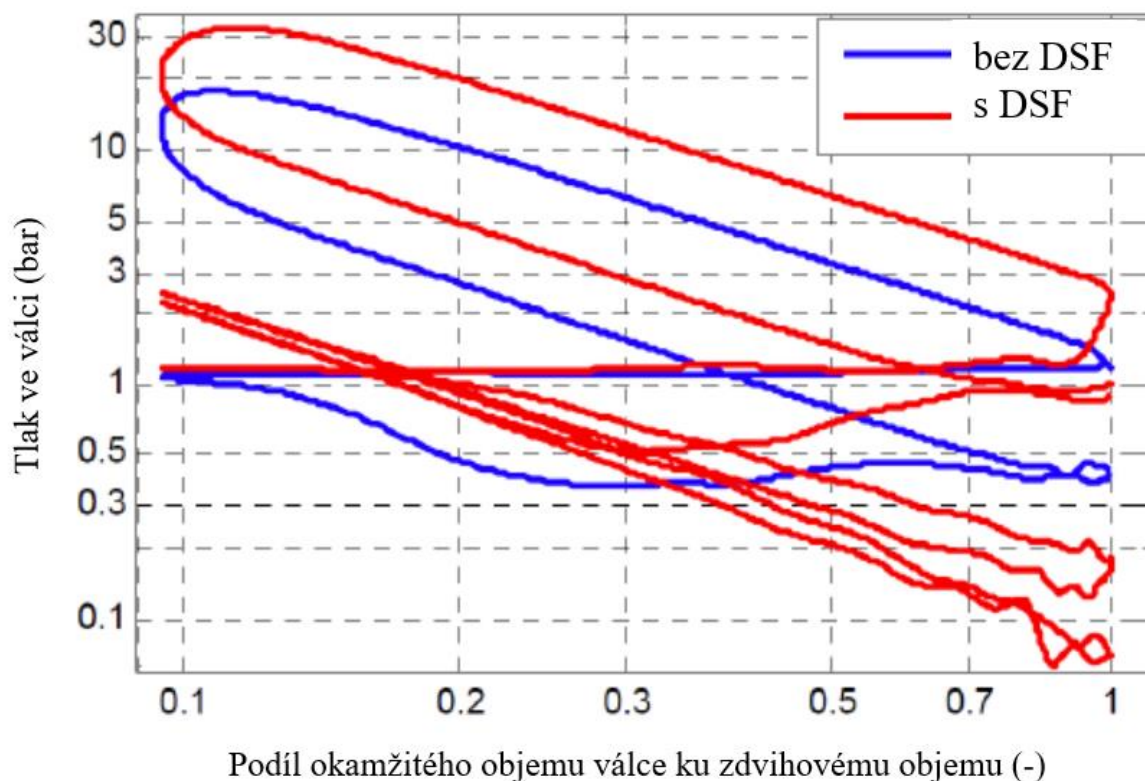


Obr. 49 Motor L94 6,2 l V8 [40]

Tab. 6 Parametry motoru L94 [6]

Typ	V8
Zdvihový objem	6 162 cm ³
Rozvod ventilů	OHV, dva ventily u každého válce, variabilní časování ventilů
System vypínání válců	Hydraulicky ovládaná zdvihátka ventilů u válců 1, 4, 6, 7
Dodávka paliva	Přímé vstřikování
Kompresní poměr	10,4 : 1
Maximální výkon	301 kW (5 700 min ⁻¹)
Maximální točivý moment	565 Nm (4 300 min ⁻¹)
Maximální otáčky	6 000 min ⁻¹
Regulace emisí	Katalyzátor umístěný v přední části výfukového potrubí, senzor kyslíku s rychlou odezvou, tlaková lišta bez vratné větve

Na obr. 50 je možné vidět p-V diagram motoru s DSF bez použití DSF při středním efektivním tlaku 2 bar a otáčkách 1 500 min⁻¹. V tab. 7 jsou vypsány hodnoty, které motor vykazoval při testování s implementovaným DSF a bez něj. [6]



Obr. 50 p-V diagram testovaného motoru [4]

Tab. 7 Hodnoty získané při testování motoru [6]

	Bez DFS	S DSF
Střední efektivní tlak (bar)	2,04	1,96
Střední indikovaný tlak u aktivních válců (bar)	3,26	6,61
Střední indikovaný tlak u všech válců – průměr (bar)	3,23	2,68
Střední tlak výměny náplně u všech válců – průměr (bar)	- 0,64	- 0,12
Střední tlak mech. ztrát u všech válců – průměr (bar)	0,55	0,61
Účinnost (%)	22,8	28,2
Měrná indikovaná spotřeba paliva ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	273	219
Měrná efektivní spotřeba paliva ($\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$)	347	286

Na dynamometru bylo dané vozidlo testováno s šestistupňovou manuální a automatickou převodovkou. Test byl prováděn při teplém startu. Automatická převodovka obecně řadí dříve na vyšší převodový stupeň. V tab. 8 vidíme procentní úspory paliva pro oba typy převodovek a také pro dvě různé kalibrace. První kalibrace nebere ohled na vibrace a hlučnost, druhá naopak zahrnuje do výpočtu i faktor redukce těchto vlivů a použití prvků jako je například hydrodynamický měnič. Z tabulky vyplývá, že vozidlo s manuální převodovkou vykazuje větší úspory než vozidlo s automatickou převodovkou, ve skutečnosti je ale nižší úspora způsobena z velké části lepší měrnou spotřebou původního motoru. Jelikož automatická převodovka dříve řadí na vyšší stupeň, má také v poměru menší ztráty. Při použití druhé kalibrace bylo dosaženo 14% úspory. [6]

