

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní

Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering

Doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

**Konstrukce vznětového motoru pro užitkové automobily
z hlediska současných a perspektivních požadavků**

**Diesel engine design for commercial vehicles
from the viewpoint of present and prospective requirements**

Summary

In commercial vehicles, securing an always increasing share of transport of goods by highways or motorways, diesel engines are employed exclusively nowadays. By its potential for improving both economical and ecological properties, the diesel engine constitutes the best possible alternative of prime mover in this area up to now.

Improvements in the specific power and service life and decrease in fuel consumption and emissions are among the most important requirements. During the past 60 years, the specific power-to-volume ratio has increased 3 times, and the service life 4 times. The fuel consumption has decreased by 25%, the consumption of lubricating oil 4 times. Since the introduction of respective legal regulations, noise emission limits have been decreased by 11dB (A), and the emission-limits the two most critical exhaust pollutants, nitrogen oxides and particulate matter, have decreased by 87% and 94%, respectively.

In order to meet these requirements, means for improving the course of the combustion have been employed, taking advantage of the potential of the supercharging process by means of supercharging blowers with intercoolers of intake air and, lately, of exhaust gas aftertreatment systems. The research and development of the combustion process has gone from highly turbulent motion of the air in the cylinder to the increase of the fuel injection pressures with electronic control of the course of fuel injection. The development of supercharging has headed towards the reduction of weights of the turbine and blower rotors, and to regulation systems of flow rates, including of cooled exhaust gas recirculation systems.

For securing the service life of engines, there have been employed design optimisations solutions aimed to reduce deformations and stress on critical parts. The presented case documents the possibilities of a complex solution by the designer, from collection of data and verification of the technology up to elaboration of improved checking calculations, concerning bending ruptures of the crankshaft. Furthermore, examples of successful designs of the new engines LIAZ M2 and M3 are described; during their projection, design, manufacture of functional samples and prototypes and their functional tests, a number of new knowledge-items and patents have been produced. This knowledge has been used for successful modernisation of the existing engine LIAZ M1, which the company TEDOM goes on producing up to now.

On the basis of experience obtained in the design and analysis of different engine-parts and assemblies, there are being presented general instructions for the design of diesel engines. The designer will be always expected to put in – in addition to his knowledge and experience – also his creativity and intuition. Of great importance are contact and systematic cooperation with related branches in the areas of computer technology, material, fuels, technology and electronics.

The operation of diesel engines is compatible with sustainable growth of the industrial society. The strategy of the manufacturers keeps opening new ways to the concept of nearly emission-free operation. Concerning the generation of carbon dioxide (CO₂) discussed nowadays, methods employing fuel mixtures with biofuels, and logistic measures (permission of higher carrying capacity and higher length of truck-trailer units, education of drivers etc.) are to be studied.

Souhrn

V užitkových automobilech, které zabezpečují stále rostoucí podíl přepravy zboží po silnicích či dálnicích, se v dnešní době výhradně používají vznětové motory. Na moderní motory užitkových automobilů byly postupně kladené požadavky, které lépe zabezpečují růst mobility a omezení z hlediska ochrany životního prostředí. Vznětový motor v této oblasti představuje, svým potenciálem ke zlepšování ekonomicko-ekologických vlastností, dosud nejlepší alternativu zdroje mechanické energie.

Mezi nejdůležitější požadavky patří zvyšování měrných ukazatelů výkonu a životnosti, snižování spotřeb paliv a emisí. Za posledních 60 let se měrný objemový výkon zvýšil 3krát a životnost 4krát. Spotřeba paliva se snížila o 25%, spotřeba mazacího oleje 4krát. Od zavedení zákonných předpisů se snížily limity emisí hluku o 11dB(A) a emise hlavních složek výfukových plynů, oxidů dusíku o 87% a pevných částic o 94%.

Ke splnění těchto požadavků bylo použito prostředků ke zlepšení průběhu spalování s využitím potenciálu přeplňování pomocí turbodmychadel a mezichladičů plnicího vzduchu a v poslední době i systémů pro dodatečné čištění výfukových plynů. Vývoj spalování probíhal směrem od silně vířivého pohybu vzduchu ve válci k zvyšování vstřikovacích tlaků paliva s elektronickým řízením průběhu dávky. Vývoj přeplňování byl veden cestou ke snížení hmotností rotorů turbíny a dmychadla a k regulacím průtoků včetně systémů vnějších chlazených recirkulačních oběhů spalín a katalyzační techniky.

Pro zajištění životnosti byla použita řešení konstrukčních optimalizací pro snížení deformací a namáhání kritických dílů. Uvedený případ dokumentuje na ohybových lomech klikového hřídele možnosti komplexního řešení konstruktéra od sběru dat, prověřování technologie až k vývoji zpřesněného kontrolního výpočtu. Dále se popisují příklady úspěšných konstrukcí nových motorů LIAZ M2 a M3, při jejichž projekci, konstrukci, výrobě funkčních vzorků a prototypů a funkčních zkouškách vznikla řada nových poznatků a patentů. Tyto poznatky byly využity při modernizaci stávajícího motoru LIAZ M1, který společnost TEDOM dodnes vyrábí.

Na základě zkušeností s konstrukcí a analýzou jednotlivých dílů a celků jsou předloženy obecné směrnice pro konstrukci vznětových motorů. Od konstruktéra se bude vždy vyžadovat vedle znalostí a zkušeností i kreativita a intuice. Důležitý je kontakt a spolupráce se souvisejícími obory z oblastí výpočetní techniky, materiálu, paliv, technologie a elektroniky.

Provoz vznětového motoru v užitkovém automobilu je slučitelný s udržitelným rozvojem společnosti. Vývoj a strategie výrobců přináší neustále nové cesty k dosažení téměř bezemisního provozu. Co se týče dnes diskutovaného vývinu oxidu uhličitého (CO₂), hledají se cesty použití palivových směsí s biopalivy, a logistická či osvětová opatření (povolení vyšší nosnosti, a větších délek souprav, vzdělávání řidičů apod).

Klíčová slova:

Konstrukce, vznětový motor, užitkový automobil,

Keywords:

Design, diesel engine, commercial vehicle,

Obsah

1.Úvod	6
2. Základní požadavky a jejich vývoj	6
2.1 Zvyšování měrných ukazatelů výkonu a životnosti	6
2.2 Snižování spotřeb paliva	8
2.3 Snižování spotřeby mazacího oleje	9
2.4 Plynné a pevné emise ve výfukových plynech	9
2.5 Snižování hlukových emisí	10
3. Prostředky pro řešení základních požadavků	11
3.1 Průběh spalování	11
3.2 Přepřehování vznětových motorů	12
3.3 Zařízení na dodatečné čištění výfukových plynů	13
3.4 Deformace a namáhání kritických dílů	13
4. Příklad vyřešení problému kritického dílu motoru	14
5. Příklady úspěšných konstrukcí nových motorů	18
5.1 Motor LIAZ řady M2	18
5.2 Motor LIAZ řady M3	20
6. Obecné směrnice pro konstrukci vznětových motorů	23
7. Vize budoucnosti	26
8. Závěr	27
Literatura	28
Životopis	29

1. Úvod

V užitkových automobilech se v převážné míře používají vznětové motory; drží krok se stupňujícími se požadavky hlavně díky neustálému vývoji vstřikovacích systémů. V této oblasti použití, a to už v době mezi oběma světovými válkami, vytlačil vznětový motor s víceválcovým vstřikovacím čerpadlem úplně motor zážehový. Tento zásadní pokrok, který znamenal u vznětových motorů zvýšení otáček, snížení hmotnosti a rozměrů, umožnil jednodušší zástavbu do automobilů. Významný skok ve vývoji výkonových parametrů vznětových motorů užitkových automobilů přišel v 50 až 60 letech minulého století, a to použitím turbodmychadel i u těchto motorů. Velmi výrazný kvalitativní posun v ekonomických parametrech nastal v období palivové krize v 70 letech použitím mezichlazení plnicího vzduchu a zdokonalením regulace vstřikovacích čerpadel. Zavedení a následné zpřísňování emisních limitů škodlivin ve výfukových plynech v 80 letech, jakož i zvyšování požadavků na nižší spotřebu paliva, si vyžádalo zavedení elektronického řízení vstřikovacího procesu motoru. Vznikají palivové systémy typu Common Rail s extrémně vysokými vstřikovacími tlaky, jejichž funkce se neustále zdokonaluje.

Během celého období se objevovaly nové materiály, konstrukce a technologie umožňující lépe uspokojovat požadavky vysokých měrných výkonů motorů při současném stupni spolehlivosti. Vznětový motor je dnes energeticky nejúčinnější pohonnou jednotkou a zůstane patrně i na delší dohlednou dobu hlavním zdrojem mechanické energie pro mobilní zařízení, obzvláště v oblasti užitkových automobilů, zemědělských a stavebních strojů a stacionárních jednotek.

2. Základní požadavky a jejich vývoj

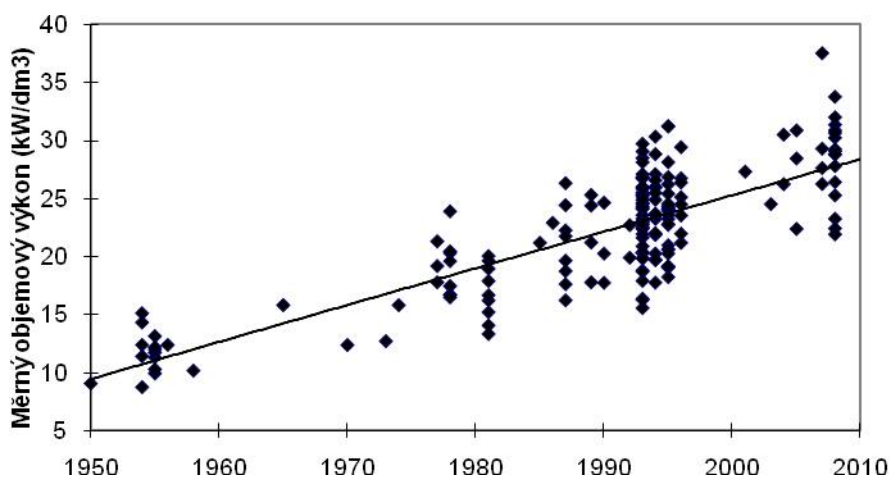
Rostoucí požadavky na motory užitkových vozidel jsou odrazem dlouholetého vývoje a rozvoje silniční přepravy zboží. Neustálý růst mobility přinášel zcela nové předpisy a omezení z hlediska udržitelnosti rozvoje společnosti a vždy představoval výzvu k dalšímu zdokonalování vznětových motorů. Nejdůležitějšími požadavky jsou:

2.1 Zvyšování měrných ukazatelů výkonu a životnosti

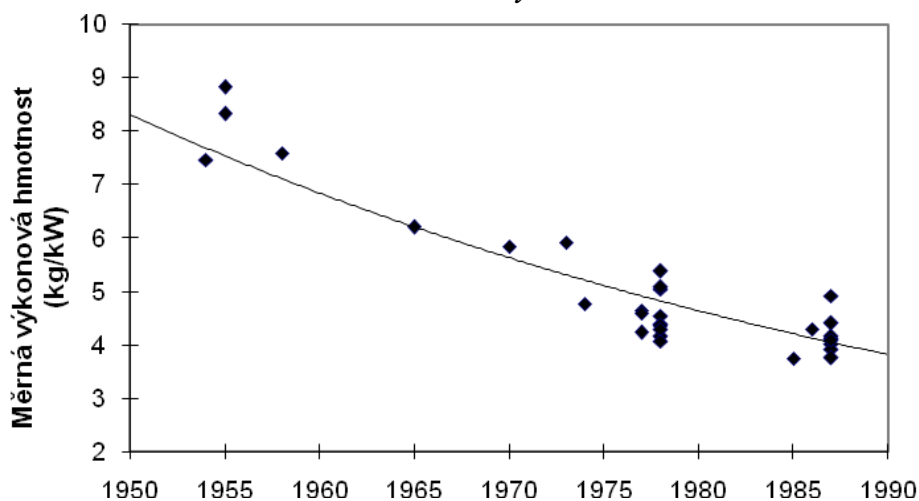
Historicky nejdříve vznikly nároky na zvyšování měrných ukazatelů výkonu a životnosti. Na obr. 1 a 2 jsou pro názornost znázorněny trendy vývoje nejpoužívanějších měrných ukazatelů, jak objemového („litrového“) výkonu (kW/dm^3), tak výkonové hmotnosti (kg/kW), pro vznětové motory se zdvihovým objemem v rozsahu $4\text{--}16 \text{ dm}^3$ používané v užitkových automobilech.

