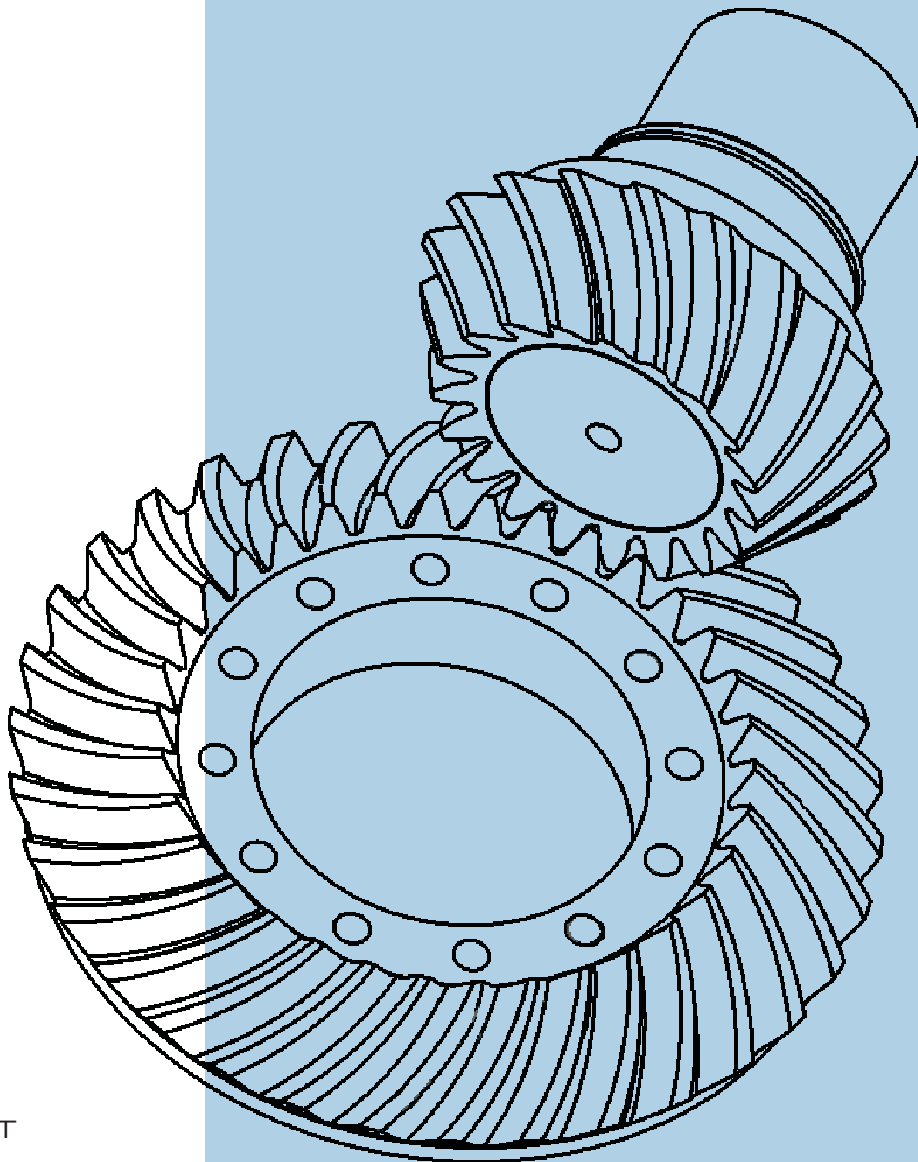


# **STROJNIŠKI VESTNIK**

## **JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING**



cena 800 SIT



9 770039 248001

ISSN 0039-2480

## Vsebina - Contents

**Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering**  
**letnik - volume 52, (2006), številka - number 1**  
**Ljubljana, januar - January 2006**  
**ISSN 0039-2480**

**Izhaja mesečno - Published monthly**

<b>Uvodnik</b>	2	<b>Editorial</b>
<b>Razprave</b>		<b>Papers</b>
Hribernik, A.: Vpliv biodizla na vbrizgavanje goriva, zgorevanje, nastanek emisij in značilnice dizelskega motorja z neposrednim vbrizgom	3	Hribernik, A.: The Influence of Biodiesel Fuel on the Injection, Combustion, Emissions and Performance of a Direct-Injected Diesel Engine
Katrašnik, T.: Izboljšan algoritem za simulacijo turbine avtomobilskega turbopolnilnika	15	Katrašnik, T.: A Novel Algorithm for the Simulation of an Automotive Turbocharger Turbine
Magister, T., Krulec, R., Batista, M., Bogdanović, L.: Meritve voznikovega odzivnega časa	26	Magister, T., Krulec, R., Batista, M., Bogdanović, L.: Measuring a Driver's Reaction Time
Okorn, I., Bešter, T., Orbanič, P., Fajdiga, M.: Primerjalna analiza preračuna prednje preme po metodi končnih elementov in standardu DIN743	41	Okorn, I., Bešter, T., Orbanič, P., Fajdiga, M.: The Difference Between a Front-Axle Stress Calculation Using the Finite-Element Method and the Same Calculation According to DIN743
Wagner, A., Bučar, T., Fajdiga, M.: Vpliv različnih parametrov na trdnostni preračun toplotno obremenjenega žarometa	52	Wagner, A., Bučar, T., Fajdiga, M.: The Effects of Different Analysis Parameters on the Calculated Temperature of a Loaded Headlamp
<b>Strokovna literatura</b>		<b>Professional Literature</b>
Ocene knjig	63	Book Reviews
Iz revij	63	From Journals
<b>Osebnosti</b>		<b>Personal Events</b>
Prof.dr. Jože Puhar - 80 letnik	66	Prof.Dr. Jože Puhar - 80 <sup>th</sup> Anniversary
Prešernove nagrade Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani za leto 2005	67	2005 Prešeren's Awards of Faculty of Mechanical Engineering of University of Ljubljana
Doktorati, magisteriji in diplome	70	Doctor's, Master's and Diploma Degrees
<b>Navodila avtorjem</b>	71	<b>Instructions for Authors</b>

## Uvodnik - Editorial

Samo približno sto let je preteklo, odkar je človek razvil motorno vozilo do današnje stopnje. Motorno vozilo je danes najštevilčnejši, izredno izpopolnjen mehatronski izdelek, ki je spremenil svet in "poganja" svet ("Vehicle is moving the world", "Automotive technology moves the world"). Vozila in njih uporaba, prilagojena človeškim željam in potrebam, prilagojena potrebam industrijskih postopkov, prilagojena gospodarskim panogam in gospodarstvu, najodločneje vplivajo na industrijski, gospodarski in družbeni razvoj, na kulturo in celo mentaliteto celotnih skupin ljudi. Vozila in njihova uporaba imajo odločujoč vpliv na okolje, okoljske zaloge, surovinski in energijski viri pa so omejeni. Zato imamo vsi, ki načrtujemo vozila, jih uporabljamo za osebne potrebe in izrabljamo za podporo drugim panogam industrije, gospodarstva in družbe največjo odgovornost za prihodnost. Ali svet ne bo doživel novih katastrof zaradi tega, ker razviti svet intenzivno porablja surovine, energijo ter obremenjuje okolje nerazvitega dela sveta? Ali ni "globalizem" samo metoda prikrivanja nesorazmerij, opravičevanja stanja in vztrajanja pri prevladi nekaterih? Ali imamo odgovore na ta vprašanja, ali imamo rešitve za prihodnost?

Slovenci se lahko upravičeno prištevamo k začetnikom avtomobilizma (B. Borovinsky "Kako so konjske moči izpodrivale konje"). Bili smo pomembni ustvarjalci ves čas razvoja avtomobilizma. Naše tovarne vozil in sestavnih delov (TAM, Tomos, IMV, Cimos, Iskra-Avtoelektrika itn.), so poznane po svetu po strokovnjakih in prenovitvenih rešitvah. Izredno močna je industrija razvojnih dobaviteljev za domače in tuje izdelovalce vozil. Uspešno upravljamo velike transportne sisteme, kmetijsko in gozdno

mehanizacijo itn. Vrsta raziskovalnih ustanov velik del raziskav namenja prav avtomobilizmu. Slovenci smo ves čas ustvarjali novo znanje, nove tehnologije in nove uporabe na področju motornih vozil in jih preko najvišje usposobljenih kadrov prenašali v prakso.

Da bi pregledovali stanje, novosti pri rešitvah in usmerili raziskave smo se strokovnjaki, ki delujemo na tem področju, vsake dve leti srečevali na mednarodnih posvetovanjih, ki jih je od leta 1972 do 1988 organiziralo Jugoslovansko društvo za motorje in vozila – JUMV. Že leta 1993 smo Slovenci sami organizirali svojo prvo mednarodno konferenco pod naslovom "Inovativna avtomobilska tehnologija – IAT '93". Lani smo na Bledu organizirali že sedmo konferenco IAT '05 in na njej v približno sedemdesetih prispevkih podali najnovejše dosežke v znanju in tehnologiji na širšem področju Evrope. Naša konferenca je kot periodična konferenca priznana v obeh mednarodnih združenjih, katere člani smo. Tako v FISITI – Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile, kot v EAEC – European Automobile Engineers Cooperation.

Programski odbor konference je izmed predstavljenih prispevkov izbral samo nekaj najbolj opaznih in povabil avtorje, da svoje prispevke dopolnijo za objavo v Strojniškem vestniku. V prispevkih v tej in naslednji številki Strojniškega vestnika so avtorji pokazali na nekatera sodobna vprašanja pri razvoju znanja in tehnologije za področje avtomobilizma in uspešne uporabe.

Prof.dr. Matija Fajdiga  
Predsednik Programskega odbora IAT '05

# Vpliv biodizla na vbrizgavanje goriva, zgorevanje, nastanek emisij in značilnice dizelskega motorja z neposrednim vbrizgom

## The Influence of Biodiesel Fuel on the Injection, Combustion, Emissions and Performance of a Direct-Injected Diesel Engine

Aleš Hribernik  
(Fakulteta za strojništvo, Maribor)

*Da bi raziskali, kakšen je vpliv biodizla na značilnice zgorevanja in emisije dizelskega motorja, smo opravili primerjalno študijo. Kot pogonsko gorivo dizelskega motorja z neposrednim vbrizgom goriva smo v enakih delovnih razmerah uporabili gorivo D2 in čisti biodizel. Pri tem smo merili osnovne delovne parametre motorja in emisije škodljivih snovi. Prav tako smo posneli potek tlaka v valju motorja in z enodelnim modelom zgorevanja določili potek sprostitve toplote med zgorevanjem. Po poteku sprostitve toplote smo ocenili osnovne makroparametre zgorevanja. Ločeno smo analizirali tudi delovanje sistema za vbrizgavanje goriva. V ta namen smo na preizkuševališču za visokotlačne tlačilke izmerili potek tlaka v visokotlačni cevi in giba igle vbrizgalne šobe ter količino vbrizganega goriva. Tako smo lahko izračunali karakteristiko vbrizgavanja in ocenili osnovne makroparametre vbrizgavanja in jih analizirali v različnih delovnih razmerah.*

© 2006 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji dizelski, biodizel, brizganje goriva, zgorevanje)**

*A study was carried out on the influence of biodiesel fuel on a diesel engine's performance, exhaust emissions, combustion and fuel-injection processes. These tests were performed on a direct-injected diesel engine using standard D2 diesel and commercial 100% biodiesel fuels. The tests were carried out using both fuels, under the same conditions. The exhaust emissions and the engine performance were measured and compared. The in-cylinder pressure was also measured, and the heat-release-rate curves were computed by means of a zero-dimensional one-zone combustion model. Some macro-parameters of the combustion process were obtained from the heat-release-rate curves. The injection system was separated from the engine and tested on a special test bench. The quantity of injected fuel was measured, and the injection pressure and injector-needle lift-time history were measured. The injection-rate curves were then computed and some macro-parameters of the injection process were obtained and analysed.*

© 2006 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: Diesel engines, biodiesel fuels, fuel injections, combustion)**

### 0 UVOD

Že v bližnji prihodnosti lahko pričakujemo povečano uporabo nadomestnih goriv za pogon motornih vozil. Pri tem imajo največjo zmožljivost nadomestna goriva iz obnovljivih virov, katerih glavna prednost pred fosilnimi gorivi je zmanjšanje emisij toplogrednih plinov (predvsem CO<sub>2</sub>). K zmanjšanju emisij toplogrednih plinov in emisij škodljivih snovi v celoti, ki jih dandanes zakonodaja vse bolj omejuje, pa pomembno prispeva tudi postopek zgorevanja. Pri tem ima dizelski motor z

### 0 INTRODUCTION

It is predicted that the use of alternative fuels for the propulsion of road and off-road vehicles will increase in the near future. Alternative fuels from renewable energy sources have the highest potential in terms of greenhouse-gas emissions (particularly CO<sub>2</sub>). The very strict emission-policy demands for low emissions of greenhouse gasses and all other harmful emissions from internal combustion (IC) engines, increases the demand for power sources with low emissions and low fuel consumption. This means that the diesel en-

neposrednim vbrizgavanjem goriva pomembne prednosti pred drugimi motorji.

Biodizel se že uspešno uporablja kot pogonsko gorivo v dizelskih motorjih vozil na motorni pogon. V bližnji prihodnosti pa lahko pričakujemo še povečano uporabo biodizla. Zaradi velike viskoznosti rastlinskih olj je pri proizvodnji biodizla uporabljena transestrifikacija, katere rezultat je metilni ester (biodizel) z značilnostmi, podobnimi dizelskemu gorivu D2 (preglednica 1). Zato je tako pridobljen biodizel mogoče uporabiti v dizelskih motorjih brez dodatnih posegov v sistem za vbrizgavanje goriva ali zgorevanje. Seveda pa zaradi drugačne sestave goriva prihaja do razlik v postopku zgorevanja in nastanku škodljivih snovi. V nadaljevanju prikazujemo rezultate eksperimentalnih raziskav vpliva izbranega goriva na postopek vbrizgavanja goriva, postopke zgorevanja in nastanek škodljiv snovi. Meritve so bile izvedene na prototipnem motorju TAM BF4L515C. Nastavitev sistema za dovod goriva nismo prilagajali posameznemu gorivu in so ostale med meritvami nespremenjene. Osnovne specifikacije testnega motorja so podane v preglednici 2.

#### 1 VPLIV BIODIZLA NA POSTOPEK VBRIZGAVANJA GORIVA

Poskusi na vbrizgalnem sistemu so potekali na napravi za preizkušanje tlačilk Friedman-Maier tip 12H100\_h. Pri tem smo merili potek tlaka v visokotlačni cevi takoj za tlačilko in tik pred vbrizgalno šobo, dvig igle vbrizgalne šobe in količino vbrizganega goriva. Nekatere osnovne značilnosti vbrizgavanja biodizla in goriva D2 prikazuje slika 1.

Izmerjena prostornina vbrizganega goriva je nekoliko večja pri biodizlu. Še posebej velja to pri večji vrtilni frekvenci motorja, ko so hitrosti tlačjenja goriva največje in je količina vbrizganega biodizla 4 % večja od količine vbrizganega goriva D2. Tudi trajanje vbrizgavanja ( $F_{i\_vbr}$ ) je daljše za biodizel, in to predvsem na račun zgodnejšega dviga igle vbrizgalne šobe in zato nekaj večjega kota predvbrizga ( $F_{i\_zvbr}$ ). Razlike osnovnih parametrov so vendarle zelo majhne, skoraj še v mejah merilne negotovosti, kar potrjujejo tudi rezultati meritev dinamičnih komponent, ki jih prikazuje slika 2. Dvig igle vbrizgalne šobe pri vrtilni frekvenci motorja  $1300 \text{ min}^{-1}$  je skoraj povsem enak, medtem ko je pri  $2100 \text{ min}^{-1}$  začetek dviganja igle  $0,3^\circ \text{ OG}$  zgodnejši

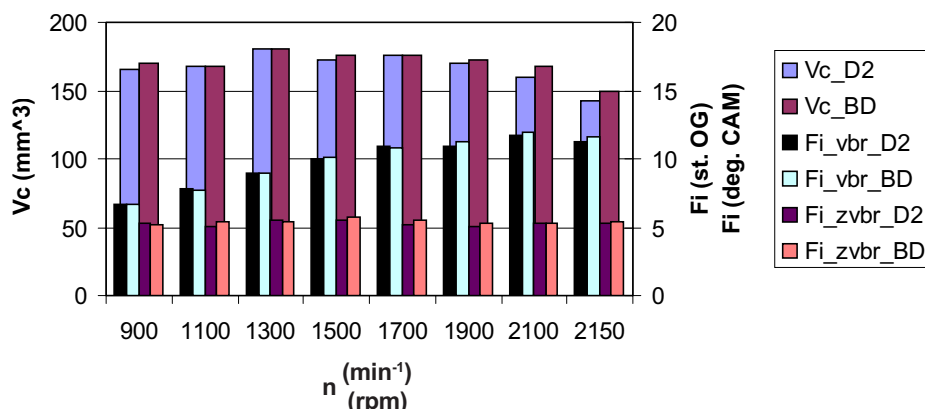
gines, especially direct-injected diesel engines, have a big advantage over other combustion systems.

Biodiesel has already been successfully applied for diesel engines. Today it is used in a mixture with D2 fuel or in pure form, and it is expected that the consumption of biodiesel fuel will grow in the coming years. Due to the high viscosity of raw vegetable oils, a process called "transesterification" is used for the production of biodiesel, the characteristics of which are very similar to those of D2 fuel (Table 1). No modifications to the fuel-injection system or to the combustion process are, therefore, necessary when the D2 fuel is replaced with biodiesel. The combustion process and the emissions formation, however, are altered due to the different compositions of both fuels. The influence of a particular fuel on the fuel injection, the combustion process and the emission formations were experimentally investigated and some of the results are presented in the following paper. The measurements were performed on a TAM BF4L515C prototype turbocharged diesel engine. The injection system setup was not optimized for any particular fuel, and remained unaltered throughout all the tests. The test engine's specifications are given in Table 2.

#### 1 THE INFLUENCE OF BIODIESEL ON THE FUEL-INJECTION PROCESS

The injection system was tested on Friedman-Maier-type 12H100\_h test bench for a conventional fuel-injection pump. Pressure-time histories within a high-pressure line, close to the high-pressure pump and the fuel injector and the injector-needle lift trace, were acquired, and measurements were made of the quantity of injected fuel. Some of the results are presented in Fig. 1.

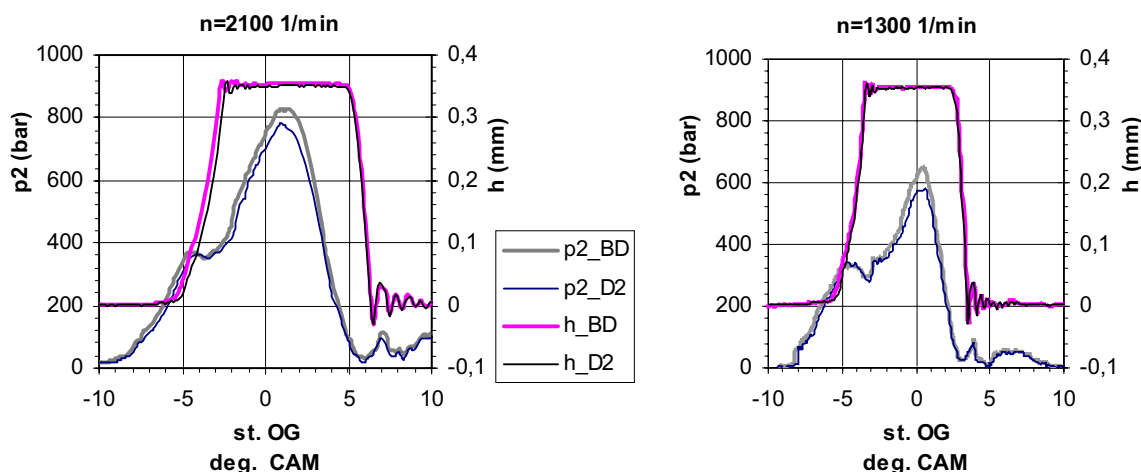
As can be seen, the injected fuel quantity per cycle is higher for biodiesel, especially at higher engine speeds, where the volumetric amount of injected biodiesel exceeds the injected D2 fuel quantity by 4%. The injection duration ( $F_{i\_vbr}$ ) is longer for biodiesel because of the earlier needle lift and the shorter injection delay. The basic injection parameters, however, differ only a little. The differences are almost within the measurement uncertainty. The dynamic parameters shown in Fig. 2 also prove this. The injector-needle lift trace at 1300 rpm is almost identical for both fuels, while at 2100 rpm a shorter injection delay is observed by the biodiesel and the injector needle opens  $0.3^\circ \text{ CAM}$  earlier than with the D2 fuel. The injector needle's closure at 2100 rpm is identical



Sl. 1. Primerjava količine vbrizganega goriva ( $V_c$ ), trajanja vbrizgavanja ( $F_{i\_vbr}$ ) in kota predvbrizga ( $F_{i\_zvbr}$ ) za gorivo D2 in biodizel (BD) pri polnem gibu zobate letve visokotlačne tlačilke  
 Fig. 1. Comparison of injected fuel quantity per cycle ( $V_c$ ), injection duration ( $F_{i\_vbr}$ ) and injection advance ( $F_{i\_zvbr}$ ) for D2 and biodiesel (BD) at full rack position of injection pump

za biodizel, spust pa se ujema z D2. Tudi poteka tlaka pred šobo sta zelo podobna, le da so največji tlaki z biodizlom višji za 4 do 7 odstotkov. Podobno kakor v primeru dviganja igle pa ponovno opazimo za 0,3 ° OG zgodnejše zviševanje tlaka pred šobo pri vrtilni frekvenci motorja 2100 min<sup>-1</sup>. Sklenemo lahko torej, da zamenjava goriva D2 z biodizlom ne vpliva pomembneje na delovanje vbrizgalnega sistema, kadar so delovne razmere predvsem temperature, v običajnih okvirih in da zato tudi ne zahteva sprememb njegovih osnovnih nastavitvev.

for both fuels. The pressure-time history in the high-pressure line close to the injector is also similar, although a 4% to 7% higher maximum pressure is observed with biodiesel. Similar to the needle lift 0.3 ° CAM a quicker pressure rise is indicated at 2100 rpm. It can be concluded, therefore, that the operation of an injection system does not change significantly when D2 fuel is replaced by biodiesel, and no alteration in the injection system setup is necessary when the operation conditions, especially the fuel temperature, remain within tolerance.



Sl. 2. Primerjava potekov tlaka pred šobo ( $p_2$ ) in dviga igle ( $h$ ) za gorivo D2 in biodizel (BD) pri vrtilnih frekvencah motorja 2100 in 1300 min<sup>-1</sup>  
 Fig. 2. Comparison of pressure traces close to the injector ( $p_2$ ) and needle lift ( $h$ ) for D2 fuel and biodiesel (BD) at 2100 and 1300 rpm



## 2 VPLIV BIODIZLA NA DELOVANJE MOTORJA IN NASTANEK EMISIJ

Meritve na motorju so potekale v preizkuševališču z zavornim dinamometrom, ki omogoča merjenje obremenitvenih in hitrostnih značilnic motorja. Poleg osnovnih obratovalnih parametrov motorja, to so vrtilna frekvenca motorja in turbokompresorja, vrtilni moment motorja, pretok zraka in goriva ter velikost značilnih temperatur in tlakov v polnilnem in izpušnem sistemu, smo merili tudi koncentracijo plinskih komponent in saj v izpušnih plinih. Koncentracijo NO<sub>x</sub> smo izmerili s kemoluminiscenčno metodo, koncentracijo nezgorelih ogljikovodikov HC s plamensko ionizacijskim detektorjem, stopnjo sajavosti z AVL-ovim merilnikom, koncentracijo CO z metodo absorpcije nedisperzirane infrardeče svetlobe in koncentracijo O<sub>2</sub> z zaznavalom ZrO<sub>2</sub>.

### 2.1 Zunanja značilnica

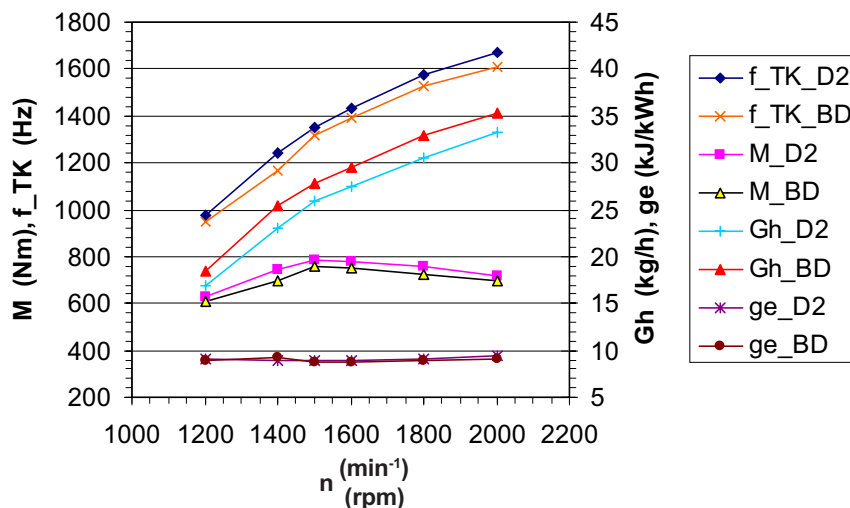
Zunanjo značilnico izmerimo pri največjem gibu zobate letve visokotlačne tlačilke (pri polnem plinu) in s spreminjanjem vrtilne frekvence dvojice motor – zavorni dinamometer. Prikazana je na sliki 3. Ugotovimo lahko, da je doseženi vrtilni moment z biodizlom in posledično tudi moč motorja v celotnem področju vrtilnih frekvenc motorja nižji

## 2 THE INFLUENCE OF BIODIESEL ON THE OPERATION OF THE ENGINE AND THE FORMATION OF EMISSIONS

The engine tests were performed on a test bed using a dynamometer, which enabled measurements of the engine speed and the load characteristics. In addition, measurements were made of the basic engine operational parameters, such as engine speed, turbocharger speed, engine load, air mass flow, fuel consumption, pressure and temperature in the intake and exhaust systems, and the concentrations of gaseous components and particulates in the exhaust gases. The NO<sub>x</sub> concentration was measured using a chemiluminescence analyser, a flame-ionisation detector was used to measure the amount of unburned hydro-carbons, the particulates were monitored by an AVL smoke meter, the concentration of CO was measured with a non-dispersive infrared analyser, and a ZrO<sub>2</sub> sensor was used to measure the oxygen concentration.

### 2.1 The full-load characteristic

The full-load characteristic is measured at the full-rack position of the fuel-injection pump ("full throttle"), by gradual variation of the engine-dynamometer system's rotational speed. It is presented in Fig. 3. As can be seen, the engine torque and, consequently, the engine power are lower at all engine speeds when the engine is fuelled by biodiesel. This is to be expected,



Sl. 3. Primerjava navora ( $M$ ), vrtilne frekvence turbokompresorja ( $f_{TK}$ ), urne porabe goriva ( $Gh$ ) in specifične porabe energije ( $ge$ ) pri polni obremenitvi za biodizel (BD) in D2

Fig. 3. Comparison of engine torque ( $M$ ), turbocharger speed ( $f_{TK}$ ), fuel consumption ( $Gh$ ) and brake specific energy consumption ( $ge$ ) at full load for biodiesel (BD) and D2

Preglednica 1. Primerjava fizikalnih in kemijskih lastnosti biodizla in goriva D2 [1] in [2]  
 Table 1. Comparison of physical and chemical properties of biodiesel and D2 fuel [1] and [2]

	D2	biodizel Biodiesel
gostota pri 15 °C (kg/m <sup>3</sup> ) density at 15 °C (kg/m <sup>3</sup> )	845	865
viskoznost pri 40 °C (mm <sup>2</sup> /s) viscosity at 40 °C (mm <sup>2</sup> /s)	2,5	4,3
kurilnost (MJ/kg) caloric value (MJ/kg)	42,6	37,3
cetansko število cetane index	46	> 49
sestava / composition: masni delež / mass fraction		
	C	0,860
	H	0,134
	S	0,003
	O	-
stehiometrijsko št. (kg zr./kg gor.) stehiometric air to fuel ratio	14,5	12,4

od vrtilnega momenta, ki ga dosega motor z gorivom D2. Razlika je posledica 12,5-odstotne nižje kurilnosti biodizla (preglednica 1). Ker pa je vbrizgana prostornina biodizla večja (slika 1) in je hkrati večja tudi njegova gostota (preglednica 1), je urna poraba biodizla (Gh – slika 3) večja, zato je zmanjšanje vrtilnega momenta in moči motorja z biodizelskim gorivom le do 5 %. Pri tem pa se specifična poraba energije goriva (ge – slika 3) zmanjša v povprečju za en odstotek. Zato lahko končamo z ugotovitvijo, da povzroči uporaba biodizla pri nespremenjenih nastavitvah motorja do 5 % zmanjšanje vrtilnega momenta in moči, medtem

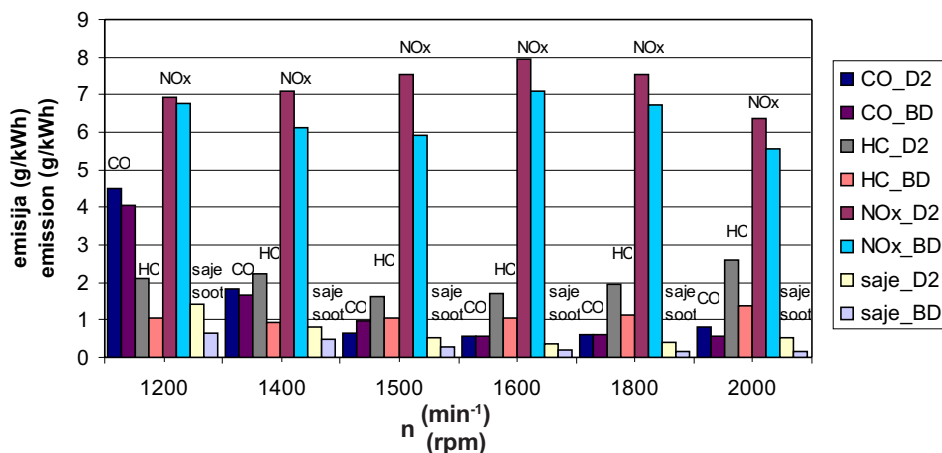
since the calorific value of the biodiesel is 12.5 % lower than that of D2 fuel (see Table 1). From Fig. 3 it also follows that at the full-rack position the biodiesel fuel consumption (Gh – Fig. 3) is higher. There are two reasons for this. Firstly, the biodiesel's density is higher (see Table 1), and secondly, the injected fuel quantity per cycle is also higher (see Fig. 1). The reduction in engine torque and power when the engine is fuelled by biodiesel is, therefore, not as high as 12.5%, but is just 5%, and at the same time the brake-specific fuel consumption (ge – Fig. 3) is reduced by 1%. Therefore, it can be concluded that the engine torque and the power are reduced by 5% and the effective engine efficiency is

Preglednica 2. Podatki o testnem motorju TAM BF4L515C

Table 2. TAM BF4L515C test engine specifications

Motor Engine	Tlačno polnjeni, 4-taktni dizelski z neposrednim vbrizgom goriva in vmesnim hladilnikom polnilnega zraka; Turbocharged, 4-stroke direct injected diesel engine with intercooler;
število valjev number of cylinders	4
premer × gib bata bore × stroke	125 mm × 145 mm
gibna prostornina total displacement	7117 ccm
tlačno razmerje compression ratio	15,8
dobava goriva / fuelling tlačilka / in-line pump šoba / injector izvrtine šobe / injector holes st. kot predvbr. / pump advance	BOSCH PES6P120A72 BOSCH DLLA 148S 4 × Φ = 0,375 mm 16 °RG (°CA)





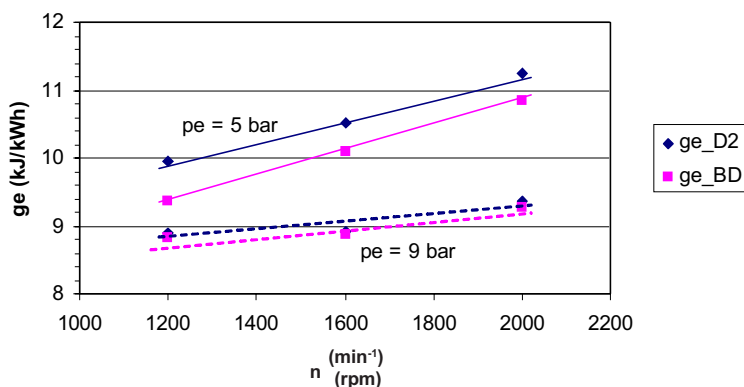
Sl. 4. Primerjava specifičnih emisij CO, HC, NOx in saj pri polni obremenitvi za biodizel (BD) in D2  
 Fig. 4: Comparison of specific emissions of CO, HC, NOx and particulate (soot) at full load for biodiesel (BD) and D2 fuel

ko se dejanski izkoristek motorja v povprečju zveča za 0,3 odstotne točke. Pomembnejšega vpliva na delovanje turbokompresorja ne opazimo. Vrtilna frekvenca turbokompresorja in pretok zraka se zmanjšata do 4 odstotke, kar pa ne vpliva kakovostno na postopek zgorevanja, saj je primerjalni razmerik zrak – gorivo zaradi manjše potrebe biodizla po kisiku celo večji kakor v primeru uporabe goriva D2. Pomembnejši vpliv na potek zgorevanja in nastanek škodljivih komponent ima kemijska sestava goriva, predvsem vsebnost kisika (nad 10 %).