Tab. 8 Procentuální zlepšení spotřeby při použití DSF [6]

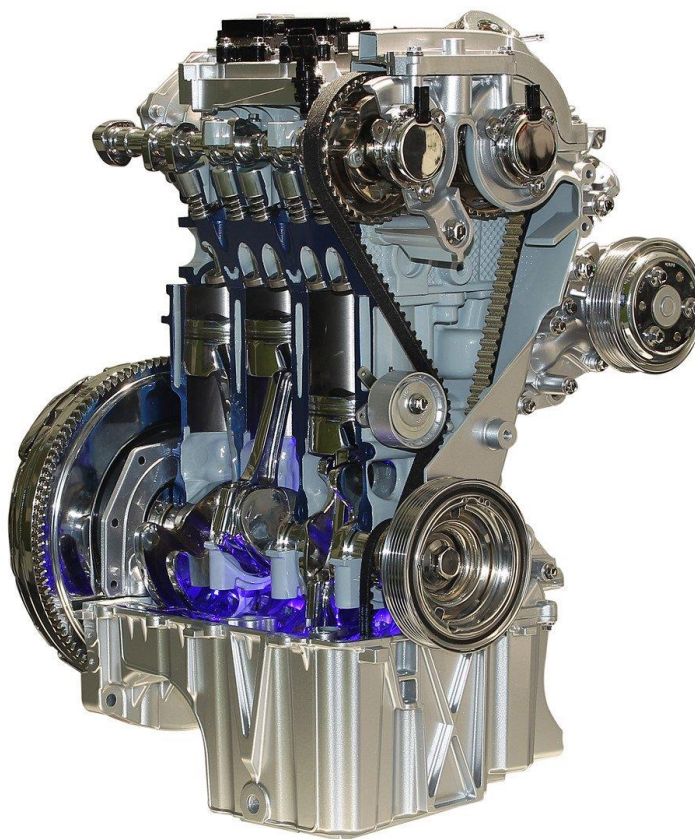
	Snížení spotřeby použitím vypínání válců (%)
Manuální převodovka	
Motor V8 + DSF, bez použití tlumicích prvků	21
Automatická převodovka	
Motor V8 + DSF, bez použití tlumicích prvků	17
Motor V8 + DSF, s tlumicími prvky	14

7.3 FORD 1,0 L ŘADOVÝ TŘÍVÁLEC

Vypínání válců bylo zpočátku vhodné jen pro motory s velkým zdvihovým objemem, dnes je však tato metoda používána i u menších tříválcových motorů. Na trh již byl uveden podobný motor se zdvihovým objemem 1,5 l, do budoucna počítá automobilka se zařazením do výroby také tohoto jednoválce motoru s vypínáním válců. Vypínání válců je prakticky provedeno pomocí jednostranně uložené páky s kladkou, která se dá přepínat ze zablokovaného do odblokovaného stavu bez nutnosti úprav vačkového hřídele. Tento systém je možné vidět na obr. 51. Původní motor bez vypínání válců je možné vidět na obr. 52. [68]