Měrný objemový výkon vykazuje neustále rostoucí tendenci, za posledních 60 let se průměrné hodnoty zvýšily 3krát. Veliký rozptyl hodnot je způsoben tím, že výrobci z ekonomických důvodů používají motor téhož zdvihového objemu v širším výkonovém rozsahu. Pro užitkové automobily je však mnohdy důležitější velký točivý moment při nižších otáčkách motoru. Jeho velikost se vyjadřuje procentuálním převýšením vůči točivému momentu příslušejícímu maximálnímu výkonu. Za výše uvedené období z téměř plochých charakteristik momentu s převýšením 5% se zvýšil tento parametr na 30%, ojediněle až na 40%.

Zvyšování měrného objemového výkonu vede ke snižování měrné hmotnosti, obr. 2, za předpokladu, že součin těchto ukazatelů tj. objemová hmotnost (kg/dm^3) se nemění. Rozbory ukazují, že střední hodnota 85 kg/dm^3 tohoto ukazatele dlouhodobě stagnuje. Nic na tom nemění ani skutečnost, že údaje o hmotnostech motorů je nutné brát s rezervou (není shoda výrobců, zda se jedná o hmotnost včetně olejové náplně, pomocného příslušenství apod.). Proto výrobci v posledních letech tento údaj běžně nepublikují.



Obr. 1 Trend měrného litrového výkonu v letech 1950 – 2008



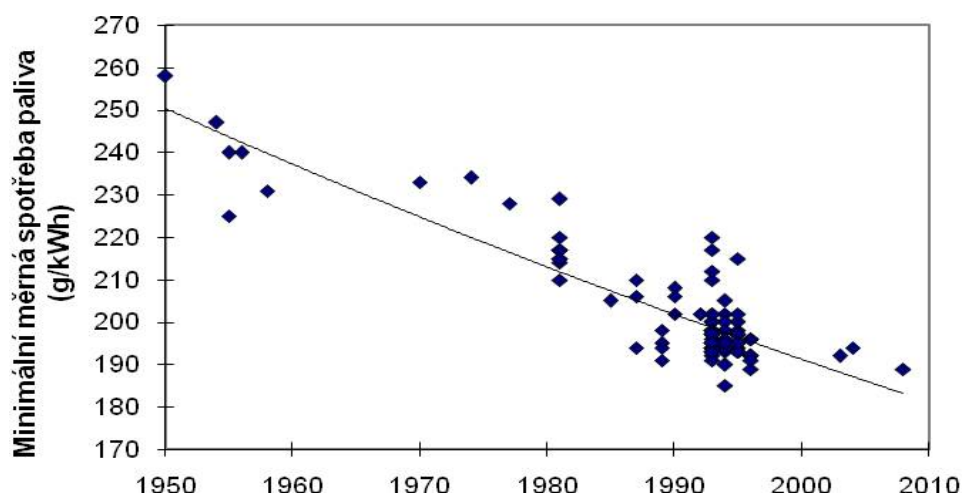
Obr. 2 Trend měrné výkonové hmotnosti v letech 1953 – 1990

Trend zvyšování měrných ukazatelů výkonu znamenal sice nárůst silového a tepelného zatížení motoru, ale adekvátní konstrukční, technologická a materiálová opatření nesměla připustit dopad do životnosti a spolehlivosti. Naopak parametr životnosti charakterizovaný střední dobou života do generální opravy zaznamenal nebývalý pokrok. V 70 letech v ČSSR byla plánovaná životnost 250 tis. km do generální opravy. Při ní byla vyměněna pístová skupina, ložiskové pánve, ventily, zdvihátka a případně provedeny přebrusy vložených válců a čepů klikového hřídele a renovace palců vačkového hřídele. Mimo to se povolovaly drobné a střední opravy. Pro výrobce bylo závazné usnesení vlády č. 297/1980, které předepisovalo normu spotřeby náhradních dílů a příslušenství (15% z pořizovací ceny nového výrobku) a normu pracnosti údržby (3 normohodiny na 1000 km). V 80 a počátkem 90 let se životnost pro nové a modernizované výrobky zdojnásobila na 500 tis. km. V 90 letech se životnost ustálila na hodnotě 1 milion km v podmínkách dálkového silničního provozu, což zcela odstranilo potřebu generálních oprav. Toto čtyřnásobné zvýšení životnosti motoru si vyžádalo jiná kritéria pro zkoušky a hodnocení motorů u výrobců před nasazením do sériové výroby. V ČSSR to byly dlouhodobé schvalovací zkoušky podle ČSN 30 0506 (400 hod. pro motor a 80 tis. km pro vozidlo). V 90 letech evropští výrobci převzali kritéria pro hodnocení motorů, která byla obvyklá v USA. Jednalo se o interní předpisy motorových životnostních zkoušek, které dávají záruku deklarované životnosti 1 milion km. Např. u fy Detroit Diesel Corporation byla doba trvání základní zkoušky v rozsahu 2150 – 4300 hod. Na ni navazovaly stupňované zkoušky při nichž byly vybrané parametry (otáčky, točivý moment, teploty plicního vzduchu, výstupní teplota chladicí kapaliny) proti jmenovitým hodnotám postupně zvyšovány až o 30%. Jediným omezením byla teplota výfukových plynů.

2.2 Snižování spotřeb paliva

Jedná se o ekonomický požadavek, který je řešen zvyšováním tepelné a mechanické účinnosti. Na obr. 3 je znázorněn dlouhodobý trend minimálních měrných spotřeb paliva pro vznětové motory se zdvihovým objemem v rozsahu 4-16 dm³ používaných v užitkových automobilech. Za sledované období klesla minimální měrná spotřeba paliva motoru o 25%. V provozu užitkových automobilů bylo však dosaženo snížení jízdních spotřeb paliv v l/100km o 40 – 50%. Toto zlepšení bylo způsobeno tím, že lokální minima měrné spotřeby paliva motoru byla podstatně rozšířena na větší oblast otáček a zatížení, což umožnilo cílené optimalizace motoru s převodovým ústrojím zaměřené na konkrétní provoz užitkového automobilu. Nemalou úlohu mělo i snížení valivých a aerodynamických odporů automobilů a jejich souprav.

Snižování spotřeby fosilních paliv mělo vždy význam ekonomický a teprve v posledních desetiletích nabývá stále více významu celospolečenského v souvislosti s potřebou globálního omezování vývinu oxidu uhličitého.



Obr. 3 Trend měrné spotřeby paliva v letech 1950 – 2008

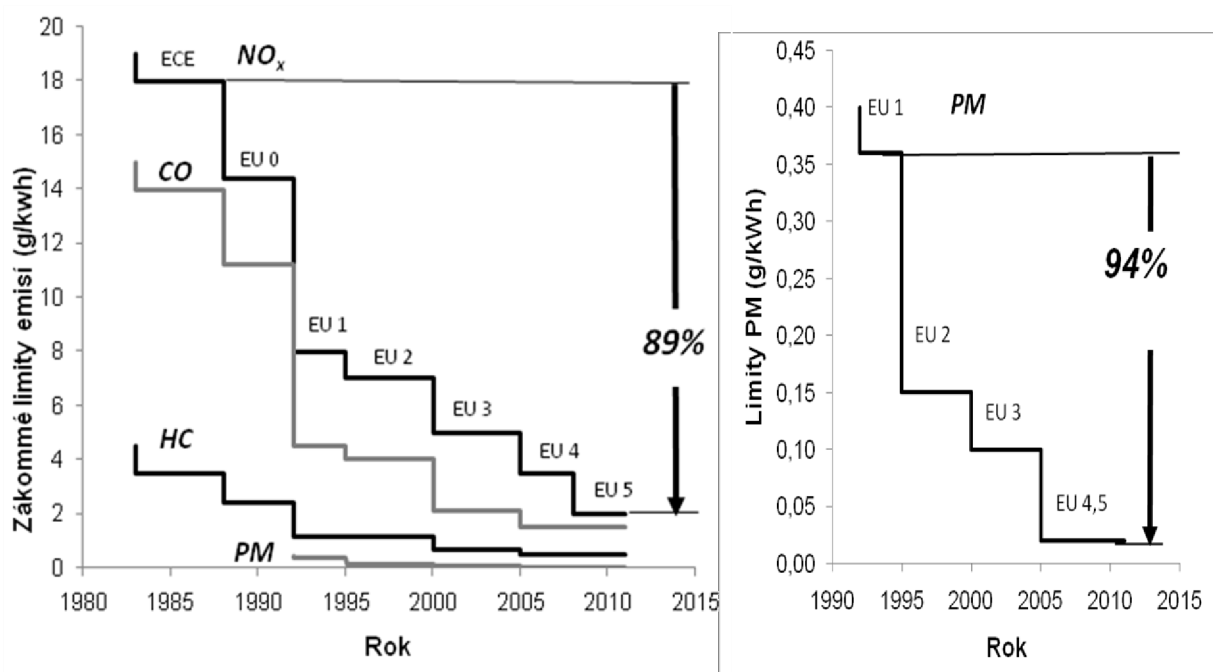
2.3 Snižování spotřeby mazacího oleje

Podobným ekonomicko-ekologickým požadavkem je snižování parametru provozní spotřeby mazacího oleje. Pro jeho hodnocení se u automobilových motorů obvykle používá provozní režim 80% zatížení při 80% jmenovitých otáček. V 70 až 80 letech byly obvyklé hodnoty spotřeb oleje kolem 1,2 g/kWh a jeho pronikání do spalovacího prostoru a následné spálení bylo vizuálně indikováno modrým kouřem ve výfuku. Výrobci pístů, pístních kroužků a vložených válců dokonce předepisovali určitou minimální spotřebu oleje v rozsahu kolem 0,6 – 0,8 g/kWh, právě z důvodů potřebného mazání funkčních třecích ploch a zabezpečení jejich dlouhé životnosti. V 90 letech, v souvislosti se zavedením limitů pro pevné částice ve výfukových plynech, byla potřebná výrazná redukce spotřeby mazacího oleje na hodnoty 0,3-0,5 g/kWh. Současně s narůstající kvalitou mazacího oleje se postupně prodlužovaly lhůty pro jeho výměnu z 15 000 až na 80 000 km.