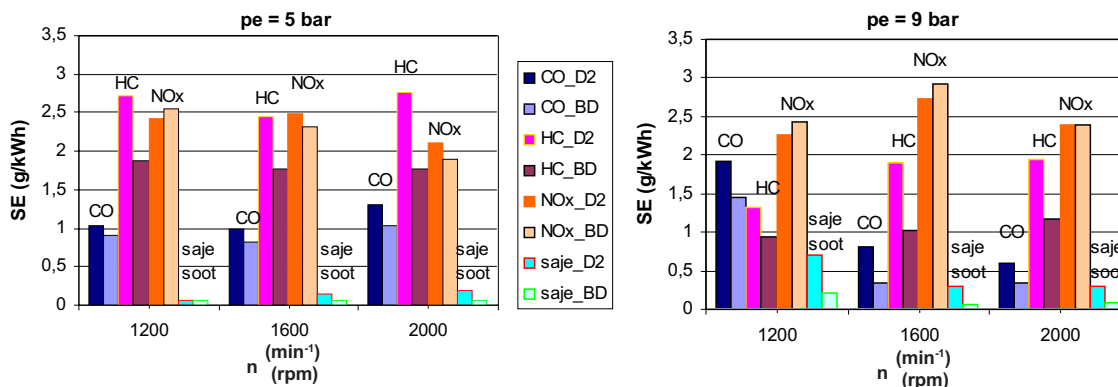
Rezultate izmerjenih emisij (zaradi primerljivosti so podane specifične emisije) pri zunanji značilnici motorja prikazuje slika 4. Osnovna ugotovitev primerjave specifičnih emisij pri polni obremenitvi motorja je zmanjšanje vseh emisij z uporabo biodizla. Pri tem je zmanjšanje emisij CO,

increased by approximately 0.3 percentage points when the D2 fuel is replaced by biodiesel, and the engine setup is unaltered. The operation of the turbocharger is not significantly effected by the application of biodiesel. Turbocharger speed and the air mass flow are reduced by 4%. This, however, does not influence the combustion process, since the oxygen demand of the biodiesel is lower than that of the D2 fuel, and the equivalent air-to-fuel ratio is higher when biodiesel is used. The combustion process and the emission formation is, however, strongly influenced by the chemical composition of the fuel, especially the content of bonded oxygen (over 10% for biodiesel).

The measured engine emissions (specific emissions are given for comparison) at full load are shown in Fig. 4. As can be seen, all the emissions are reduced at full load when biodiesel is applied. Reductions in CO, HC and soot emission can be ex-



Sl. 5. Primerjava specifične porabe energije ( $g_e$ ) pri delnih obremenitvah za biodizel (BD) in D2  
 Fig. 5. Comparison of break specific energy consumption ( $g_e$ ) at partial load for biodiesel (BD) and D2



Sl. 6. Primerjava specifičnih emisij (SE) CO, HC, NOx in saj pri delnih obremenitvah za biodizel (BD) in D2  
 Fig. 6. Comparison of specific emissions (SE) of CO, HC, NOx and particulate (soot) at partial load for biodiesel (BD) and D2 fuel

HC in saj pričakovano zaradi 10-odstotnega deleža kisika v gorivu, kar zmanjša primanjkljaj kisika v območjih, bogatih z gorivom, zavre nastajanje saj in pospeši postopke oksidacije. Prav slednje bi zato lahko povzročilo tudi povečanje emisije NOx o čemer poročajo tudi drugi avtorji ([1] do [4]), kar pa se ni zgodilo. Da bi ugotovili, ali je pojav zmanjšanja emisij NOx posledica 5-odstotnega znižanja obremenitve na zunanji značilnici motorja pri uporabi biodizla, smo meritve ponovili še pri delnih obremenitvah motorja.

## 2.2 Hitrostne značilnice pri delni obremenitvi

Posneli smo dve hitrostni značilnici motorja; pri srednjem dejanskem tlaku (obremenitvi)  $p_e = 9$  bar in  $p_e = 5$  bar. Osnovni kazalci obratovanja se pri tem skoraj ne razlikujejo. Razlike v vrtilnih frekvencah turbokompresorja in pretoka zraka so v mejah merilne negotovosti. Ponovno pa je zaradi manjše potrebe po kisiku presežek zraka do 4 odstotke večji pri biodizlu, predvsem pri manjši obremenitvi motorja pa je pomembno manjša tudi specifična poraba energije goriva (slika 5). Razlike presegajo 5 odstotkov in jih ne moremo pojasniti z merilno negotovostjo, ampak z ugotovitvijo, da se po vsej verjetnosti izboljša dejanski izkoristek motorja zaradi zgodnejšega pričetka zgorevanja (slika 8) in tudi mirnejšega teka motorja, kakor ugotavljamo v poglavju 3.

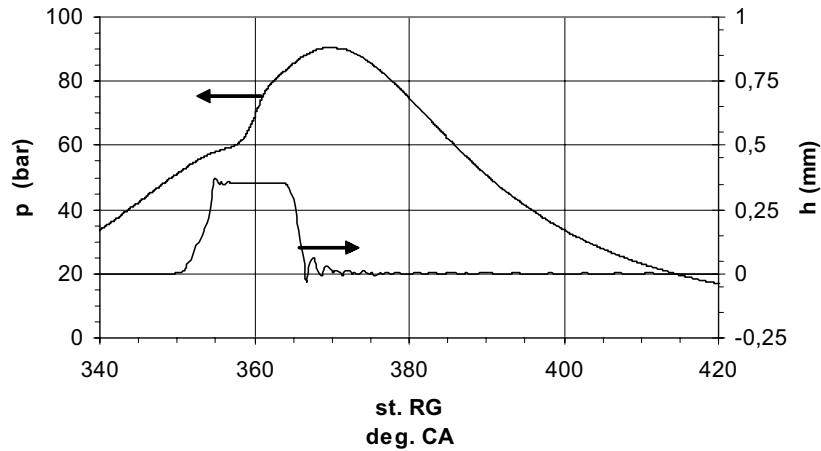
Specifične emisije motorja pri delnih obremenitvah so prikazane na sliki 6. Ponovno je za vse merilne točke značilno občutno zmanjšanje emisij CO, saj in HC z biodizlom. Emisije NOx so pri majhni obremenitvi motorja ( $p_e = 5$  bar) in večjih vrtilnih frekvencah še zmeraj nekoliko nižje z biodizlom,

pected, since the oxygen bonded in the biodiesel (10% oxygen content) reduces the deficit of oxygen within the fuel-rich regions, hinders soot formation, and accelerates the oxidation processes. The latter, however, should increase NOx emissions, as reported by other authors ([1] to [4]), but did not occur in this case. The possible reason is a 5% reduction in the engine load following the application of the biodiesel. In order to prove this, measurements were also performed under a partial engine load.

## 2.2 Partial load characteristic

Two engine-speed characteristics were measured; at mean effective pressures of  $p_e = 9$  bar and  $p_e = 5$  bar. The main engine operational parameters do not differ significantly when the D2 fuel is replaced by the biodiesel. The differences in the turbocharger speed and the air mass flow are within the measurement uncertainty interval. The air-to-fuel ratio is again higher by approximately 4% when biodiesel is used, due to its lower oxygen demand and, as can be seen from Fig. 5, the brake-specific fuel consumption is reduced, which is especially significant for low engine loads. The differences in the brake-specific fuel consumption exceed 5% and cannot be explained by the measurement uncertainty. It is far more probable, as stated in section 3, that the reduced ignition delay and the earlier combustion start (Fig. 8), together with a smoother engine operation, increase the engine's efficiency.

The specific engine emissions under partial load are presented in Fig. 6. The reduction of CO, HC and particulate emissions is again characteristic for all engine operational points when using biodiesel. A reduction in NOx emissions is only observed under a



Sl. 7. Izmerjeni potek tlaka v valju ( $p$ ) in hod igle ( $h$ ) vbrizgalne šobe (gorivo D2,  $n=1600 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 9 \text{ bar}$ )  
 Fig. 7. Measured in-cylinder pressure trace ( $p$ ) and injector needle lift trace ( $h$ ) (D2 fuel, 1600 rpm,  $p_e = 9 \text{ bar}$ )

medtem ko povzroči biodizel pri večjih obremenitvah motorja ( $p_e = 9 \text{ bar}$ ) do 7 odstotno povečanje emisij NOx.

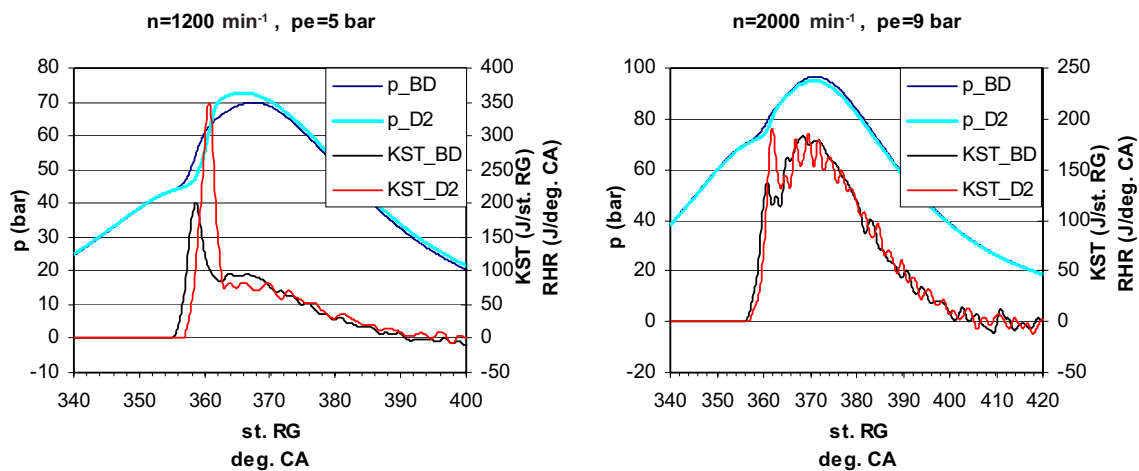
low load ( $p_e = 5 \text{ bar}$ ) and a high engine speed, while at a higher engine load ( $p_e = 9 \text{ bar}$ ), an increase in NOx emissions by up to 7% is observed.

### 3 VPLIV BIODIZLA NA ZGOREVANJE

Osnovne značilnosti postopka zgorevanja lahko pridobimo z računsko obdelavo indikatorskega diagrama motorja. V ta namen smo najprej izmerili potek tlaka med zgorevanjem in dvig igle vbrizgalne šobe za prvi valj motorja. V zgorevalni prostor smo namestili piezoelektrično zaznavalo, za merjenje giba igle pa smo uporabili induktivno zaznavalo. Primerjalno lego ročične gredi smo sledili z optičnim kodirnikom. Analogne signale smo

### 3 THE INFLUENCE OF BIODIESEL ON THE COMBUSTION PROCESS

The basic characteristics of the combustion process can be obtained by the computational processing of an in-cylinder pressure trace. The in-cylinder pressure and the time history of the injector needle lift were, therefore, acquired from the first engine cylinder. A piezoelectric sensor was placed into the combustion chamber for the pressure pick-up, an inductive sensor was used for the needle-lift measurement, and an optical encoder was applied for the reference crank-angle-position pick up. The signals from the sensors were acquired by a compu-



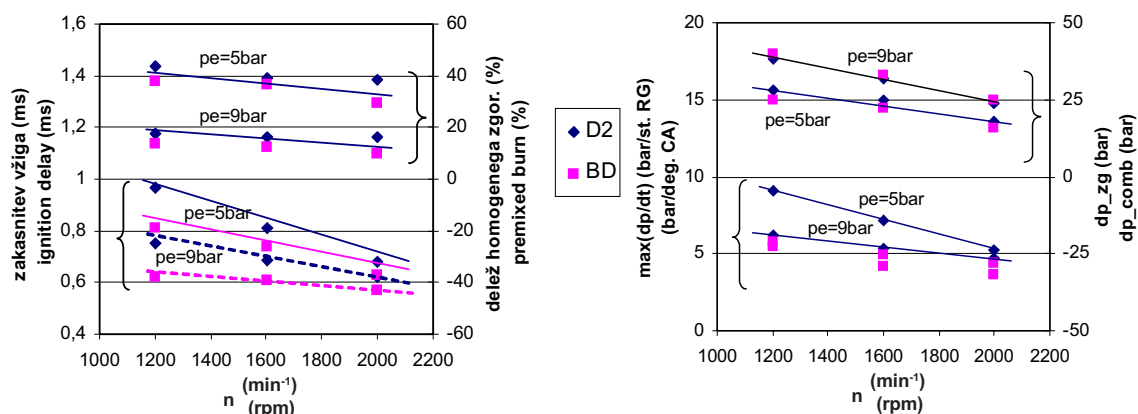
Sl. 8. Primerjava poteka tlaka v valju ( $p$ ) in KST za biodizel (BD) in D2 gorivo (D2)  
 Fig. 8. Comparison of in-cylinder pressure trace ( $p$ ) and RHR curve for biodiesel (BD) and D2 fuel

zbrali z računalniško podprtim zbiranjem podatkov z uporabo merilnih algoritmov iz programskega okolja LabVIEW. Uporabljena frekvenca zbiranja je bila 100 kHz po kanalu. Primer izmerjenih rezultatov je prikazan na sliki 7. Na podlagi izmerjenih potekov tlaka v valju motorja smo nato izračunali potek sprostitve toplote med zgorevanjem, t.i. značilnico sprostitve toplote (KST). Uporabili smo enodelni brezrazsežni model zgorevanja [5], zapisali sistem enačb o ohranitvi mase in energije v valju motorja ter ga rešili z numerično integracijo z uporabo osebnega računalnika. Tako smo izračunali KST pri vseh (v poglavju 2.2 predstavljenih) delnih obremenitvah motorja. Izkazalo se je, da se pri enakih obremenitvah motorja KST za izbrano gorivo ne spremenijo pomembneje pri spremembi vrtilne frekvence. Zato smo na sliki 8 prikazali dva značilna poteka KST za obe gorivi.

Pri manjši obremenitvi ( $p_c = 5$  bar – slika 8) je za gorivo D2 značilno izrazito področje homogenega zgorevanja z velikimi hitrostmi zgorevanja. Javlja se tudi pri biodizlu, a je njegova intenzivnost manjša. Razlika nastane zaradi različnih zakasnitev vžiga obeh goriv, ki jo lahko opazujemo na sliki 9. Zaradi večje vnetljivosti biodizla so zakasnitve vžiga krajše. Manjša ko je količina predhodno pomešanih reaktantov, ki nastajajo v času zakasnitve vžiga, manjši je tudi delež goriva, ki zgori s homogenim plamenom (slika 9), predvsem pa so v tej začetni fazi manjše hitrosti zgorevanja. V področju difuzijskega zgorevanja, ki sledi, so hitrosti zgorevanja za obe gorivi precej

ter-aided data-acquisition system with a sampling rate of 100 kHz per channel. LabVIEW software was used to build the computer applications for data logging and signal processing. The characteristic in-cylinder pressure and the injector-needle lift traces obtained by measurements are presented in Fig. 7. The measured pressure traces were used for combustion heat-release-rate predictions, the so-called rate-of-heat-release (RHR) curves. A one-zone zero-dimensional combustion model [5] was used in order to derive the mass- and energy-conservation equations at the cylinder. This system of two differential equations was then numerically integrated using a personal computer. All the pressure traces acquired under partial-load engine operational conditions (as presented in section 2.2) were processed this way, and RHR curves were obtained. The RHR curves obtained at the same engine load do not change significantly with engine speed. The two characteristic RHR curves for each fuel are, therefore, presented in Fig. 8.

An significant portion of premixed combustion with a high heat-release rate is characteristic for D2 fuel at a low engine load ( $p_c = 5$  bar – Fig. 8). Premixed combustion is far less intense with the combustion of biodiesel. This difference is caused by the different ignition delays of the two fuels, as presented in Fig. 9. The combustibility (cetane number) of biodiesel is higher and, thus, its ignition delay is shorter. The quantity of premixed reactants that are formed during ignition delay is small and the share of fuel that burns with a premixed flame is also small (Fig. 9), therefore, the peak rate of heat release at the beginning of combustion is much smaller. Heat-release rates are much lower for both fuels in the region of diffusion combustion, following premixed com-



Sl. 9. Primerjava zakasnitve vžiga, deleža homogenega zgorevanja, največjega gradienta tlaka ( $\max(dp/dt)$ ) in povečanja tlaka med zgorevanjem ( $dp_{zg}$ ) za biodizel (BD) in D2 gorivo  
 Fig. 9. Comparison of combustion delay, premixed burn, maximal pressure gradient ( $\max(dp/dt)$ ) and combustion pressure rise ( $dp_{zg}$ ) for biodiesel (BD) and D2 fuel

manjše (slika 8) in pri obeh obremenitvah je difuzijsko zgorevanje biodizla intenzivnejše, kar lahko pojasnimo z nekoliko boljšo vnetljivostjo biodizla, predvsem pa z dejstvom, da je zaradi manjše potrebe po kisiku nastajanje gorljive zmesi v zgorevalnem prostoru hitrejše.

Pri večjih obremenitvah ( $p_e = 9$  bar - slika 8) postaja homogeno zgorevanje vse manj izrazito in ga pri biodizlu komaj še opazimo. Njegov delež se prepolovi (slika 9). To je posledica zmanjšanja zakasnitve vžiga (slika 9), ki se pri povečevanju obremenitve motorja zmanjšuje.

Potek zgorevanja se kaže tudi v poteku tlaka med zgorevanjem. Pri majhnih obremenitvah motorja povzroči začetno intenzivno zgorevanje predhodno pomešanih reaktantov goriva D2 in zraka velike gradientne tlaka. Tlak se zvišuje hitreje kakor pri biodizlu (slika 8) in kljub kasnejšemu pričetku zgorevanja prej doseže vrh, ki je bližje notranji mrtvi legi in zato višji (sliki 8 in 9). Tudi pri večjih obremenitvah motorja je zaradi daljše zakasnitve vžiga gradient naraščanja tlaka pri gorivu D2 večji kakor pri biodizlu. Razlike pa ne presežejo 20 odstotkov. Slika 9 pokaže zelo dobro povezanost med zakasnitvijo vžiga in največjim gradientom tlaka. Ugotovimo lahko tudi, da se s povečanjem obremenitve motorja največji gradient povišanja tlaka zniža. Zato je vrh tlaka precej bolj oddaljen od notranje mrtve lege in se ujema z drugim vrhom KST, ki je v območju difuzijskega zgorevanja (slika 8). Ker je difuzijsko zgorevanje z biodizlom intenzivnejše so tudi najvišji tlaki zgorevanja (povišanje tlaka med zgorevanjem (slika 9)) višji kakor z gorivom D2.

#### 4 SKLEP

V prispevku so prikazani rezultati raziskave vpliva biodizla na postopka vbrizgavanja goriva in zgorevanja v dizelskem motorju, vpliva na osnovne parametre delovanja motorja in na emisijo škodljivih snovi. Pri tem nastavitveni sistem za dovod goriva nismo prilagajali posameznemu gorivu in so ostale meritve nespremenjene. Ugotovitve, ki sledijo iz primerjave z rezultati, dobljenimi z gorivom D2, so naslednje:

- a) postopek vbrizgavanja
  - količina vbrizganega goriva se poveča do 4%,
  - pri velikih vrtilnih hitrostih se skrajša zakasnitev vbrizga,

bustion (Fig. 8). The diffusion combustion of biodiesel is more intensive at both engine loads. The explanation for this is the higher cetane number and, in particular, the lower oxygen demand of biodiesel, which intensifies the formation of combustible mixture, and its combustion with a diffusion flame.

The portion of premixed combustion is less explicit at the high engine load ( $p_e = 9$  bar – Fig. 8) and for biodiesel it is already hardly noticeable. Its share is reduced by 50% (Fig. 9) for both fuels, due to the shorter ignition delay, which is characteristic for high engine loads (Fig. 9).

The combustion process is reflected in the pressure trace during combustion. The intense combustion of the premixed reactants at the beginning of D2 fuel combustion at low engine load, causes very high pressure gradients. In-cylinder pressure increases much faster by the combustion of D2 fuel (Fig. 8) and reaches its peak earlier although the biodiesel ignites earlier. Its peak is, therefore, closer to the top dead centre and, thus, higher than with the combustion of biodiesel (Figs. 8 and 9). Higher combustion pressure gradients are also observed with the combustion of D2 fuel at high engine loads. The differences in the pressure gradients, however, do not exceed 20%. Figure 9 shows the very good correlation between the ignition delay and the maximum combustion-pressure gradient. Furthermore, it can be stated that the maximum combustion-pressure gradient decreases with engine load. The combustion pressure peak is, therefore, further from the top dead centre and it coincides with the second peak of the RHR curve, which is in the region of diffusion combustion (Fig. 8). In addition, since the diffusion combustion of biodiesel is more intense, the maximum combustion pressure at high engine load is higher when the D2 fuel is replaced by the biodiesel.

#### 4 CONCLUSION

This paper presents the results of experimental research into the influence of biodiesel on the fuel-injection and combustion process of diesel engines. The influence of biodiesel on the basic engine operational parameter and the emission formation is also studied and presented. The engine setup was not optimised for any particular fuel and it remained unaltered during the tests. The following conclusions can be made from a comparison of the results obtained for the biodiesel and D2 fuels:

- a) the fuel-injection process
  - the amount of injected fuel is increased by up to 4%,
  - the injection delay reduces with engine speed,



- največji tlak vbrizgavanja se zveča do 7 odstotkov;
- b) postopek zgorevanja
  - skrajša se zakasnitev vžiga,
  - intenzivnost zgorevanja predhodno pomešanih reaktantov se zmanjša do 40 odstotkov,
  - povečata se intenzivnost in delež difuzijskega zgorevanja,
  - trajanje zgorevanja ostaja enako,
  - zmanjšuje se gradient povišanja tlaka, kar je posebej izrazito pri manjših obremenitvah motorja, zato je tek motorja bolj gladek in tih;
- c) osnovni parametri delovanja motorja
  - imenska moč in vrtilni moment motorja se zmanjšata za 5 odstotkov,
  - urna poraba goriva na zunanji karakteristiki se v povprečju poveča za 8 odstotkov,
  - dejanski izkoristek motorja se poveča, to povečanje je značilno predvsem za majhne obremenitve in znaša do 1,5-odstotne točke;
  - primerjalni razmernik zraka gorivo se poveča;
- d) emisije
  - emisije CO, HC in saj se zmanjšajo na vseh obratovalnih režimih,
  - specifični indeks emisije NO<sub>x</sub> je na zunanji značilnici zaradi manjših obremenitev manjši, medtem ko pa se pri izenačenih pogojih delovanja dvigne nad vrednosti pri gorivu D2.
- the maximum injection pressure increases by up to 7%;
- b)the combustion process
  - the ignition delay is reduced,
  - the intensity of premixed combustion is reduced by up to 40%,
  - the intensity and share of diffusion combustion is increased,
  - the combustion duration remains unchanged,
  - the combustion-pressure gradient is reduced and, therefore, the engine operation is smoother and quieter, especially at low engine loads;
- c)the engine operational parameters
  - the maximum engine power and torque are reduced by 5%,
  - the fuel consumption at full load is increased by 8%,
  - the brake-effective engine efficiency is increased; an efficiency improvement of up to 1.5 percentage points is observed at low engine loads,
  - the equivalent air-to-fuel ratio is increased;
- d)emissions
  - the emissions of CO, HC and particulates are reduced for all engine operational regimes,
  - the specific NO<sub>x</sub> emission index at full engine load is lower because of the lower engine load, while it exceeds the specific NO<sub>x</sub> emission index values for D2 fuel, under equal engine-operational conditions.

## 5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] Yamane, K., Ueta, A., Shimamoto, Y. (2001) Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuel on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a DI-CI engine, *The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001)*, July 1-4, 2001, Nagoya, str. 402-409.
- [2] Tritthart, P., Zelenka, P. (1990) Vegetable oils and alcohols – additive fuels for diesel engines, *SAE Paper 905112*.
- [3] Bouché, T., Hinz, M., Hieber, D., Tschoeke, H. (1997) Einfluss verschiedener Pflanzenoel-Eigenschaften auf Verbrennung und Schadstoffbildung in einem direktspritzenden Dieselmotor, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 58 (1997) 3, str. 148-153
- [4] May, H., Hattingen, U., Theobald, J., Weidmann, K., Koenig, A. (1998) Untersuchung des Betriebs- und Abgasemissionsverhaltens eines Dieselmotors mit Oxidationskatalysator, *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 59, (1998) 2, str. 112-123.
- [5] Heywod, J. B. (1988) Internal combustion engine fundamentals, *McGrawHill*, New York.



Avtorjev naslov: prof. dr. Aleš Hribernik  
Univerza v Mariboru  
Fakulteta za strojništvo  
Smetanova 17  
2000 Maribor  
ales.hribernik@uni-mb.si

Author's Address: Prof. Dr. Aleš Hribernik  
University of Maribor  
Faculty of Mechanical Engineering  
Smetanova 17  
SI-2000 Maribor, Slovenia  
ales.hribernik@uni-mb.si

Prejeto: 12.10.2005  
Received:

Sprejeto: 16.11.2005  
Accepted:

Odrpno za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year

## Izboljšan algoritem za simulacijo turbine avtomobilskega turbopolnilnika

### A Novel Algorithm for the Simulation of an Automotive Turbocharger Turbine

Tomaz Kutrašnik  
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

*Predstavljen je inovativni algoritem za simulacijo delovanja turbine turbopolnilnika z metodo karakteristik, ki omogoča simulacijo spremenljivega izstopnega oz. vstopnega tlaka na robnem elementu in spremenljivih fizikalnih lastnosti plina. Teorija metode karakteristik sloni na predpostavki idealnega plina z nespremenljivimi fizikalnimi lastnostmi – lastnosti plina se ne spreminjajo s temperaturo in koncentracijo. Zato so, za doseganje natančnejših in resničnejših rezultatov, izpeljane izpopolnjene enačbe za popis robnega elementa, ki upoštevajo spremenljive fizikalne lastnosti plina in omogočajo opazovanje sestave plinov. Izpopolnjene enačbe in inovativen algoritem upravljanja z njimi zagotavljajo mnogo boljše ohranitev mase pri toku plina skozi robni element ob le nekoliko večji časovni zahtevnosti.*

© 2006 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: polnilniki turbinski, pogoji robni, metode karakteristik, lastnosti plina, lastnosti fizikalne)**

*A new, innovative algorithm for the simulation of a turbocharger turbine based on the method of characteristics is introduced. This algorithm makes it possible to consider the variable inlet and outlet pressures as well as the variable gas properties. The theory of the method of characteristics is derived for ideal and perfect gases – the physical properties of the gas do not change with a variation in temperature and composition. New equations for the simulation of the boundary element suitable for considering the variation in gas properties and the tracking of the gas concentration are therefore derived. The improved equations and the improved algorithm ensure a much better conservation of mass flux for only a slightly increased computational time.*

© 2006 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: turbocharger turbine, boundary conditions, method of characteristics, gas properties, variable physical properties)**

#### 0 UVOD

Računalniške simulacije so postale neizogibni člen v razvoju motorjev z notranjim zgorevanjem. Z uporabo simulacij se bistveno skrajšajo čas in stroški razvoja, saj omogočajo razmeroma natančno vnaprejšnjo določitev karakteristik motorja in s tem definicijo osnovne motorske konfiguracije že pred izdelavo prototipov. Simulacijski model virtualnega motorja bi naj omogočal razmeroma natančno simulacijo delovanja motorja v ustaljenem in prehodnem režimu. Zapletenost matematičnega opisa postopkov v motorju in z njo povezana časovna zahtevnost ustvarja pogoje za izbiro simulacijske metode. Zmogljivosti sedanjih računalnikov ne omogočajo uporabe trirazsežnih metod za simulacijo prehodnega rešima delovanja motorja [1], zato

#### 0 INTRODUCTION

Computer simulations have become an indispensable stage in the development process of internal combustion engines. Thus, it is possible to determine engine characteristics in advance, before a prototype is build. This means that the application of computer simulations shortens the engine development time and reduces costs. A universal model of the virtual engine should be capable of simulating processes in a real engine based on physical principles. The complexity of the mathematical model and the computational times determine the choice of the simulation method. At present, multidimensional models have several limitations when modelling of the whole engine system is considered [1]; they are unable to model the transient operation of turbocharged engines. Therefore, a

delovanje celotnega motorja in delovanje motorja v prehodnem režimu najpogosteje simuliramo s kombinacijo ničrazsežnih, enorazsežnih in navideznorazsežnih metod, ki zagotavljajo dober kompromis med natančnostjo rezultatov in časovno zahtevnostjo ([1] in [2]).