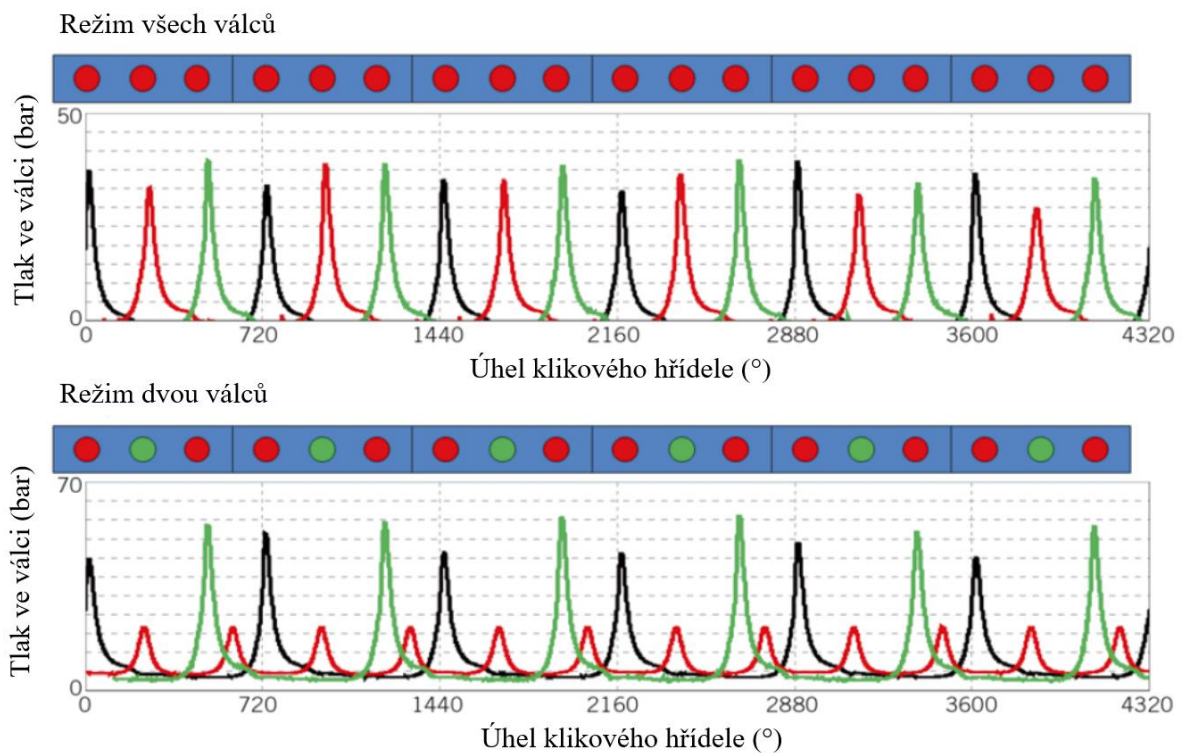


Obr. 51 Hnací mechanismus motoru s vypínáním válců [41]



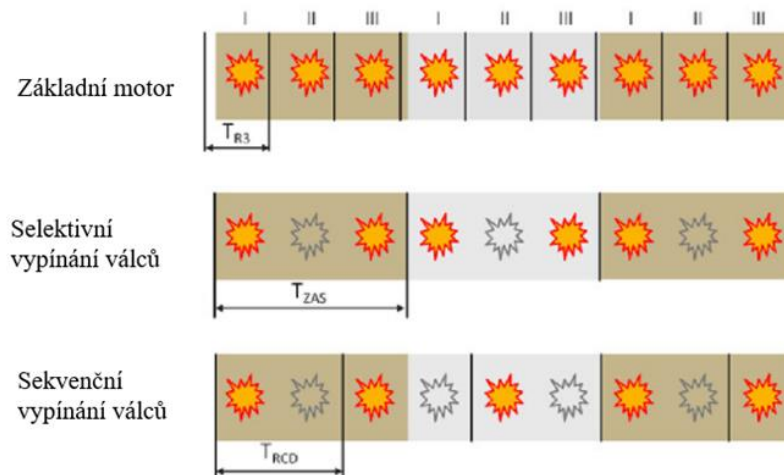
Obr. 52 Motor Ford 1,0 l EcoBoost bez vypínání válců [70]

Na obr. 53 je zobrazen průběh tlaku ve válcích. Oproti hornímu grafu, který zobrazuje průběh tlaku ve válcích v režimu všech válců, druhý graf zobrazuje stav po vypnutí jednoho válce. Tlak v tomto vypnutém válci je výrazně nižší, každých 360° nastává komprese uzavřeného vzduchu. [68]



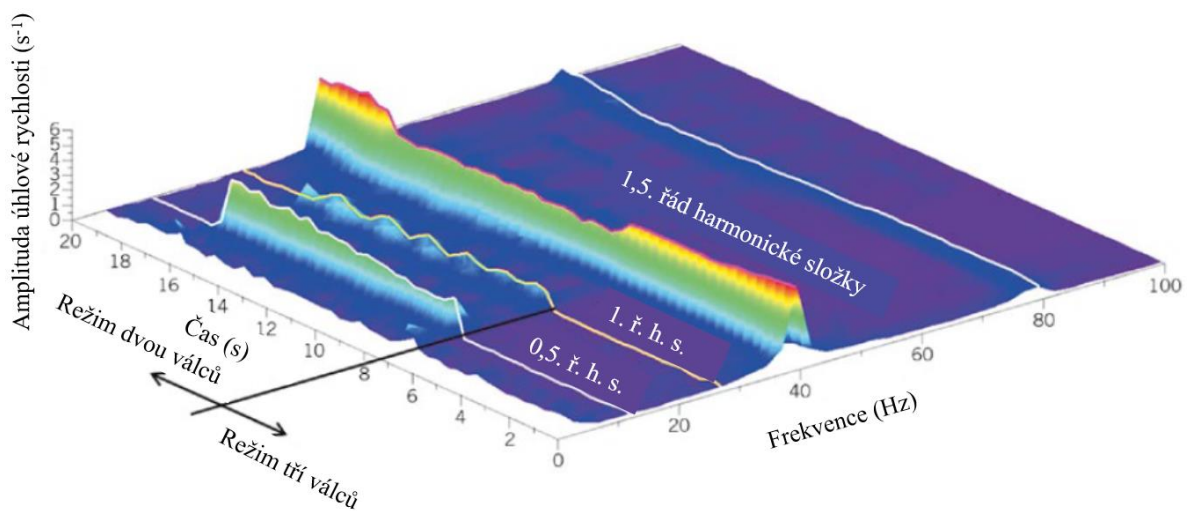
Obr. 53 Průběh tlaku ve válcích [41]

Vypínán je jeden fixní válec. Možností však je i použití sekvenčního vypínání válců. Rozdíly period těchto metod jsou zobrazeny na obr. 54. Firma Ford testovala obě možnosti vypínání válců. [68]