2.4 Plynné a pevné emise ve výfukových plynech

Limity pro emise výfukových plynů jsou výrobcům motorů předepisovány národními, dnes už mezinárodními legislativními předpisy jako důležitý požadavek pro ochranu životního prostředí. Zpočátku se jednalo o viditelnou kouřivost, která byla omezena v 70 letech předpisem EHK č.24, který v Evropě platí dodnes. Předpis omezuje kouřivost v závislosti na množství výfukových plynů produkovaných motorem při volné akceleraci. Od roku 1983 se datují předpisy pro plynné emise oxidů dusíku (NO_x), oxidu uhelnatého (CO) a nespálených uhlovodíků (HC). V roce 1992 k tomu přistupuje zavedení předpisů pro pevné částice (PM), které vzhledem k své malé velikosti 0,1 μm nejsou identifikovány měřicími metodami pro stanovení výše uvedené

kouřivosti. Tyto pevné částice na sebe vážou polycyklické aromatické uhlovodíky a jsou zdravotně nebezpečné. Obr. 4 ukazuje postupné snižování limitů sumárních hodnot pro jednotlivé složky emisí. Za 25 let byly emise oxidů dusíku redukovány o 87% a za 16 let pak emise pevných částic byly o 94%. Složky emisí se měří v testu předepsanou metodikou. Zpočátku se jednalo o 13-ti bodový stacionární test, kde k jednotlivým bodům ustálených režimů byly přiřazeny odlišné váhové faktory, které laboratorní test přibližovaly skutečnému vytížení automobilu v provozu. Od roku 1999 byl test postupně měněn na nestacionární průběh zatížení motoru, který lépe vystihuje skutečný provoz automobilu na silnici. Pro budoucí předpisy se diskutuje změna metodiky gravimetrického měření množství pevných částic na určování jejich počtu ve skupinách podle velikosti.



Obr. 4 Vývoj předpisů omezujících plynné a pevné emise výfukových plynů

2.5 Snižování hlukových emisí

Dalším požadavkem pro ochranu životního prostředí je snižování hluku užitkových automobilů provozovaných v silniční dopravě. Počátky omezení hluku se datují ze 70 let, kdy byly stanoveny podmínky pro průjezdový test automobilu měřením hladiny akustického tlaku v dB(A) ve vzdálenosti 7,5m. V roce 1980 započalo zpřísňování zákonných limitů vnějších hlukových emisí, konkrétně pro vozidla s výkonem motoru větším než 150 kW z 91 dB(A) na 89 dB(A), u autobusů dokonce na 85 dB(A). K ustálení hlukových předpisů na společnou hodnotu 80 dB(A) hladiny akustického tlaku pro uvedená vozidla došlo pak v roce 1995 a tento limit platí dodnes. Pro dosažení této hodnoty je

žádoucí, aby motor jako hlavní zdroj hluku dosáhl hodnoty 93 dB(A) hladiny akustického tlaku ve vzdálenosti 1m.

3. Prostředky pro řešení základních požadavků

Ke splnění požadavků kladených na vznětové motory užitkových automobilů konstruktér používal poznatků z provozu a úspěšných i neúspěšných zkoušek předcházejících konstrukcí. Experimentální výsledky byly předmětem analýz a úvah, které se snažily vysvětlit složité děje pomocí exaktních disciplín a jednoduchých simulačních modelů. Velký vliv na jeho rozhodování měla zvyšující se úroveň ostatních technických oborů, jako technologie kování, odlévání a obrábění, nové materiály a jejich tepelné zpracování, nová paliva a mazací oleje, těsnící materiály apod. Navíc vznikali vedle specializovaných výrobců normalizovaných dílů i výrobci motorového příslušenství (pístu, pístních kroužků, kluzných ložisek, vstřikovacích zařízení, turbodmychadel, torsních tlumičů apod.) s rozvíjejícím se vlastním vývojem. Všichni evropští výrobci užitkových automobilů měli vlastní vývoj svých vznětových motorů, přesto plně spolupracovali jak s výrobcí motorového příslušenství, tak i s výzkumnými ústavu (v Evropě např. AVL List v Grazu a Ricardo Consulting v Shorehamu). Vznikalo tak široké spektrum obecných zkušeností, které urychlovaly vývoj motorů.

Nárůst a progresivita požadavků kladených na vznětový motor pro provoz v užitkových automobilech si vynutily změny v dosud používaných prostředcích potřebných pro řešení zejména v následujících oblastech.

3.1 Průběh spalování

Zpočátku se jednalo o intenzivní zvyšování účinnosti motoru s cílem snížení spotřeb paliva a zvýšení měrného výkonu při dodržení limitů kouřivosti. Jednalo se o černý kouř, který vznikal jako důsledek spalování při nedostatečném přebytku vzduchu. Další druhy zabarvení kouře (modré a bílé), které byly typické pro podmínky startu a provozu za nízkých teplot okolí, byly řešeny pomocnými prostředky ohřevu vzduchu. Palivo bylo vstřikováno nízkými tlaky (60-80 MPa) do stlačené a silně vířivé vzduchové náplně válce v poměrně velké časové odlehlosti (předstihu vstřikování cca 30° pootočení klikového hřídele) před horní úvratí pohybu pístu. Rozvíření vzduchu na vstupu do válce bylo řízeno tvarem sacího kanálu (tangenciální, šroubový) a podpořeno tvarem spalovací komůrky v pístu. Víření vzduchové náplně vytvářelo příznivé podmínky na přípravu směsi a průběh spalování za tehdejšího stavu rozprášení paliva tryskou s malým počtem otvůrků (2-5) s velkými průměry (0,28-0,32 mm). Zavedení limitů pro složky plyných a pevných škodlivin výfukových plynů a trendů jejich snižování přineslo problémy zejména se splněním limitů oxidů dusíku při zachování dosažených spotřeb paliva. Vývin oxidu dusíku

závisí silně na množství paliva připraveného ke vznícení v první fázi spalování, kdy připravené páry paliva hoří téměř při konstantním objemu při vysokých teplotách. Toto množství paliva je přímo úměrné délce průtahu vznícení. Nejjednodušší účinnou cestou jak snížit průtah vznícení a tím i koncentraci NO_x ve výfukových plynech, bylo přesouvání počátku vstřiku paliva blíže k horní úvrati pístu. Tento prostředek se však bez změn a vývoje vstřikovacích zařízení nedal využít, neboť znamenal zvýšení spotřeby paliva. Nastala éra zvyšování vstřikovacích tlaků paliva s elektronickou regulací dávky a předstihu vstřikování u klasických vstřikovacích čerpadel, které vedlo k dokonalejší přípravě směsi a zkrácení doby vstřikování bez potřeby silného, energeticky náročného, víření vzduchové náplně. Problém hydraulické závislosti tohoto vstřikování (velký objem paliva mezi řídicím pracovním válcem čerpadla a tryskou) byl řešen optimalizovanými výtláčnými ventilkami ve vstřikovacím čerpadle. Potřeba dalšího zvýšení vstřikovacích tlaků si vynutila zavedení vstřikovacích jednotek s flexibilní elektronickou regulací vstřikovacího procesu, který bylo možné rozdělit do více částí reagujících na okamžitou potřebu motoru. Vznikly palivové systémy typu Common Rail, které prošly vývojem od vstřikovacích tlaků 135 do 200 MPa. Jejich předností je nezávislost velikosti vstřikovacího tlaku na otáčkách motoru a flexibilita v rozdělení a tvarování jednotlivých částí výstřiku. Tato regulace je schopná řešit přechodové režimy motoru (akcelerace, startování, brzdění apod.). V současné době je ve vývoji již 4. generace systému s hydraulickým zesilovačem vstřikovacího tlaku paliva až na 250 MPa a možností upravování průběhu jednotlivých výstřiků co do velikosti a rychlosti náběhu. Spolu s těmito změnami vstřikování paliva se z důvodů snižování energetických ztrát zvyšoval počet ventilů na válec (2 sací a 2 výfukové) s krátkými nevířivými kanály. Čtyři ventily rovněž umožnily ideální polohu vstřikovače (kolmo v ose válce a spalovací komůrky) umožňující velký úhel paprsků vstřikovaného paliva (velká kuželová plocha, na které se může setkat palivo se vzduchem) v kombinaci s mělkou a širokou spalovací komůrkou. Počet otvůrků trysky se zvýšil (9-15) a jejich průměr se podstatně zmenšil (0,1mm). Svoji úlohu sehrál vývoj experimentálních metod měření průběhu tlaků ve válci od analogových fotografických záznamů z obrazovky osciloskopu k digitálnímu záznamu na PC doplněného okamžitým matematickým zpracováním zákona hoření nebo statistickým zpracováním mnoha pracovních cyklů. Dále to jsou vizualizační techniky, které umožňují za provozu pozorovat víření, vstřikování a hoření paliva přímo ve válci motoru.

3.2 Přepřehování vznětových motorů

Přepřehování vznětových motorů pomocí turbodmychadel znamenalo v 70 letech přínos pro plnění výkonnostních a ekologických požadavků užitkových automobilů. Přepřehování jako prostředek ke zvýšení množství vzduchu ve válci motoru a tím dosažení zvýšeného měrného výkonu bylo do té doby využíváno u

větších motorů (pro průmysl, železnice a lodě), kde se nevyžadovaly rychlé změny otáček a zatížení. Právě prodleva otáček turbodmychadla na změnu zatížení motoru znamenala slabinu, která se projevovala v pomalejší akceleraci užitkového automobilu ve srovnání s použitím stejně výkonného nepřepřlňovaného motoru s větším zdvihovým objemem. Zásluhou průkopnických firem DAF, Cummins, Mack a Rolls-Royce bylo přesto v roce 1975 již 5% užitkových automobilů vybaveno přeplňovaným motorem, v roce 1985 již 35% a dnes téměř 100%. Během této doby zaznamenal vývoj turbodmychadel velký pokrok ve snížení velikosti setrvačných hmot, zvýšení účinností a provozních otáček, za využití nových materiálů a technologií. Významných úspěchů bylo dosaženo v simulačních modelech pro porozumění vzájemné spolupráce motoru s turbodmychadlem a zařazení mezichladiče plnicího vzduchu, které vedly k optimálnímu přiřazení turbíny ke kompresoru pro daný provoz motoru. Pokrytí celého pásma otáček motoru k efektivní práci turbodmychadla zabezpečují dnes regulační systémy a víceúrovňová přeplňování.

3.3 Zařízení na dodatečné čištění výfukových plynů

Nejefektivnější způsob řešení požadavků na snižování plynných a pevných emisí je neustálý vývoj spalování. Tento způsob s využitím řízené recirkulace výfukových plynů byl v převážné míře dostačující až do roku 2005 (náběh předpisu Euro 4). Od této doby se navíc používají zařízení na dodatečné čištění výfukových plynů, zejména jejich klíčových složek PM a NO_x. Používané technologie a jejich kombinace závisí na vývojové a cenové strategii výrobců. Obecně sem patří různé typy filtrů pevných částic s regenerací, katalyzátory oxidů dusíku s nepřetržitou nebo periodickou redukcí. Je třeba připomenout, že vývoj filtrů pevných částic probíhal již v druhé polovině 80 let, jako reakce na připravovaný předpis této škodliviny. Zlepšení průběhu spalovacího procesu systémy vysokotlakého vstřikování paliva však jejich nasazení odsunuly o dalších 13 let.