Tok plina v polnilnih in predvsem v izpušnih zbiralnikih motorjev z notranjim zgorevanjem je izrazito neustaljen, kar pomeni, da je za popis pojavov treba uporabiti modele, ki so zmožni opisati tokovno dinamiko. Običajno se za simulacijo postopkov v polnilnih in izpušnih zbiralnikih uporabljajo enorazsežne Eulerjeve enačbe, s katerimi z zadostno natančnostjo popišemo dogajanje v zbiralnikih ([1] in [3]). Enorazsežne enačbe najpogosteje rešujemo z numeričnimi shemami, ki temeljijo na diskretni integralni obliki ohranitvenih enačb ([1] in [2]). Diferencialne enačbe so torej zapisane v ohranitveni obliki in so primerne tudi za popis tlačnih valov z veliko amplitudo. Zavedati pa se je treba, da je z metodami, ki temeljijo na diskretni integralni obliki ohranitvenih enačb, mogoče simulirati le preproste robne elemente, kot so: odprti in zaprti konec ter ventil ([1], [4] in [5]). Uporaba metode karakteristik je torej neizogibna za simulacijo robnih elementov, kot so: turbina, kompresor, cevni spoj, hladilnik polnilnega zraka itn. [1]. Metoda karakteristik je široko uporabljena za simulacije polnilnih in izpušnih zbiralnikov, a ima dve znani pomanjkljivosti [1]: metoda ni ohranitvena in ne popiše natančno tlačnih valov z veliko amplitudo.

Nadaljnja pomanjkljivost metode karakteristik je tudi dejstvo, da sloni na predpostavkah o idealnem plinu z nespremenljivimi fizikalnimi lastnostmi (= popolni plin); lastnosti plina se ne spreminjajo s temperaturo in koncentracijo. Prva predpostavka ne pomeni hude omejitve za natančnost metode, saj enačba idealnega plina z zadostno natančnostjo popiše obnašanje plina v opazovanem območju temperatur in tlakov, ki se pojavljajo v polnilnem in izpušnem zbiralniku ([1], [6] in [7]). Mnogo večja ovira pa je predpostavka o popolnem plinu, ki postavlja nespremenljive vrednosti  $c_p$ ,  $c_v$ ,  $\kappa$  in  $R$ , saj se temperatura in sestava delovnega sredstva bistveno spremenita pri prehodu skozi dele motorja, kakor so kompresor, valj, turbine itn. Za doseganje natančnih rezultatov je torej treba upoštevati spremembe fizikalnih lastnosti plinov, to so  $c_p$ ,  $c_v$ ,  $\kappa$  in  $R$ . Različne fizikalne lastnosti plinov v polnilnem in izpušnem zbiralniku najpreprosteje upoštevamo z vpeljavo različnih, a nespremenljivih fizikalnih lastnosti plina

combination of zero-, one- and quasi-dimensional is commonly applied when highly accurate simulation data are required, since it ensures a good compromise between the accuracy of the results and the computational requirements ([1] and [2]).

The design of the engine's intake and exhaust manifolds is dependent upon being able to calculate the unsteady flows of the compressible gases flowing through the engine. It is common to use one-dimensional equations to simulate flows in engine manifolds ([1] and [3]). One dimensional equations are commonly solved with schemes based on the discrete integral form of conservation equations. The schemes are, therefore, capable of dealing with shock waves and guarantee the preservation of the integral properties of the governing equations. However, it should be noted that only simple boundaries, e.g., the open and closed ends of the pipe, and outflow through the valve ([1], [4] and [5]). However, if there is a flow through the boundary and interaction of the wave with the boundary is complex, e.g., turbine, compressor, pipe junctions, and intercooler, then such a formulation is not readily possible, and the method of characteristics is still the most appropriate way to incorporate the boundaries into wave-action simulations [1]. However, the method of characteristics has two major defects [1]: it is not conservative, and it cannot cope with large pressure waves.

A further restriction met by the application of the method of characteristics is the fact that it is ideally suited to ideal and perfect gases, i.e., the gas properties do not change with variations in the temperature and concentration. It is clear that for engine intake and exhaust flows there is no need to consider the effects of intermolecular forces [1]. Therefore, the ideal-gas equation adequately represents gas behaviour in the observed range of temperatures and pressures ([1], [6] and [7]). However, the perfect-gas assumption, which implies constant values of  $c_p$ ,  $c_v$ ,  $\kappa$  and  $R$ , introduces a serious limitation to the use of the method of characteristics, since the temperature and concentration changes are substantial when the working medium passes through the engine components, e.g., compressor, cylinder, and turbine. It is therefore necessary to account for changes in the gas properties:  $c_p$ ,  $c_v$ ,  $\kappa$  and  $R$ . Hence, the simplest approach to allow for the changes in temperature and composition that occurred in the gas as it passes through the engine is to assume different but constant gas properties in the inlet and exhaust manifolds. Obviously, this simple approximation creates some problems, for example, simulation of the transient

v polnilnem in izpušnem zbiralniku. Omenjeni postopek pa naleti na omejitve pri simulaciji širokega razpona obremenitev in vrtilnih frekvenc motorja, saj se pri tem močno spreminja temperatura izpušnih plinov, pri simulaciji vračanja izpušnih plinov, pri simulaciji povratnega toka ostankov zgorevanja v polnilne kanale in pri simulaciji turbine in kompresorja, saj se pri prehodu skozi robni element spremeni temperatura. Drugi, zahtevnejši, a natančnejši postopek simulacije robnih pogojev, ki bo uporabljen v tem prispevku, sloni na časovno in prostorsko spremenljivih lastnostih plina ob upoštevanju adiabatne odvisnosti, ki je pogoj za pregledno izpeljavo enačb metode karakteristik. Primernost slednje poenostavitve je razložena v nadaljevanju, obširnejša analiza pa je predstavljena v [8].

## 1 VODILNE ENAČBE

Procese v zbiralnikih motorjev običajno modeliramo z enorazsežnimi neviskoznoznimi enačbami ([1] in [2]), v katerih pa upoštevamo trenje s stenami, ki omogoča upoštevanje površinskih sil, ki delujejo na nadzorno prostornino. Neviskoznozna predpostavka zahteva, da je plin dovolj redek, da je dovoljeno zanemariti medmolekulske vplive. Bulaty in Niessner [3] sta pokazala, da so v ceveh zbiralnikov motorjev z notranjim zgorevanjem členi, ki so nastali zaradi viskoznih sil in vzdolžne toplotne prevodnosti, nekaj redov velikosti manjši od členov, ki jih prinaša trenje s stenami in prestop toplote iz plina na stene zbiralnika. Enačbe, izpeljane v nadaljevanju, veljajo tudi za cevi z vzdolžno spremenljivim prerezom. Pri tem se je treba zavedati omejitve, da so enačbe veljavne le za zadovoljivo zmerne spremembe prereza, pri katerih ne prihaja do ločitve toka, ki prav tako omejuje uporabo enorazsežnih enačb v ceveh z majhnim krivinskim polmerom.

Vodilne enačbe enorazsežnega neviskoznega stisljivega toka plina v ceveh s spremenljivim prerezom in upoštevanjem trenja s stenami ter prestopa toplote na stene, razširjene z ohranitvenimi zakoni koncentracij posameznih komponent, zapišemo v obliki ([1] in [2]):

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{W})}{\partial x} + \mathbf{C}(\mathbf{W}) = 0 \quad (1),$$

kjer so

where

operating regime of a diesel engine, where the temperature and composition of the exhaust gases changes substantially throughout the transient, the simulation of the exhaust-gas recirculation, the simulation of the backflow of the combustion products into the intake ports, and the simulation of the turbocharger turbine and compressor, where there is an abrupt change in temperature when it passes through the boundary element. A more accurate and also more complex approach is based on the spatially and temporally variable gas properties. This approach will be followed here. It relies on the validity of the isentropic relation, which is indispensable in the transparent derivation of the equations of the method of characteristics. This simplification is briefly analysed in the next section, and an extensive analysis can also be found in [8].

## 1 GOVERNING EQUATIONS

It is common to use one-dimensional conservation laws when modelling the engine manifold flows ([1] and [2]). Hyperbolic differential equations are essentially inviscid, although the pipe-wall friction factor, which enables the representation of the surface force on the control volume, is included. The validity of this simplification was confirmed by Bulaty in Niessner [15]. They have evaluated the magnitude of terms representing the internal viscosity of the fluid in the momentum and energy equations, and also included a term representing diffusion in the energy equation. From [15] it is apparent that the term representing the internal stress caused by the fluid viscosity is negligible in comparison with that which models the effects due to the pipe-wall friction. Furthermore, the term which models the convective heat transfer in the radial direction is many orders of magnitude greater than the terms for viscosity and longitudinal heat conduction [15]. The flow is said to be quasi-one-dimensional, if there is a gradual cross-sectional-area variation the fluid properties are approximately uniform across any cross-section and can be taken as functions of  $x$  and  $t$  only, i.e., there is no flow separation.

The governing equations of quasi-one-dimensional inviscid compressible flow including wall friction and heat transfer, combined with the species continuity equations for non-reacting chemical species can be written in the form ([1] and [2]):

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \rho F \\ \rho u F \\ \rho e_0 F \\ \rho F \mathbf{Y} \end{bmatrix}, \mathbf{F}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} \rho u F \\ \rho(u^2 + p) F \\ \rho u h_0 F \\ \rho u F \mathbf{Y} \end{bmatrix}, \mathbf{C}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -p \frac{dF}{dx} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho G F \\ -\rho q F \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{Y} = \begin{bmatrix} Y_1 \\ \vdots \\ Y_{n-1} \end{bmatrix} \quad (2)$$

in

$$e_0 = e + \frac{1}{2}u^2, h_0 = e_0 + \frac{p}{\rho}, G = \frac{1}{2}u|u|f \frac{4}{D}, q = \frac{2fu}{D}c_p(T_w - T_g) \quad (3).$$

Enačbi (1) in (2) sta izpeljani s predpostavko, da je difuzija zanemarljiva, kar pomeni, da se koncentracije posameznih komponent prenašajo s konvekcijo. Predpostavka je upravičena za tokove z velikim Reynoldsovim številom, kar je značilno za tokove v zbiralnikih motorjev z notranjim zgorevanjem. Opis algoritma izračuna temperature in tlaka iz vektorja stanja  $\mathbf{W}$  ter konstrukcije vektorjev  $\mathbf{F}$  in  $\mathbf{C}$  ni predmet tega prispevka in ga najdemo v [2].

## 2 IZPELJAVA ENAČB METODE KARAKTERISTIK

Izpeljava enačb metode karakteristik je podrobno predstavljena v [1] in [4] in je na tem mestu zaradi prostorske omejitve ne bomo ponavljali. Osnovne enačbe metode karakteristik izpeljemo iz prvih treh komponent vektorjev  $\mathbf{W}$ ,  $\mathbf{F}$  in  $\mathbf{C}$  (en. (1) in (2)) zapisanih v neohranitveni obliki ([1], [2] in [4]). V nadaljevanju bodo izpeljane enačbe metode karakteristik za simulacijo delovanja turbine turbopolnilnika, ki omogočajo upoštevanje spremenljivih fizikalnih lastnosti plinov.

Izpeljava enačb metode karakteristik sloni na specifični toploti pri stalni prostornini in nespremenljivem tlaku, podanih z enačbama:

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad \text{in/and} \quad c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \quad (4).$$

Z uporabo omenjenega pristopa na plinih s spremenljivimi fizikalnimi lastnostmi zagrešimo dve napaki. Prva napaka je posledica dejstva, da notranjo energijo in hitrost zvoka računamo z enako trenutno vrednostjo  $\kappa$ , s čimer izračunamo pravilno vrednost hitrosti zvoka, a napačno vrednost notranje energije, ki bi jo bilo treba izračunati s povprečno vrednostjo  $\kappa$  ([1] in [2]). Druga napaka je posledica dejstva, da za izračun adiabatnega razpenjanja iz tlaka  $p$  na primerjalni tlak  $p_{ref}$ ,  $a_A = a(p_{ref}/p)^{(\kappa-1)/2\kappa}$  - uporabimo  $\kappa$ , izračunan pri trenutni temperaturi plina, njegova vrednost pa ni nujno ustrezna v celotnem odseku razpenjanja. Kakor je bilo že povedano, se omenjenim nedoslednostim v splošnem ni mogoče

Eq. (1) and (2) were derived under the assumption that the effects of diffusion are negligible and that species concentration is advected by the flow. This simplification is realistic for the flows with high Reynolds numbers, as is usually the case in the manifolds of internal combustion engines. The algorithm for deriving the temperature and pressure from  $\mathbf{W}$  and construction of vectors  $\mathbf{F}$  and  $\mathbf{C}$  is beyond the scope of this paper and can be found in [2].

## 2 METHOD OF CHARACTERISTICS

The derivation of the equations of the method of characteristics is presented in detail in [1] and [4] and will be only briefly revised in this paper. The equations of the method of characteristics are derived from the first three components of  $\mathbf{W}$ ,  $\mathbf{F}$  and  $\mathbf{C}$  (Eq. (1) and (2)) written in non-conservation-law form ([1], [2] and [4]). The boundary conditions of the turbocharger turbine enabling the simulation of variable gas properties and the variable inlet and outlet pressures are derived in this section.

The derivation of the equations of the method of characteristics is based on the following relations for specific heats:

The application of this approach postulates that the same instantaneous value of the ratio of specific heats was used to characterize the energy level and the wave propagation speed. Therefore, the calculated value of the speed of sound is correct, since it is defined by the instantaneous value of the ratio of specific heats, whereas the calculated value of the internal energy is not correct, since it should be calculated with the averaged value of  $\kappa$  ([1] and [2]). Another shortcoming of the above approach is that the adiabatic expansion from the pressure  $p$  to pressure  $p_{ref}$ , i.e.,  $a_A = a(p_{ref}/p)^{(\kappa-1)/2\kappa}$ , is calculated with  $\kappa$  evaluated at the instantaneous gas temperature, and its value is not necessarily appropriate for the whole range of the



izogniti, saj enačbe metode karakteristik in pripadajočih robnih pogojev niso izpeljane za splošne lastnosti plinov. V nadaljevanju bo pokazano, kako z uporabo nekoliko spremenjenih enačb metode karakteristik in robnih pogojev napake, vpeljane z omenjeno nedoslednostjo, bistveno zmanjšamo. Vpeljani napaki je treba oceniti tudi z vidika namena simulacije, ki naj zagotavlja primeren kompromis med natančnostjo rezultatov in računskimi časi ter napakami vstopnih podatkov, kakor so karakteristike turbine, kompresorja itn. in napako, vpeljano s predpostavko navidezne ustaljenosti.

Za simulacijo delovanja turbine je običajno, da je hitrost  $U$  pozitivna za tok v smeri od vstopa do izstopa iz turbine. Iz [1] in [4] povzamemo osnovne enačbe za simulacijo delovanja turbine z metodo karakteristik:

$$\lambda_{in,n}^* = A_n^* \left( 1 + \frac{\kappa_n - 1}{2} M_n \right), \lambda_{out,n}^* = A_n^* \left( 1 - \frac{\kappa_n - 1}{2} M_n \right), n = 1, 2 \quad (5)$$

kjer je

$$M = \frac{u}{a}, W^* = \frac{W}{A_A}, Z = \frac{z}{a_{ref}}, a_A = a \left( \frac{p_{ref}}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}, Z = U, A, A_A, z = u, a, a_A \quad (6)$$

in  $W$  poljubna spremenljivka ter  $Z$  brezrazsežna spremenljivka; indeks 1 pomeni vstop v turbino in indeks 2 izstop iz turbine.

V enačbah (5) in (6) upoštevamo različne vrednosti fizikalnih veličin za  $n = 1, 2$ , ki se spreminjajo v vsakem integracijskem koraku v odvisnosti od temperature in koncentracije.

Enačbo za masni tok  $\dot{m} = \rho u F$  prepisemo v obliko:

$$\dot{m} = \frac{u_n}{a_n} \frac{p_n}{\sqrt{T_n}} \sqrt{\frac{\kappa_n}{R}} F_n, n = 1, 2 \quad (7)$$

Z vpeljavo novih spremenljivk:

$$G_n = \frac{\dot{m} \sqrt{T_n}}{p_n}, n = 1, 2 \quad \text{in/and} \quad C_n = \frac{\kappa_n - 1}{2} \sqrt{\frac{\kappa_n}{R}} F_n, n = 1, 2 \quad (8)$$

enačbe (5) prepisemo v obliko:

$$\lambda_{in,n}^* = A_n^* (1 + C_n G_n), n = 1, 2 \quad \text{in/and} \quad \lambda_{out,n}^* = A_n^* (1 - C_n G_n), n = 1, 2 \quad (9)$$

Iz enačbe (8) izhaja zveza:

$$G_2 = \frac{p_1}{p_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} G_1 \quad (10)$$

Razmerja (9), ki vsebujejo karakteristike turbine, je treba povezati v zveze  $\lambda_{in,1}^* / \lambda_{in,2}^*$ ,  $\lambda_{out,1}^* / \lambda_{in,1}^*$  in  $\lambda_{out,1}^* / \lambda_{out,2}^*$ . Enačbe (5) do (10) so analogne

expansion interval. It is generally not possible to circumvent the before-mentioned deficiencies, as was discussed previously. In spite of these deficiencies it will be shown in the paper that it is possible to diminish these shortcomings with the application of the modified equations. It is also very important to estimate the introduced errors of the method regarding the purpose of the method, i.e., it should ensure a good compromise between the accuracy of the results and the computational requirements, on the one hand, and the errors of the input data, e.g., the turbine and compressor characteristics, and the quasi-stationary assumption, on the other.

It is convenient to define  $U$  as positive for the flow from the turbine inlet to the outlet. The basic equations for the turbine simulation are taken from [1] and [4]:

where

and  $W$  is an arbitrary variable and  $Z$  is a non-dimensional variable; the index 1 denotes the turbine inlet and index 2 the turbine outlet.

In Equations (5) and (6) different time-dependent gas properties are considered for  $n = 1, 2$ , which change in any integration step as functions of temperature and concentration.

The mass flow rate through the turbine is given by  $\dot{m} = \rho u F$ , and can be rewritten as:

Introducing new variables:

Equation (5) can be rewritten as:

From Eq. (8) it follows that:

Equations (9) contain the turbine characteristics, and it is necessary to establish the following functional relations  $\lambda_{in,1}^* / \lambda_{in,2}^*$ ,  $\lambda_{out,1}^* / \lambda_{in,1}^*$



enačbam za nespremenljive fizikalne lastnosti plinov, a v predstavljeni simulaciji upoštevamo časovno spremenljive fizikalne parametre, ki so različni za  $n = 1,2$ , kakor je nakazano v enačbah. Enačbe, izpeljane v nadaljevanju, so zaradi upoštevanja spremenljivih fizikalnih lastnosti zahtevnejše od primerjalnih enačb, izpeljanih za nespremenljive lastnosti plinov.

Iz enačb (9), (10) in (6) izhaja:

$$\frac{\lambda_{in,1}^*}{\lambda_{in,2}^*} = \left(\frac{p_1}{p_{ref}}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{2\kappa_1}} \left(\frac{p_{ref}}{p_2}\right)^{\frac{\kappa_2-1}{2\kappa_2}} \left(\frac{1 + C_1 G_1}{1 - C_2 \frac{p_1}{p_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} G_1}\right) \quad (11)$$

$$\frac{\lambda_{out,2}^*}{\lambda_{out,1}^*} = \left(\frac{p_2}{p_{ref}}\right)^{\frac{\kappa_2-1}{2\kappa_2}} \left(\frac{p_{ref}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{2\kappa_1}} \left(\frac{1 + C_2 \frac{p_1}{p_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} G_1}{1 - C_1 G_1}\right) \quad (12)$$

$$\frac{\lambda_{out,1}^*}{\lambda_{in,1}^*} = \frac{1 - C_1 G_1}{1 + C_1 G_1} \quad (13)$$

$$\frac{A_{A_2}}{A_{A_1}} = \sqrt{\frac{T_{A_2}}{T_{A_1}}} = \left(\frac{T_{A_2}}{T_2} \frac{T_2}{T_1} \frac{T_1}{T_{A_1}}\right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{in/and} \quad \frac{A_{A_2}}{A_{A_1}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{p_1}{p_{ref}}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{\kappa_1}} \left(\frac{p_{ref}}{p_2}\right)^{\frac{\kappa_2-1}{\kappa_2}} \quad (14)$$

ter

as well as

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_2}{T_{01}} \frac{T_{01}}{T_1} \quad \text{in/and} \quad \frac{T_2}{T_01} = 1 - \eta_{TS} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_{ref}}\right)^{\frac{\kappa_2-1}{\kappa_2}} \left(\frac{p_{ref}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{\kappa_1}}\right) \quad (15)$$

Uporaba enačb (11), (12), (14) in (15) omogoča mnogo boljše ohranitev mase pri pretoku skozi robni element kakor uporaba Bensonovih enačbe [4] z upoštevanjem spremenljivih lastnosti plinov, pri slednjih upoštevamo časovno spremenljive lastnosti plinov, a uporabljamo enake fizikalne stalnice na vstopu in izstopu iz robnega elementa.

Izpeljati je treba tudi nov algoritem za določitev karakteristik turbine, ki jih zaradi spremenljivih fizikalnih lastnosti plina ne moremo izračunati vnaprej, kakor je to predlagal Benson [4], ampak jih računamo v vsakem integracijskem koraku. Benson [4] predlaga, da iz podatkov pretočne karakteristike in izkoristka turbine naredimo tabelirano bazo podatkov  $\lambda_{in,1}^*/\lambda_{in,2}^*$ ,  $G_1$ ,  $p_2/p_1$  ter  $T_2/T_1$  za različne vrtilne frekvence turbopolnilnika  $N/\sqrt{T_{01}}$ , kjer  $G_1$  in  $p_2/p_1$  povzamemo iz pretočne karakteristike turbine,  $T_2/T_1$  pa določimo iz izkoristka turbine (en. (15)).  $G_1$ ,  $p_2/p_1$  in  $T_2/T_1$  določimo z linearno interpolacijo parametrov:

and  $\lambda_{out,1}^*/\lambda_{out,2}^*$ . Equations (5) to (10) are analogous to those for the simulation of a turbine with constant gas properties, although in the presented analysis different time-dependent gas properties are considered for  $n = 1,2$ , as was already indicated in the equations. Furthermore, a set of more complex equations capable of considering variable gas properties is derived to properly represent the turbine characteristics.

Combining Equations (9), (10) and (6) leads to:

The application of Eq. (11), (12), (14) and (15) leads to the reduction of the error in the mass flow rate, when flowing through the turbine, by one order of magnitude compared to the application of the Benson's equations [4] to the gases with variable gas properties, i.e., the equations do not consider different gas properties for  $n = 1,2$ .

Benson's algorithm [4] is not appropriate for representing the turbine characteristics for flows with variable gas properties, since turbine characteristics must not be calculated in advance and should, thus, be calculated during each integration step. Benson [4] proposed that the turbine performance data are processed to obtain the tabulated database in the form  $\lambda_{in,1}^*/\lambda_{in,2}^*$ ,  $G_1$ ,  $p_2/p_1$  and  $T_2/T_1$  for different speed parameters  $N/\sqrt{T_{01}}$ , where  $G_1$  and  $p_2/p_1$  are determined from the turbine flow characteristics and  $T_2/T_1$  from eq. (15). Then,  $G_1$ ,  $p_2/p_1$  and  $T_2/T_1$  are determined by linear interpolation for:

$$x = \frac{\lambda_{in,1}^*}{\lambda_{in,2}^*} \tag{16}$$

in  $N/\sqrt{T_{01}}$  ter nato vstavimo v enačbe (11) do (15).

Opisani postopek ni primeren za simulacijo delovanja turbine z upoštevanjem spremenljivih lastnosti plinov, saj je vnaprej pripravljena baza podatkov izračunana z vnaprej določeno vrednostjo  $\kappa$  in  $R$ , kar pri simulaciji delovanja motorja v prehodnem režimu, kjer se razmernik zraka in temperatura izpušnih plinov močno spreminjata, privede do napačne razlage karakteristik turbine ali kompresorja.

Algoritem določanja karakteristik turbine za spremenljive lastnosti plinov temelji na zamisli, da v vsakem časovnem koraku izračunamo Riemannove spremenljivke na dveh podanih karakteristikah vrtilne frekvence turbine, ki sta v neposredni okolici glede na trenutno vrtilno frekvenco turbopolnilnika, s trenutno vrednostjo  $\kappa$  in  $R$ , in jih nato linearno interpoliramo glede na trenutno vrtilno frekvenco turbopolnilnika. Nesmiselno in časovno nespremenljivo bi bilo računati Riemannove spremenljivke vzdolž celotne karakteristike robnega elementa, zato jih izračunamo le v podanih točkah, ki sta v neposredni okolici glede na parameter  $x$ , kakor je to prikazano na sliki 1. Zato uvedemo spremenljivke:

$$\lambda_{in,1}^*(i), \lambda_{out,1}^*(i), A_{A_1}(i), \lambda_{in,2}^*(i), \lambda_{out,2}^*(i), A_{A_2}(i); i = nt, nt + 1 \tag{17}$$

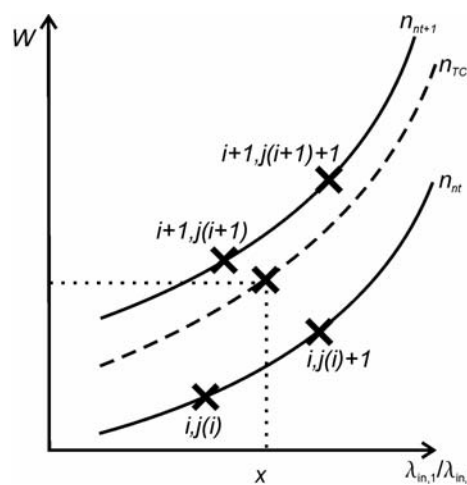
kjer indeks 1 pomeni vrednosti pred turbino in indeks 2 vrednosti za turbino. Interpolirane vrednosti nato izračunamo kot:

and  $N/\sqrt{T_{01}}$ , and further inserted into Eq. (11) to (15).

However, Benson's algorithm [4] is not appropriate for representing turbine characteristics for the flows with variable gas properties, since tabulated data prepared in advance are unable to consider variations in  $\kappa$  and  $R$ , and therefore distort the interpretation of the turbine characteristics for a wide operating range of the engine; the temperature and composition change significantly with the change in the operating regime of the engine.

Therefore, a new algorithm that is able to consider variable gas properties should be developed. It is obvious that Riemann variables must be determined in each time step with an instantaneous value of  $\kappa$  and  $R$  on two turbine speed characteristics lying in the vicinity of the instantaneous turbocharger speed. The values corresponding to the instantaneous turbocharger speed are then obtained by linear interpolation. The determination of the whole turbine map in each time step would be inappropriate, therefore only the nearest neighbours, considering parameter  $x$ , of the turbine operating point are processed, as presented in Fig. 1. Let us define:

where index 1 denotes the turbine inlet and index 2 denotes the turbine outlet. The interpolated values are thus determined as



Sl. 1. Shematski prikaz približka poljubne veličine iz začetnih podatkov  
Fig. 1. Approximation of parameters from the input data

$$W = (1 - k_{nt})W(nt) + k_{nt}W(nt + 1) \text{ kjer je/where } k_{nt} = \frac{n_{TC} - n_{nt}}{n_{nt+1} - n_{nt}} \quad (18).$$

$W$  pomeni poljubno Riemannovo spremenljivko iz enačbe (17), indeksa  $nt$  in  $nt + 1$  pa podani karakteristiki robnega elementa, ki sta najbližje vrtilni frekvenci turbopolnilnika ( $TC$ ) (sl. 1).

Vrednosti Riemannovih spremenljivk določimo iz parametrov:

$$G_1(i, k), \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{(i,k)}, \left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{(i,k)} ; i = nt, nt + 1, k = j(i), j(i) + 1 \quad (19),$$

ki jih interpoliramo med točkama  $(i, j(i))$  in  $(i, j(i) + 1)$  glede na vrednost parametra  $x$  (en. (16)).

Za parametre  $G_1, p_2/p_1$  ter  $T_2/T_1$ , ki jih uporabimo v enačbah (11) do (14), sledi:

$$W = (1 - k_{ni})W(i, j(i)) + k_{ni}W(i, j(i) + 1) \text{ kjer je/where } k_{ni} = \frac{x - x_{dat}(i, j(i))}{x_{dat}(i, j(i) + 1) - x_{dat}(i, j(i))} \quad (20)$$

in

and

$$x_{dat}(i, k) = \frac{\lambda_{m,1}^*(i, k)}{\lambda_{m,2}^*(i, k)} ; i = nt, nt + 1, k = j(i), j(i) + 1 \quad (21)$$

$W$  pa pomeni poljubno spremenljivko. Z enačbami (11) do (14) tako pridelamo neznane Riemannove spremenljivke, predstavljene v en. (17). Diagram poteka za izračun enorazsežnih karakteristik turbine z zgornjimi enačbami je v [2].

Koncentracijo v robni točki izračunamo enako kakor karakteristiko poti, kar je podrobno opisano v [2].

### 3 REZULTATI

V nadaljevanju so prikazani parametri turbine, ki so izračunani s lastnim simulacijskim programom za numerično modeliranje delovanja tlačno polnjenega motorja, v katerega je vključen tudi predstavljeni algoritem za simulacijo turbine. Simulacijski program, napisan v programskem jeziku FORTRAN, je podrobno predstavljen v [2] in vsebuje dva algoritma za simulacijo delovanja turbine. Prvi algoritem (MC) sloni na enačbah, izpeljanih v [4], kjer upoštevamo časovno spremenljive lastnosti plinov, ne upoštevamo pa različnih fizikalnih stalnic na vstopu in izstopu iz robnega elementa. Drugi algoritem (MCimp), ki omogoča upoštevanje različnih fizikalnih stalnic na vstopu in izstopu iz robnega elementa, pa sloni na enačbah (5) do (21).

Na sliki 2 so prikazani parametri turbine za simulacijo delovanja šestvaljnega motorja STEYR 236, opremljenega s kompresorjem Holset H1E-8264AX in turbino Holset J12S5 pri 4300 min<sup>-1</sup> in

$W$  is an arbitrary Riemann variable from Eq. (17) and the indexes  $nt$  and  $nt + 1$  are turbine speed characteristics lying in the vicinity of the instantaneous turbocharger speed ( $TC$ ) (Fig. 1).

Riemann variables are determined from the parameters:

interpolated between  $(i, j(i))$  and  $(i, j(i) + 1)$  for the parameter  $x$  (Eq. (16)).