Obr. 54 Periody různých metod vypínání válců [44]

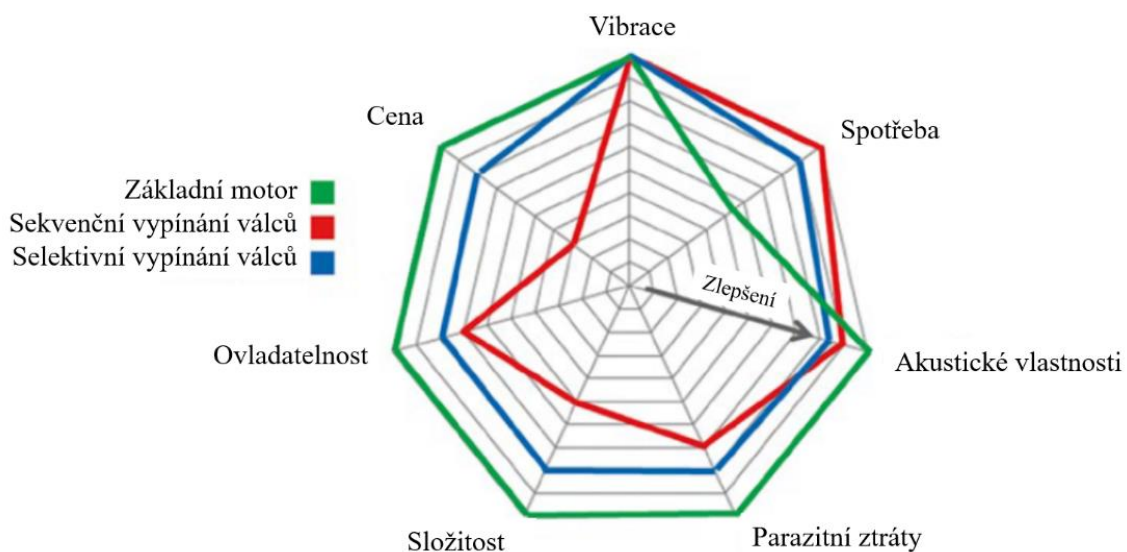
Největším problémem u vypínání tříválcových motorů jsou vibrace. Měření na setrvačnicku při 1500 min^{-1} a $40 \text{ N}\cdot\text{m}$ vykazují velký nárůst úhlové rychlosti půltého a prvního řádu harmonické složky a pokles u jedenapůltého řádu harmonické složky, jak je možné vidět na obr. 55. Budicí frekvence se tedy přesouvají do oblasti nižších hodnot, a tedy musíme omezit i rozsah otáček v režimu vypnutého válce. [68]



Obr. 55 Frekvenční spektrum vibrací [68]

Nejmenší přípustné otáčky jsou v tomto režimu zhruba $1\,500\text{ min}^{-1}$, při nižších otáčkách je překročena hranice komfortu. Při měření bylo zjištěno, že až 90 % vibrací se přenáší na zavěšení přední nápravy. Snížení vibrací bylo dosaženo pomocí dvoumotového setrvačnicku s kyvadlovým eliminátorem. Vypínání válců je ještě dále omezeno, při otáčkách nad $4\,000\text{ min}^{-1}$ je potřebný tlak oleje k odblokování jednostranně uložené páky při jedné otáčce váčky tak velký, že zapříčiní větší spotřebu paliva, než je samotný zisk z vypnutí válce. [68]

Ford 1,0 l EcoBoost je už v základu motor s velmi nízkou spotřebou, ale je stále možné při použití vypínání válců dosáhnout další úspory paliva. U tříválcových motorů je možné použít také sekvenční metodu vypínání válců, v závislosti na metodě je možné dosáhnout úspory paliva od 4 % (selektivní) do 6 % (sekvenční). U testovaného modelu Ford Focus je výhodnější vždy vypnout fixně jeden válec. Porovnání těchto metod vzhledem k základnímu motoru bez vypínání válců je vyznačeno ve vrstevnicovém grafu na obr. 56. [68]



Obr. 56 Porovnání metod vypínání válců [41]

ZÁVĚR

Vypínáním válců zážehových motorů je již dnes možné dosáhnout výrazné úspory paliva, a tedy také snížení emisí. Prozatím je v sériové výrobě používána pouze selektivní metoda vypínání válců, kterou je možné realizovat pomocí přepínatelných jednostranně uložených pák s kladkou, u motoru typu OHC pomocí přepínatelných hydraulických podpěr a u motoru typu OHV pomocí přepínatelných hydraulických zdvihátek. Možností je také použit systém plně variabilního rozvodu ventilů Univalve s vypínáním válců. Je nutné si uvědomit, že vypínání válců přináší zlepšení spotřeby také díky spojení s dalšími technologiemi jako je variabilní ovládání ventilů.

Dnes je vypínání válců používáno stále více a implementuje se i do spalovacích motorů v hybridních vozidlech. I když koncept vypínání válců je opravdu starý, motory vyrobené v minulém století nevykazovaly dostatečnou spolehlivost. S technickým pokrokem jsou však dnes výrobci automobilů schopni dodávat na trh spolehlivější motory. Metoda vypínání válců výrobcům pomáhá splňovat přísné emisní normy, vede však k větším vibracím a namáhání dalších komponent motoru a hnacího řetězce.