3.4 Deformace a namáhání kritických dílů

Úspěšné zvyšování životnosti vznětových motorů pro užitkové automobily závisí na poznání a analýze namáhání a deformačního chování kritických dílů. Proměnlivost namáhání a deformací je dána dynamikou průběhu tlaků a teplot ve válci, jak v průběhu pracovního cyklu a jeho opakování, tak při rychlých změnách provozních režimů. U kritických míst se provádí konstrukční, technologické nebo materiálové úpravy s cílem snížit koncentraci napětí (zejména u klikové skříně, hlavy válců, pístu, ojnice a klikového hřídele ve změnách průřezů a vrubech) a vyhovět únavové pevnosti materiálu. Mnohem složitější je konstrukčně zabezpečit malé a tvarově rovnoměrné deformace

vzájemně se pohybujících dílů (píst - pístní kroužky – válec, ojnice – pístní čep – píst, ojnice – kliková hřídel – kliková skříň apod.) pro splnění tribologických požadavků. Mezi sousedními díly existuje interakce (např. poddajná kliková skříň přitěžuje klikovou hřídel, poddajný pístní čep přitěžuje píst a navíc deformuje jeho plášť, ...). Podobně je tomu u vzájemně nepohyblivých dílů, jako je např. spojení hlavy válců s klikovou skříní poddajnými šrouby a utěsnění pružně plastickým ocelovým těsněním. Tato ocelová těsnění v poslední době zcela nahradila měkká bezazbestová těsnění díky svým výjimečným vlastnostem. Jsou schopná těsnit i nejvyšší spalovací tlaky (20 MPa) pomocí konstrukčního uspořádání prolisů a přidržovacích elementů během celé životnosti motoru. Zvláštní kapitolu kritických dílů tvoří tepelně zatížené třecí plochy dílů mazané olejem (píst – pístní kroužek- válec, dřík výfukového ventilu – hlava válců), který může při vyšší teplotě degradovat v karbonové úsady a omezit vzájemný pohyb dílů. Zde je na místě lokální intenzivní chlazení všemi dostupnými prostředky.

4. Příklad vyřešení problému kritického dílu motoru

Při navrhování kritických dílů vznětových motorů se vycházelo vždy z praktických zkušeností, které byly pro konkrétní případ korigovány citem konstruktéra a ověřeny zjednodušenými výpočty. Před zavedením do výroby byly podrobeny funkčním a životnostním zkouškám. Pokrok ve výpočetní technice přinášel nové možnosti v provádění složitějších výpočtů s menším počtem zjednodušení, které však vyžadovaly nová vstupní data získaná ze speciálních experimentů. Konečné ověření kritických dílů v celku s motorem vždy bylo a stále je všeobecně uznávanou nezbytností. Přesto mohou nastat případy, kdy havárie nebo reklamace z provozu vedou k novému prošetřování správnosti konstrukce a navržené technologie. Takovým jedním z mnoha případů bylo řešení problému ohybových lomů klikového hřídele u níže uvedeného motoru, který uvádím jako příklad.

Motor LIAZ M634 (řadový šestiválcový vznětový motor o zdvihovém objemu 11.94 dm³ a výkonu 150 kW s atmosférickým plněním válců) byl zaveden do sériové výroby v roce 1969; po určité době provozu se začaly ojediněle objevovat únavové lomy klikového hřídele. Výroba tohoto hřídele (délky 1m a hmotnosti 95 kg) byla nově zaváděna v podniku ZTS Dubnica nad Váhom. Jako konstruktér klikového mechanismu motorů jsem se v té době soustředil na revizi vlastní konstrukce klikového hřídele, použitý materiál i výrobní technologii. Získané nové poznatky pak vedly k doplnění výkresové dokumentace o podrobnější specifikace technických přejímacích podmínek. Jednalo se zejména o tvar zápusťkového výkovku z hlediska technologických přídavek a volby kovací dělicí roviny pro hvězdicové uspořádání ojnicních čepů. Opracováním výkovku s technologickými přídávky materiálu v přechodech mezi rameny a ojnicními čepy vznikalo narušení zhutněných

vláken. Tato místa byla kritická, vycházely z nich únavové lomy, a proto v dokumentaci byla vyznačena jako místa odběru zkušebních tyček pro destruktivní ověřování meze únavy v ohybu za rotace. Dále byly stanoveny meze pro operaci rovnání (za studena) již opracovaných hřídelů, kterým se vnášela nežádoucí vnitřní pnutí do kritických míst.

Zavedením těchto opatření u výrobce vedlo ke kapacitnímu omezení dodávek, které bylo třeba kompenzovat dovozem ze zahraničí. Podpis kontraktu o dodávkách klikových hřídelů od fy Mitsubishi Heavy Industries z Japonska byl podmíněn homologační zkouškou funkčních vzorků (rozměry, mez únavy v ohybu, metalografie a posouzení technologie) v místě výrobce. Při této příležitosti jsem měl možnost vidět v praxi technologii, která se pokládala v Československu (pro danou velikost klikového hřídele) za nerealizovatelnou. Na univerzální kovací lince byl nejprve zhotoven plochý zápusťkový výkovek se zalomeními v jedné rovině; zalomení pak byla natočena do hvězdice příslušných úhlů; bezprostředně po kalibraci byl hřídel tepelné zpracován ve svislé poloze. Tím bylo dosaženo minimálních přídavek na třískové opracování a vyloučení vnitřních pnutí. Kovací natáčecí zařízení bylo později zakoupeno pro pokračující výrobu v Československu.

Výše uvedené skutečnosti vedly ke spoluautorství kontrolního pevnostního výpočtu klikového hřídele [1], který respektoval rozdílnou tuhost ložiskových podpor a samotného hřídele, dále studie [2] a příspěvku na konferenci [3]. Bylo známo, že u rychloběžných víceválcových motorů jsou klikové hřídele značně tuhé (s ohledem na vysoké spalovací tlaky a torsní kmitání) a jsou tedy citlivé na poddajnost ložiskových podpor. Výsledný moment ve vyšetřovaném místě (střed ramene z-tého zalomení, viz obr. 5) v určitém časovém okamžiku daném úhlem pootočení klikového hřídele je výsledkem působení spalovacích tlaků a setrvačných sil všech válcových jednotek. Je získán lineární superpozicí podporových momentů a momentů od působících sil s ohledem na nutné vektorové transformace (zalomení nejsou v jedné rovině). Klikový hřídel je zjednodušen na přímý nosník s konstantním momentem setrvačnosti v ohybu J (koncentrace napětí v přechodových rádiusech je podchycena tvarovými součiniteli), který je uložen na mnoha podporách s odlišnou tuhostí. Podporové momenty M_{z-2} až M_{z+2} byly stanoveny pomocí „pětimomentové“ rovnice (1)

$$\begin{aligned}
 & {}^{z-2}M \cdot \beta_{z-1} + {}^{z-1}M \left[1 - \beta_{z-1} \cdot l_{z-1} \left(\frac{1}{l_{z-1}} + \frac{1}{l_z} \right) - \beta_z \frac{l_{z+1}^2}{l_z} \left(\frac{1}{l_z} + \frac{1}{l_{z+1}} \right) \right] + \\
 & + {}^zM \left[2 + 2 \frac{l_{z+1}}{l_z} + \beta_{z-1} \frac{l_{z-1}}{l_z} + \beta_z \cdot l_{z+1}^2 \left(\frac{1}{l_z} + \frac{1}{l_{z+1}} \right)^2 + \beta_{z+1} \frac{l_{z+2}^2}{l_z \cdot l_{z+1}} \right] +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + {}^{z+1}M \left[\frac{l_{z+1}}{l_z} \right] - \beta_{z-1} \cdot l_{z+1} \left(\frac{1}{l_z} + \frac{1}{l_{z+1}} \right) - \beta_{z+1} \frac{l_{z+2}^2}{l_z} \left(\frac{1}{l_{z+1}} + \frac{1}{l_{z+2}} \right) + \\
& + {}^{z+2}M \cdot \beta_{z+1} \frac{l_{z+2}}{l_z} = - \frac{6}{l_z} \left(\frac{F_z \cdot t_z}{l_z} + \frac{F_{z+1} \cdot t_{z+1}}{l_{z+1}} \right) - R_{z-1} \cdot \beta_{z-1} \cdot l_{z-1} + \\
& + R_z \cdot \beta_z \cdot l_{z+1}^2 \left(\frac{1}{l_z} + \frac{1}{l_{z+1}} \right) - R_{z+1} \cdot \beta_{z+1} \cdot \frac{l_{z+2}^2}{l_z}
\end{aligned}
\tag{1}$$

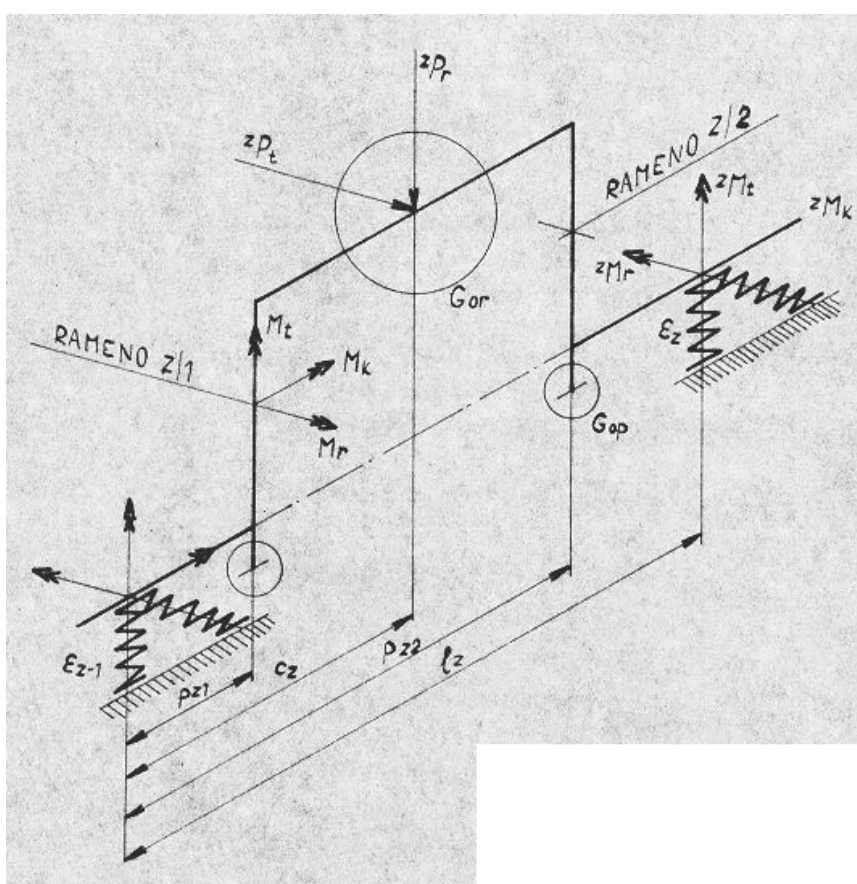
přičemž poměrné poddajnosti

$$\beta_{z-1} = \varepsilon_{z-1} \frac{6E \cdot J}{l_{z-1} \cdot l_z^2}; \beta_z = \varepsilon_z \frac{6E \cdot J}{l_z \cdot l_{z+1}^2}; \beta_{z+1} = \varepsilon_{z+1} \frac{6E \cdot J}{l_{z+1} \cdot l_{z+2}^2}
\tag{2}$$