For parameters  $G_1, p_2/p_1$  and  $T_2/T_1$  applied in Equations (11) to (14) it follows:

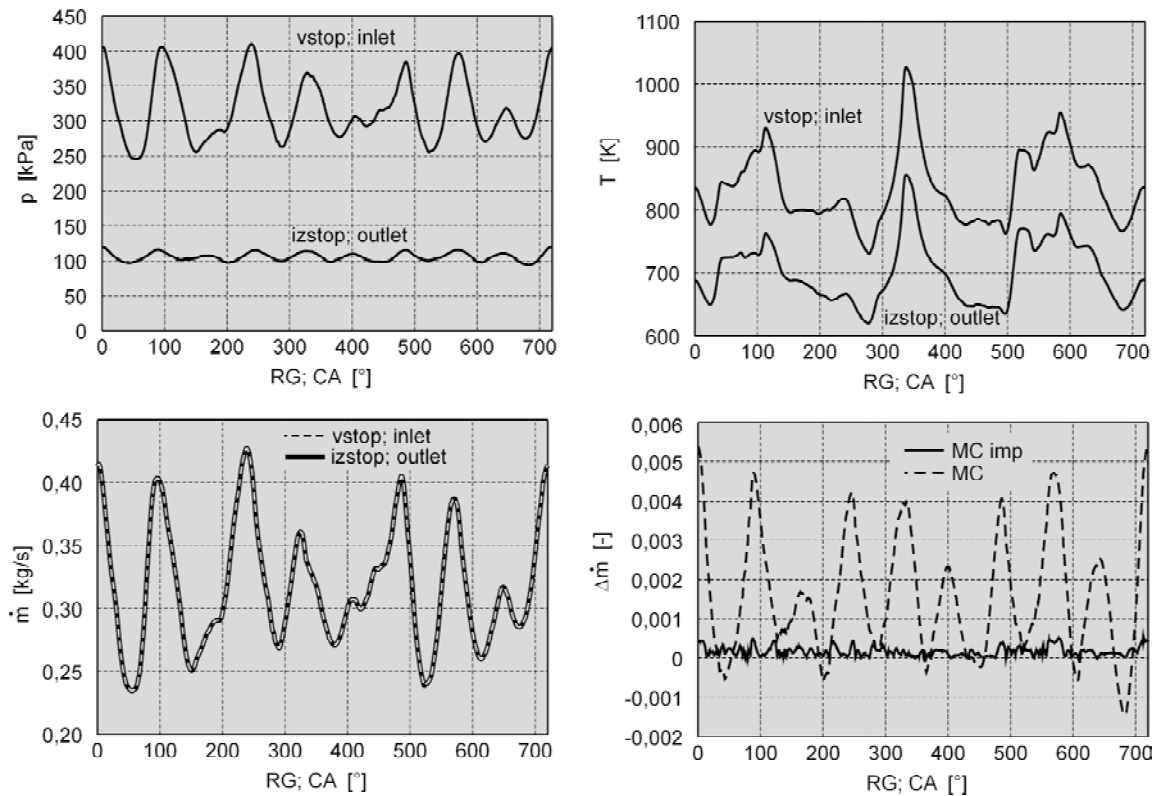
where  $W$  is again an arbitrary variable. The Riemann variables used in Eq. (17) are determined from eq. (11) to (14). The flow chart for determining the turbine characteristics with the presented equations can be found in [2].

The concentration at the boundaries is determined in a similar way to the path characteristics; extensively described in [2].

### 3 RESULTS

The numerical results of the turbine parameters are presented to assess the validity of the turbine simulation model. Therefore, the turbine model is implemented in the author's general engine thermodynamics and fluid mechanics simulation program of a turbocharged engine. A FORTRAN simulation program is described in detail in Ref. [2] and includes two algorithms for the turbine simulation. The first algorithm (MC) is based on Benson's equations [4], where time-dependent upstream parameters are used in the equations. Whereas the second algorithm (MCimp) based on Eq. (5) to (21) makes it possible to consider different gas properties at the turbine's inlet and outlet.

Fig. 2 represents the turbine parameters while simulating the STEYR 236 6-cylinder engine, equipped with the Holset H1E-8264AX compressor and the Holset J12S5 turbine at 4300 rpm and 100% load. The



Sl. 2. Parametri turbine pri  $4300 \text{ min}^{-1}$  in 100% obremenitvi  
 Fig. 2. Turbine parameters at 4300 rpm and 100% load

100-odstotni obremenitvi. Prikazani so tlak, temperatura in masni tok za vstop in izstop iz turbine, ki so izračunani z algoritmom MCimp, ter primerjava napake ohranitve masnega toka med vstopom in izstopom iz turbine  $\Delta\dot{m} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) / \dot{m}_2$  za metodi MC in MCimp. S slike je razvidno, da je napaka ohranitve mase za metodo MCimp manjša približno za en red velikosti v primerjavi z metodo MC, kar pomeni bistveno izboljšanje v ohranitvi mase. Napaka v ohranitvi mase za simulirane turbine znaša za metodo MC do približno 0,55%, pri ustaljenih testih drugih turbin pa se je napaka pri uporabi metode MC v nekaterih primerih povzpela tudi do 3%, kar je nedopustno z vidika natančnosti simulacije. Tudi v slednjih primerih je bila napaka v ohranitvi mase z metodo MCimp manjša za približno en red velikosti.

#### 4 SKLEP

V prispevku so izpeljane enačbe za simulacijo delovanja turbine turbopolnilnika, ki omogočajo upoštevanje spremenljivih fizikalnih lastnosti plina. Predstavljene enačbe in inovativen algoritem

pressure, temperature and mass flow rate are calculated with the subroutine MCimp; it should be noted that these results do not significantly deviate from those calculated with subroutine MC. However, there is a great difference between subroutine MCimp and MC when the conservation of the mass flow rate is considered. The error in the conservation of the mass flow rate,  $\Delta\dot{m} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) / \dot{m}_2$ , for the subroutine MC is approximately one order of magnitude larger than that of the subroutine MCimp. Thus, the error in  $\Delta\dot{m}$  is up to around 0.55%. However, it should be noted that  $\Delta\dot{m}$  for the subroutine MC is up to 3% in some turbine steady-state tests, which is intolerable for accurate simulations, whereas the reduction of  $\Delta\dot{m}$  by one order of magnitude when applying subroutine MCimp significantly improved the accuracy of the simulation.

#### 4 CONCLUSION

In this paper extended equations suitable for simulating a turbocharger turbine for flows with variable gas properties are presented. These equations are solved with an innovative algorithm

upravljanja z njimi zagotavljajo mnogo boljše ohranitev mase pri pretoku skozi robni element. Iz rezultatov in drugih testnih primerov lahko povzamemo, da predstavljeni algoritem zmanjša napako v ohranitvi mase za približno en red velikosti v primerjavi z algoritmom, ki sloni na enačbah predstavljenih v literaturi ob upoštevanju spreminjajočih se fizikalnih lastnosti plina. Napaka v ohranitvi mase metode MCimp je običajno pod 0,1%, le v določenih testnih primerih je dosegla 0,3%. Slednja napaka zagotavlja resničnost simulacije, saj je to napako potrebno oceniti glede na druge napake vstopnih podatkov in uporabljenih modelov. Časovna zahtevnost inovativnega algoritma je le nekoliko večja od algoritma za nespremenljive lastnosti plinov, predstavljenega v literaturi, kljub sprotne izračunu karakteristik, ki upošteva trenutne vrednosti fizikalnih parametrov na vstopu in izstopu iz turbine.

that is capable of considering variations in the gas properties for every time step. The combination of the extended equations and the innovative algorithm ensures a much better conservation of the mass flow rate when flowing through the turbine in comparison with the commonly applied equations, modified in such terms that variations in the gas properties are considered. The error in  $\Delta \dot{m}$  of the method MCimp is usually less than 0.1%, and reached a maximum value of 0.3% in some test cases. The new method significantly improved the accuracy of the simulation and indicates a step towards more accurate one-dimensional techniques. It should also be noted that the computational time of the new algorithm is only slightly longer than that of the basic Benson algorithm [4] despite the simultaneous calculation of turbine characteristics with instant values of the parameters.

5 OZNAČBE  
5 SYMBOLS

brezrazsežna hitrost zvoka	$A$	-	non-dimensional speed of sound
brezrazsežna raven entropije	$A_A$	-	non-dimensional entropy level
hitrost zvoka	$a$	m/s	speed of sound
hitrost zvoka pri primerjalnem tlaku – raven entropije; $a_A = a(p_{ref}/p)^{(k-1)/2k}$	$a_A$	m/s	speed of sound at reference pressure - entropy level; $a_A = a(p_{ref}/p)^{(k-1)/2k}$
primerjalna hitrost zvoka	$a_{ref}$	m/s	reference speed of sound
specifična toplota pri nespremenljivem tlaku	$c_p$	J/kgK	specific heat at constant pressure
specifična toplota pri nespremenljivi prostornini	$c_v$	J/kgK	specific heat at constant volume
primerjalni hidravlični premer	$D$	m	equivalent hydraulic diameter
specifična notranja energija	$e$	J/kg	specific internal energy
prezračevalni premer cevi	$F$	m <sup>2</sup>	cross-sectional area
koeficient trenja s stenami	$f$	-	wall-friction coefficient
specifična entalpija	$h$	J/kg	specific enthalpy
tlak	$p$	Pa	pressure
toplotni tok na enoto mase	$q$	W/kg	rate of heat transfer per unit mass
plinska stalnica	$R$	J/kgK	specific gas constant
temperatura	$T$	K	temperature
čas	$t$	s	time
brezrazsežna hitrost plina	$U$	-	non-dimensional gas velocity
hitrost plina	$u$	m/s	gas velocity
poljubna spremenljivka	$W$	-	arbitrary variable
masni delež komponente $i$	$Y_i$	-	mass fraction of component $i$
celotni statični izkoristek turbine	$\eta_{TS}$	-	total static-turbine efficiency
eksponent adiabate	$\kappa$	-	ratio of specific heats
Riemannova spremenljivka	$\lambda$	-	Riemann variable
gostota	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	density

INDEKSI

plin	$g$
stena	$w$
zastojni	$0$

SUBSCRIPTS

$g$	gas
$w$	wall
$0$	stagnation



6 LITERATURA  
6 REFERENCES

- [1] Winterbone, D. E., Pearson, R. J. (2000) Theory of engine manifold design, *Professional Engineering Publishing Limited*, UK.
- [2] Katrašnik, T. (2004) Numerical modeling of transient processes in a turbocharged diesel engine, PhD thesis - Dr 278, *UL, Faculty of mechanical engineering*, Ljubljana
- [3] Bulaty, T., Niessner, H. (1984) Calculation of 1-D unsteady flows in pipe systems of IC engines, *ASME Annual Winter Meeting*, New Orleans.
- [4] Benson, R.S. (1982) The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines, Volume 1, *Clarendon Press*, Oxford.
- [5] Zhang, G.Q., Assanis, D.N. (2003) Manifold gas dynamics modeling and its coupling with single-cylinder engine models using Simulink, *J. Eng. Gas Turbine Power*, 125, 2003, p.p. 563-571.
- [6] Pischinger, R. et al. (1989) Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, *Springer-Verlag*.
- [7] Otobe Y et al. (1989) Honda formula one turbo-charged V-6 1.5L engine. *SAE paper 890877*.
- [8] Katrašnik, T. Improved model to determine turbine and compressor boundary conditions with the method of characteristics, *Int. J. Mech. Sci.* in review

Avtorjev naslov: dr. Tomaž Katrašnik  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za strojništvo  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana  
tomaz.katrasnik@fs.uni-lj.si

Author's Address: Dr. Tomaž Katrašnik  
University of Ljubljana  
Faculty of Mechanical Eng.  
Aškerčeva 6  
SI-1000 Ljubljana, Slovenia  
tomaz.katrasnik@fs.uni-lj.si

Prejeto: 3.10.2005  
Received:

Sprejeto: 16.11.2005  
Accepted:

Odperto za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year



## Meritve voznikovega odzivnega časa

### Measuring a Driver's Reaction Time

Tone Magister - Rok Krulec - Milan Batista - Leon Bogdanović  
(Fakulteta za pomorstvo in promet, Portorož)

*Odzivni čas voznika, udeleženega v prometni nesreči, je za izvedenca, ki rekonstruira prometno nesrečo, vedno in vsakokrat neznana veličina. Baze podatkov odzivnih časov voznikov, objavljene v literaturi, so postale že sila nepregledne, pogoji, pri katerih so bili ti odzivni časi izmerjeni, pa težko primerljivi s pogoji prometne nesreče, ki je predmet rekonstrukcije. V Laboratoriju za varnost v prometu so se zato začele raziskave voznikovega odzivnega časa, metodologij in tehnik merjenja voznikovega odzivnega časa ter razvoj simulatorja za merjenje voznikovega odzivnega časa. Predstavljene so komponente, struktura in merilni algoritem omenjenega simulatorja. Pojasnjeni so rezultati odzivnih časov voznikov na resnična nevarna stanja, ki so bili izmerjeni v stvarnih razmerah vožnje. Primerjava rezultatov merjenj odzivnih časov voznikov v simuliranem in resničnem voznem okolju pa je namenjena za kakovostno oceno simulatorja ter načrtovanje njegovega prihodnjega razvoja.*

© 2006 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: nezgode prometne, časi odzivni, meritve, simuliranje, stanja nevarna)**

*Since the real reaction time of a driver involved in an accident will always be unknown to reconstruction experts, and because the driver's reaction-time databases published in the relevant literature have become almost obscure and hard to compare with the everyday practice of accident reconstruction, an expert decision was made at the Transport Safety Laboratory to investigate a driver's reaction time and reaction-time measurement techniques as well as to develop a PC-based simulator for measurements of a driver's reaction time. The driver-reaction-timer simulator's structure and its components are described together with its measuring algorithm. The measurements of the driver's reaction time in real and simulated driving environments were performed, and the results obtained are discussed. By comparing these results, a quality evaluation of the current stage of development of the simulator is addressed and the necessary further development of the simulator is defined.*

© 2006 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: traffic accident, reaction times, measurements, simulations, dangerous situations)**

#### 0 UVOD

Pri rekonstrukciji prometnih nezgod se pogosto pojavljajo primeri, ko mora izvedenec cestnoprometne stroke v svojih izračunih upoštevati odzivni čas voznika. Odzivni čas voznika je pri tem mišljen kot čas, ki preteče od trenutka, ko voznik zazna nevarnost in do trenutka, ko se voznik bodisi z izmikanjem ali zaviranjem odzove na okoliščine ([8] in [11]).

Resnični odzivni čas voznika v dejanskih okoliščinah, ki so privedle do nezgode, bo za izvedenca vedno neznanka. Prav zato je ocena edini način za določitev odzivnega časa voznika. Za pravilno oceno vrednosti odzivnega časa so

#### 0 INTRODUCTION

When road accidents are being reconstructed the accident-reconstruction experts are, almost without exception, confronted with having to determine the driver's reaction time. The driver's reaction time is defined as the time that runs from the moment of the driver's perception of danger to the moment of the driver's reaction to the circumstances, either by steering or braking ([8] and [11]).

The real driver's reaction time in the circumstances that led to the accident will always be unknown to reconstruction experts. For that reason the only way to obtain this value is by an estimation. For the purpose of a correct estimation, values relating

običajno na voljo različni eksperimentalni podatki, dostopni v ustrezni literaturi. Kratak povzetek uporabe znanih podatkov o odzivnih časih voznikov v vsakdanji izvedeniški praksi zlahka pokaže, kako različni so ti podatki. Slovenska izvedeniška praksa najpogosteje uporablja povprečni odzivni čas 0,6 s; tuja literatura, zlasti anglo-ameriška, pa za odzivni čas voznikov navaja čas 1,0 s. Na to, da so te vrednosti dostikrat nekritično uporabljene, kažejo različni preizkusi, katerih namen je bil ugotoviti dejanski odzivni čas voznikov v primeru pojava nenadne ovire. V laboratoriju Calspan so leta 1974 izvajali preizkuse, pri katerih so pred vozila metali sode. Srednji izmerjeni odzivni čas med trenutkom meta sode in trenutkom zaznavanja prvega odziva voznika (zaviranje ali izmikanje) je bil pri teh poskusih 0,65 s, razpon pa je znašal med 0,40 s in 1,70 s. Pri teh preizkusih se je v primeru nenadne ovire 75 odstotkov voznikov odzvalo z zaviranjem [7]. Leta 1989 je Olson objavil rezultate preizkusov, ki so bili izvedeni podobno kakor tisti v laboratoriju Calspan. Izmerjeni odzivni čas voznika (v primeru pojava nenadne ovire) je znašal med 0,80 s in 1,8 s, pri tem pa je imelo 85 odstotkov voznikov odzivni čas 1,4 s [8]. R. Limpert v najnovejši izdaji svoje knjige navaja, da je v normalnih razmerah (suha cesta, dnevna svetloba itn) odzivni čas voznika med 1,0 in 1,5 s, poleg tega pa navaja, da se lahko ta čas v primeru noči ali trka s peščem poveča do 3 s [5].

Da odzivni čas voznika ni samo podatek v izračunih, ampak lahko vpliva na odgovornost udeležencev nesreče, kaže preprost vsakdanji primer prometne nesreče, pri katerem se vozilo zaletelo v mirujoče vozilo.

Iz poškodb vozila se je dalo oceniti, da je naletna hitrost znašala 18 km/h. Glede na to, da na vozišču ni bilo vidnih sledi zaviranja, voznik pa je trdil, da je pred trkom zaviral, je bil pojemek njegovega vozila pri zaviranju največ 0,5g. Oglad kraja nezgode je pokazal, da je voznik gibajočega se vozila lahko zagledal mirujoče vozilo 30 m pred mestom trčenja. Naj bo hitrost vožnje na obravnavanem odseku ceste omejena na 50 km/h. Naloga izvedenca je bila ugotoviti hitrost vozila pred zaviranjem. Naj zgolj za pojasnilo uporabimo sila poenostavljen postopek izračuna hitrosti vožnje vozila, ki je trčilo. Pot, ki jo je vozilo opravilo do trka, določa enačba:

to the driver's reaction time obtained experimentally are available in literature. A short resume of the usage of values for the driver's reaction time in everyday reconstruction practice can easily show how different those figures are. In Slovenia, reconstruction experts mostly use a value in the range from 0.6 s to 1.0 s for the mean reaction time, while foreign literature (especially Anglo-American) suggests a value of 1.0 s for the driver's reaction time. The fact that these values are often used uncritically was confirmed by several experiments, the purpose of which was to determine the real reaction time of drivers in the case of the sudden appearance of an obstacle. In 1974, in the Calspan laboratory, experiments were performed in which barrels were thrown in front of the vehicles. The mean measured reaction time after the barrel was thrown and the moment of perception of first driver's reaction (braking or avoidance) had a value 0.65 s, while the total range was between 0.40 s and 1.70 s. In these experiments, 75% of the drivers reacted by braking (in the case of the sudden appearance of an obstacle) [7]. In 1989, Olson published the results of experiments that were similar to those recorded by the Calspan laboratory. The driver's measured reaction time (in the case of the sudden appearance of an obstacle) was between 0.80 s and 1.8 s. Eighty-five percent of the drivers had a reaction time of 1.4 s [8]. In the latest edition of R. Limpert's book a reaction time in the range between 1.0 and 1.5 s under normal conditions (dry road, daylight etc.) is suggested. It is also indicated that special conditions (e.g., night or impact) can increase a driver's reaction time up to 3 s [5].

A simple everyday accident case in which one vehicle hits another vehicle at rest can show us that the reaction time is not only a variable in calculations, but also a factor that influences the feelings of guilt of the participants in the accident.

From the damage to the vehicle an impact speed of 18 km/h is estimated. Since no skid marks were discovered on the road and according to the driver's statement that braking was actually done before impact, a maximum deceleration of 0.5 g is estimated. At the accident spot a visibility of 30 m, for the driver to observe an obstacle, is measured. Furthermore, the speed limit of 50 km/h is ascertained. The task of the reconstruction experts is to establish the vehicle's speed before braking. For the sake of simplicity a very basic calculation procedure will be used. The distance covered by the vehicle before impact is determined by the equation:

$$s = vt_R + (v^2 - v_n^2)/2a \quad (1),$$

kjer so  $a$  srednji pojemek,  $s$  pot ustavljanja,  $v$  hitrost pred zaviranjem,  $v_n$  hitrost vozila ob trku in  $t_R$  odzivni čas voznika. Iz te enačbe sledi hitrost vozila pred zaviranjem:

$$v = -at_R + \sqrt{v_n^2 + 2as + a^2t_R^2} \quad (2).$$

Če v zgornjo enačbo vstavimo navedene podatke, dobimo, ob upoštevanju odzivnega časa voznika 0,6 s, da bi hitrost vozila pred zaviranjem znašala 55 km/h, pri odzivnem času 1,0 s, bi bila ta hitrost 49 km/h, pri odzivnem času 1,8 s pa 40 km/h. Če torej izvedenec 'vztraja', da je imel v obravnavani nezgodi voznik odzivni čas pod 1 s, bi to pomenilo, da je bila njegova hitrost večja od dovoljene hitrosti 50 km/h.

Pri obravnavi dejanskih nesreč se torej očitno lahko pojavljajo različna vprašanja v zvezi z odzivnim časom voznika. Prometna situacija, razmere pri vožnji in voznikovo psihofizično stanje (npr. neprespanost, treznost, odvratanje voznikove pozornosti itn.) so trije pglavitni dejavniki, ki vplivajo na odzivni čas voznika. Vsakdanja izvedeniška praksa pri rekonstrukciji prometnih nesreč kaže na to, da je odzivni čas voznika pri različnih voznih razmerah obsežno popisan v literaturi ([1], [5], [8], [11] in [12]), vendar pa so postale objavljene baze podatkov o odzivnih časih voznikov sila nepregledne. Pogost problem se pojavlja zaradi neprimerljivosti dejanskih razmer pri prometni nesreči, ki je predmet rekonstrukcije, z razmerami preizkusnih meritev odzivnih časov voznikov, objavljenih v literaturi. Izbran odzivni čas voznikov zato ni povsem zanesljiv.

Za celovito razumevanje problematike odzivnih časov voznikov v dejanskih prometnih razmerah in zlasti za praktično določanje odzivnih časov voznikov, udeleženih v značilnih prometnih stanjih pred nesrečo, ki je preiskovana in rekonstruirana, so v Laboratoriju za varnost v prometu na Fakulteti za pomorstvo in promet, Univerze v Ljubljani stekle:

- a) raziskave odzivnih časov voznikov,
- b) raziskave tehnik merjenja odzivnih časov in
- c) razvoj simulatorja na osnovi osebnega računalnika za meritve odzivnih časov voznikov.

Poudarek pri raziskavah je predvsem na simulacijah kakršnihkoli dejanskih stanj pred

where  $a$  is the mean deceleration,  $s$  is the braking distance,  $v$  is the vehicle's speed before braking,  $v_n$  is the vehicle's speed at impact and  $t_R$  is the driver's reaction time. From this equation the vehicle's speed before braking is:

With regard to the described values of the variables the above equation provides us with different results when different values for the driver's reaction time are considered. If the driver's reaction time is 0.6 s, then the vehicle's speed before braking was 55 km/h. For reaction times in an interval from 1.0 s to 1.8 s, the vehicle's speeds before braking will be within the interval from 49 km/h to 40 km/h. Thus if the reconstruction expert 'persists' in values of the driver's reaction time under 1 s, then it follows that the vehicle's speed before braking was over the speed limit of 50 km/h.

Clearly, the reconstruction of an accident requires that different issues regarding the driver's reaction time are considered. The traffic situation, the driving conditions and the driver's psychophysical state (e.g., sleeplessness, sobriety, distraction, etc.) are three major contributing areas that have an influence on the driver's reaction time. Everyday accident-reconstruction practice indicated that the reaction time of a driver driving in different driving conditions is well described in the literature ([1], [5], [8], [11] and [12]). However, the driver's reaction-time databases published in the relevant literature became almost obscure. Furthermore, comparing the driving conditions with known (i.e., published) conditions, the reaction time with the real case being the subject of reconstruction became untrustworthy.

To gain a thorough insight into the subject of the driver's reaction time in a real traffic situation, and especially for determining the reaction time of drivers involved in a particular traffic situation preceding the accident under investigation and reconstruction the Transport Safety Laboratory at the Faculty of Maritime Studies and Transport of the University of Ljubljana decided to engage in:

- a) research into the driver's reaction time,
- b) reaction-time measurement techniques,
- c) the development of a PC-based simulator for measuring the driver's reaction time.

The focus is on the simulation of an actual traffic situation preceding a road accident, based on

cestnoprometnimi nesrečami; simulacije naj pri tem temeljijo na skicah prometnih nesreč, izjavah prič in udeležencev, znanih odločujočih parametrih in terenskih meritev. Cilj Laboratorija za varnost v prometu je, da bi simulator zagotavljal zmožnost določanja stvarnih odzivnih časov voznikov, udeleženih v prometnih nesrečah glede na dejanske okoliščine odvijanja prometa, vozne razmere, vidljivost in vidno polje.

## 1 SIMULATOR ZA MERJENJE ODZIVNIH ČASOV

Simulator za merjenje odzivnih časov, ki ga je zasnoval R. Krulec v Laboratoriju za varnost v prometu na Fakulteti za pomorstvo in promet [4], je sestavljen iz dveh podsistemov: podsistema za navidezno simulacijo vožnje in sprožanje vidne spodbude ter podsistema za merjenje ukrepov oziroma odzivov voznika. Podsistema povezuje zaporedje faz odzivnega časa (sl. 2).

### 1.1 Navidezna simulacija vožnje in sprožanje

Podsistem za navidezno simulacijo vožnje in sprožanje vidnih spodbud v postopku merjenja odzivnega časa voznika predvaja vnaprej pripravljen videoposnetek vožnje in s tem pridobi pozornost voznika. Med časoma, ki sta v programu določena kot "najkrajši čas do naslednje spodbude" in "najdaljši čas do naslednje spodbude", v sekundah, program sproži vidno spodbudo vozniku. Vidno spodbudo predstavljajo štirje kvadrati – luči, ki se lahko obarvajo v štirih mogočih kombinacijah. Vsaka od njih pomeni drugačno reakcijo voznika (sl. 1): delno (tj. blago) zaviranje, ki zahteva delni pritisk zavorne stopalke, skrajno zaviranje do zaustavitve vozila in spodbudo za izmikavanje levo ali desno. V

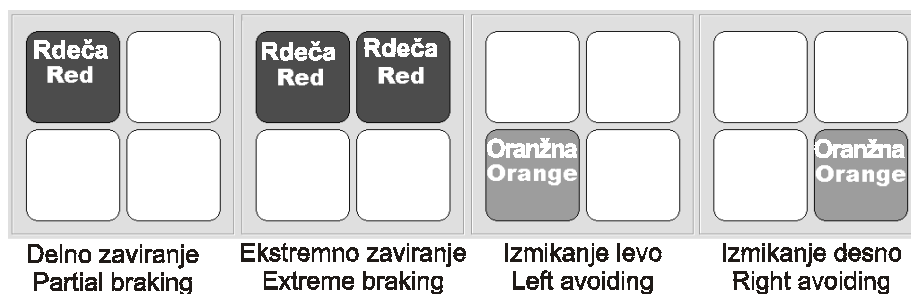
the accident-scene diagram, accident-eyewitness and participant statements, reported decisive parameters and field measurements, with the ability to determine the reaction time of drivers involved in the accident with regard to the actual driving conditions, visibility and the view field from such a simulation as the final objective of the Transport Safety Laboratory.

## 1 THE DRIVER REACTION TIMER

The FPP Driver Reaction Timer simulator, designed by R. Krulec at the Transport Safety Laboratory of the Faculty of Maritime Studies and Transport [4], is composed of two subsystems: one for virtual driving simulation and stimulation, and the other for measuring the driver's actions and reactions; the two subsystems are connected via a sequence of reaction-time phases (Fig. 2).

### 1.1 The virtual drive simulation and stimulation of the driver

The subsystem for virtual drive simulation and stimulation plays a video of driving. In this way the driver's attention is focused on the simulated driving. Between the times that are referred to in the program as the "Minimum time to next stimulus" and the "Maximum time to next stimulus" in seconds, the program launches a stimulus to the driver. The visual stimulation is represented by four lights, which can colour themselves in four possible combinations. Each of them represents a different driver's reaction (Fig. 1): partial (i.e., light) braking, which requires that the brake pedal is partially applied, extreme braking until the vehicle stops, and stimulus for avoidance to the left or right. In the



Sl. 1. Štiri mogoče spodbude<sup>1</sup>

Fig. 1. The four possible visual stimulations<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Voznik je v simuliranem okolju spodbujen vidno enako kakor v resničnem voznem okolju z enakim pomenom posamezne spodbude.

<sup>1</sup> The driver is stimulated visually in the simulated environment in the same way as in the real driving environment with the same meaning of the particular stimulus.



grafičnem vmesniku lahko izberemo skupino spodbud, ki se bodo izvajale.

Poleg omenjenih parametrov, lahko v podsistemu za navidezno simulacijo vožnje in sprožanje spodbud izbiramo željeni posnetek vožnje. Hitrost predvajanja posnetka (v km/h) je sinhronizirana s hitrostjo, ki jo dosega voznik z dejanskim pritiskom na stopalko.

## 1.2 Zaznavanje ukrepanja voznika

Voznikovi ukrepi na določeno spodbudo so zaznani, ko se le-ta odzove (pričakovano) s svojimi rokami in deluje na krmilni obroč v primeru spodbude za izogibanje, oz. ko se odzove (pričakovano) s svojimi nogami in deluje na stopalko za plin ali zavorno stopalko v primeru spodbude za zaviranje. Voznikovi ukrepi s krmilnim obročem ter stopalko za plin in zavorno stopalko vplivajo na analogno-digitalni (A/D) pretvornik.

Podatki pretvornika so računalniško zajeti in obdelani. Analogno digitalni pretvornik ponuja 10-bitno ločljivost, kar pomeni 1024 različnih vrednosti za stanje krmilnega obroča in 1024 za obe stopalki. Ker pretvornik sporoča signale prek programskega vmesnika vsako milisekundo, nastanejo hitra nihanja oz. šum v vrednostih stanja pretvornika, zato ima podsistem vpeljan tudi preprosti časovni filter, ki te vrednosti stabilizira.

Za vsak odziv lahko določimo tudi območje veljavnosti odklona krmilnega obroča ali pritiska na stopalko, izraženo v odstotkih. Privzete vrednosti za odklon krmilnega obroča so od 50 do 100 odstotkov in prav take tudi za polno zaviranje. Za delno zaviranje je privzeto območje veljavnosti od 20 do 90 odstotkov pritiska na stopalko. Pri zaviranju lahko določimo tudi najmanjši čas pritiska "z zadržkom", v milisekundah, na stopalko, ki določi, ali je odziv veljaven. Določimo lahko tudi največjo hitrost, ki jo dosežemo pri 100-odstotnem pritisku na stopalko za plin.

Programski vmesnik mmsystem na podlagi opravilnega sistema Windows 2000/NT/XP ponuja funkcijo `timeGetTime()`, ki vrne natančen čas v milisekundah, odkar se je zagnal opravljeni sistem. Vrednost je tipa `DWORD` in obsega 32 bitov, kar pomeni, da se obrne na približno vsakih 49,71 dni. Veliko ločljivost in natančnost merilnika časa zagotavlja opravljeni sistem in je v programu nastavljena na največjo napako 2 milisekundi s

graphical user interface a group of stimulations that will be performed can be chosen.

In the subsystem for virtual drive simulation and stimulation, in addition to the mentioned parameters, the desired video and its speed (in km/h) can be set. In this way the video is synchronized with the speed obtained by pushing the driver's accelerator pedal.