Právě eliminace vibrací je příležitostí pro sekvenční vypínání válců. Příští rok bude představen první sériově vyráběný motor se sekvenčním vypínáním válců DSF. Lze předpokládat, že v dalších letech bude představeno ještě několik dalších koncepcí sekvenčního vypínání válců a také metoda UniAir bude použita v sériové výrobě. Budoucnost vypínání válců je jisté ve zdokonalování sekvenční metody a její aplikaci zejména na malé motory, jejichž použití je stále častější. V závislosti na aplikaci je možné metodou vypínání válců dosáhnout 4–20% snížení spotřeby paliva. Nejvyšších úspor je možné docílit použitím sekvenční technologie.

U vznětových motorů je tato technologie pouze ve fázi testů, jejichž výsledkem je velmi malá, většinou dokonce žádná, úspora paliva. Výhodou vypínání válců u vznětových motorů je zvýšení teploty výfukových plynů, což napomáhá jejich následnému zpracování. V nejbližší době tedy nelze očekávat sériovou výrobu vznětových motorů s vypínáním válců.

I když při vypnutí válců stále ztrácíme část výkonu poháněním neaktivních válců, úspora v podobě snížení ztrát spojených s výměnou náplně převyšuje. Většina výrobců automobilů už tuto metodu do svých motorů implementovala nebo představení takového motoru v blízké době plánuje. Jedním z možných důvodů by mohlo být zavádění nového testovacího jízdního cyklu WLTP, jenž je navržen tak, aby lépe reflektoval reálné jízdní podmínky než starší testovací jízdní cyklus NEDC. Vypínání válců je tedy jisté technologie, která bude v budoucnosti hojně využívána.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFFMANN, Hermann, Adam LOCH, Richard WIDMANN, Gerhard KREUSEN, Daniel MEEHSEN a Martin REBBERT. Cylinder deactivation for valve trains with roller finger follower. *MTZ worldwide* [online]. 2009, **70**(4), 26-30 [cit. 2018-02-07]. DOI: 10.1007/BF03226942.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2003, 578 s. : il. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] HEYWOOD, John. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw - Hill, 1988, xxix, 930 s. : il. ISBN 0-07-100499-8.
- [4] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 296 s. : obr. (některé barev.), tabulky, grafy. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [5] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburatory a vstřikování paliva*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 2004, 388 s. : il., plány. ISBN 80-251-0207-6.
- [6] WILCUTTS, Mark, Joshua SWITKES, Mark SHOST a Adya TRIPATHI. Design and Benefits of Dynamic Skip Fire Strategies for Cylinder Deactivated Engines. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2013, **6**(1), 278-288 [cit. 2018-04-04]. DOI: 10.4271/2013-01-0359. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2013-01-0359/>
- [7] BOYENS, Chris. Breaking the Mold: John Deere Type E Engines. In: *Gas Engine Magazine* [online]. b.r. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: john-deere-type-e-engines-zm0z17djzhur
- [8] There is Nothing New Under the Sun – The OHV Six-Twelve. *The Old Motor* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://theoldmotor.com/?p=160319>
- [9] KERR, Jim. Cylinder deactivation can help improve an engine's fuel efficiency. *Winnipeg Free Press* [online]. b.r. [cit. 2018-05-22]. Dostupné z: <https://autos.winnipegfreepress.com/news/541/cylinder-deactivation-can-help-improve-an-engines-fuel-efficiency.html>
- [10] *Alfa Romeo Alfetta* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://alfaromeoalfetta.com/history/>
- [11] FUKUI, Toyooki, Tatsuro NAKAGAMI, Hiroyasu ENDO, Takehiko KATSUMOTO a Yoshiaki DANNO. *Mitsubishi Orion-MD - A New Variable Displacement Engine* [online]. In: . b.r., s. - [cit. 2018-04-07]. DOI: 10.4271/831007. Dostupné z: <http://papers.sae.org/831007/>
- [12] INDRA, Friedrich. Zylinderabschaltung für alle Hubkolbenmotoren?. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* [online]. 2011, **72**(10), 712-715 [cit. 2018-04-04]. DOI: 10.1365/s35146-011-0163-7. ISSN 0024-8525.