ε_z poddajnosti ložiskových podpor

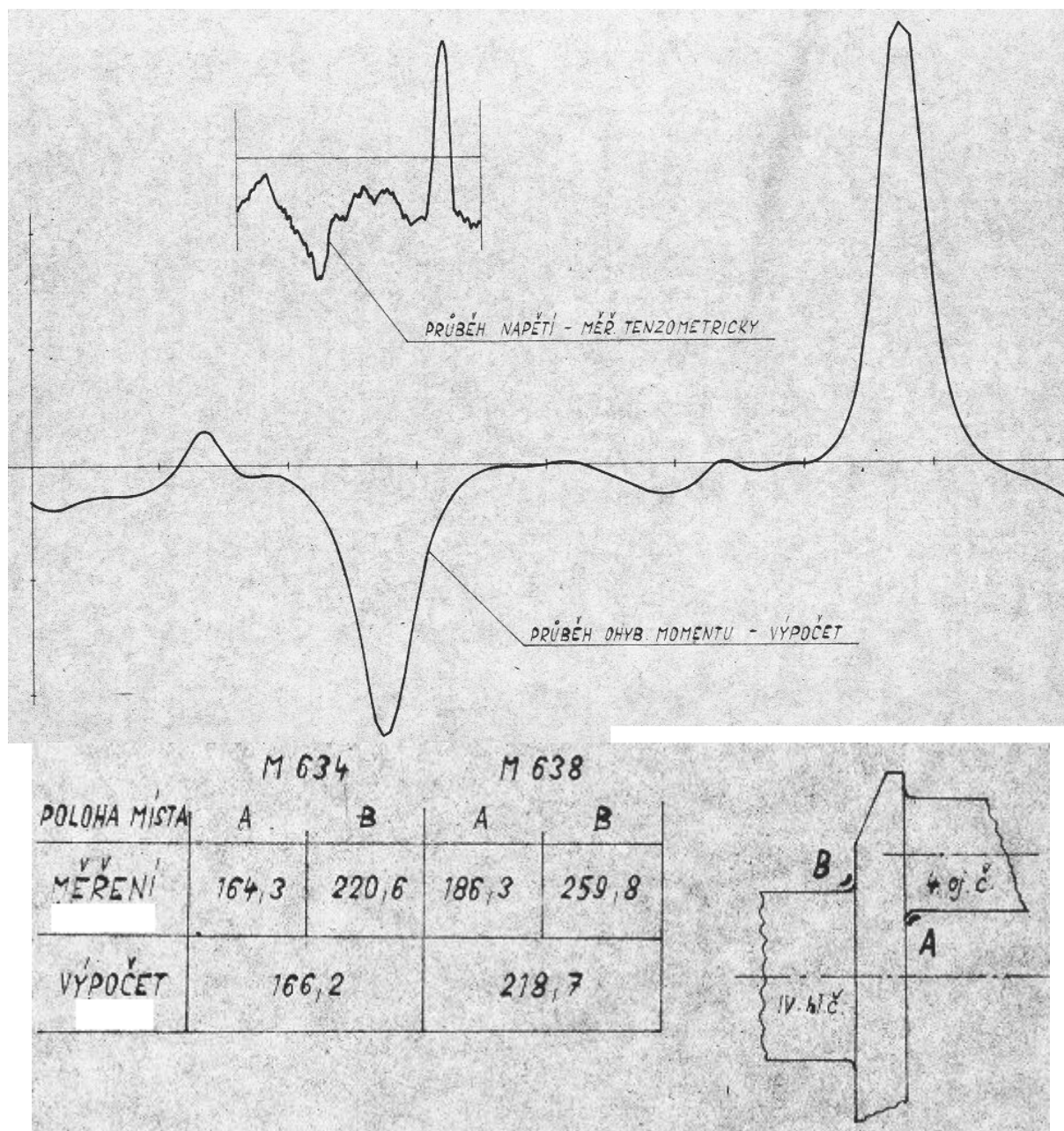
$F_z \cdot t_z$ statický moment momentové plochy k ložiskové podpoře

R_z statická reakce v ložiskové podpoře



Obr. 5 Schématické znázornění z – tého zalomení klikového hřídele [2]

Pro každé zalomení $z=1,2,3,\dots$ obdržíme soustavu $z-1$ lineárních rovnic o $z-1$ neznámých $^z M$. Řešením rovnic jsou určeny podporové momenty $^z M$ od jednotlivých sil $^z P$. Potřebné poddajnosti ložiskových podpor a tuhost v ohybu klikového hřídele byly určeny statickým experimentem. Výsledky výpočtů byly porovnány s tenzometrickým měřením napětí v rádiusových přechodech z čepů do ramen provedených v režimu maximálního výkonu u motorů LIAZ M634 a M638, viz obr. 6.



Obr. 6 Porovnání výpočtu s experimentem, v tabulce amplitudy napětí v MPa [2]

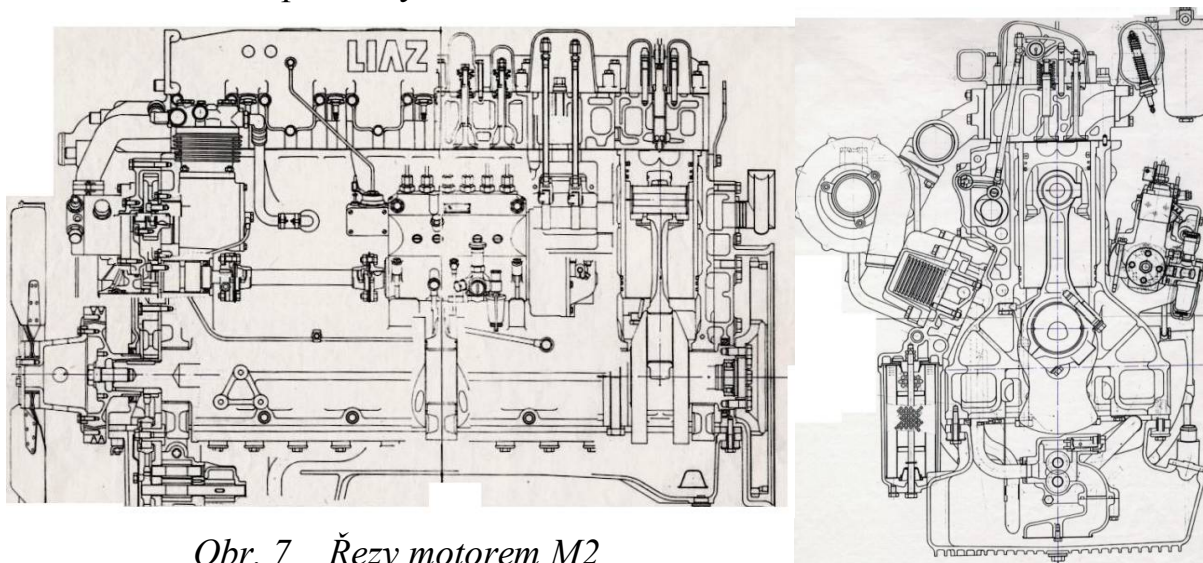
Pro dobrou shodu výsledků s experimentem (odlišnost nulové čáry dána tím, že ve výpočtu se neuvažoval vliv rotačních setrvačných sil) byl tento způsob výpočtu s respektováním poddajností ložiskových podpor dlouhá léta používán. Jelikož se dají z podporových momentů určit i podporové reakce bylo „pětimomentové“ rovnice později použito v ÚVMV (Ústav pro výzkum motorových vozidel) jako základu pro komplexní posuzování namáhání klikového hřídele spolu s hydrodynamickým výpočtem ložisek.

5. Příklady úspěšných konstrukcí nových motorů

Koncem sedmdesátých let minulého století dramaticky vzrostly u nákladních automobilů požadavky na výkon a maximální točivý moment motoru. Navíc se objevovaly prognózy o budoucích trendech zpříšňování předpisů pro emise hluku a škodlivin výfukových plynů a o požadavcích násobného zvýšení životnosti. Tehdy vyráběný motor LIAZ M1 nemohl těmto požadavkům do budoucna vyhovovat. Za této situace jsem jako vedoucí projekce motorů řídil a fyzicky se účastnil projekce, konstrukce, stavby a zkoušek funkčních vzorků a prototypů nových motorů M2 a M3.

5.1 Motor LIAZ řady M2

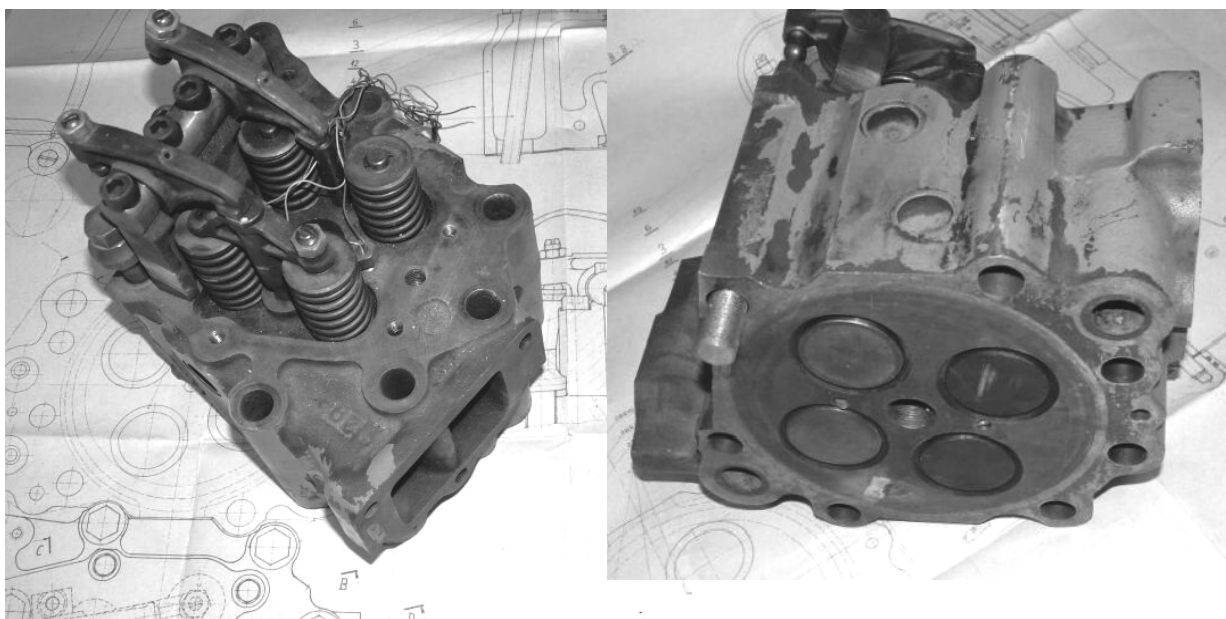
Jednalo se o výzkum a vývoj nového šestiválcového přeplňovaného motoru M2 se zdvihovým objemem $13,7 \text{ dm}^3$ o výkonovém rozpětí 270 až 350 kW a cílovým měrným objemovým výkonem 26 kW/dm^3 (dosavadní motor M1 dosahoval hodnoty 17 kW/dm^3). První práce započaly v roce 1977. Jednalo se o zcela novou koncepci motoru, viz obr 7, nezávislou na dosavadním výrobním zařízení. Konstrukce se především snažila vyvarovat některých koncepčních nedostatků motoru M1, které byly známy z dosavadního provozu, a ovšem také získat nové další poznatky.



Obr. 7 Řezy motorem M2

Prívod mazacího oleje k ložiskům klikového a vačkového hřídele byl rozveden z podélného kanálu v bloku motoru s cílem zvýšit spolehlivost mazání jednotlivých uzlů (u motoru M1 byl olej rozváděn z vnitřní dutiny klikového a vačkového hřídele). Toto nové řešení pak bylo použito i u pozdější modernizace motoru M1 v roce 1991.