## 1.2 Perceiving the driver's actions

The driver's reactions to the applied stimulus are perceived when he/she reacts (as expected) with his/her arms, and acts on the steering wheel when the avoidance stimulus is applied, or when he/she reacts (as expected) with his/her legs and applies on the accelerator and brake pedals when the braking stimulus is applied. The driver's actions with the steering wheel and the accelerator and brake pedals influence the A/D converter.

The corresponding data produced by the converter is acquired and processed with the aid of a computer. The A/D converter offers a 10-bit resolution, what means 1024 different values for the state of the steering wheel, and another 1024 for both pedals, the accelerator and the brake. Because the signals from the converter via a program interface are sent every millisecond, noise occurs in the values of the converter's state due to fast oscillations. The implementation of a simple filter into the subsystem, which stabilizes the values, overcomes the problem.

For every reaction the validity range of the steering wheel's declination and the pedal's push can be defined in percentiles. The default values for the steering wheel's declination and also the extreme braking are between 50% and 100%. For partial braking, the validity range is between 20% and 90% of a pedal's push. During braking, a minimum push time of the brake pedal "the Hold Time", in milliseconds, can be set, which determines if a reaction is valid. Also the maximum speed "Max Speed", which is reached when the accelerator pedal is applied 100%, can be set.

The program interface mmsystem based on the Windows 2000/NT/XP operating system offers the function `timeGetTime()`, which returns the exact time (in milliseconds) from the start of the operating system. This value is a `DWORD` type and comprises 32 bits, which means that it turns around approximately every 49.71 days. The high resolution and accuracy of the time measuring is ensured by the operating system. A maximum error of 2 milliseconds in the program is set

pomočjo funkcij `timeBeginPeriod()` in `timeEndPeriod()`, kar zagotavlja natančnost tudi pri hitrih zaporednih klicih funkcije `timeGetTime()`.

### 1.3 Meritve odzivnih časov voznikov

Podsistema sta povezana s programskimi merilniki, ki merijo (sl. 2):

- začetek vidne spodbude,
- čas odziva (tj. voznikovo delovanje na spodbudo) in
- celotni odzivni čas.

Iz diagrama poteka meritve, ki je prikazan na sliki 3, je razvidno, da so upoštevane tudi neveljavni odzivi, do katerih lahko pride ob nezadostnem pritisku

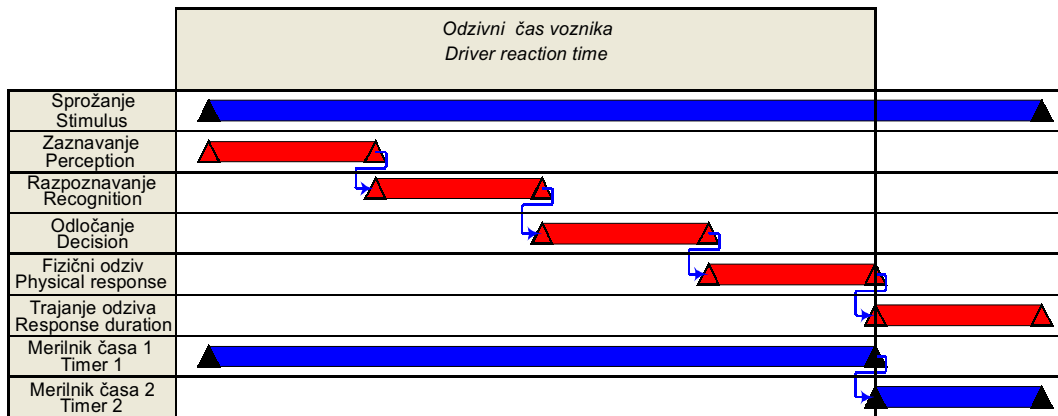
via the functions `timeBeginPeriod()` and `timeEndPeriod()`, which also ensures accuracy with fast successive calls of the function `timeGetTime()`.

### 1.3 The driver's reaction time measurements

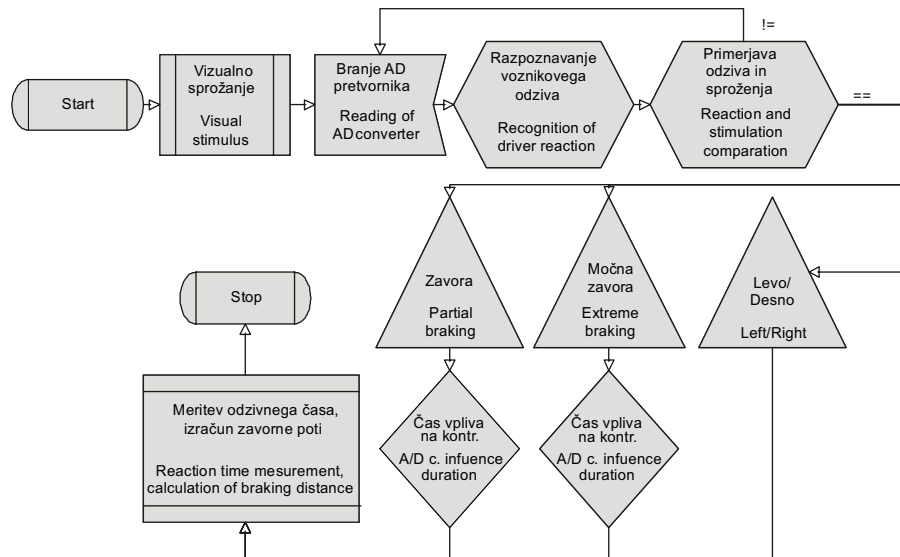
The two subsystems are connected with the program's measuring modules, which measure (Fig. 2):

- the beginning of the visual stimulation,
- the time of reaction (i.e., the driver's action on a stimulus),
- the total reaction time.

The flow chart of a measuring course is shown in Fig. 3. It can be seen that the algorithm also considers invalid reactions, which can occur if the pedal is not



Sl. 2. Pasovni diagram programskih merilnikov  
Fig. 2. Gantt diagram of the program's measuring modules



Sl. 3. Logični potek meritve  
Fig. 3. Flow chart of a measuring course



na stopalko, zaradi česar ne pride do zaviranja, in če krmilni obroč ni zadostno obrnjen oz. je obrnjen v napačno smer.

## 2 PREIZKUSNO DOLOČANJE ODZIVNIH ČASOV

Za določanje odzivnih časov voznikov so bili izvedeni preizkusi v stvarnem in simuliranem voznem okolju.

V simuliranem voznem okolju so bili odzivni časi voznikov merjeni s:

1. simulatorjem Vericom Stationary Reaction Timer (Preglednica 1.B) [13] in
2. simulatorjem FPP Driver Reaction Timer (sl. 4 - desno; Preglednici 1.B in 1.C) [4].

V resničnem voznem okolju so bili odzivni časi voznikov merjeni neposredno in posredno.

Neposredne meritve odzivnih časov voznikov so bile izvedene z merilnikom pospeškov Vericom VC3000 z dodatno opremo, ki spodbuja voznikov odziv in jo je mogoče namestiti na poljubnem mestu v voznikovem vidnem polju (sl. 4 - levo, sl. 7) [9]. Meritve so bile izvedene podnevi ob dobrih vremenskih razmerah (preglednica 1.A) in z vidno opremo za spodbujanje, nameščeno v smeri pogleda voznika naravnost naprej (sl. 4 - levo, sl. 7 - levo) ter zunaj smeri pogleda voznika (sl. 7 - desno). Dobre vremenske razmere pomenijo takšne razmere, pri katerih vidljivost ni omejena in koeficient trenja ni izpostavljen spremembam.

sufficiently applied and thus braking is not achieved; and the same goes if the steering wheel is rotated insufficiently or in the wrong direction.

## 2 THE REACTION TIME EXPERIMENTS

For the measurement of the driver's reaction time, experiments in the real and simulated driving environment were performed.

In the simulated driving environment the driver's reaction time was measured with:

1. the Vericom Stationary Reaction Timer (Table 1.B) [13],
2. the FPP Driver Reaction Timer (Fig. 4 right; Tables 1.B) [4].

In the real driving environment the driver's reaction time was measured directly and indirectly.

When the driver's reaction time was measured directly the Vericom VC3000 accelerometer with supplementary hardware, which stimulates the driver's reaction and can be placed arbitrarily in the driver's field of view (Fig. 4 left, Fig. 7) [9], was used to conduct the experiments. Those were performed in daylight in good (Table 1) weather conditions with the visual stimulus equipment arranged in the direct line of sight of the driver (Fig. 4 left, Fig. 7 left) and off-centre to the driver's direct line of sight (Fig. 7-right). The weather is considered good when the visibility is not obscured and the coefficient of friction is not affected.



Sl. 4. Meritve reakcijskega časa voznika v dejanskih voznih razmerah (oprema za vidno spodbudo je nameščena v smeri pogleda voznika naravnost naprej) in v simuliranih voznih razmerah na simulatorju PC osnove (vidna spodbuda je na robu zaslona)

Fig. 4. Measurements of the driver's reaction time in the real driving environment (visual stimulus equipment is placed in the direct line of sight of the driver) and in the environment simulated on the PC-based simulators (note how the visual stimulus is located on the side of the screen)

Preglednica 1. Primerjava rezultatov odzivnih časov voznikov iz preizkusov v dejanskem voznem okolju z rezultati, dobljenimi v simuliranem voznem okolju<sup>2</sup>.

Table 1. Comparison of the driver's reaction time results from the experiments in the real driving environment with the results obtained in the simulated driving environment<sup>2</sup>.

		Odzivni čas voznika The driver's reaction time [s]					
		skrajno zaviranje extreme braking	blago zaviranje light braking	izmikanje - levo avoidance - left	izmikanje - desno avoidance - right		
Mesto namestitve vidne spodbude Placement of the visual stimulation	v smeri pogleda in the line of sight	0,79	0,95	0,87	0,77	A	
	zunaj smeri pogleda off-center to the line of sight	1,14	1,54	1,07	1,55		
	razlika difference	0,35	0,59	0,20	0,78		
Mesto namestitve vidne spodbude Placement of the visual stimulation	stvarno vozno okolje (1)* real driving environment (1)*	0,91	0,97	0,87	0,83	B	
	simulirano okolje simulated environment	Vericom (2)	0,64	0,71	0,72		0,83
		Reaction Timer (3)	0,63	0,72	0,75		0,80
	razlika (3)-(1) difference (3)-(1)	-0,28	-0,25	-0,12	-0,03		
	približna srednja vrednost razlike: orientation mean value of difference:	-0,2					
Mesto namestitve vidne spodbude Placement of the visual stimulation	stvarno vozno okolje (4)** real driving environment (4)**	1,14	1,54	1,07	1,55	C	
	razlika (4)-(1) difference (4)-(1)	-0,51	-0,82	-0,32	-0,75		
	približna srednja vrednost razlike: orientation mean value of difference:	-0,6					

\* Oprema za vidno spodbudo voznika je bila nameščena v smeri voznikovega pogleda naravnost naprej.  
\* The visual stimulus equipment was arranged in the direct line of sight of the driver.  
\*\* Oprema za vidno spodbudo voznika je bila nameščena zunaj smeri voznikovega pogleda.  
\*\* The visual stimulus equipment was arranged off-center to the direct line of sight of the driver.

Odzivni čas voznika na pričakovano nevarnost je bil določen posredno z:

1. analizo časa med zaporednimi slikami videoposnetka vožnje vozila; posnetek je bil narejen s tržno digitalno kamero (sl. 5) in
2. analizo časa med značilnimi skrajnostmi pospeškov vozila in diagramov kotne hitrosti, ki so bili posneti s trirazsežnim merilnikom pospeškov Crossbow in merilnikom kotne hitrosti Horizon (sl. 6).

Slika 5 prikazuje način in trenutek voznikovega odziva potem, ko je sila vzdolžno na

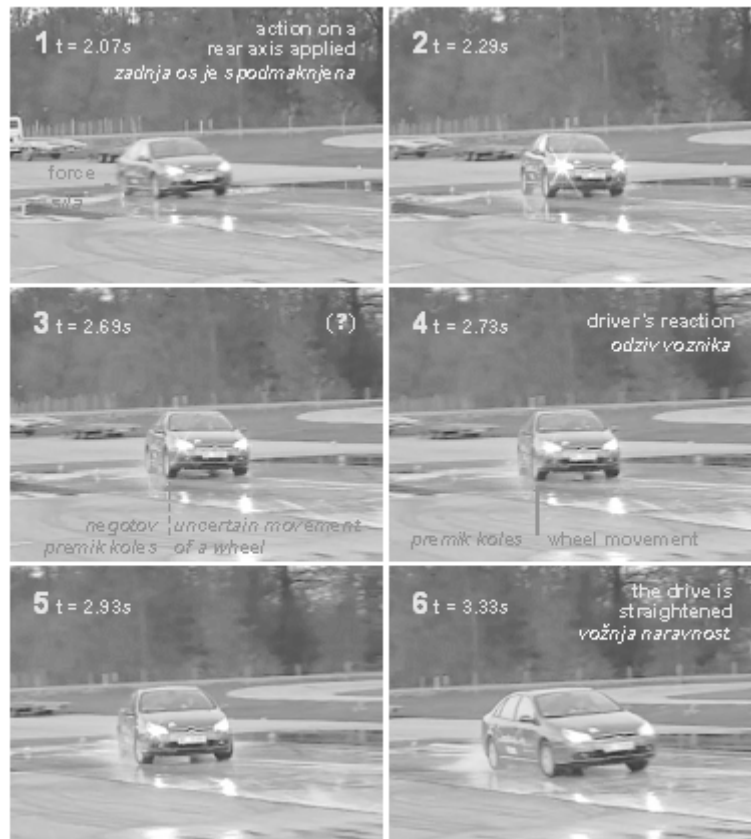
<sup>2</sup> Ponovljivost vseh izvedenih preizkusov je bila zagotovljena glede na gostoto prometa, voznih odsekov, vidljivosti, razmer na cestišču ter navedenega psihofizičnega stanja voznikov in sovoznikov.

The driver's reaction time to the anticipated danger was measured indirectly by means of:

1. studying the intra-frame time of the consecutive frames of a movie of a driving vehicle taken with an ordinary, off-the-shelf digital camera (Fig. 5),
2. studying the time between the characteristic peaks of vehicle acceleration and angular velocity diagrams constructed from the data provided by the Crossbow 3D accelerometer and the Horizon rotational gyro (Fig. 6).

Fig. 5 shows how and when the driver reacted when a force applied to the rear axis of a vehicle

<sup>2</sup> The uniformity of all the experiments performed in the real driving environment was ensured with regard to the density of traffic, the route taken, the lighting, the visibility, the surface conditions, and the reported psychophysical state of the drivers and co-drivers involved.



Sl. 5. Analiza časa med zaporednimi slikami videoposnetka vožnje vozila pri hitrosti približno 25 km/h (s primerjavo slik 3 in 4 je moč opaziti, kako negotov je trenutek premika koles)

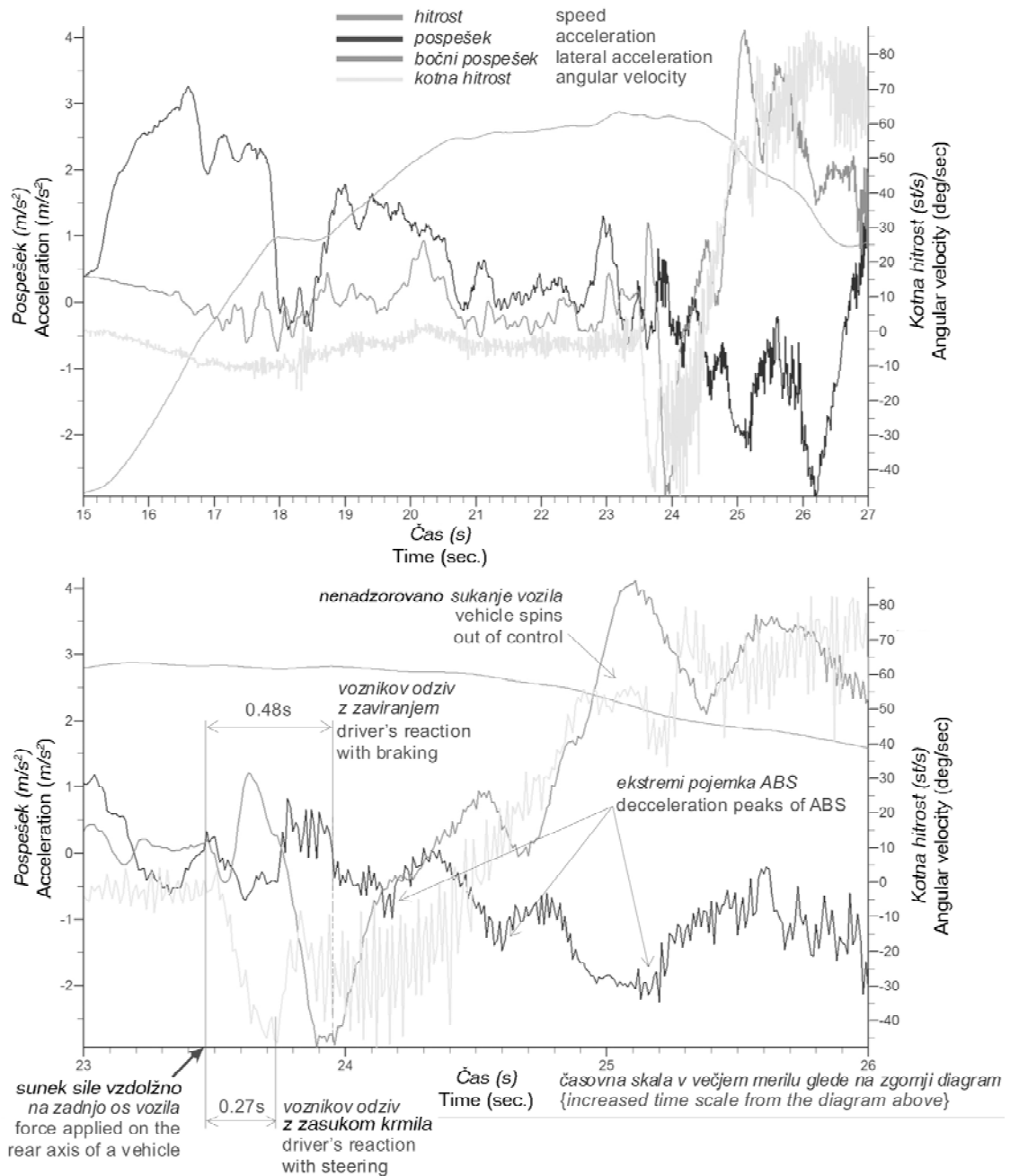
Fig. 5. A study of the intra-frame time of the consecutive frames of a film of a vehicle driving at approximately 25 km/h (note how uncertain is the moment of a wheel movement, comparing frames 3 and 4)

zadnjo os vozila povzročila njegovo zavrtitev. Seveda je na podlagi analize video posnetka mogoče ugotoviti samo tiste odzive voznika, ki so vidni zunanjemu opazovalcu in še to le z omejeno natančnostjo. Pri taki metodi je določanje odzivnega časa voznika vedno izpostavljeno subjektivni presoji opazovalca o tem, kdaj je voznikov odziv opazen navzven (primerjava posnetkov št. 3 in št. 4 na sl. 5). Vsekakor taka metoda lahko poda vrednost odzivnega časa voznika, toda le z nezanemarljivimi odmiki. Statistična analiza je pokazala, da so vrednosti odzivnih časov voznikov na pričakovano nevarnost normalno porazdeljene s povprečjem 0,42 s in standardnim odklikom 0,14 s s stopnjo zaupanja 95 odstotkov (stopnja značilnosti 5 %).

Analiza diagramov tangentialnega pospeška, bočnega pospeška, hitrosti in kotne hitrosti je prikazana na sliki 6. Trenutek delovanja sile vzdolžno na zadnjo os vozila, posledica katere je njegova zavrtitev, je na grafih bočnega pospeška in kotne

caused its rotation. Clearly, from studying a motion picture, only the reactions of a driver visible to an observer outside the vehicle might be investigated with conditional reliability. Using such a method for the determination of the driver's reaction time the subjective judgment of when the driver's reaction is observable will always be present (compare frames no. 3 and no. 4 of Fig. 5). This means that the method can provide the reaction time of a driver but with non-negligible deviations. A statistical analysis shows that the values of the reaction times of drivers to an anticipated danger is normally distributed with a mean value of 0.42 s and a standard deviation of 0.14 s at a confidence level of 95 % (significance level of 5 %).

A study of the diagrams of tangential acceleration, lateral acceleration, speed and angular velocity is presented in Fig. 6. From the graph of lateral acceleration and angular velocity the action on the rear axis of a vehicle causing it to rotate (as



Sl. 6. Čas odziva voznika na pričakovano nevarnost, določen iz diagramov pospeška, bočnega pospeška, hitrosti in kotne hitrosti

Fig. 6. The time of reaction of a driver to an anticipated danger deduced from diagrams of acceleration, lateral acceleration, speed and angular velocity

hitrosti izražen kot nenaden padec (sl. 6). Ta točka v času na diagramu je uporabljena kot primerjava, po kateri so podrobneje analizirani odzivi voznika. Voznikov odziv z zaviranjem je razviden iz diagrama tangentialnega pospeška vozila, na katerem je moč

shown in Fig. 5) is distinguishable as an abrupt plunge. This point in time on the diagram is used as a reference from which the reactions of a driver are closely examined. The driver's reaction with braking is seen from the diagram of tangential acceleration



opaziti pojemek, ko se zavore odzovejo na voznikovo delovanje. Voznikov odziv z obračanjem krmilnega obroča je razviden iz diagramov bočnega pospeška in kotne hitrosti, saj ti kažejo na točko v času, pri kateri se smer zavrtitve vozila spremeni.

Seveda tak postopek ne more dati odgovora na to, kdaj se je voznik dotaknil zavorne stopalke, ali kdaj je voznik dejansko začel vrteti krmilni obroč. Rezultati, ki so dobljeni na podlagi opisane metode in so prikazani na sliki 6 so namreč seštevki odzivov voznika in vozila. Kljub temu je ta raziskovalna metoda uporabna, ko sta tip in zaporedje voznikovih odzivov temeljito preučena.

### 3 VREDNOTENJE SIMULATORJA

Že prvi testi, v katerih so bili vozniki spodbujeni za delno in skrajno zaviranje ter za izmikanja levo ali desno, so pokazali nezanemarljive (glej razloge v uvodu) odmike med odzivnimi časi, ki so bili dobljeni v stvarnem voznem okolju in tistimi, ki so bili dobljeni v simuliranem okolju na simulatorju. Primerjava rezultatov simulirane vožnje in rezultatov preizkusov iz stvarnega voznega okolja pri vidni spodbudi voznika v smeri njegovega pogleda naravnost naprej izkaže srednji odmik z vrednostjo do 0,2 s (preglednica 1.B). Odmiki se povečajo do 0,8 s (preglednica 1.C), ko je v stvarnem voznem okolju vidni stimulator nameščen zunaj voznikovega neposrednega pogleda, premeščen je v smeri proti robu njegovega vidnega polja. Odzivni čas voznika je v stvarnem voznem okolju v splošnem daljši kot v simulacijah.

Razvidno je (preglednica 1.B), da se rezultati, dobljeni v simuliranih voznih okoljih z uporabo simulatorja Reaction Timer in simulatorja Vericom Stationary Reaction Timer, bistveno ne razlikujejo.

Predstavljeni rezultati izkazujejo očitno pomanjkljivost simulacijskih voznih okolij; ni namreč mogoče simulirati vpliva vremenskih razmer na vozne pogoje.

Prvi razlog za opisane razlike med odzivnimi časi na spodbujeno skrajno ali delno zaviranje, dobljenimi na simulatorju in tistimi, dobljenimi v stvarnem voznem okolju, je ta, da je pri preizkusih v stvarnem voznem okolju, poleg časa odziva voznika, upoštevan še odzivni čas zavornega sistema vozila, simulator pa meri samo čas odziva voznika. Literatura ([3], [6] in [10]) navaja, da znaša

of the vehicle, on which deceleration is observed when the brakes respond to the driver's input. The driver's response with steering is seen from the diagrams of lateral acceleration and angular velocity, since these are showing the point in time when the rotation of the vehicle changes direction.

Clearly, such an approach cannot provide an answer to the question of when the driver touched the brake pedal or when he/she actually started to rotate the steering wheel. The results obtained from the method described and presented in Fig. 6 are in fact the combined reactions of the driver and the vehicle. However, this investigation method can be of use when the type and the sequence of the driver's reactions are scrutinized.

### 3 THE EVALUATION OF THE SIMULATOR

The first tests where drivers were stimulated for partial and extreme braking and for avoidances to the left and right already showed non-negligible (see the introduction, as to why) deviations between the reaction times obtained in the real driving environment and those in the simulated environment on the simulator. The mean deviation amounts to 0.2 s (Table 1.B) when the results from the simulator are compared to the experimental results from the real driving environment with the visual stimulation of a driver in his/her direct line of sight. The deviations increase up to 0.6 s (Table 1.C) when experimental results from the real driving environment with the visual stimulation installed off-centre to the driver's direct line of sight are compared. The driver's reaction time is longer in the real driving environment than in the simulations.

Note (Table 1.B) that the results obtained in the simulated driving environment using the developed Reaction Timer and the Vericom Stationary Reaction Timer do not differ significantly.

From the presented results one drawback of the simulated driving environment became evident; it cannot simulate the impact of the weather on the driving conditions.

The first reason for the described difference between the values of the reaction time obtained on the simulator and in the real driving environment when extreme or partial breaking was stimulated is that the experiment in the real driving environment accounts for, in addition to the time of the driver's reaction, also for the time in which the vehicle's brake system reacts, while the simulator measures just the time needed for the driver to react to the stimulus. According to the literature ([3],

odzivni čas hidravličnega zavornega sistema osebnega vozila približno najmanj 0,1 s. Posledično so seveda odzivni časi voznika, dobljeni v stvarnem voznem okolju, primerno daljši od tistih pri preizkusih v simuliranem voznem okolju.

Drugi zelo pomemben razlog za omenjene odmike, predvsem pri spodbujanju izmikanja, pa je ta, da se voznik zaveda dejstva, da med potekom simulacije ni izpostavljen nikakršni dejanski nevarnosti. Poleg tega se s časom voznik popolnoma zave, da dejansko sploh ne vozi in se zato lahko osredotoči zgolj na luči, ki posredujejo spodbudo. Smer voznikovega pogleda med preizkusi namreč ni bila nadzirana, njegov pogled pa ni bil na nikakršen način pritegnjen oz. prisiljen slediti videoposnetku vožnje vozila. Zato še posebej, ko vozniki spoznajo, da je na preizkušnji njihova sposobnost, se v simuliranem voznem okolju zelo agresivno odzovejo na posredovano spodbudo, celo bistveno bolj kakor v dejanskih voznih razmerah (da niti ne omenimo njihove tekmovalnosti za čim boljši rezultat). Sunkoviti premiki krmilnega obroča in zavorne stopalke, izvedeni v simulaciji, so bili tolikšni, da bi v stvarnih voznih razmerah za povprečnega voznika pomenili veliko nevarnost. V simuliranih razmerah vožnje so se sodelujoči vozniki odzvali v pičlih 0,4 s. To je skoraj vrednost odzivnega časa voznika na pričakovano nevarnost (sl. 5 in 6) in je primerljiva z refleksnim časom voznika [2].

V stvarnem voznem okolju je bil opažen značilen vpliv mesta namestitve luči, ki posredujejo spodbudo na odzivni čas voznika. Če so bile luči sbodbujevalnika nameščene zunaj smeri voznikovega pogleda (sl. 7), je bil njegov odzivni čas značilno daljši kakor tedaj, ko je bila oprema za vidno spodbudo nameščena tik pred voznikom oziroma v smeri njegovega pogleda (preglednici 1.A in 1.B). Opisana razlika je v območju med 0,2 in 0,8 s, kar kaže na pomembnost mesta, od koder prihaja spodbuda do voznika. Na osnovi istih rezultatov (preglednici 1.A in 1.B) je moč sklepati, da je eden od razlogov za razliko med odzivnimi časi, dobljenimi v dejanskem voznem okolju in tistimi, dobljenimi v simuliranem voznem okolju (preglednici 1.B in 1.C), neprimerno mesto vidne spodbude na zaslonu glede na videoposnetek vožnje. Odzivni časi voznikov v simuliranih voznih okoljih torej niso dejanski, kakor je bilo pričakovati.

[6] and [10]) the hydraulic brake system response time in a passenger car amounts to at least 0.1 s. As a consequence, the driver's reaction-time results obtained in the real driving environment are therefore naturally significantly longer than the results from experiments in the simulated driving environment.

The second most important reason for the mentioned deviation, especially when avoidance is stimulated, is that the driver is conscious of the fact that he is not exposed to any real danger during simulations. Furthermore, with time the driver became fully aware that he/she is not actually driving and therefore during a simulation the driver can focus only on the lights that provide the stimulus. In other words, during the experiments the direction of the driver's vision was not controlled and his/her eye was not attracted by any means or forced to follow the video of the vehicle's driving. Consequently, especially when they realized that their pride is at stake, the drivers in the simulated environment reacted very aggressively to the stimulus, even more than in real driving conditions (in fact they competed to post the best reaction time result). The jerkiness of the steering wheel and of the brake pedal during the simulations was such that it would be very dangerous for a mediocre driver in real driving conditions. The results from the simulated driving environment were "as good as" 0.4 s for the reaction time. That is almost the reaction time of a driver anticipating danger (Fig. 5 and 6), and it closely resembles the reflex time of a driver [2].

In the real driving environment the influence of the position of the lights that provide the stimulus on the driver's reaction time was observed to be significant. If the lights were positioned off-centre to the direct line of sight (Fig. 7) of the driver his or her reaction time was significantly longer than when the visual stimulus equipment was in his or her direct line of sight, observing the traffic situation in the frontal area of the vehicle (Table 1.B and 1.C). The described difference in the range from 0.2 to 0.6 s indicates the importance of the location of the driver's visual stimulation. From the same findings (Table 1) a deduction can be made that one of the reasons for the difference between the reaction times obtained in the real driving environment and those in the simulated environment on the simulator is the inappropriate location of the visual stimulation on the screen compared to the video presentation of driving. Therefore, the driver's reaction-time results obtained in the simulated environment are not as realistic as expected.





Sl. 7. Namestitve vidnega spodbujevalnika v smeri voznikovega pogleda (levo, spodbuda izmikanja v levo) in zunaj smeri voznikovega pogleda, vendar v njegovem vidnem polju (desno, spodbuda skrajnega zaviranja) pri preizkusu v dejanskem voznem okolju

Fig. 7. The installation of a visual stimulator in the direct line of sight (left, avoidance to the left is stimulated) and off-centre to the line of sight (right, extreme braking is stimulated) for the real-driving-environment experiment

Resničnost, v katerih so izvedene meritve v dejanskem voznem okolju, je prepuščena sovozniku, ki nadzira luči spodbujevalnika. Če je sovoznik okoren s svojimi gibi, lahko voznik ugane trenutek naslednje spodbude in celo vrsto same spodbude. Ni treba posebej poudariti, da se v takšnih primerih odzivni čas skrajša in zato rezultati niso dejanski. Interpretacija rezultatov, merjenih v dejanskih razmerah je zelo pomembna. Posebno pozornost je treba nameniti rezultatom v tistih prometnih situacijah, ki povečujejo koncentracijo in osredotočenost voznika na vožnjo.