- [13] BECH, Alexander, Paul SHAYLER a Michael MCGHEE. The Effects of Cylinder Deactivation on the Thermal Behaviour and Performance of a Three Cylinder Spark Ignition Engine. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2016, **9**(4), - [cit. 2018-05-05]. DOI: 10.4271/2016-01-2160. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2016-01-2160/>
- [14] MORRIS, N., M. MOHAMMADPOUR, R. RAHMANI, P.M. JOHNS-RAHNEJAT, H. RAHNEJAT a D. DOWSON. Effect of cylinder deactivation on tribological performance of piston compression ring and connecting rod bearing. *Tribology International*. 2018, **120**, 243-254. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.12.045>. ISSN 0301-679X. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X17306035>
- [15] KORTWITTENBORG, Thomas a Frank WALTER. Strategy to Control the Cylinder Deactivation. *MTZ worldwide* [online]. 2013, **74**(2), 18-22 [cit. 2018-01-28]. DOI: 10.1007/s38313-013-0014-7.
- [16] OLSSON, M. *A coupled simulation approach to assess the NVH impact of cylinder deactivation - Volvo Cars*. Příspěvek prezentovaný na International Conference: Dynamic Simulation in Vehicle Engineering. Sankt Ulrich bei Steyr, b.r.
- [17] FAUST, Hartmut a Martin SCHEIDT. Potentials and Constraints of Cylinder Deactivation in the Powertrain. *MTZ worldwide* [online]. 2016, **77**(6), 72-77 [cit. 2018-02-07]. DOI: 10.1007/s38313-016-0046-x.
- [18] PAIMON, Ahmad, Wira JAZAIR a Srithar RAJOO. Parametric Study of Cylinder Deactivation and Valve Deactivation for Unthrottled Operation. *Advanced Materials Research* [online]. 2012, **614-615**, 525-528 [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.614-615.525. ISSN 1662-8985. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMR.614-615.525>
- [19] IHLEMANN, Arndt a Norbert NITZ. *Cylinder Deactivation: A technology with a future or a niche application?* [online]. 2014, , 172-187 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/Schaeffler_Kolloquium_2014_1_1_en.pdf
- [20] MILLO, F., M. MIRZAEIAN, S. LUISI, V. DORIA a A. STROPPIANA. Engine displacement modularity for enhancing automotive s.i. engines efficiency at part load. *Fuel*. 2016, **180**, 645-652. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.049>. ISSN 0016-2361. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236116302149>
- [21] MUHAMAD SAID, Mohd, Zulkarnain LATIFF, Shaiful ZAINAL ABIDIN a Izzarief ZAHARI. Investigation of Intake Valve Strategy on the Cylinder Deactivation Engine. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2016, **819**, 459-465 [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.819.459. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.819.459>

- [22] FALKOWSKI, Alan, Mark MCELWEE a Mike BONNE. *Design and Development of the DaimlerChrysler 5.7L HEMI® Engine Multi-Displacement Cylinder Deactivation System* [online]. In: . b.r., s. - [cit. 2018-04-07]. DOI: 10.4271/2004-01-2106. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2004-01-2106/>
- [23] HUNKINS, Johnny. Efficiency Expert. In: *Super Chevy* [online]. b.r. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.superchevy.com/how-to/engines-drivetrain/0405sc-gmdod/>
- [24] MIDDENDORF, Hermann, Jörg THEOBALD, Leonhard LANG a Kai HARTEL. The 1.4-l TSI Gasoline Engine with Cylinder Deactivation. *MTZ worldwide* [online]. 2012, **73**(3), 4-9 [cit. 2018-04-05]. DOI: 10.1365/s38313-012-0147-0.
- [25] TUTU, Andrei. VW Introduces Cylinder Shut-Off Technology for Four-Cylinder TSI Engine. In: *Autoevolution* [online]. 2011 [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/vw-introduces-cylinder-shut-off-technology-for-four-cylinder-tsi-engine-38375.html>
- [26] FLIERL, Rudolf a Frederic LAUER. Mechanically Fully Variable Valvetrain and Cylinder Deactivation. *MTZ worldwide* [online]. 2013, **74**(4), 50-57 [cit. 2018-02-07]. DOI: 10.1007/s38313-013-0042-3.
- [27] SCHAEFFLER, . UniAir Valve Control System. *Schaeffler.com* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: http://m.schaeffler.com/content.mobile.products/en/products/automotive/engine/uniair/uniair_info.html
- [28] *Delphi Technologies* [online]. b.r. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.delphi.com/dynamic-skip-fire-1>
- [29] HALVORSON, Bengt. 2019 Chevy, GMC Trucks Get Smarter Fuel-Saving Cylinder Deactivation. *Car and Driver* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/2019-chevy-gmc-trucks-get-smarter-fuel-saving-cylinder-deactivation>
- [30] ZAMMIT, J.P., M.J. MCGHEE, P.J. SHAYLER a I. PEGG. *Benefits of cylinder deactivation on a diesel engine and restrictions due to low boost*. Woodhead Publishing, 2013, s. 95-108. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781782421849.3.95>. ISBN 9781782421832. Dostupné také z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978178242183250007X>
- [31] LU, Xueting, Chuan DING, Aswin RAMESH et al. Impact of Cylinder Deactivation on Active Diesel Particulate Filter Regeneration at Highway Cruise Conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering* [online]. 2015, **1**, - [cit. 2018-05-04]. DOI: 10.3389/fmech.2015.00009. ISSN 2297-3079. Dostupné z: <http://journal.frontiersin.org/Article/10.3389/fmech.2015.00009/abstract>