Samostatné hlavy jednotlivých válců se vyznačovaly konstrukcí zabezpečující řízený průtok chladicí kapaliny kolem nálitků sedel, vodítek ventilů a uložení vstřikovače a dále odvodem do sběrného potrubí (u motoru M1 byly hlavy bočně spojeny šroubovým utěsněným spojem pro podélný průtok chladicí kapaliny, což vedlo občas k netěsnosti chladicího systému a bylo odstraněno až v roce 1991 při již zmíněné modernizaci).



Obr. 8 Hlava válců motoru M2

U hlavy válce bylo zvoleno čtyřventilové uspořádání rozvodových orgánů, viz obr.8, které zvýšilo průtočnost vzduchu a umožnilo realizovat kolmou polohu vstřikovače umístěného v ose válce. Tato poloha vstřikovače umožnila zvětšit úhel výstřikového kužele paprsků paliva na 150° a tím výrazně zlepšit využití vzduchu při spalování. Při vývoji spalovacího systému spolupracovala konstrukce s firmou RICARDO Consulting Shoreham.

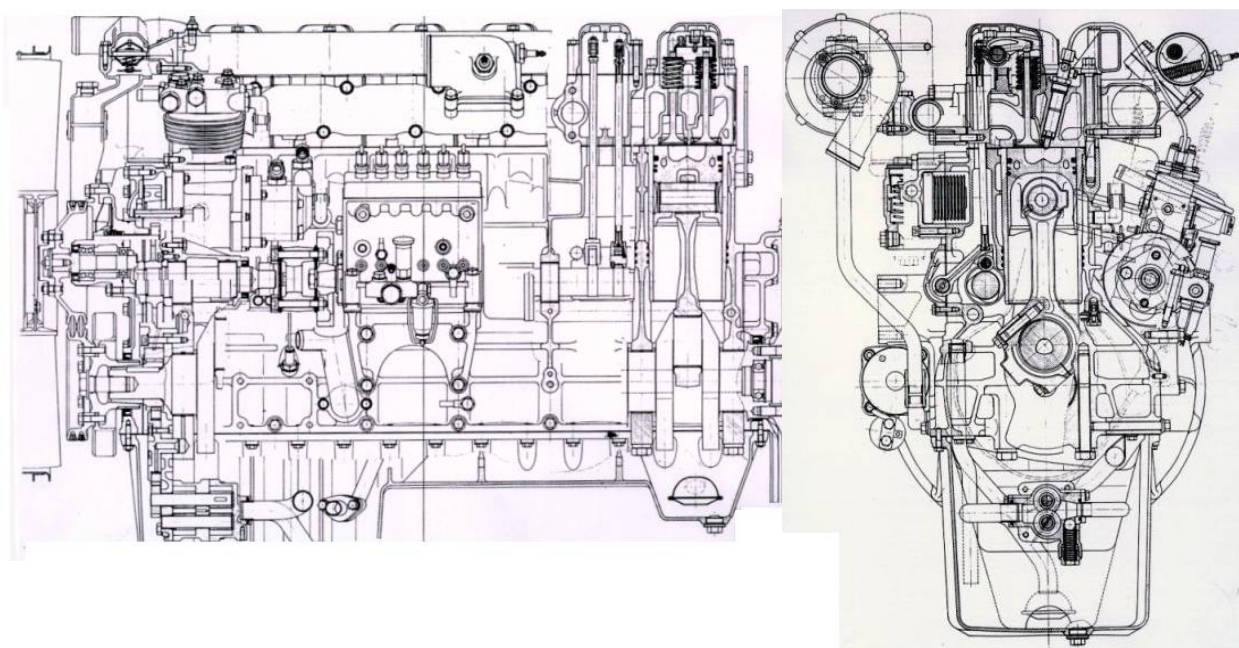
Motor M2 byl označen jako pokrokový výrobek na Brněnském strojírenském veletrhu v roce 1985. Toto ocenění bylo podmíněné zahájením poloprovozní výroby. Sériová výroba motoru byla připravená, avšak k její realizaci již nedošlo pro nedostatek investičních prostředků.

V ČSAD Jičín byly v tahačích LIAZ ve zkušebním provozu prototypy motorů M2, které najezdily přes 1 mil. km bez generální opravy. Motor byl dále publikován i v zahraničí [4].

5.2 Motor LIAZ řady M3

Motor M3 vznikl v letech 1981-1987 v rámci státního úkolu „Vývoj nových pohonných jednotek pro dopravu a průmysl“ a navazujícího oborového úkolu podniku LIAZ. Jednalo se o projekčně-konstrukční práce, včetně stavby funkčních vzorků a koordinace dílčích výzkumně-vývojových prací řešených externě na čs. pracovištích (ÚVMV, PIKAZ, ČVUT, VÚ ČKD Praha, VŠST Liberec, apod.) i v zahraničí (s výzkumným ústavem AVL List Graz). Cílem byla náhrada stávajícího motoru M1 motorem novým, garantujícím nízké výrobní a provozní náklady, vysokou spolehlivost a životnost a předpoklady pro plnění budoucích emisních předpisů limitujících škodliviny ve výfukových plynech a vnější hlučnost [5].

Jednalo se o šestiválcový přeplňovaný motor se zdvihovým objemem $9,5 \text{ dm}^3$ o výkonovém rozpětí 150 až 250 kW s cílovým objemovým výkonem 27 kW/dm^3 . V samostatných hlavách jednotlivých válců byl jeden ventil sací (se spirálovým kanálem), jeden ventil výfukový a téměř kolmo uložený vstřikovač. Ten umožňoval realizaci výstřikového kužele paprsků paliva pod úhlem 150° . Rozvod typu OHV byl řešen s nízko uloženým vačkovým hřídelem a kyvným vahadlem s kladičkou ovládající zdvihovou tyčku. Výkonný chladič oleje radiátorového typu byl konstrukčně integrován do jednoho celku s filtrem a regulačním ventilem tlaku oleje, viz obr.9.



Obr. 9 Řezy motorem M3

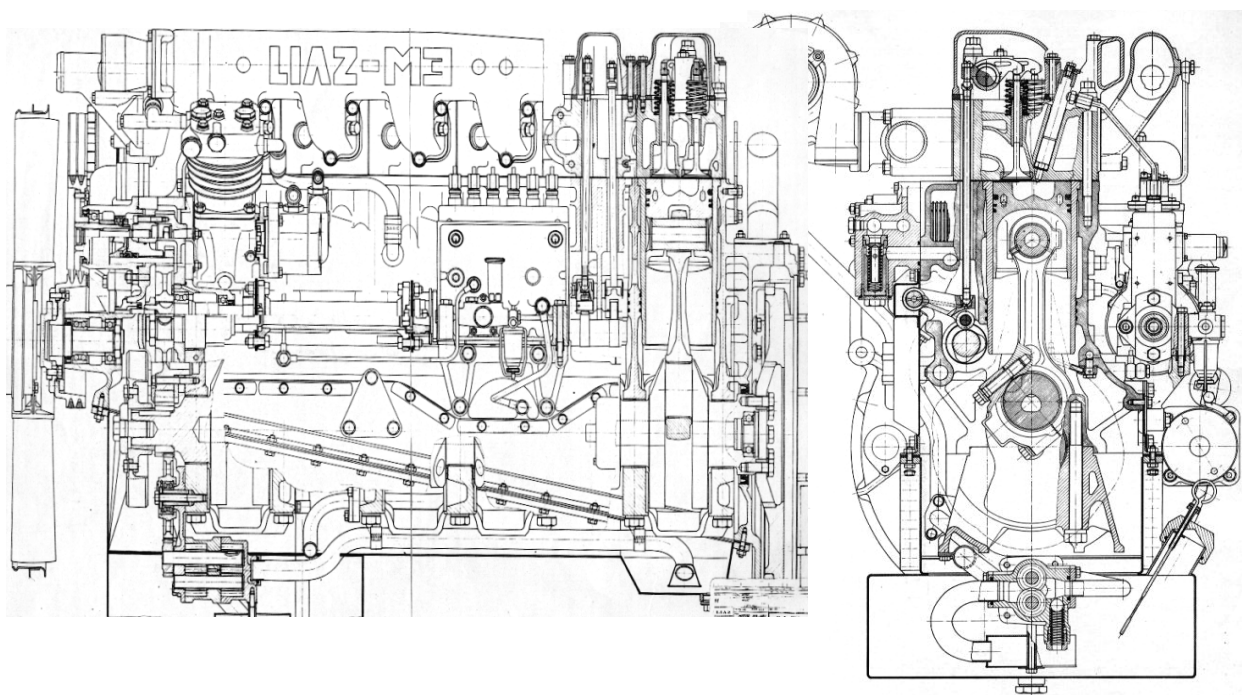
Zvláštní pozornost byla věnována tuhosti bloku válců. V horní části se podařilo vyloučit deformace vložených válců od předpětí hlavových šroubů umístěním závitů v hluboce zapuštěných nálitcích svázaných po obvodě žebrem. Uložení válců, rozměry a tolerance styčných ploch byly výsledkem optimalizace

mnoha variant. Konstrukce hlavy válců respektovala zejména hlediska rovnoměrného rozdělení hlavových šroubů po kružnici se středem v ose válce (minimalizace deformací vloženého válce) a účinné chlazení kritických míst.

Konstrukce dolní části klikové skříně byla originální v tom, že se využily tehdy zcela nové poznatky a minimalizovalo se kmitání bočních stěn resp. přenos kmitání do spodního víka. Smyslem bylo výrazně omezit vyzařování hluku do okolí. Jednalo se o použití bočních šroubů ukotvených ve víkách ložisek a o tvarové zakřivení bočních stěn s četnými žebry.

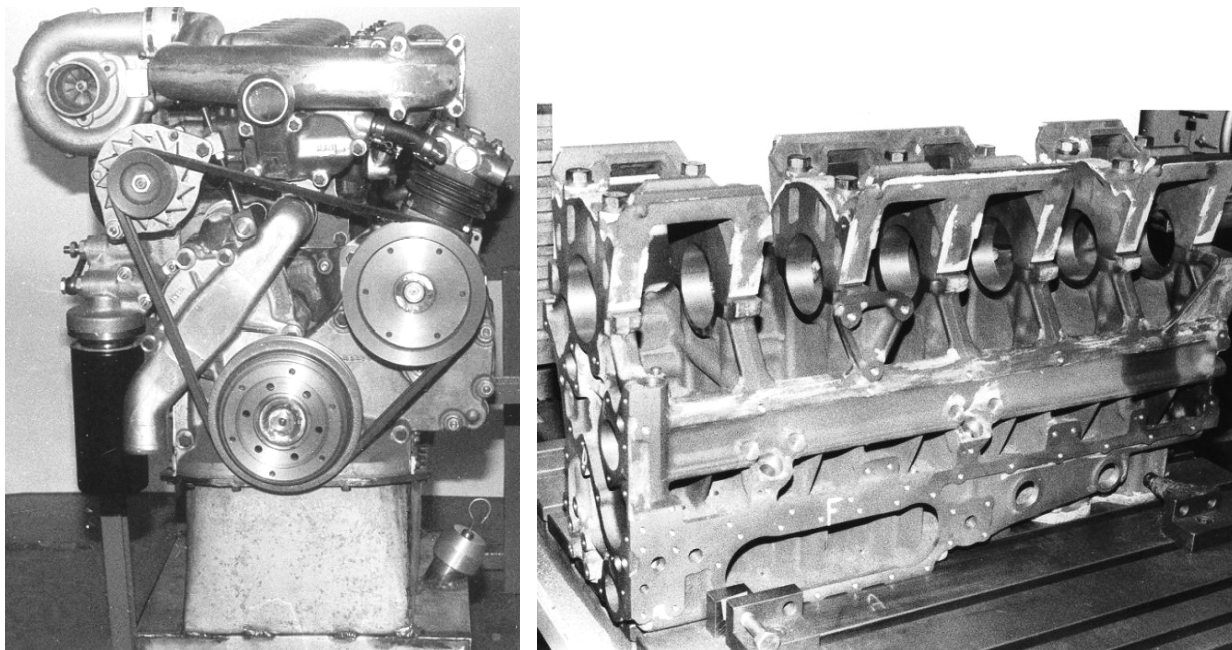
V roce 1980 započalo zpřísnování zákonných limitů vnějších hlukových emisí, konkrétně pro vozidla s výkonem motoru větším než 150 kW z 91 dB (A) na 89 dB(A) s výhledem další podstatné redukce. K ustálení hlukových předpisů na hodnotu 80 dB(A) pro uvedená vozidla došlo pak v roce 1995.