#### 4 SKLEP

Prvi preizkusi so pokazali, da je simulator FPP Driver Reaction Timer, ki ga je zasnoval R. Krulec v Laboratoriju za varnost v prometu na Fakulteti za pomorstvo in promet, po svojih zmožnostih primerljiv s tržno dostopnimi simulatorji.

Preizkusi, v katerih so bili vozniki spodbujeni za delno in skrajno zaviranje ter za izmikanja levo in desno, so pokazali nezanemarljive razlike med odzivnimi časi v simuliranem okolju in tistimi v dejanskem voznem okolju, pa tudi časi, objavljeni v ustreznih literaturi.

Po opravljenih preizkusih je moč sklepati, da je vzrok za opažene razlike neprimerno mesto vidne spodbude na zaslonu računalniškega simulatorja glede na videoposnetek, ki je predstavljal simulirano vožnjo. Edino primerno

The reality in which the measurements are performed in the real driving environment is left to the co-driver, who controls the lights of the stimulator. If the co-driver is clumsy in his movements, the driver can guess the moment of the next stimulus or even the type of stimulus. It is not necessary to stress in particular that the reaction time is shortened in this way and the results are not realistic. The interpretation of the results measured in real conditions is very important. Attention should be paid only to those results in traffic situations, which increases the concentration and focus of the driver while driving.

#### 4 CONCLUSION

The first tests show that the FPP Driver Reaction Timer simulator, designed by R. Krulec at the Transport Safety Laboratory of the Faculty of Maritime Studies and Transport, is comparable in its abilities to commercial simulators.

However, the first tests where drivers were stimulated for partial and extreme braking and for avoidances to the left and right also showed non-negligible deviations between the reaction times obtained in the simulated environment compared to those experimentally obtained in the real driving environment or compared to the driver's reaction times published in the relevant literature.

From the experiments performed it can be concluded that the recorded difference results from the inappropriate location of the visual stimulus on the

mesto vidne spodbude bi bilo takšno, da bi bil videoposnetek simulirane vožnje predvajan kot ozadje. Zagotovljeno mora biti, da je oprema za vidno spodbudo nameščena v vidnem polju, v katerem voznik pregleduje okolico pred vozilom in opazuje odvijanje prometa ter moteče nepremične in premikajoče se ovire. Ni potrebno, da je vizualni stimulator nameščen v smeri voznikovega pogleda naravnost naprej. Če je nameščena zunaj smeri neposrednega pogleda, je mogoče meriti odzivni čas voznika na predmete, ki se približujejo od strani, vendar le tedaj, ko je vidna spodbuda nameščena v voznikovem resničnem vidnem polju.

Nadaljnji razvoj simulatorja FPP Driver Reaction Timer bo osredotočen na dopolnitev baze videoposnetkov resničnih voženj ter na vključitev resničnih dejavnikov ogrožanja varnosti prometa, vključujoč motenje voznika. Posebna pozornost bo namenjena nadzoru dejanske smeri pogleda voznika. Pričakovati je, da bo na ta način dosežena bolj dejanska slika vplivov na odzivni čas voznika.

Posebej velja poudariti izsledek preizkusov merjenja odzivnih časov voznikov v dejanskem voznem okolju: gre za ugotovitev, da je odzivni čas voznikov na nepričakovano oviro ali nevarnost v povprečju 10% daljši od ene sekunde. Ta ugotovitev je pomembna predvsem zato, ker slovenski izvedenci cestnoprometne stroke uporabljajo eno sekundo kot standardni odzivni čas voznika, ki je udeležen v prometni nesreči. Za določitev natančnih vrednosti odzivnih časov voznikov ob različnih okoliščinah bi bile bržkone potrebne nadaljnje raziskave, vendar bi morali biti že pričujoči rezultati skupaj z bogato literaturo na to temo dovolj, da izzovejo odgovor strokovnjakov.

PC-based simulator screen with regard to the video representing the simulated driving. The only appropriate position of the visual stimulus is such that the video of the simulated driving is played as a background. It must be ensured that the location of the visual stimulation light is within the area through which the driver performs the scan of the surroundings of the vehicle looking for traffic and for impeding fixed and movable obstacles. It is not necessary that the visual stimulus is placed in the line of direct sight. If it is placed broadly off-centre to the line of sight the driver's reaction time on the objects closing from the side can be measured, as long as the visual stimulus is placed within the driver's real scanning area.

Further development of the FPP Driver Reaction Timer will be focused on the completion of the video database and on the inclusion of real disturbances and burdening of the driver, based on the comparison between the real driving environment and simulations. Special focus will be devoted to the control of the actual driver's direction of vision. It is expected that a more realistic picture of the influences on the driver's reaction time will be gained in this way.

In conclusion, another finding should be emphasized and is derivable from the driver's reaction-time experiments in the real driving environment, i.e., the reaction time of a driver to unknown and unexpected obstacles or danger in front of a vehicle is on average of the order of 10% longer than one second. This finding is important since Slovenian accident reconstruction experts are using one second as the standard reaction time of a driver involved in an accident. Certainly, further investigations should be made to find the exact values of the reaction time of a driver in different circumstances, but the results presented in this article together with the abundant existing literature on this subject must be enough to challenge the response of the expert community.

## 5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] Dilich, M. A. et al. (2002) Evaluating driver response to a sudden emergency: Issues of expectancy, emotional arousal and uncertainty, *SAE Technical Papers* 2002-01-0089.
- [2] Green, M. (2000) "How long does it take to stop?" Methodological analysis of driver perception-brake times, *Transportation human factors* 2(3), pp. 195–216.
- [3] Hedrick, J.K. et al. (1997) Brake system modeling, control and integrated brake/throttle switching: Phase I. *PATH Research Report UCB-ITS-PRR-97-21*, Berkeley, CA.
- [4] Krulec, R., M. Batista, T. Magister (2004) The development of simulator for driver reaction time measuring. *VI. Mednarodna konferenca Globalna varnost v Evropski Uniji, varnost v prometu*, Portorož.

- [5] Limpert, R. (1999) Motor vehicle accident reconstruction and cause analysis, Fifth edition. *Lexis*, Virginia, US, pp. 429–438.
- [6] Maciucă, D.B., J.K. Hedrick (1995) Brake dynamics effect on AHS lane capacity, systems and issues in ITS (SP-1106). SAE Paper 951929, *Future Transportation Technology Conference*, Costa Mesa, CA.
- [7] M-smac input manual (2002) McHenry Software, Inc, pp. 109–110.
- [8] Olson, P. L. (1989) Driver perception response time, *SAE Technical Papers* 890731.
- [9] Perception reaction timer instruction, *Vericom Computers, Inc*, [www.vericomcomputers.com](http://www.vericomcomputers.com).
- [10] Rotim, F. (1991) Elementi sigurnosti cestovnog prometa – Kinetika vozila. Svezak 2, *Fakulteta prometnih znanosti Sveučilišta u Zagrebu*, Zagreb.
- [11] Sens, M. J. et al. (1989) Perception/reaction time values for accident reconstruction, *SAE Technical Papers* 890732.
- [12] Seymour-Hart, I. I. (2000) Road traffic accident reconstruction: Vision, alertness and reaction relating to driving, *SAE Technical Papers* 2000-01-1435.
- [13] Vericom stationary reaction timer, *Vericom Computers, Inc*, [www.vericomcomputers.com](http://www.vericomcomputers.com).

Naslov avtorjev: dr. Tone Magister  
Rok Krulec  
prof.dr. Milan Batista  
Leon Bogdanović  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za pomorstvo in promet  
Pot pomorščakov 4  
6320 Portorož  
[tone.magister@fpp.edu](mailto:tone.magister@fpp.edu)  
[rok.krulec@fpp.edu](mailto:rok.krulec@fpp.edu)  
[milan.batista@fpp.edu](mailto:milan.batista@fpp.edu)  
[leon.bogdanovic@fpp.edu](mailto:leon.bogdanovic@fpp.edu)

Authors' Address: Dr. Tone Magister  
Rok Krulec  
Prof.Dr. Milan Batista  
Leon Bogdanović  
University of Ljubljana  
Faculty of Mar. Stud. And Tran.  
Pot pomorščakov 4  
SI - 6320 Portorož, Slovenia  
[tone.magister@fpp.edu](mailto:tone.magister@fpp.edu)  
[rok.krulec@fpp.edu](mailto:rok.krulec@fpp.edu)  
[milan.batista@fpp.edu](mailto:milan.batista@fpp.edu)  
[leon.bogdanovic@fpp.edu](mailto:leon.bogdanovic@fpp.edu)

Prejeto: 12.9.2005  
Received:

Sprejeto: 16.11.2005  
Accepted:

Odrpito za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year

## Primerjalna analiza preračuna prednje preme po metodi končnih elementov in standardu DIN743

### The Difference Between a Front-Axle Stress Calculation Using the Finite-Element Method and the Same Calculation According to DIN743

Ivan Okorn<sup>1</sup> - Tomaž Bešter<sup>1</sup> - Petar Orbanič<sup>2</sup> - Matija Fajdiga<sup>1</sup>  
(<sup>1</sup>Fakulteta za strojništvo, Ljubljana; <sup>2</sup>Cimos, Koper)

*Prednja prema je sklop elementov, prek katerih se prenašajo obremenitve s prednjih koles na šasijo vozila. Glavni elementi preme so most, krmilni sornik in krmilna os. Obremenitve elementov so odvisne od sil na kolesih. Velikosti in smeri sil so odvisne od okoliščin vožnje (vožnja naravnost, neravna cesta, vožnja v ovinku, sunkovito zaviranje). Dinamične sile so bile določene na podlagi mase vozila in dinamičnih koeficientov. Za bolj natančno določitev sil na kolesih bi morali opraviti meritve obremenitvenega kolektiva. Na primeru preme avtobusa so bili ugotovljeni kritični elementi in definirana kritična mesta na njih pri različnih obremenitvenih primerih. Preračun elementov je bil izveden po standardu DIN743, ki se v praksi uporablja za preračun osi in gredi, in z metodo končnih elementov (MKE). Primerjani so varnostni faktorji, dobljeni po obeh metodah.*

© 2006 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: preme sprednje, osi krmilne, sile dinamične, metode končnih elementov)**

*The front-axle assembly is used to transmit forces from the wheels to the chassis of a vehicle. The main parts of the front-axle assembly are the I beam, the knuckle extension and the bolt. The loads on the elements depend on the road and the driving conditions (straight driving, bumpy road, cornering and panic braking). The dynamic forces were calculated with regard to the vehicle mass and the dynamic coefficients. To more accurately determine the wheel forces, measurements of the load spectrum need to be carried out. The first calculation, according to DIN743, was carried out for critical spots on the assembly. Later, a finite-element analysis was carried out, which confirmed the positions of the critical spots. A comparison of the safety coefficients obtained by both methods was also made.*

© 2006 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: front axles, knuckle extensions, dynamic forces, finite-element methods)**

#### 0 UVOD

Prednja prema je vitalni sklop vozila. V primeru poškodbe kateregakoli elementa preme so posledice lahko usodne. Obremenitve elementov so naključno dinamične. Dolčitev nosilnosti preme je zahtevna naloga, saj navadno ne poznamo dejanskih dinamičnih obremenitev. Te lahko natančno določimo le z meritvami obremenilnih kolektivov pri dejanskih obratovalnih razmerah. Pri praktičnih preračunih dinamične obremenitve določimo na podlagi statične obremenitve in dinamičnih koeficientov. Zavedati se moramo napak, ki se pri tem pojavijo, in uporabiti pri

#### 0 INTRODUCTION

The front-axle assembly is a vital part of a vehicle, although damage to any part of the assembly can have fatal consequences. Determining the load capacity is a demanding task, because we do not know the exact dynamic loads in the early design stages. Exact dynamic loads can only be determined from a load-spectrum measurement in real operating conditions. The dynamic forces used for calculations in the early design stages are obtained from static loads and dynamic coefficients. We have to realize the deviations that occur as a result of such an

določanju nosilnosti ustrezno velike varnostne faktorje. Napetosti v kritičnih prerezih lahko določimo po običajni metodi z uporabo enačb trdnosti ali z metodo končnih elementov. V kritičnih prerezih (prehodi, krčni nased) se pojavijo koncentracije napetosti, ki so odločilne za nastanek in širjenje razpoke pri dinamični obremenitvi. Pri običajni metodi koncentracije napetosti ocenimo na temelju vrste, oblike in izmer kritičnega prereza. Z metodo končnih elementov dobimo porazdelitev napetosti po elementu. Določimo lahko največje napetosti v kritičnem prerezu.

### 1 SILE NA KOLESU

Pri znani masi vozila  $m$  lahko izračunamo sile na kolesu. Cesta, po kateri pelje vozilo ni nikoli idealno ravna, zato v navpični in bočni smeri nastajajo sunki. Ti so posebej izraziti pri vožnji prek ovire in pri vožnji po luknjasti cesti. Dinamične sile določimo z ustreznimi koeficienti. Vrednosti preberemo iz diagramov [4], ki so določeni na podlagi meritev in izkušenj. Natančno je dinamične sile mogoče določiti le s preizkusi. Za trdnostno kontrolo je treba izračunati tako najmanjše kakor tudi največje napetosti in zato tudi najmanjše in največje sile, ki se pojavljajo pri vožnji.

Navpična sila:

$$F_{z \max} = \frac{m_{\max} \cdot g}{2} \cdot k - G_k \quad (1)$$

$$F_{z \min} = \frac{m_{\min} \cdot g}{2} - G_k \quad (2).$$

Dinamični koeficient  $k$  je odvisen od vzmetne konstante pnevmatike, statične sile in načina obremenitve (spremenljiva, sunkovita). Pri spremljivi obremenitvi upoštevamo koeficient  $k_1$ , pri sunkoviti obremenitvi pa  $k_2$  [4]. Na obremenitev preme ne vplivata teža kolesa in pesta  $G_k$ .

Bočna sila:

$$F_{y \max} = \frac{m_{\max} \cdot g}{2} \cdot \mu_{si} \quad (3)$$

$$F_{y \min} = \frac{m_{\min} \cdot g}{2} \cdot \mu_{si} \quad (4).$$

Pri vožnji naravnost se bočna sila na kolo pojavi zaradi neravnosti tal. Njena smer se med vožnjo spreminja. Če je obremenitev spremljiva, upoštevamo koeficient stranskega sprijema  $\mu_{s1}$ , pri sunkoviti obremenitvi pa  $\mu_{s2}$  [4].

approximation, and use the appropriate safety factors. Stresses can be determined by a static calculation of the critical cross-sections or by the finite-element method. In critical cross-sections stress peaks occur. These peaks are decisive for the origin and the propagation of cracks under a dynamic load. In a calculation according to DIN743 we estimate the stress peak with regard to the type, the shape and the size of the cross-section. The finite-element method allows us to obtain the stress distribution over the whole part and determine the maximum stress in the critical cross-section.

### 1 WHEEL FORCES

If the total mass of the vehicle is known, the approximate wheel forces can be calculated. Roads are never completely flat, therefore vertical and horizontal shocks can be expected. The most significant shocks occur when the vehicle is driving over an obstacle or on a bumpy road. The dynamic forces for the calculations are determined with the coefficients from diagrams [4] that were established from previous measurements and experience. For stress control we need the maximum and minimum stress, therefore we need the maximum and minimum wheel force.

Vertical force:

The dynamic coefficient depends on the tyre spring rate, the static force and the load mode (variable load, shock load). For the variable load coefficient,  $k_1$  is used, while for the shock load coefficient,  $k_2$  is used [4]. The weights of the wheel and hub do not influence the axis assembly loads,  $G_k$ .

Lateral force:

During straight driving the road roughness causes a lateral force on wheel. The direction and magnitude of this force is changing during the drive. For the variable load friction coefficient,  $\mu_{s1}$  is used, and for shock load friction coefficient,  $\mu_{s2}$  is used [4].



Zavorna sila:

Braking force:

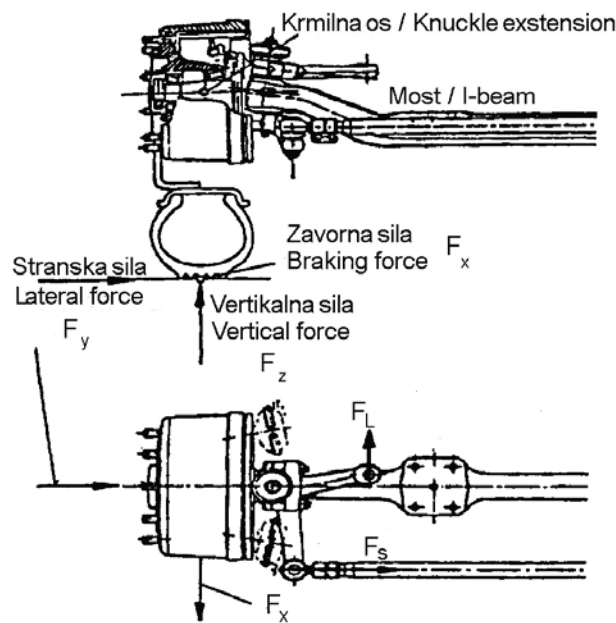
$$F_{x\max} = \frac{m_{\max} \cdot g}{2} \cdot \mu_s \quad (5).$$

Koeficient trenja med pnevmatiko in cesto  $\mu_s$  je odvisen od vrste pnevmatike, globine profila, vrste cestišča in hitrosti vozila pred zaviranjem. Pri močnem zaviranju lahko doseže koeficient trenja vrednost  $\mu_s = 1,25$  [4].

Vrednosti sil na kolesu pri določeni najmanjši in največji obremenitvi so podane v preglednici 1.

The friction coefficient between the road and the tyre depends on the tyre type, the profile depth, the road conditions and the vehicle speed. During intensive braking a friction coefficient  $\mu_s = 1.25$  can be achieved [4].

The wheel force magnitudes for the minimum and maximum loads are given in Table 1.



Sl.1. Sile na kolesu

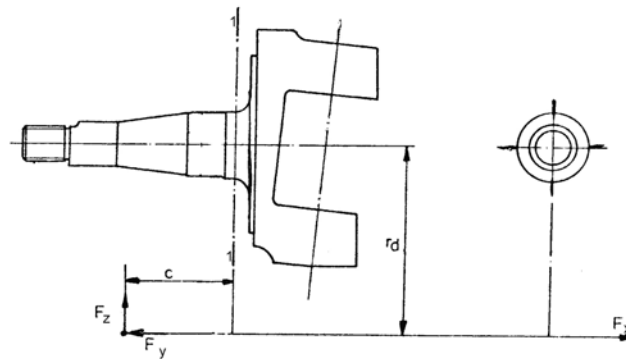
Fig.1. Forces on the wheel

Preglednica 1. Sile na kolesu pri osni obremenitvi  $m_{\max} = 3200$  kg in  $m_{\min} = 2650$  kg

Table 1. Forces on the wheel at axial load  $m_{\max} = 3200$  kg and  $m_{\min} = 2650$  kg

	Vožnja naravnost Straight ride	Vožnja preko ovire Ride over obstacle	Sunkovito zaviranje Shock braking
$F_{z\min}$ N	11208	11208	11208
$F_{z\max}$ N	19901	35597	19901
$F_{y\min}$ N	2860	2860	0
$F_{y\max}$ N	3095	3095	0
$F_{x\max}$ N	0	0	19620





Sl.2. Krmilna os  
Fig.2. Knuckle extension

## 2 PRERAČUN KRMILNE OSI

## 2 KNUCKLE EXTENSION CALCULATION

Za znano geometrijsko obliko krmilne osi na sliki 2 smo izvedli kontrolo napetosti v kritičnem prerezu 1.

For the knuckle extension in Figure 2 stress control was performed.

### 2.1 Preračun na trajno dinamično trdnost

### 2.1 Endurance limit calculation

Pri okoliščinah, ki veljajo za vožnjo naravnost, preračunamo elemente preme na trajno dinamično trdnost. Upoštevamo navpično silo  $F_z$ , ki se spreminja med  $F_{zmin}$  in  $F_{zmax}$  in bočno silo  $F_y$ . Bočna sila se spreminja po velikosti in tudi po smeri. Največja upogibna napetost v kritičnem prerezu se pojavi pri  $F_{zmax}$  in delovanju  $F_{ymax}$  navzven, najmanjša upogibna napetost pa pri  $F_{zmin}$  in delovanju  $F_{ymin}$  navznoter.

Endurance limit control is performed for all axle-assembly elements with straight-drive loads. The vertical force  $F_z$  and the lateral force  $F_y$  are used in the calculation. The vertical force varies between  $F_{zmin}$  and  $F_{zmax}$ , while  $F_y$  is alternating. The maximum bending stress is caused by the maximum vertical force  $F_{zmax}$  and the maximum lateral force  $F_{ymax}$ . The minimum bending stress is achieved with the minimum vertical force  $F_{zmin}$  and the minimum lateral force  $F_{ymin}$ .

Za izračun varnostnega faktorja smo uporabili standard DIN743, ki se v praksi uporablja za preračun osi in gredi. Na sliki 3 je prikazan splošen algoritem preračuna na trajno dinamično trdnost. V našem primeru se preračun poenostavi, saj so za preračun krmilne osi odločilne upogibne napetosti. Natezne in tlačne napetosti zaradi bočne sile ter strižne napetosti zaradi navpične sile so zanemarljive.

A safety-factor calculation was performed according to DIN743, which is used for shaft and axle calculations. Figure 3 shows the general calculation procedure. In our case the procedure can be simplified, because the bending stresses are much greater than the tension stress due to the lateral force and the shear stress due to the vertical force, which can therefore be neglected.

Napetosti lahko določimo po znanih enačbah iz trdnosti ali z metodo končnih elementov. Trajne dinamične trdnosti za različne materiale so določene s preizkusi in jih dobimo v [2]. Vrednosti so podane za določeno izmero preizkušanca. Pri izračunu trajne dinamične trdnosti elementa, ki ga oblikujemo, moramo upoštevati velikost prereza s tehnološkim faktorjem velikosti prereza  $K_t$  [2]. Oblikovna trajna dinamična trdnost je odvisna od hrapavosti površine, oblike in izmer kritičnega prereza, velikosti prereza in toplotne obdelave površinskega sloja. Navedeni vplivi so zajeti v konstrukcijskem faktorju, ki je določen z enačbo:

The stresses can be determined with static theory or with the finite-element method (FEM). The endurance limits were obtained with measurements and are available in the literature [2]. The values in the literature are given for a certain specimen size. In the calculation of the endurance limit the cross-sectional size is considered with a technological size factor. The endurance limit depends on the surface roughness, the shape, the cross-sectional dimensions and the surface hardness. The stated influences are captured with the equation:

$$K_{Db} = \left( \frac{\beta_{kb}}{K_g} + \frac{1}{K_{o\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \quad (6).$$

Koncentracijo napetosti v kritičnem prerezu upoštevamo s faktorjem zarezne učinka  $\beta_{kb}$ , velikost prereza s  $K_g$ , hrapavost površine s  $K_{0g}$  in toplotno obdelavo površinskega sloja s  $K_v$  [2].

Na utrujanje materiala odločilno vpliva amplitudna napetost, zato pri izračunu varnostnega faktorja računamo z amplitudnimi napetostmi. Za  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \text{konst}$  določimo oblikovno amplitudno napetost po enačbi:

$$\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGW}}{1 + \psi_{\sigma} \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_{ba}}} \quad (7)$$

kjer je  $\psi_{\sigma}$  faktor občutljivosti na srednjo napetost. Odvisen je od vrste materiala in njegove natezne trdnosti  $R_m$ . Za jeklo znaša:

$$\psi_{\sigma} = 0,00035 \cdot R_m - 0,1 \quad (8)$$

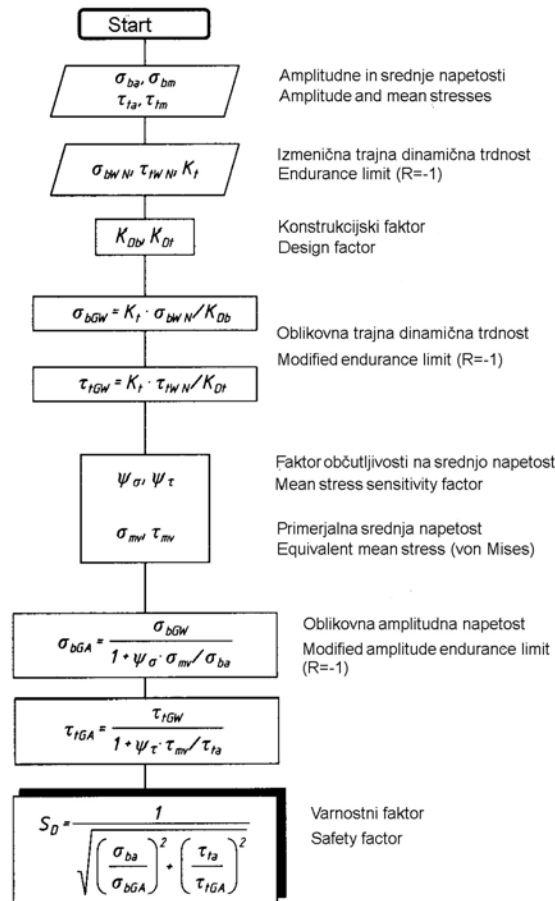
Hkrati z običajnim izračunom napetosti smo določili napetosti v krmilni osi z metodo končnih elementov (MKE). Izkazalo se je, da je bil kritični

The stress concentration is captured with the notch effect factor  $\beta_{kb}$ , the cross-sectional size with  $K_g$ , the surface roughness with  $K_{0g}$  and the surface-hardening treatment with  $K_v$  [2].

The decisive factor for material fatigue is the stress amplitude, which is used in the calculation as a criterion for the calculation of the safety factor. For  $R = \sigma_{min}/\sigma_{max} = \text{const}$  the modified amplitude endurance limit is calculated according to the following equation:

where  $\psi_{\sigma}$  is the middle stress factor, which depends on the material and its tensile strength  $R_m$ . For steel this factor is:

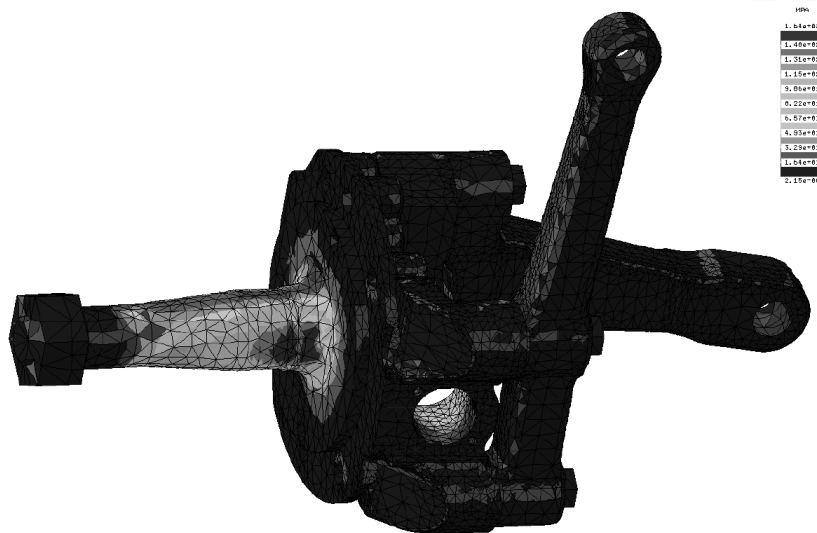
Parallel with this calculation, the FEM stress analysis was performed. With the FEM analysis we obtained a stress-distribution picture that confirmed



Sl.3. Določitev dinamičnega faktorja varnosti  
Fig.3. Determination of the dynamic safety factors

Preglednica 2. Napetosti in varnostni faktor  $S_D$   
 Table 2. Stresses and safety factor  $S_D$

	Običajni izračun Classical calculation	MKE FEM
$\sigma_m$ MPa	40	29
$\sigma_{ba}$ MPa	114	136
$\sigma_{bWN}$ MPa	550	550
$\beta_{kb}$	1,38	1
$K_{Db}$	1,615	1,176
$\sigma_{bGW}$ MPa	298	410
$\sigma_{bGA}$ MPa	271	386
$S_D$	2,4	2,8



Sl.4. Porazdelitev napetosti v krmilni osi  
 Fig.4. Distribution of stresses in the knuckle extension

prerez ustrezno izbran, saj so se v njem pojavile največje napetosti. Porazdelitev napetosti je razvidna s slike 4. MKE prikaže tudi koncentracije napetosti, ki jih pri običajnem izračunu upoštevamo s faktorjem zareznege učinka  $\beta_{kb}$ . V primeru, ko napetosti računamo z MKE, upoštevamo faktor zareznege učinka 1, zato je konstrukcijski faktor ustrezno manjši.

Rezultati preračuna za sile na kolesu po preglednici 1 so zbrani v preglednici 2.

Pri izračunu napetosti po MKE smo dobili nekoliko večji varnostni faktor kot po DIN 743. Sklepamo lahko, da je bila ocena faktorja zareznege učinka na varni strani.

that the maximum stress indeed appears in a selected critical cross-section. The stress distribution is shown in Figure 4. The stress calculation with the FEM shows stress peaks that are taken into consideration with a notch-effect factor  $\beta_{kb}$ , therefore we calculate the safety factor for the FEM results in the same way as in the DIN 743 calculation, where  $\beta_{kb}=1$ .

The results for the wheel forces in table 1 are presented in Table 2.

The FEM analysis gave us larger safety factors than the DIN 743 calculation. This shows that the estimation of the notch effect factor  $\beta_{kb}$  was on the safe side.

**2.2 Varnost glede na mejo plastičnosti**

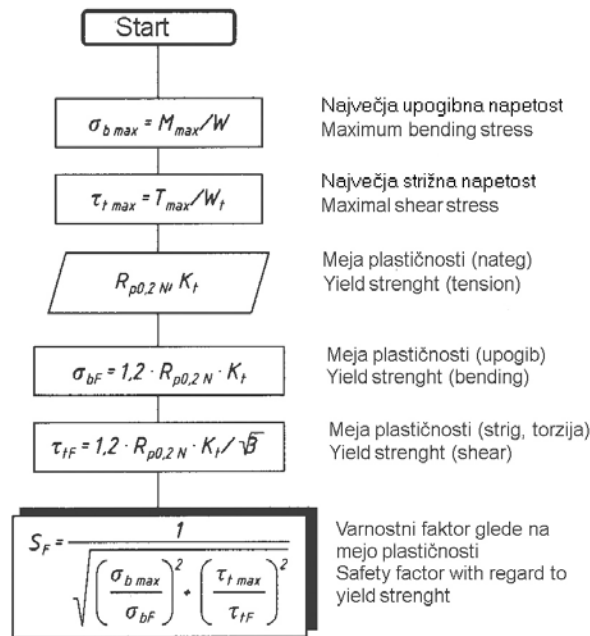
Pri vožnji preko ovire, sunkovitem zaviranju, vožnji po luknjasti cesti se pojavljajo sunkovite obremenitve. V teh primerih kontroliramo varnost glede na mejo plastičnosti  $R_{p0,2}$ . Algoritem izračuna varnostnega faktorja je podan na sliki 5. Pri izračunu varnostnega faktorja upoštevamo največje napetosti. Varnostni faktorji za obremenitve po preglednici 1 so podani v preglednici 3.