- [32] JOSHI, Mrunal, Dheeraj GOSALA, Cody ALLEN et al. Reducing Diesel Engine Drive Cycle Fuel Consumption through Use of Cylinder Deactivation to Maintain Aftertreatment Component Temperature during Idle and Low Load Operating Conditions. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2017, **3**, 8. ISSN 2297-3079. Dostupné také z: <https://www.frontiersin.org/article/10.3389/fmech.2017.00008>
- [33] *Hybrid vehicle with cylinder deactivation*. 2013. USA. US20130066502A1. Uděleno 14. 3. 2013. Zapsáno 18.6. 2013.
- [34] SUTTON, Mike. New Honda Accord Employs 3-Stage Cylinder Deactivation. *WardsAuto* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://wardsauto.com/news-analysis/new-honda-accord-employs-3-stage-cylinder-deactivation>
- [35] *Delphi Technologies: 48-volt, mild hybrid and Dynamic Skip Fire: A winning duo* [online]. 2018 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.delphi.com/innovations/48-volt-mild-hybrid-dynamic-skip-fire>
- [36] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009, ix, 794 s. : il. ISBN 978-0-340-56822-4.
- [37] MOHAMMADPOUR, M, R RAHMANI a H RAHNEJAT. Effect of cylinder deactivation on the tribo-dynamics and acoustic emission of overlay big end bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* [online]. 2014, **228**(2), 138-151 [cit. 2018-05-04]. DOI: 10.1177/1464419313519085. ISSN 1464-4193. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1464419313519085>
- [38] SHAHMOHAMADI, H., R. RAHMANI, H. RAHNEJAT, C. GARNER a D. DOWSON. Big End Bearing Losses with Thermal Cavitation Flow Under Cylinder Deactivation. *Tribology Letters* [online]. 2015, **57**(1), - [cit. 2018-05-06]. DOI: 10.1007/s11249-014-0444-7. ISSN 1023-8883. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11249-014-0444-7>
- [39] *ACT System* [online]. 2017 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: https://www.skoda-storyboard.com/en/innovation/10-tips-may-help-save-fuel/attachment/act_orig/
- [40] KAMEN, Matt. Bugatti Chiron heralds dawn of the hypercar. *Wired* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://www.wired.co.uk/article/bugatti-chiron-heralds-dawn-of-the-hypercar>
- [41] New Cars for 2016: Bentley and Bugatti: Charting the changes for 2016. *Car and Driver* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/news/bentley-and-bugatti-for-2016-whats-new-feature>
- [42] KABLE, Greg. Porsche reveals new 542bhp V8 petrol engine. *Autocar* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.autocar.co.uk/car-news/industry/porsche-reveals-new-542bhp-v8-petrol-engine>

- [53] FUJIWARA, Mikio, Kazuhide KUMAGAI, Makoto SEGAWA, Ryuji SATO a Yuichi TAMURA. *Development of a 6-Cylinder Gasoline Engine with New Variable Cylinder Management Technology* [online]. In: . b.r., s. - [cit. 2018-04-07]. DOI: 10.4271/2008-01-0610. Dostupné z: <http://papers.sae.org/2008-01-0610/>
- [54] BELL, Jonathan. Engines of Change: Revealing the Power Behind Sports Cars. *Aston Martin Magazine* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://magazine.astonmartin.com/heritage/engines-change-revealing-power-behind-sports-cars>
- [55] LAWRENCE, Ulrich. The 2017 Aston Martin DB11 Blasts From the Past. *The Drive* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://www.thedrive.com/new-cars/10146/the-2017-aston-martin-db11-blasts-from-the-past>
- [56] ALFA ROMEO, . *Training Manual Alfa Romeo Giulia: Technical Training - Quadrifoglio - Mechanical Systems* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://home.planet.nl/~jwq/giulia/quad/ALFA%20ROMEO%20Giulia%20QV%20-%20MECHANICAL%20SYSTEMS%20TRAINING%20MANUAL%20-%20CCopy.pdf>
- [57] FEDER, Joel. Lamborghini Aventador Gets Cylinder Deactivation And Engine Stop-Start Tech. *Motor Authority* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: https://www.motorauthority.com/news/1079466_lamborghini-aventador-gets-cylinder-deactivation-and-engine-stop-start-tech
- [58] WINTER, Drew. Tau V-8 Leads Hyundai's Upscale Push. *Wards Auto* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://wardsauto.com/news-analysis/tau-v-8-leads-hyundai-s-upscale-push>
- [59] PLESKOT, Kelly. 2018 Mazda CX-5 Adds Cylinder Deactivation. *Motor Trend* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://www.motortrend.com/news/2018-mazda-cx-5-adds-cylinder-deactivation/>
- [60] PETTERS, Sam. Ford Focus 2019 gets new 1.5-liter EcoBoost and EcoBlue engines. *Engine Technology International* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.enginetechnologyinternational.com/news/new-engine/ford-focus-2019.html>
- [61] Ford to Offer Fuel-saving Cylinder Deactivation Tech for 1.0 Litre EcoBoost; Global First for a 3-Cylinder Engine. *Ford Media Center* [online]. Cologne, Německo, b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://media.ford.com/content/fordmedia/feu/en/news/2016/11/29/ford-to-offer-fuel-saving-cylinder-deactivation-tech-for-1-0-lit.html>
- [62] *Green Car Congress: Volvo introducing new downsized 4-cylinder engine range, with fuel economy improvements up to 35%; hybrid and flywheel drive systems* [online]. 2011 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <http://www.greencarcongress.com/2011/09/vea-20110905.html>