Tlak na snižování hlučnosti vyvolal zvýšenou aktivitu ve výzkumu a vývoji nových konstrukcí sledujících podstatné snížení hluku motorů.



Obr. 10 Řezy motorem M3-varianta pro snížení hlučnosti

Z modálních analýz průběhu kmitání povrchových částí a měření akustických polí v bezprostřední blízkosti povrchu motoru vyplynulo, že rozhodujícím zdrojem vnějšího hluku jsou boční stěny bloku válců a připojené spodní víko. Tento poznatek nás pak vedl k netradičnímu konstrukčnímu řešení spočívajícímu v náhradě vnějších stěn motorové skříně (spolu se spodním víkem) laminátovým zvukově izolačním plechem, viz obr. 10 a 11.



Obr. 11 Čelní pohled na funkční vzorek motoru M3-var. pro snížení hlučnosti a bloku motoru při jeho opravování.

Pokles tuhosti bloku válců byl kompenzován vnitřní úpravou odlitku a spojováním vík ložisek klikového hřídele v integrovaný celek, obr. 11.

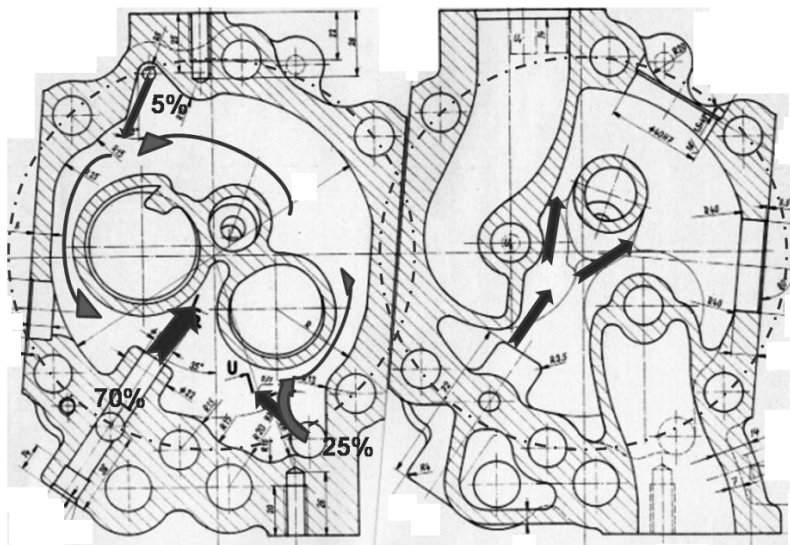
Otevřenou spodní část klikové skříně z bočních stran zakrývaly panely, na jejichž příruby bylo připevněno spodní víko.

Tyto úpravy byly předmětem patentových řešení, která byla realizována na funkčním vzorku motoru M3. Další konstrukční propracování mělo směřovat k vytvoření integrálního víka ložisek (mělo reflektovat některé výpočty prováděné ve výzkumném ústavu AVL List), resp. ke zdokonalení tvarů a připevnění bočních a spodních vík. K potřebným dalším experimentům, nutně velmi nákladným, pak už v podniku LIAZ nedošlo.

Obecným cílem chlazení motorů je dosažení přiměřeně nízkých teplot rozložených v segmentech válců a hlav při všech provozních stavech motoru co nejrovnoměrněji, bez tvoření parních bublin v chladicím systému. Kritickým dílem motoru z tohoto hlediska je hlava válců, resp. dobré konstrukční řešení odvodu tepla z ventilů přes kontaktní plochy se sedlem a vodítkem. Často je opomíjena potřeba dostatečného odvodu tepla z dříku výfukového ventilu přes olejový film, který zajišťuje jeho kluznou funkci. Nastává riziko, že teplota dříku ventilu přestoupí teplotu karbonizace mazacího oleje a dojde k vážnutí pohybu ventilu se všemi důsledky.

U motoru M3 byl proveden řízený průtok chladicí kapaliny cestou optimalizace velikosti a polohy vstupních průchodových otvorů umístěných v těsnění hlavy válce. Výsledkem bylo, že 70% chladicí kapaliny směřuje

zvýšenou rychlostí do prostoru mezi nálitky držáku trysky a sedel ventilů a 25% se přivádí pod výfukový kanál a obtéká náletek výfukového ventilu, viz obr.12.



Obr. 12 Řezy hlavou válce M3 s řízeným průtokem chladicí kapaliny

Zkoušky na funkčních vzorcích motoru M3 byly v roce 1989 ukončeny v důsledku prudkého poklesu odbytu vyráběných motorů a nákladních automobilů LIAZ.

Řada poznatků z vývoje motorů M2 a M3 byla využita v letech 1990-92, kdy jsem ve funkci vedoucího vývoje motorů byl odpovědný za modernizaci vyráběného motoru M1, viz publikace [6,7,8]. Tento motor je stále v menších množstvích vyráběn fou TEDOM Motory v Jablonci nad Nisou.

6. Obecné směrnice pro konstrukci vznětových motorů

Moderní vznětový motor musí splňovat požadavky uživatele (zákazníka), státu (společnosti) a výrobce. Uživatel vyžaduje hospodárnost, bezpečnost a komfort provozu. Stát chrání své občany zákonnými předpisy v souladu s ochranou životního prostředí. Výrobce vyžaduje návratnost investic a zisk.

Tyto různorodé požadavky někde až protichůdné se konstruktér snaží splnit a vzájemně sladit vhodným řešením, které začíná promyšleným projektem a končí bezchybnou výrobní dokumentací. Od konstrukčního kolektivu se vyžadují jak detailní znalosti výrobků konkurence (získávané studiem) a zkušenosti vlastní (získané praxí v poměrech daného výrobce), tak i dostatek kreativních schopností a intuitivních nápadů. Pro konstruktéra motoru je nezbytný úzký osobní kontakt s výpočtáři a vývojovými techniky, kteří provádějí funkční, pevnostní a deformační experimenty, simulační optimalizace

dílčích částí nebo celků variantních řešení, jakož i s konstruktéry celého vyvíjeného vozidla (např. v souvislosti s uložením a chlazením motoru). Podmínkou je široká spolupráce se souvisejícími obory, neboť jde o využívání nejnovějších poznatků z oblastí materiálu, paliv, elektroniky a výrobních technologií.

Konstrukce vznětového motoru je tedy komplexní soubor činností, jejichž cílem je co nejlépe splnit všechny dané požadavky. Obecně platí pro konstrukci jakéhokoli výrobku podobná pravidla, která se v posledních desetiletích příliš nemění. Podstatně se však změnilы používané nástroje a prostředky s nimiž konstruktér pracuje (výpočetní technika a uživatelská programová prostředí, zkušební zařízení a měřicí přístroje, elektronické systémy, alternativní paliva, nové materiály a pružné výrobní technologie).

Konstrukci předchází projekt, jehož výsledkem je obvykle konkrétní konstrukční zadání motoru, které optimálně splňuje odhady budoucích požadavků na konkurenceschopnost a marketing [9]. Stanoví se rozsah výkonů (točivých momentů) a jejich otáčkový průběh spolu s předpokládanou spotřebou paliva, zdvihový objem, rozměry zástavby v automobilu, počet a uspořádání válců (optimální 6 válců v řadě), počet dob pracovního cyklu (4-dobý), způsob chlazení (kapalinové), sériovost (ks/rok) ovlivňuje technologii, kterou musí konstrukce respektovat, limity emisí výfukových plynů (strategie vysokotlakého vstřikování, chlazené recirkulace výfukových plynů, kombinace systémů jejich doplňujícího čištění), životnost (1.5mil. km dálničního provozu).

Na základě osobních zkušeností s konstrukcí a analýzou jednotlivých dílů a celků předkládám pro počáteční fázi vývoje tyto obecné směrnice konstrukce nového vznětového motoru pro užitkové automobily:

- Klikový mechanismus (zdvih/vrtání - 1.2, klikový poměr - 0.25 až 0.3, rozteč válců podle materiálu skříně a provedení vložek – minimální rozteč ověřit výpočtem namáhání klikového hřídele a ložisek pro max. spalovací tlak 18 – 20 MPa, rozměry pístního čepu optimalizovat na dovolený průhyb, ovalizaci a měrný tlak v uložení – limitní hodnoty dány výrobcem pístu). Výpočty jsou orientační, neboť vstupní údaje se odhadují dle zkušeností a experimentů známých avšak odlišných motorů. Dimenzování dílů předpokládá proto cit pro dosažení úspěšné konstrukce s nízkými rotačními a posuvnými hmotami.
- Kliková skříň motorů (s vrtáním do 110mm z hliníku s monolitickým nebo kvazimonolitickým provedením kluzných ploch válců, u větších vrtání z legované šedé nebo vermikulární litiny s heterogenními „mokrými“ vloženými válci). Uvážlivě řešit vedení chladicí kapaliny a mazacího oleje k potřebným místům. V místech silových toků od nálitků hlavových a ložiskových šroubů volit plynulé přechody mezi stěnou zesílenou žebry a masivními nálitky (technologičnost odlitku a koncentrace napětí). Nálitky hlavových šroubu hluboce zapuštěné a po obvodě svázané žebrem (minimalizace deformací vložených válců).

Vnější boční stěny zakřivené s četnými žebry ve spodní části příčně vyztužené (omezení kmitání a jeho přenosu do spodního víka k omezení vyzařování hluku). Tvar levé a pravé části skříně k svislé ose válce má být v příčných řezech pokud možno symetrický pro dosažení rovnoměrných deformací od zatížení.