Varnostni faktorji glede na mejo plastičnosti so bistveno večji od najmanjših potrebnih. Sunkovite obremenitve za krmilno os niso kritične. Vrednosti varnostnih faktorjev, ki jih dobimo, če napetosti izračunamo z MKE, so manjše. To je pričakovano,

**2.2 Yield stress safety**

When driving over an obstacle, during panic braking and when driving over a bumpy road, shock loads appear. In such cases the safety factor with regard to the yield stress was calculated. The calculation procedure for the safety factor is presented in Figure 5. In the calculation of the safety factor the maximum stresses are taken into consideration. The safety factors for the wheel forces in Table 1 are presented in Table 3.

The safety factors with regard to the yield strength are much higher than necessary. The shock stresses, therefore, are not critical. The safety factors calculated with the FEM are lower than those calculated with the conventional static calculation.



Sl.5. Določitev varnostnega faktorja glede na mejo plastičnosti  
 Fig.5. Determination of the safety factors with regard to the yield strength

Preglednica 3. Varnostni faktorji glede na mejo plastičnosti  
 Table 3. Safety factors with regard to the yield strength

	Vožnja prek ovire Ride over obstacle		Sunkovito zaviranje Shock braking	
	običajni izračun classical calculation	MKE FEM	običajni izračun classical calculation	MKE FEM
$\sigma_{bmax}$ MPa	191	207	185	224
$R_{p0,2N}$ MPa	900	900	900	900
$K_t$	0,876	0,876	0,876	0,876
$S_F$	4,97	4,57	5,11	4,22

saj z običajnim izračunom ne zajamemo koncentracij napetosti. Pri sunkovitem zaviranju največje napetosti se ne pojavijo v prerezu 1, ampak ob spodnjem ušesu.

This is expected since the FEM analysis shows stress peaks. During panic braking the maximum stress does not appear at cross-section No. 1, but at the bolt hole.

### 3 PRERAČUN MOSTU

Po enakem postopku, kakor smo preračunali krmilno os, smo preračunali tudi most preme.

### 3 I BEAM CALCULATION

The same procedure that was used for the knuckle extension was used for the I beam as well.

#### 3.1 Preračun na trajno dinamično trdnost

Kritični prerez je ob ušesu, v katerega vstavimo krmilni sornik. V preračunu smo upoštevali navpično silo  $F_z$ , ki se spreminja med  $F_{zmin}$  in  $F_{zmax}$ .

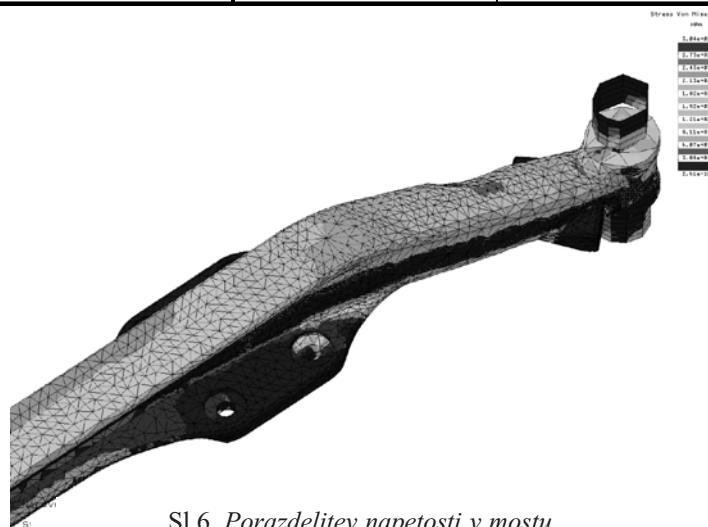
#### 3.1 Endurance limit calculation

The maximum stresses on the I beam occurred by the bolt hole. In the calculation of the vertical forces  $F_z$  and  $F_y$  the lateral force was taken into account.

Preglednica 4. Napetosti in varnostni faktor  $S_D$

Table 4. Stresses and safety factor  $S_D$

	Običajni izračun Classical calculation	MKE FEM
$\sigma_m$ MPa	126	182
$\sigma_{ba}$ MPa	83	92
$\sigma_{bWN}$ MPa	550	550
$\beta_{kb}$	1,2	1
$K_{Db}$	1,978	1,748
$\sigma_{bGW}$ MPa	241	272
$\sigma_{bGA}$ MPa	169	174
$S_D$	2,02	1,9



Sl.6. Porazdelitev napetosti v mostu  
Fig.6. Distribution of stresses in I-beam

in bočno silo  $F_y$ . Največja upogibna napetost v kritičnem prerezu se pojavi pri  $F_{Z_{max}}$  in delovanju  $F_{y_{max}}$  navzven, najmanjša upogibna napetost pa pri  $F_{Z_{min}}$  in delovanju  $F_{y_{min}}$  navznoter. Porazdelitev napetosti prikazuje sliki 6, vrednosti napetosti in varnostnih faktorjev pa preglednica 4.

Varnostni faktorji so bistveno manjši kakor pri preračunu krmilne osi. Most preme je bistveno bolj kritičen element kot krmilna os.

### 3.2 Varnost glede na mejo plastičnosti

Iz preglednice 5 je razvidno, da je sunkovito zaviranje kritična obremenitev. Med ušesom mostu in pritrditvijo na nadgradnjo je most obremenjen na upogib in torzijo, med pritrdiščema na nadgradnjo pa na upogib. Pri običajnem preračunu po DIN 743 smo predpostavili členkasto pritrditev mostu na nadgradnjo, zato so največje napetosti večje od napetosti, dobljenih z MKE.

#### 4 SKLEPI

V prispevku je podan preračun krmilne osi in mostu preme pri spremenljivih in sunkovitih obremenitvah. Omejili smo se na vožnjo naravnost. Pri spremenljivi obremenitvi računamo z obremenitvami, ki se pojavijo pri navadni vožnji po srednje dobri cesti. Te obremenitve mora material trajno prenesti, zato smo elemente oblikovali na trajno dinamično trdnost. Pri sukovitih obremenitvah, ki se pojavijo pri vožnji prek ovire in sunkovitem zaviranju največje napetosti, ne smejo prekoračiti meje plastičnosti materiala. Določili smo varnostne faktorje glede na mejo plastičnosti.

Napetosti smo določili po običajnih trdnostnih enačbah in z metodo končnih elementov ter izračunali

The maximum bending stress in the critical cross-section occurs when  $F_{Z_{max}}$  and  $F_{y_{max}}$  are applied, while the minimum bending stress occurs when  $F_{Z_{min}}$  and  $F_{y_{min}}$  are applied. The stress map is presented in Figure 6. The safety factors are presented in Table 4.

Since the safety factors of the I beam are much smaller than the safety factors of the knuckle extension. The I beam is a much more critical element than the knuckle extension.

### 3.2 Yield stress safety

The results in Table 5 show that panic braking is the most critical load. In this load case the I beam between the bolt hole and the spring is subjected to bending and torsion, while the I-beam section between the springs is subjected only to the bending stress. For the DIN 743 calculation the knuckle fastening to the springs was assumed, while in the FEM analysis the rotation in a lateral direction was omitted.

#### 4 CONCLUSIONS

This article presents part of the axle-assembly calculation for variable and shock loads. The article does not consider straight driving. In the variable-loads calculation we consider the loads that occur when driving on normal or moderately bumpy roads, where the axle assembly must permanently endure these loads and the endurance limit is the dimensioning criterion. Shock loads, like driving over an obstacle or panic braking, do not occur frequently, therefore, it is sufficient if no plastic deformations occur and the yield stress can be the dimensioning criterion.

The stresses were calculated with conventional static equations and the FEM. The

Preglednica 5. Varnostni faktorji glede na mejo plastičnosti  
Table 5. Safety factors with regard to the yield strength

	Vožnja prek ovire Ride over obstacle		Sunkovito zaviranje Shock braking	
	običajni izračun classical calculation	MKE FEM	običajni izračun classical calculation	MKE FEM
$\sigma_{bmax}$ MPa	476	420	907	781
$R_{p0,2N}$ MPa	900	900	900	900
$K_t$	0,908	0,908	0,908	0,908
$S_F$	2,06	2,33	1,08	1,26



varnostne faktorje po DIN743. Izkazalo se je, da krmilna os ni kritični element niti pri spremenljivih niti pri sunkovitih obremenitvah. Bistveno bolj kritičen je most preme, posebno pri sunkoviti obremenitvi, ki se pojavi zaradi močnega zaviranja. Rezultati, ki jih dobimo z metodo končnih elementov, se dobro ujemajo z rezultati, dobljenimi po običajni metodi. Ker je običajna metoda bistveno hitrejša, je smiselno najprej izvesti preračun po običajni poti. Za elemente, ki se izkažejo za kritične, je smiselno uporabiti še metodo končnih elementov. V našem primeru se izkaže, da krmilna os ni kritičen element, zato preračun z MKE ne bi bil nujno potreben. Upravičena pa je uporaba MKE pri preračunu mostu preme. Krmilna os in most preme sta povezana prek krmilnega sornika, ki je prav tako kritičen element.

Če bi želeli ugotoviti dejanske mejne nosilnosti, bi bilo treba s preizkusom ugotoviti dejanska obremenilna stanja med obratovanjem (obremenilni kolektivi), ugotoviti dejanske trdnostne lastnosti materialov s preizkušanjem, z numeričnimi simulacijami izdelati preračune trenutnega in utrujenostnega loma vseh ključnih elementov in z vidika zanesljivosti s preizkusi ugotoviti največjo mogoče nosilnost.

safety factors were, in both cases, calculated according to the DIN 743 standard. The results showed that the knuckle extension is not the critical element, neither for variable nor for shock loads. Much more critical is the I beam, especially with a shock load due to panic braking. The results obtained by both methods are in good agreement. Since the conventional static calculation is much faster than the finite-element method it is reasonable to use this method and then apply the FEM analysis to the most critical elements. In our case the knuckle extension was not the most critical element, therefore the FEM analysis was not necessary, while the I beam is more critical and the FEM analysis is more suitable. The knuckle extension and the I beam are connected by a bolt that is a more critical element as well.

In the event that we want to establish the actual limit load capacity, it would be necessary to establish with an experiment the actual loading states during operation, establish the actual material properties with tests, carry out the calculation of the temporary and fatigue fracture of all the vital elements with numerical simulations and by testing establish the major potential load capacity from the reliability point of view.

## 5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung, 16. Auflage. *Vieweg Verlag*, Wiesbaden, p.p. 37-69.
- [2] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Tabellen, 16. Auflage, *Vieweg Verlag*, Wiesbaden, p.p. 1-3, 36-51.
- [3] Haberhauer, H. et al. (2001) Maschinenelemente – Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 11. Auflage. *Springer Verlag*, Berlin Heidelberg, p.p. 277-291.
- [4] Goljar, M. (1977) Motorna vozila. *Fakulteta za strojništvo*, Ljubljana, p.p. 195-200, 212-228.
- [5] DIN 743 (2000) Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. *Beuth Verlag*, Berlin.

Naslova avtorjev: dr. Ivan Okorn  
Tomaž Bešter  
prof.dr. Matija Fajdiga  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za strojništvo  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana  
ivan.okorn@fs.uni-lj.si  
tomaz..bester@fs.uni-lj.si  
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

Authors' Addresses: Dr. Ivan Okorn  
Tomaž Bešter  
Prof.Dr. Matija Fajdiga  
University of Ljubljana  
Faculty of Mechanical Eng.  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia  
ivan.okorn@fs.uni-lj.si  
tomaz..bester@fs.uni-lj.si  
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

dr. Petar Orbanič  
Cimos d.d.  
C. Marežganskega upora 2  
6000 Koper  
petar.orbanic@cimos.si

Dr. Petar Orbanič  
Cimos d.d.  
C. Marežganskega upora 2  
6000 Koper, Slovenia  
petar.orbanic@cimos.si

Prejeto: 5.10.2005  
Received:

Sprejeto: 16.11.2005  
Accepted:

Odprto za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year

## Vpliv različnih parametrov na trdnostni preračun toplotno obremenjenega žarometa

### The Effects of Different Analysis Parameters on the Calculated Temperature of a Loaded Headlamp

Andrej Wagner - Tomaž Bučar - Matija Fajdiga  
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

*Sodobni žarometi so večinoma izdelani iz plastičnih mas, ki so sicer zelo primerne za izdelavo zahtevnih oblik, vendar so navadno temperaturno slabo obstojne. Posledice temperaturnih obremenitev so deformacije, ki imajo lahko vpliv na fotometrične lastnosti ter na odpornost žarometa na zunanje vplive.*

*V pričujočem prispevku smo z metodo končnih elementov (MKE) za dejanski primer žarometa podjetja Saturnus avtooprema d.d. določili napetostno-deformacijsko stanje v okrovu žarometa kot posledico temperaturnih obremenitev. Ugotavljali smo vpliv različnih parametrov in tipa končnih elementov na termo-mehansko analizo. Z metodo končnih elementov smo izračunali deformacije okrova z namenom odprave netesnosti med pokrovom in okrovom žarometa.*

© 2006 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: žarometi, obremenitve temperaturne, stanja napetostno-deformacijska, metode končnih elementov)**

*Modern headlamps are made from low-cost plastic materials, which are very convenient for modern headlamp design. On the other hand, plastic materials do not withstand high temperatures. This can cause deformations that result in problems with the photometric properties and with the sealing of headlamp.*

*In this article the stress-strain state of a fog lamp from Saturnus avtooprema d.d. caused by thermal loads was analyzed with finite-element analyses (FEA). The effects of different analysis parameters and finite-element types on the thermo-mechanical properties were analyzed. With the results of the FEA we determined the deformations to the headlamp housing. This analysis helped us to eliminate the causes of the bad sealing between the housing and the cover of the headlamp.*

© 2006 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: automotive headlamp, temperature loads, stress-strain state, finite-element methods)**

#### 0 UVOD

V pričujočem prispevku analiziramo avtomobilsko meglenko, za katero poznamo le robne pogoje in obremenitev. Meglenka je temperaturno obremenjena ([3] in [4]), kar povzroči deformacijo meglenke. Temperaturne deformacije imajo določene specifične lastnosti, ki v obravnavanem primeru povzročijo nepopolno tesnjenje meglenke.

Analiza žarometa je bila izvedena s programskim paketom Ansys. V določenih obremenitvenih razmerah napetostno-deformacijska analiza pokaže kritična mesta na okrovu žarometa, ki so vzrok za napake na žarometu. Večje število analiz z uporabo MKE je pokazalo vpliv posameznega

#### 0 INTRODUCTION

This article discusses an automotive fog lamp with a known temperature load and boundary conditions. The deformation of the fog-lamp housing is the result of the temperature load ([3] and [4]). Temperature deformations have specific properties, which results in the fog-lamp housing being badly sealed.

The finite-element analyses were made with Ansys computer-aided analysis (CAE) software. The critical points on the fog-lamp housing which causes the defects of the fog lamp were found as a result of the specific thermal loads. The analyses showed the influences of various parameters on the defects of

parametra na napako na okrovu. Analize z uporabo MKE omogočajo izboljševanje modela brez izdelave orodij in prototipov. S tem načinom dela lahko odpravimo veliko začetniških napak.

Napetostno-deformacijsko analizo izdelamo na temelju s preizkusi izmerjenih temperatur [1], ki definirajo temperaturno polje meglenke. Z interpolacijo določimo najprej funkcijsko odvisnost temperature od lege točke na obravnavanem žarometu. S preliminarnimi izračuni nato analiziramo uporabnost prostorskih in ploskovnih končnih elementov pri temperaturni obremenitvi. S temi izračuni lahko preverimo tudi ujemanje eksperimentalno določenih temperatur z izračunanimi in analiziramo vpliv geometrijske oblike (okrov s pokrovom, okrov brez pokrova) na dobljeno napetostno-deformacijsko stanje.

Iz rezultatov preliminarne analize izhaja izdelava geometrijskega in računskega modela meglenke ter izračun napetostno-deformacijskega stanja zaradi temperaturnih obremenitev.

## 1 DOLOČITEV TEMPERATURNEGA POLJA

### 1.1 Izmerjene temperature

Za analizo napetostno deformacijskega stanja temperaturno obremenjene konstrukcije je treba natančno poznati temperaturno polje po celotni konstrukciji. V našem primeru so bile temperature eksperimentalno izmerjene le na določenih mestih [1]. Na podlagi izmerjenih temperatur definiramo interpolacijsko temperaturno odvisnost za notranjo in zunanjo

the fog-lamp housing. The analyses enabled us to make improvements to the model without building prototype or tools. The FEA enabled us to eliminate a lot of the defects in an early stage of the development.

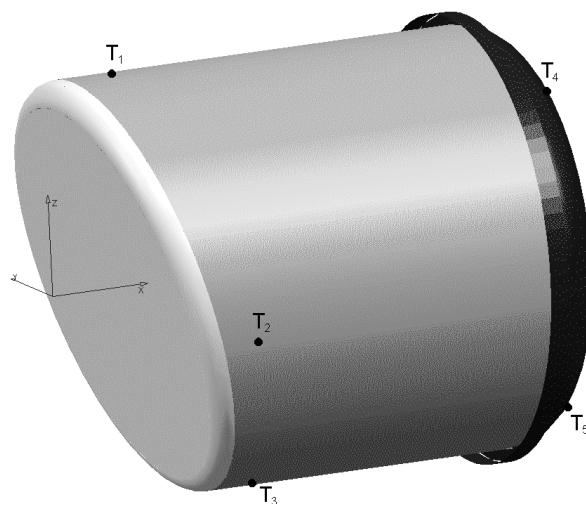
Stress-strain analysis is based on experimental temperature measurements [1], which define the temperature field of the fog-lamp housing. An interpolation function was used to determine the position-dependent temperature field. Preliminary analyses helped us to determine the applicability of the volume and shell elements for temperature-analysis calculations. These analyses were verified with experimental data. It also helped us to analyze the effect of geometry (the housing with and without the cover) on the stress-strain state of the model.

Preliminary analyses were the basis for the building geometry, the FEM of the fog lamp and the calculations of the temperature-induced stress-strain state.

## 1 DETERMINING THE TEMPERATURE FIELD

### 1.1 Measured temperatures

The basis for the stress-strain state of the temperature-loaded model is knowledge of the complete temperature field across the whole model. Experimental measurements were made at only a few measurement spots [1]. The measured temperatures represent input data for determining the interpolation temperature function on the inner and outer sides of the housing. The coefficients of the interpolation function were determined with the least-



Sl. 1. Lega izmerjenih temperatur na meglenki  
Fig. 1. Position of the measured temperatures on the fog lamp

površino z metodo najmanjših kvadratov. Na podlagi teh dveh porazdelitev lahko določimo temperaturno polje po žarometu. Pri določitvi interpolacijske funkcije predpostavimo, da se temperatura spreminja le po dolžini (koordinata  $x$ ) in višini (koordinata  $z$ ) meglenke, po širini (koordinata  $y$ ) pa je nespremenljiva (sl. 1). Tako predpostavko lahko uporabimo le v primeru, ko imamo osnosimetričen žaromet, sicer se zaradi naravne konvekcije vzpostavi zahtevno temperaturno polje [4].

square error method. These temperature functions enabled us to define the temperature field over the entire housing of the fog lamp. The determination of the interpolation temperature function was made with the assumption that the temperature variation is only present over the length (coordinate  $x$ ) and the height (coordinate  $z$ ) of the fog-lamp housing. The temperature over the width (coordinate  $y$ ) of the fog-lamp housing is constant (Fig. 1). Such an assumption could only be made while the housing of the fog lamp was symmetrical. In other cases, a complex temperature field was developed as a result of natural convection [4].

Preglednica 1. Izmerjene temperature na notranji strani okrova

Table 1. Temperatures measured inside the fog-lamp housing

	$T_{1,not}$	$T_{2,not}$	$T_{3,not}$	$T_{4,not}$	$T_{5,not}$
izmerjena vrednost / measured value [°C]	166,8	101,4	90,7	98,30	77,6
koordinate / coordinates: $X$ [mm]	24	24	28	100	100
$Y$ [mm]	0	-40,5	0	0	0
$Z$ [mm]	40,5	0	-40,5	25,5	-26,5

Preglednica 2. Izmerjene temperature na zunanji strani okrova

Table 2. Temperatures measured on outer side of the fog-lamp housing

	$T_{1,zun}$	$T_{2,zun}$	$T_{3,zun}$	$T_{4,zun}$	$T_{5,zun}$
izmerjena vrednost / measured value [°C]	144,6	89,9	80,5	87,5	70,4
koordinate / coordinates: $X$ [mm]	24	24	28	100	100
$Y$ [mm]	0	-42,5	0	0	0
$Z$ [mm]	42,5	0	-42,5	25,5	-26,5

## 1.2 Interpolacijska temperaturna odvisnost

Če želimo definirati matematični predpis, ki opisuje spreminjanje temperaturnega polja, lahko predpostavimo, da se temperatura v smeri osi  $x$  spreminja linearno, v smeri  $z$  pa kvadratno. Izbrano funkcijo, ki kaže odvisnost temperature od lege točke  $(x,z)$ , zapišemo v obliki:

$$T(x,z) = a + b \cdot x + c \cdot z + d \cdot z^2 \quad (1).$$

Takšno funkcijo smo izbrali zato, ker se je od vseh 2D kvadratnih funkcij izkazala za najbolj primerno, ker se najbolj prilagaja izmerjenemu temperaturnemu polju. Drugim funkcijam ne uspe popisati izrazitega skoka temperature nad žarnico. Konstante  $a, b, c$  in  $d$  v enačbi (1) določimo z metodo najmanjših kvadratov, pri čemer definiramo funkcijo napake:

$$Err = \sum_{k=1}^N (f(x_k) - y_k)^2 \rightarrow \min \quad (2),$$

kjer so:

where:

## 1.2 Interpolation temperature function

The mathematical definition of the temperature field was made with the assumption that the temperature over coordinate  $x$  changes linearly and over coordinate  $z$  changes quadratically. The mathematical function of the relationship between the temperature and the position  $(x,z)$  on the housing that was chosen has the following form:

The chosen function showed the best correlation with the measured temperature field of all 2D quadratic functions. The other functions had difficulties presenting a huge temperature rise over the electric bulb. The coefficients  $a, b, c$  and  $d$  of Equation (1) were determined with the least-square error function, which had the following form:



$f(x_k)$  - modelirana vrednost,  
 $y_k$  - dejanska izmerjena vrednost,  
 $N$  - število vzorčnih točk.

Z opisano metodo izračunamo neznane konstante a, b, c in d v enačbi (1), in sicer ločeno za izmerjene zunanje in notranje temperature. Iskani funkciji (sl. 2), ki kažeta odvisnost zunanje in notranje temperature od lege točke (x,z), zapišemo v naslednjih oblikah:

notranja temperatura

$$T_{not}(x, z) = 109,22 - 0,3292 \cdot x + 0,7773 \cdot z + 0,0175 \cdot z^2 \quad (3),$$

zunanja temperatura

$$T_{zun}(x, z) = 96,14 - 0,2493 \cdot x + 0,6002 \cdot z + 0,0125 \cdot z^2 \quad (4).$$

## 2 PRELIMINARNA ANALIZA

S preliminarnimi analizami želimo ugotoviti ustreznost prostorskih in ploskovnih končnih elementov pri temperaturni obremenitvi ter število potrebnih merilnih mest za temperaturo. Napetostno-deformacijska analiza je bila izdelana na zelo poenostavljenem modelu meglenke, pri kateri lahko analiziramo tudi vpliv geometrijske oblike. V dejanskem primeru izdelamo napetostno-deformacijsko analizo za meglenko z zadnjim pokrovom in brez njega.

Izbrani temperaturni funkciji definirata porazdelitev temperature na notranjem in zunanjem obodu meglenke. Pri uporabi ploskovnih končnih elementov lahko neposredno izvedemo napetostno-deformacijsko analizo modela, medtem ko zahteva uporaba prostorskih končnih elementov dodaten toplotni preračun.

$f(x_k)$  - modeled value,  
 $y_k$  - actual measured value,  
 $N$  - number of sampling points.

The method described earlier was used to determine the constants a, b, c, d of Equation (1), separately for each temperature field of the housing. The equations (Fig.2) for the dependency of the inner and outer temperatures of the point position (x,z) have the following form:

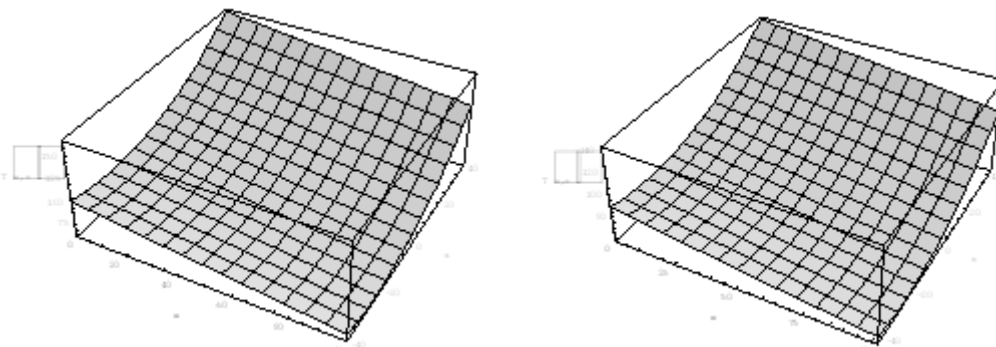
the inner temperature:

the outer temperature:

## 2 PRELIMINARY ANALYSIS

The preliminary analysis helped us to determine the appropriateness of the volume and shell elements for the temperature load calculation. It also helped us to determine the number of required temperature-measuring points. The stress-strain analyses were made on a simplified model of the fog lamp, which also enabled us to study the influence of the geometry on the results. This meant that the housing of the fog lamp with and without the cover was analyzed.

Selected temperature functions determine the temperature distribution on the inner and outer side of the fog-lamp housing. When shell elements were used, the stress-strain analysis could be made directly. On the other hand, usage of the volume elements requires an additional thermal analysis.



Sl. 2. Porazdelitev notranje (levo) in zunanje (desno) temperature  
 Fig. 2. Temperature distribution on inner (left) and outer (right) sides of the housing

## 2.1 Prostorski končni elementi

Pri prostorskih končnih elementih vnesemo porazdelitev temperature samo na notranji strani okrova meglenke. Z dodanim toplotnim preračunom določimo temperaturno polje po celotnem okrovu. Pri toplotni analizi predpostavimo prevod toplote skozi okrov in nato prestop toplote na okoliški zrak. Za termično analizo je treba definirati koeficient toplotne prevodnosti  $\lambda$  za okrov, pokrov in lečo meglenke ter koeficient toplotne prestopnosti  $\alpha_k$  na okoliški zrak. Natančno vrednost koeficienta toplotne prevodnosti za plastične materiale  $\lambda = 0,19 \text{ W/mK}$  in za prestop zraka  $\alpha_k = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$  preberemo iz literature [2].

S spreminjanjem oziroma nepravilno izbiro koeficientov  $\lambda$  in  $\alpha$  lahko zelo spremenimo temperaturno polje na okrovu. Meritve na zunanjem delu okrova so bile namenjene za primerjavo pravilnosti izračunanega zunanjšega temperaturnega polja.

Rezultat toplotnega izračuna je željeno temperaturno polje po vseh končnih elementih oziroma vozliščih modela (sl. 3), ki pomeni temperaturno obremenitev pri napetostno-deformacijski analizi.

Rezultati preliminarnе napetostno-deformacijske analize pri uporabi prostorskih končnih elementov so prikazani v nadaljevanju. Na podlagi prikazanih napetostnih in deformacijskih stanj je mogoče analizirati tudi vpliv dodanega zadnjega pokrova.

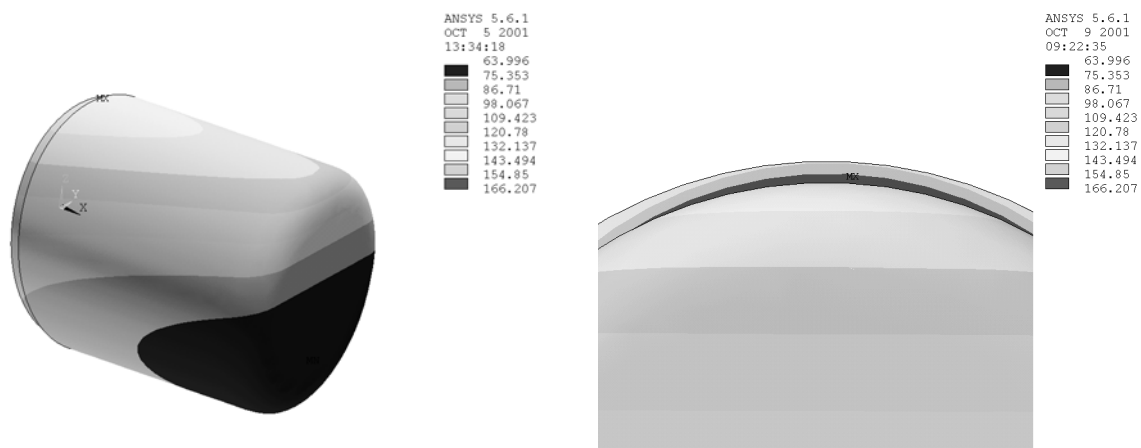
## 2.1 Volume finite elements

When volume finite elements were used, the inner temperature distribution was needed. An additional thermal calculation is needed to determine temperature distribution over the housing. The assumptions of heat transfer through the housing walls and heat transfer to the environment were made. Thermal analysis needs a determination of the thermal conductivity  $\lambda$  for the lamp housing, the lens and the cover, and the coefficient of the heat transfer  $\alpha_k$  to the air environment. The values of the thermal conductivity ( $\lambda = 0.9 \text{ W/mK}$ ) and the heat transfer of polymer materials ( $\alpha_k = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) were found in the literature [2].

Irregular choices of the coefficients  $\lambda$  and  $\alpha$  have a great effect on the temperature field of the fog-lamp housing. Measurements on the outer surface of the housing were used for a comparison with the results of the calculated outer temperature field.