- [63] FLIERL, Denis. Meet the Newly-Refreshed 2018 Subaru Legacy; It Breaks Cover in Chicago. *Torque News* [online]. b.r. [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.torquenews.com/1084/2018-subaru-legacy-breaks-cover-chicago-full-gallery>
- [64] TUTU, Andrei. 2017 Ford Fiesta Gets Two-Cylinder Mode for 1.0L EcoBoost, Crossover Version. *Autoevolution* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.autoevolution.com/news/2017-ford-fiesta-gets-two-cylinder-mode-for-10l-ecoboost-crossover-version-113312.html>
- [65] *Ford Media Center: All-New Ford Fiesta ST* [online]. 2017 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://media.ford.com/content/fordmedia/feu/en/products/performance-cars/fiesta-st/fiesta-st.html>
- [66] SCHMIDT, Oliver. Volkswagen Group. Powertrain and Fuel Strategy. In: *Docplayer.net* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://docplayer.net/8379836-Volkswagen-group-powertrain-and-fuel-strategy-oliver-schmidt-general-manager-engineering-and-environmental-office-eeo.html>
- [67] *GM Authority: GM 6.2 Liter V8 Vortec L94 Engine* [online]. 2016 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://gmauthority.com/blog/gm/gm-engines/194/>
- [68] KÜPPER, Klaus, Jan LINSEL, Bert PINGEN a Carsten WEBER. Cylinder Deactivation for Three-cylinder Engines. *MTZ worldwide* [online]. 2016, **77**(12), 46-51 [cit. 2018-04-04]. DOI: 10.1007/s38313-016-0132-0.
- [69] LIEBL, J. a C. BEIDL. *Internationaler Motorenkongress 2015: Mit Nutzfahrzeugmotoren - Spezial: Proceedings*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. ISBN 9783658088613. Dostupné také z: <https://books.google.cz/books?id=44i1BwAAQBAJ>
- [70] SIMPSON, Campbell. Ford's 1.0-Litre EcoBoost Is The World's Best Tiny Engine, Six Years In A Row. In: *Gizmodo* [online]. b.r. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.gizmodo.com.au/2017/06/fords-1-0-litre-ecoboost-is-the-worlds-best-tiny-engine-six-years-in-a-row/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_v	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	Měrná tepelná kapacita za konstantního objemu
d	(m)	Průměr pístu
DSF	(-)	Dynamic Skip Fire (Dynamické sekvenční vypínání válců)
EGR	(-)	Exhaust Gas Recirculation (recirkulace výfukových plynů)
EPA	(-)	Environmental Protection Agency (Agentura pro ochranu životního prostředí)
F	(N)	Odstředivá síla
FSI	(-)	Fuel Stratified Injection (vrstvené vstřikování paliva)
GM	(-)	General Motors
i_v	(-)	Počet válců
KE	(-)	Kyvadlový eliminátor
M	($N \cdot m$)	Točivý moment
m	(kg)	Hmotnost
m_p	($g \cdot kW^{-1} \cdot h^{-1}$)	Efektivní měrná spotřeba paliva
M_p	($g \cdot h^{-1}$)	Hodinová spotřeba paliva
n	(min^{-1})	Otáčky motoru
$NEDC$	(-)	New European Driving Cycle (Nový evropský jízdní testovací cyklus)
n_p	(-)	Polytropický exponent
NVH	(-)	Noise, vibration, and harshness (Hluk a vibrace)
OHC	(-)	Over Head Camshaft
OHV	(-)	Over Head Valve
p_1	(Pa)	Tlak plynu ve válci (píst je v dolní úvrati)
p_2	(Pa)	Tlak plynu ve válci (píst je v horní úvrati)
P_e	(W)	Efektivní výkon motoru
p_e	(Pa)	Střední efektivní tlak
p_{ex}	(Pa)	Tlak ve výfukovém potrubí
p_i	(Pa)	Střední indikovaný tlak
P_i	(W)	Indikovaný výkon motoru
P_{il}	(W)	Indikovaný výkon jednoho válce
p_{in}	(Pa)	Tlak v sacím potrubí
P_m	(W)	Ztrátový výkon

p_m	(Pa)	Střední tlak mechanických ztrát
Q	(J)	Přenesené teplo
Q_n	(J)	Teplo disipované za otáčku
R	($J \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$)	Univerzální plynová konstanta
R'	(m)	Poloměr
t_1	(s)	Doba jednoho cyklu
T_1	(K)	Teplota plynu (píst je v dolní úvrati)
T_2	(K)	Teplota plynu (píst je v horní úvrati)
V	(m^3)	Okamžitý objem
v_1	($m^3 \cdot kg^{-1}$)	Měrný objem plynu (píst je v dolní úvrati)
v_2	($m^3 \cdot kg^{-1}$)	Měrný objem plynu (píst je v horní úvrati)
V_z	(m^3)	Zdvihový objem motoru
W	(J)	Práce
W_i	(J)	Práce vykonaná během jednoho cyklu
$WLTP$	(-)	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure (Celosvětový jízdní testovací cyklus)
W_p	(J)	Práce spojená s výměnou náplně
z	(m)	Zdvih pístu
ΔU	(J)	Rozdíl vnitřní energie
κ	(-)	Poissonova konstanta
τ	(-)	Počet zdvihů
ω	(s^{-1})	Úhlová rychlost