- Hlavy válců (odlité vcelku z hliníku, ev. pro vrtání nad 135mm z litiny, s rozvodem OHC se čtyřmi ventily na válec, centricky umístěným vysokotlakým vstřikovačem, snímačem tlaku, oboustranně umístěnými nevířivými kanály). Rozmístění a velikost ventilů, tvar kanálů ověřit a optimalizovat na základě aerodynamických zkoušek, ovšem za součinnosti konstruktéra, aby nebyla narušena strategie účinného chlazení kritických míst, tj. můstku mezi sedly výfukových ventilů a nálitkem pro vstřikovač. Řízené vedení chladicí kapaliny hlavou se provede cestou optimalizace velikosti a polohy vstupních průchodových otvorů umístěných v těsnění hlavy válce. Pomocí přepážek a kanálů se udržuje potřebný směr a rychlost průtoku kolem kritických míst.
Spojení hlavy válců s klikovou skříní se provádí poddajnými šrouby přes pružně plastické ocelové těsnění, které těsní i nejvyšší spalovací tlaky (20 MPa) vhodným konstrukčním uspořádáním prolisů a přidržovacích elementů, a to během celé životnosti motoru. Utěsnění průtoků chladicí kapaliny a mazacího oleje je provedeno vložkami z elastomerů.
- Ventilový rozvod OHC je poháněný obvykle ozubeným soukolím z uzlu torsního kmitání klikového hřídele. Volba jednoho popřípadě dvou vačkových hřídelů s použitím prostředků pro přenos pohybu omezujících smykové tření. V budoucnosti se předpokládá použití elektromagnetického nebo elektrohydraulického ovládání ventilů, které odstraní potřebu mechanického pohonu od klikového hřídele.
- Palivový systém vysokotlaký, typu Common Rail, se vstřikovači s jedním nebo dvěma elektromagnetickými ventily.
- Turbodmychadlo s mezichladičem plnicího vzduchu s regulací rozváděcích lopatek turbíny nebo dvoustupňové přeplňování s regulací. Systémy s chlazenou recirkulací výfukových plynů a zařízení k čištění výfukových plynů.
- Víko motoru (spodní, přední, zadní) se zakřivenou a žebrovanou stěnou s těsnící rovinnou plochou přiléhající ke klikové skříní. Materiál hliník, u spodního víka plast nebo zvukoizolační plech. Výfukové potrubí ze šedé litiny, sací potrubí z plastu. Torsní tlumič se silikonovým olejem.

7. Vize budoucnosti

Pro volbu dopravních prostředků je určující stále rostoucí podíl silniční přepravy zboží užitkovými automobily. Ta dosahovala podle webových stránek Eurostat v roce 2007 ve 27 zemích EU už 76,6% z celkové vnitrozemské přepravy zboží (v ČR 74,6%). Rychlost tohoto způsobu přepravy zboží a jeho dodávka přesně v dohodnutých lhůtách jsou pro stále větší počet odběratelů přitažlivější než pouhá cena za tunokilometr. Proto přeprava zboží po dálnicích stále více nahrazuje přepravu po železnici a ve výhledu zatím není jiná výhodnější alternativa.

Pohonnou jednotkou užitkového automobilu je v současnosti výhradně vznětový motor, který má dosud velký potenciál ke zlepšování ekonomicko-ekologických vlastností, a proto patrně zůstane i nadále hlavním zdrojem mechanické energie pro užitkové automobily, zemědělské a stavební stroje a velké přenosné stacionární jednotky. O rychlosti růstu požadavků na ekonomii a ekologii svědčí skutečnost, že za posledních 20 let se zvýšily výkony automobilových motorů pro stejné tonáže souprav na dvojnásobek a emise výfukových plynů klesly na pouhý zlomek (např. oxid dusíků na 1/7, pevné částice od roku 1993 na 1/18). Dnes se objevují v silničních tahačích moderní vznětové motory s objemovým výkonem 40kW/dm³.

Vznětový motor je i nadále slučitelný s udržitelným rozvojem společnosti. Svědčí o tom připravené koncepty nejrůznějších scénářů pro splnění konečných limitů škodlivin výfukových plynů pro EU VI v roce 2012 [10], jakož i snahy EU snížit závislost na fosilních palivech a zastavit růst vývinu CO₂. Ukazuje se, že použití biopaliv má své hranice v dostupnosti vhodných surovin ze zemědělských plodin a jejich odpadů. Pro provoz vznětových motorů užitkových automobilů se zatím doporučuje směs jen do 5% methylesteru biooleje v motorové naftě. Pro větší podíl náhrady fosilní nafty se uvažuje dimetyletér vyráběný z biologicky obnovitelných surovin (dřevo, sláma a další zemědělské odpady). Pro další snížení spotřeby paliva a tím i CO₂ se odhaduje 10% potenciál v účinnosti vznětových motorů a v logistice samotné přepravy zboží. Předpokládá se, že zvýšení tonáže a délek souprav spolu se vzděláváním řidičů by mohlo přinést další redukce CO₂ o 25%.

V budoucnosti se dá očekávat větší využití hybridních systémů i v pohonech užitkových automobilů, zejména pro dopravu ve městech. Svědčí o tom např. řešení fy Volvo pro rozvážkové a komunální automobily do 26t. Hybridní spojení vznětového motoru se starter-alternátorem umožňuje start a zrychlení do rychlosti 20km/h jen na elektrický pohon a rekuperaci energie při brzdění. Výsledkem je úspora paliva 15 až 20% podle aplikace a výrazné snížení emisí. Použití elektromobilů, zejména pro oblast dálkové přepravy zboží, se dá sotva předpokládat i v delším časovém horizontu.

8. Závěr

Autor tohoto textu se domnívá, že přispěl k rozšíření a prohloubení poznatků v oblasti konstrukce a vývoje motorů (zejména pro silniční vozidla) v těchto obdobích svého působení:

- V létech 1970 až 1975 při řešení konstrukčních nedostatků a potíží v souvislosti se zaváděním sériové výroby tehdy nového typu motoru M1. Spolupráce konstruktéra s pracovníky zkušeben, technologie a výroby vedla k spolehlivému výrobku a mj. i k realizaci patentových řešení.
- V létech 1976 až 1987 při konstrukci nových řad motorů M2 a M3 formulací základních, tehdy nových poznatků umožňujících zvyšování užitných vlastností vznětových motorů. Šlo např. o koncepční a konstrukční postupy k řešení chlazení hlav válců, uložení klikového mechanismu, dosažení velké tuhosti bloku válců jak pro spolehlivou funkci, tak pro omezení hlukových emisí motorů.
- V létech 1988 až 1992 při výrazné modernizaci motoru M1 s cílem splnění nově zaváděných norem EURO pro emise výfukových plynů. Byly aplikovány některé konstrukční poznatky z motorů řad M2 a M3.
- Ve své současné činnosti (od roku 1993) při řešení projektů vědy a výzkumu (Výzkumných záměrů MŠMT, Výzkumného centra Josefa Božka, projektů grantové agentury ČR, projektů MPO) využíváním poznatků a zkušeností z oblasti vznětových motorů nyní zejména při práci na motorech zážehových, spalujících kapalná a plynná alternativní paliva; jde např. o úpravy hlav válců a konstrukci vysokotlakých systémů pro vstřikování resp. vefukování paliva přímo do válce včetně konstrukcí potřebných experimentálních zařízení.

Literatura

- [1]Scholz, C., Honců, J.: Kontrolní výpočet namáhání klikového hřídele M634 s respektováním poddajností ložiskových podpor. (Výzkumná zpráva 61-0-0040). Jablonec n.N., LIAZ n.p.1973.
- [2]Scholz, C., Honců, J.: Studie pevnostního výpočtu klikového hřídele pístových motorů. In: Výzkumná zpráva LIAZ 61-0-0089, Jablonec n.N., 1977, s.1-17.
- [3]Scholz, C., Honců, J.: Vliv poddajnosti ložiskových podpor na napětí v ramenech klikových hřídelí pístových spalovacích motorů. In: Sborník X. konference o spalovacích motorech. Štrbské Pleso, DT 1977, s.168-180.
- [4]Scholz, C.: A LIAZ tehergépkocsik fejlesztési koncepciója, különös tekintettel az M2 és az M3 motortípusra. Járművek Mezőgazdasági Gépek, 38, 1991, č.5, s. 184-187.
- [5]Scholz, C., Honců, J., Kovář, Z., Korous, K.: Projekt kapalinou chlazených motorů pro rozsah výkonů 150- 245 kW.(Projekt 61-0-0198). Jablonec n.N., LIAZ n.p. 1986, s.1-51.
- [6]Scholz, C.: Vývoj nízkoemisního vznětového motoru LIAZ řady M1.2C s ohledem na ekonomii provozu. In: Sborník VIII. Mezinárodního symposia MOTORSYMPO'92. Žilina, DT 1992, s.135-142.
- [7]Scholz, C.: Nový motor LIAZ řady M1.2C splňující nízké emise škodlivin výfukových plynů předpisy EURO 1 (88/77 EEC). In: Sborník XXII. konference pracovníků automobilového průmyslu. Praha, SAP 1992, s. 39-45.
- [8]Scholz, C.: Konstrukční záměry výrobce motorů vedoucí k ekologizaci autobusové dopravy. In: Sborník konference o autobusové dopravě a životním prostředí. Brno, DP 1992, s. 24-26.
- [9]Scholz,C.: Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru. Vysokoškolská skripta TUL, Liberec, 2003. 43 s., příl. 2. ISBN 80-7083-693-8
- [10] Gense,N., Such,C., Ntyiachristos,L.: Euro VI technologies and costs for Heavy Duty vehicles. In: TNO Science and Industry report 06.OR.PT.0232/NG, 2006, Netherlands. 54p.

ŽIVOTOPIS

Doc. Ing. Celestýn SCHOLZ, Ph.D. narozen 31.5. 1942 v Litoboři

Profesní zaměření:

Konstrukce strojů a zařízení, specializace: pístové motory spalující kapalná a plynná paliva (propan-butan, zemní plyn, vodík) pro vozidla a průmyslové aplikace, včetně jejich příslušenství.

Studium a profesní růst:

1960 – 1965	VŠST v Liberci, FS, v oboru obráběcích strojů se zaměřením na stavbu mechanismů
1966 – 1968	VŠST v Liberci, FS, post promoční studium automatizace
1981	Režortní atestace FMVS - vědecko-technický kvalifikační stupně II
1998	TU v Liberci, FS, státní doktorská zkouška
1999	TU v Liberci, FS, dizertační práce na téma „Variabilita spalovacího procesu zážehových pístových motorů“ – akademický titul doktor (Ph.D.) v oboru Konstrukce strojů a zařízení
2001	TU v Liberci, FS, habilitace v oboru Konstrukce strojů a zařízení – akademický titul docent (doc.). Habilitační práce na téma: K problematice využití elektroniky u plynových zážehových pístových motorů.

Praxe:

1965 – 1968	LIAZ n.p. Jablonec n.N., Výrobní konstrukce motorů, konstruktér
1969 – 1974	LIAZ n.p. Jablonec n.N., Vývojová konstrukce motorů, samostatný konstruktér
1975 – 1989	LIAZ n.p. Jablonec n.N., Útvar vývoje motorů, vedoucí projekce motorů
1990 – 1992	LIAZ s.p. Jablonec n.N., vedoucí útvaru vývoje motorů
1993 – 1994	VŠST v Liberci, FS, Katedra strojů průmyslové dopravy, vědecko-technický pracovník
1994 – 2003	TUL v Liberci, FS, Katedra strojů průmyslové dopravy, odborný asistent, od roku 2001 docent
2001 – dosud	Škoda Auto a.s. Vysoká škola, Mladá Boleslav, externí pedagog
2003 – dosud	TUL v Liberci, FS, Katedra vozidel a motorů, vedoucí katedry

Přednášky předmětů: Metodika projektování strojů, Kolové a manipulační stroje II, Dopravní a manipulační technika, Vozidlové motory, Pístové spalovací motory, Základy teorie vozidel a motorů, Základy automobilové techniky.

Cvičení předmětů: Konstrukční projekt I a II, Základy automobilové techniky, vedení bakalářských a diplomových prací, školitel doktorandů.

Ostatní aktivity v oboru:

Spoluautor 5 patentů ČSR (153263, 175952, 196789, 196798, 203596) a užitého vzoru CZ 5382 U1. Autor 2 autorských osvědčení vynálezů CSSR (243151, 243525).

Autor (spoluautor) 7 původních článků v mezinárodních recenzovaných časopisech.

Předseda (člen) komisí pro státní závěrečné zkoušky a oponentních komisí MŠMT, MPO.