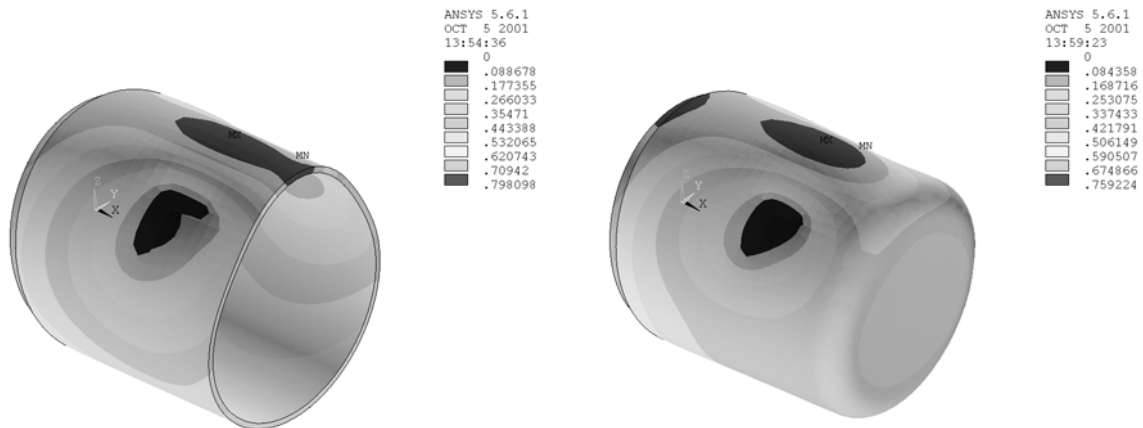
The result of the thermal analysis was a temperature field on all the finite elements and, as result, the nodes (Fig. 3). This temperature field was loaded for a stress-strain analysis.

Results of the preliminary analysis with volume elements are shown in the following pictures. These pictures enable us to analyze the effect of the fog lamp cover on the results.

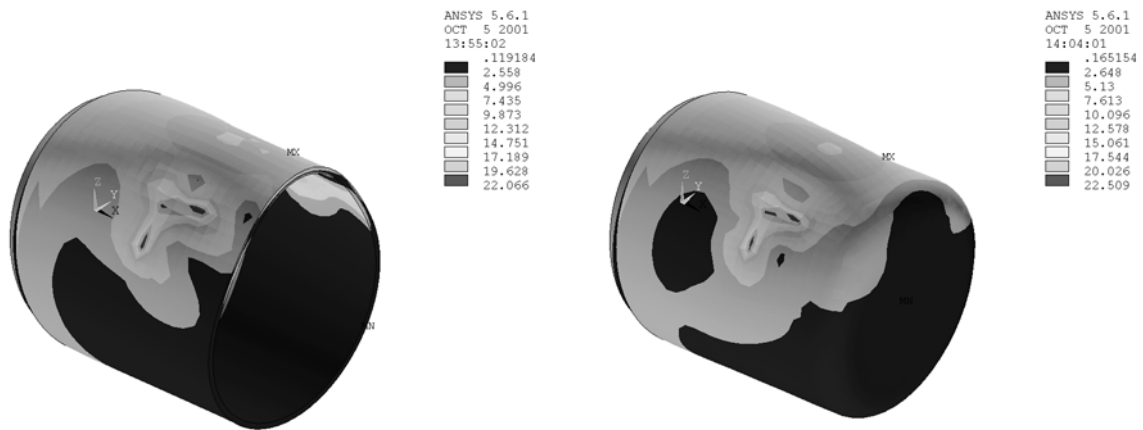


Sl. 3. Temperaturno polje poenostavljenega modela s pokrovom (levo) in porazdelitev temperature po debelini stene na mestu spoja leče in okrova (desno)

Fig. 3. Temperature field on simplified model with cover (left) and temperature distribution over the wall thickness on the connection spot of the fog-lamp housing and cover (right)



Sl. 4. Deformacija poenostavljenega modela brez pokrova (levo) in s pokrovom (desno)  
 Fig. 4. Deformed, simplified model with (right) and without (left) cover



Sl. 5. Porazdelitev napetosti v poenostavljenem modelu brez pokrova (levo) in s pokrovom (desno)  
 Fig. 5. Stress distribution on simplified model with (right) and without (left) cover

## 2.2 Ploskovni končni elementi

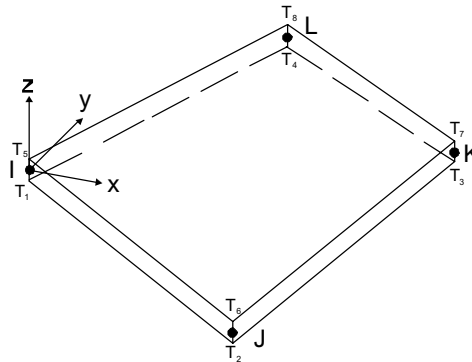
Uporaba ploskovnih končnih elementov ne terja predhodnega toplotnega preračuna, saj z uporabo izbranih temperaturnih odvisnosti za zunanji in notranji obod žarometa že določimo porazdelitev temperature vseh potrebnih vozliščnih končnih elementov. Ploskovni elementi namreč terjajo, da pri temperaturnem robnem pogoju podajamo temperature na notranji in zunanji površini (sl. 6). To pomeni, da lahko v tem primeru neposredno izvedemo napetostno-deformacijsko analizo modela.

Rezultati preliminarne napetostno-deformacijske analize pri uporabi ploskovnih končnih elementov so prikazani v nadaljevanju. Tudi tu lahko na osnovi prikazanih napetostnih in deformacijskih stanj analiziramo vpliv dodanega zadnjega pokrova.

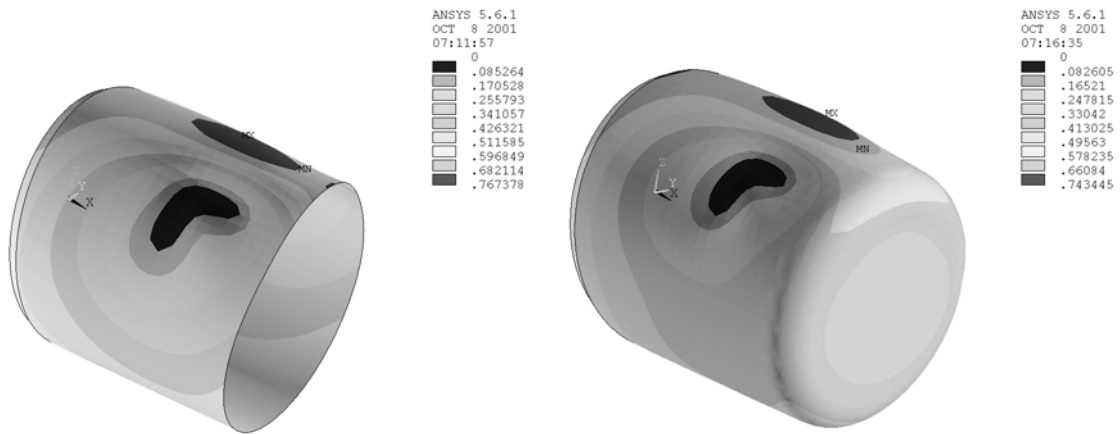
## 2.2 Shell finite elements

Shell finite elements do not require additional thermal analysis. In this case we used the temperature function calculated for the inner and outer surfaces of the housing. This enables us to determine the temperature field on every node of the housing. Shell elements require the temperature boundary condition on the inner and outer sides of the housing (Fig 6). This means that the stress-strain analysis was calculated directly.

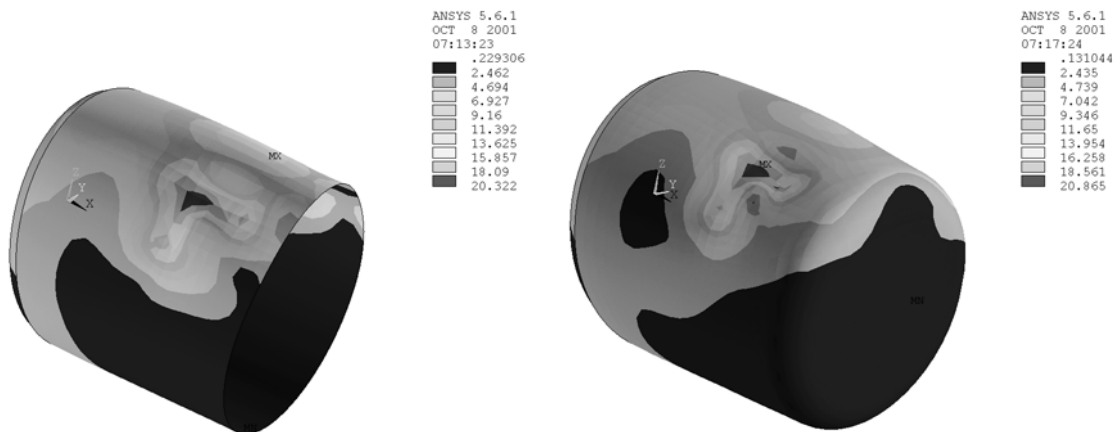
The results of the preliminary analysis with shell elements are shown on the following pictures. Those pictures enable us to analyze the effect of the fog-lamp cover on the results.



Sl. 6. Temperaturni robni pogoji pri ploskovnih elementih  
Fig. 6. Input temperature on shell elements



Sl. 7. Deformacija poenostavljenega modela brez pokrova (levo) in s pokrovom (desno)  
Fig. 7. Deformed simplified model with (right) and without (left) cover



Sl. 8. Porazdelitev napetosti v poenostavljenem modelu brez pokrova (levo) in s pokrovom (desno)  
Fig. 8. Stress distribution on simplified model with (right) and without (left) cover

### 2.3 Ugotovitve preliminarne analize

S preliminarnimi analizami smo pridobili vrsto koristnih podatkov in primerjav, ki omogočajo lažjo razlago rezultatov pri nadaljnjih analizah z zahtevnejšimi problemi. V primeru, da so stene okrova dovolj tanke, so analize pokazale, da ni bistvenih razlik v napetostno-deformacijskem stanju pri uporabi ploskovnih ali prostorskih elementov. Izračunani rezultati kažejo, da so vidne razlike pri uporabi modela s pokrovom ali brez njega. Pri uporabi pokrova je deformacija zadnjega dela okrova zadržana. V tem primeru se okrov enakomerneje deformira (sl. 4 in 7). Pri modelu brez pokrova pride do neenakomernega deformiranja okrova (spremeni se oblika zadnjega robu). Opazimo lahko tudi dobro ujemanje izmerjenih [1] in izračunanih zunanjih temperatur pri toplotni analizi. Meritev temperatur na zunanji strani okrova zaradi dobrega ujemanja rezultatov ni potrebna, to pa pomeni velik prihranek časa pri meritvah in zmanjšanje možnosti pojava napake.

### 3 PRERAČUN PROBLEMA

Na temelju ugotovitev preliminarne analize se odločimo za izdelavo geometrijskega modela meglenke s pokrovom, pri kateri je zadnji pokrov stalno utrjen na okrov le na treh pritrdilnih mestih, kakor je to dejansko izvedeno (sl. 9). Pri izdelavi računskega modela bomo uporabili ploskovne končne elemente, saj so časi, potrebni za izračun, krajši kakor pri prostorskih končnih elementih, dobljeni rezultati pa praktično enaki. Ustrezen stik med ohišjem in zadnjim pokrovom bomo izvedli z uporabo linijskih stičnih elementov.

Model končnih elementov za analizo napetostno-deformacijskega stanja je izdelan na osnovi izhodiščnega 3D modela meglenke.

Meglenka je narejena iz dveh vrst materialov. Ohišje in pokrov sta narejena iz polipropilena, leča je izdelana iz polikarbonata. Upoštevali smo nelinearnost obeh materialov. Material smo upoštevali kot homogen in izotropen.

Meglenka je togo vpeta na pritrdilnih mestih.

#### 3.1 Obremenitveni primeri

Meglenka je togo podprta na pritrdilnih mestih, kar je prikazano na sliki 9. Napetostno-deformacijska analiza je izdelana za obremenitveni primer, ko je meglenka

### 2.3 Findings of the preliminary analysis

The preliminary analysis provided us with useful data. With a comparison of this data and the results a better understanding and interpretation of the more complex problems was gained. Preliminary analysis showed that if the thickness of the housing is small there are insignificant differences in the stress-strain state due to the different type of finite elements. Calculations show significant differences between the model with a cover and the model without a cover. When the cover is used, the deformation of the back part of the housing is restrained. This enables the deformation to be more evenly spread (Fig. 4 and 7). When the model without the cover was used the deformation of the rear part of the housing was uneven (the shape of the rear edge was changed). The thermal analysis gave a good correlation between the measured and the calculated outer-surface temperatures. This made it possible to measure the inside temperature only, which reduced the measurements time and introduced the possibility of a measurement error.

### 3 PROBLEM ANALYSIS

Based on the findings of the preliminary analysis, a decision was made to model the geometrical model of the fog lamp with the cover. The rear cover was fixed on the housing with only three points, like with the real lamp (Fig. 9). The model was meshed with shell elements, as this reduces the required calculation time with the same results as with volume finite elements. The connection between the housing and the cover was modeled with contacts elements.

The finite element model of the stress-strain analysis was made on basis of the 3D geometrical model of the fog lamp.

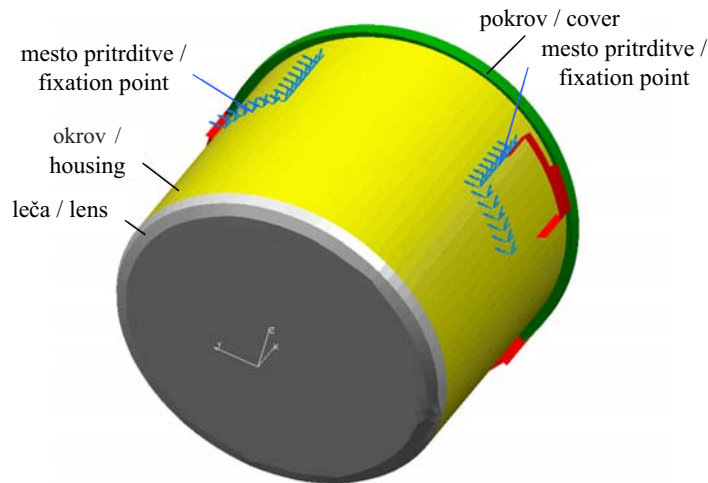
The fog lamp is made of two materials. The housing and the cover are made from polypropylene, the lens is made of polycarbonate. The nonlinearity of the materials was taken into account. The material is regarded as homogenous and isotropic.

The fog lamp had a rigid support at the fastening points.

#### 3.1 Load case

The fog lamp had a rigid support, as shown in Figure 9. A stress-strain analysis was made for the temperature-load case defined in





Sl. 9. Obremenitveni primer; točke prikazujejo togo podprtje meglenke  
 Fig. 9. Load case; rigid support points of fog lamp

obremenjena s temperaturno obremenitvijo, ki je določena v poglavju 1. Obremenitev je podana v obliki točkovnih temperatur na vozlišča posameznih elementov. Pri izdelavi računskega modela smo uporabili ploskovne končne elemente, ki smo jim predpisali ustrezno temperaturno obremenitev. Ker je temperatura meglenke na notranji strani različna od temperature na zunanji strani, je treba v vsakem vozlišču določiti dve temperaturi (sl. 6).

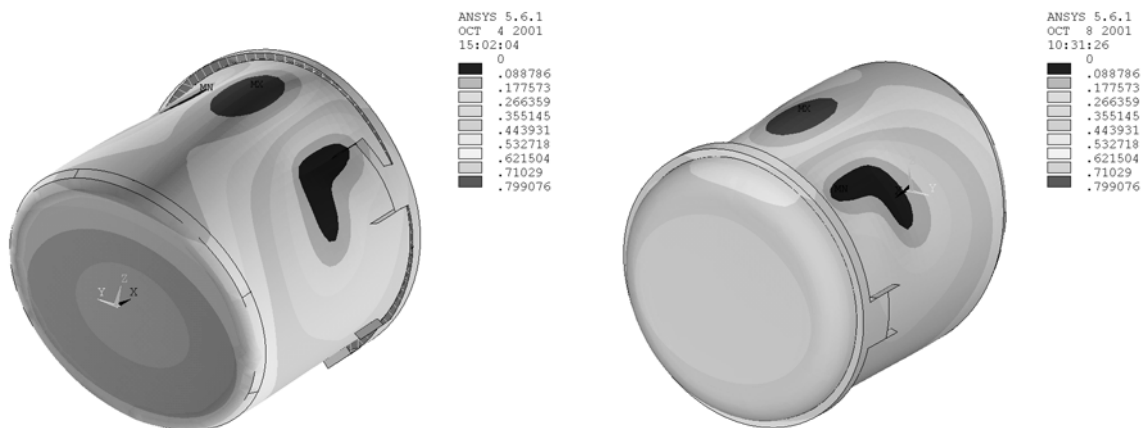
the second section. The loads were applied as nodal loads on every element node. The shell finite elements with an appropriate temperature load were used. As the temperature differs on the inner and outer sides of the housing, two temperatures had to be defined on each node (Fig. 6).

### 3.2 Rezultati napetostno-deformacijske analize

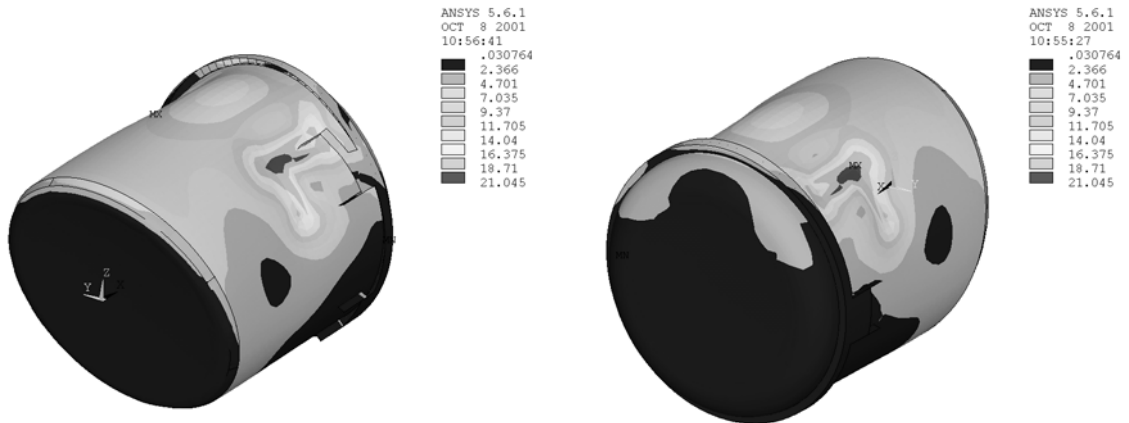
Na naslednji strani so prikazani rezultati izračuna napetostno-deformacijskega stanja za izbrani model končnih elementov. Rezultati kažejo, da ima način vpetja žarometa velik vpliv na napetostno-deformacijsko stanje. Vpetje povzroči, da se ohišje v predelu netesnosti premakne navznoter (sl. 12), pokrov pa se deformira navzven (sl. 13).

### 3.2 Results of the stress-strain analysis

The results of the stress-strain analysis are presented on the following page. These results show that the fastening points of the head-lamp housing have a significant effect on the stress-strain analysis results. The effect of the fastening points was a displacement of the housing of the lamp inwards (Fig. 12) in the region of the bad sealing and, as a result, the cover moves outwards (Fig. 13).

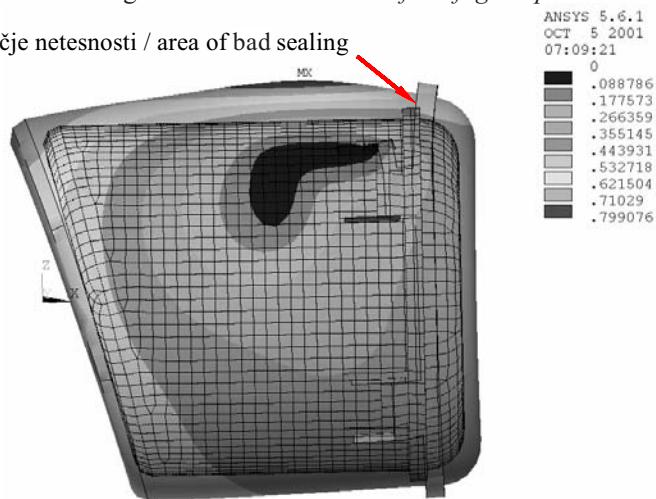


Sl. 10. Deformacije meglenke  
 Fig. 10. Deformations of the fog lamp

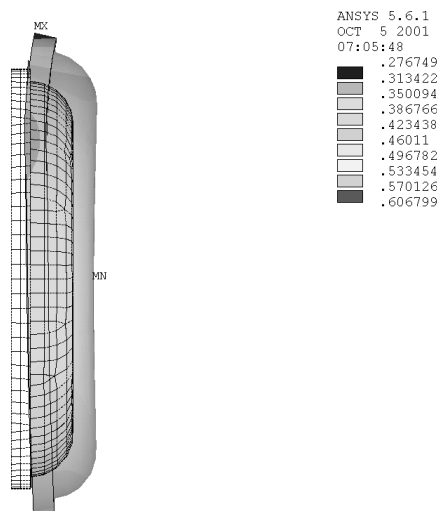


Sl. 11. Porazdelitev napetosti v meglenki  
Fig. 11. Stress distribution of the fog lamp

področje netesnosti / area of bad sealing



Sl. 12. Deformirana in nedeformirana oblika meglenke  
Fig. 12. Deformed and undeformed shape of the fog-lamp housing



Sl. 13. Deformirana in nedeformirana oblika zadnjega pokrova  
Fig. 13. Deformed and undeformed shape of the fog-lamp rear cover

## 4 SKLEP

Napetostno-deformacijska analiza meglenke je bila izdelana na temelju računskega modela, pri katerem so bile upoštevane ugotovitve preliminarne analize. V obravnavanem primeru se izkaže, da nastale deformacije, ki so posledica temperaturne obremenitve, deformirajo meglenko tako, da tesnjenje med pokrovom in okrovom ni več zadostno. Kritično mesto je najvišja točka spoja med pokrovom in okrovom med fiksnima pritrtilnima točkama, kjer se zadnji pokrov močno deformira (sl. 13). Okrov meglenke se na področju spoja pomakne proti sredini, pokrov pa se izboči navzven (sl. 12). Izkaže se, da ima največji vpliv na deformacijo način vpetja žarometa. V okolici togih pritrtilnih mest so namreč deformacije prisilno zadržane, kar vpliva na obliko deformacije okrova in prek spoja posredno na deformacijo pokrova. Uporaba stičnih elementov je omogočila, da se okrov in pokrov v skladu s pravili stika prosto deformirata, kar še poveča deformacijo.

Morebitno mesto nezadostnega tesnjenja se zato lahko pojavi v okolici stalne pritrditve. Problem bi lahko rešili z uporabo le enega stalnega pritrtilnega mesta meglenke na preostalo konstrukcijo ali pa s pomikom sedanjih pritrtilnih mest dovolj stran od spoja med pokrovom in okrovom.

## 4 CONCLUSION

A stress-strain analysis of the fog lamp was made with help of the results and knowledge gained with a preliminary analysis. The results show that the temperature-induced load causes such a big deformation of the fog lamp housing that it does not seal. The bad sealing point on the housing is at the top, between the fastening points on the contact edge of the housing and the cover (see Fig. 13). For this point the deformations of the cover are also the biggest. At the critical point the housing of the lamp moves inwards and the cover moves outwards (see Fig. 12). The method of fastening the fog lamp has a major effect on the results. Around the fastening points the deformations are constrained, which causes a specific deformation of the housing and, consequently, deformations of the cover. The application of the contact elements enabled free movement in accordance with constraints of the housing and the cover. This causes even larger deformations.

The final point of the bad seal appeared around the fastening points. However, the problem could be solved by using only one fix fastening point to the surrounding elements. The other solution would be to move the fastening points away from contact edge between the housing and the cover of the fog lamp.

## 5 LITERATURA

## 5 REFERENCES

- [1] A. Wagner, I. Bajsić, M. Fajdiga (2004) Measurement of the surface-temperature field in a fog lamp using resistance-based temperature detectors, *Stroj. vestn.*, vol.50, Issue 2, pp. 72-79.
- [2] F. R. Schwarzl (1990) Polymer-Mechanik, Struktur und mechanisches Verhalten von Polymeren. *Springer Verlag*, Berlin.
- [3] W. I. Moore, E. S. Donovan, C. R. Powers (1999) Thermal analysis of automotive lamps using the ADINA-F coupled specular radiation and natural convection model. *Computers and Structures* 72 (1999) London pp. 17-30.
- [4] T. Shiozawa, M. Yoneyama, K. Sakakibara, S. Goto, N. Tsuda, T. Saga, T. Kobayashi (2001) Thermal air flow analysis of an automotive headlamp: the PIV measurement and CFD calculation for a mass production model. *JSAE Review* 22 (2001) pp. 245-252.

Naslov avtorjev: mag. Andrej Wagner  
Tomaž Bučar  
prof.dr. Matija Fajdiga  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za strojništvo  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana  
andrej.wagner@fs.uni-lj.si  
tomaz.bucar@fs.uni-lj.si  
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Mag. Andrej Wagner  
Tomaž Bučar  
Prof.Dr. Matija Fajdiga  
University Ljubljana  
Faculty of Mechanical Eng.  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia  
andrej.wagner@fs.uni-lj.si  
tomaz.bucar@fs.uni-lj.si  
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

Prejeto:  
Received: 10.10.2005

Sprejeto:  
Accepted: 16.11.2005

Odprto za diskusijo: 1 leto  
Open for discussion: 1 year

## Strokovna literatura - Professional Literature

### Ocene knjig - Book Reviews

**Ilija Čosić, Rado Maksimović**

**Proizvodni menedžment**

Zal.: Fakultet tehniških nauka, Novi Sad, 2005

263 strani, 233 slik, format 210 × 297 cm

V sedanjih turbulentnih časih smo pričča vsakdanjemu zapiranju podjetij po eni strani ter odpiranju novih, grajenih na drugačnih osnovah in sodobnih načelih vodenja, po drugi strani. Pri tem se samo po sebi zastavlja vprašanje, kako je bil oblikovan proizvodni menedžment v preteklosti in kakšen mora biti v novo nastajajočih podjetjih, če ta želijo obstati in se razvijati v razmerah globalne svetovne konkurence. Zanimiv prikaz integracije posameznih funkcij delovanja podjetja in ustreznih organizacijskih struktur, na temelju ugotovljenega poslanstva, postavljenih ciljev in sprejete politike podjetja, je podan v pričujoči knjigi.

Knjiga je razdeljena na deset poglavij. Po uvodnih razglabljanjih v naslednjih osmih poglavjih obravnava posamezne funkcije delovanja podjetja: marketing (trženje), razvoj, komercialni posli, proizvodnja, ekonomsko-finančni posli, splošni posli, integralna sistemska podpora-logistika in upravljanje podjetjem. V zadnjem, desetem poglavju se avtorja podrobno ukvarjata z oblikovanjem

mogočih organizacijskih struktur podjetij. Pri tem izhajata iz načela podobnosti delovanja živih bitij – ljudi in strojev – podjetij, načela zmožnosti vzdrževanja neodvisnega obstoja (eksistence), modularnega postopka pri razvoju organizacijskih struktur podjetij, načela najmanjše stopnje zapletenosti ter nagnjenja k zniževanju razpona upravljanja (vodenja).

Vsebina knjige je napisana pregledno, v razumljivem strokovnem jeziku, s številnimi izvirnimi in zanimivimi slikami, strokovno in didaktično ustrezno. Glede na dokaj izviren osnutek, ki ga že vrsto let razvijajo na Inštitutu za industrijsko inženirstvo in menedžment, Fakultete tehničnih znanosti v Novem Sadu, menimo, da bi knjiga lahko rabila kot primerjalno gradivo študentom strojništva pri študiju vodenja proizvodnje, načrtovanja tehnoloških sistemov, projektne menedžmenta in sorodnih panog. Tudi strokovnjakom v praksi, ki se ukvarjajo s študijem materialnih tokov in optimiranjem postopkov proizvodnje, knjiga lahko ponudi kakšno novo zamisel ali odgovor na nekatera še neodgovorjena vprašanja.

prof.dr. Mirko Soković

### Iz revij - From Journals

#### DOMAČEREVIJE

**EGES, Energetika, gospodarstvo in ekologija  
skupaj, Ljubljana**

**2005, 3**

Grobovšek B.: Dimenzioniranje toplotne črpalke za ogrevanje, hlajenje in pripravo tople sanitarne vode - III. del

Klančičar M.: Sistemi upravljanja z energijo: Nadzorno-krmilna tehnika v parnih kotlovnica

**2005, 4**

Švagelj I.: Zvoki v radiatorju

**Elektrotehniški vestnik, Ljubljana**

**2005, 2-3**

Verdenik A., Tovornik B., Muškinja N.: Računalniško vodenje procesa elektrolize aluminija

**Euroteh, Trzin**

**2005, 3**

Fajdiga M.: O razvoju in pomenu konference Inovativna avtomobilska tehnologija IAT'05  
Perme T.: Proizvodnja in priprava stisnjene zraka  
Uspeh na celi črti, Inovativna uporaba optične 3D-merilne tehnike pri izdelavi orodij in prototipov

**Les, Ljubljana**

**2005, 9**

Torelli N.: Violina I - Najdragocenejši les ali kremonska glorijska

Likar B., Kopač J.: Metodologija vrednotenja inovativnih, tehnoloških in raziskovalnih procesov

**2005, 10**

Grčar S.: Les in letala

**Livarski vestnik, Ljubljana**

**2005, 1**

Skaland T., Asa E.: Nov postopek obvladovanja nagnjenosti sive litine s kroglastim grafitom k belemu strjevanju in h krčenju pri obdelavi v ponvi

**2005, 2**

Brunčko M., Anžel I., Križman A.: Spremljanje proces strjevanja z meritvijo električne upornosti

**2005, 3**

Eichlseder W., Grün F., Fröschl J.: Optimizacija litih delov glede na trajno nihajno trdnost

**Materiali in tehnologije, Ljubljana**

**2005, 3**

Čurčija D., Mamuzić I.: Maziva za valjanje in vlečenje kovin

Zemčik R., Laš V.: Numerični model naraščajoče poškodbe FRC-panelov pri udarni obremenitvi

**2005, 4**

Gusel L., Brezočnik M.: Genetsko modeliranje električne prevodnosti preoblikovanega materiala

**2005, 5**

Zorc B., Kosec L.: Geometrijski modeli deformacije okroglih žic armature pri stiskanju armiranega spajkanega spoja

**Obzornik za matematiko in fiziko, Ljubljana**

**2005, 3**

Dobovišek M.: Ničle odvoda polinoma

**Organizacija, Kranj**

**2005, 5**

Potisk B.: Model ocene kakovosti seminarjev

**2005, 8**

Krapež A., Rajkovič V.: Računalniško podprto preverjanje in ocenjevanje znanja

Razpet N.: Tabele, grafi in fizika

Zupan N., Mayer J.: Spodbude in blokade za študij

**Vakuumist, Ljubljana**

**2005, 3**

Klanjšek Gunde M., Vesel A., Opara Krašovec U., Kunaver M., Mozetič M.: Analiza kemijske sestave in sevalnih lastnosti aluminizirane polimerne folije

Panjan M., Čekada M.: Merjenje mikrotrdote trdih PVD-prevlek z nanoindenterjem (1. del) - Fizikalna opredelitev trdote

**Varilna tehnika, Ljubljana**

**2005, 2**

Langus D., Kralj V.: Optimiranje varilnih parametrov pri impulznem varjenju MIG/MAG s sinusnimi, širinski krmiljenimi impulzi toka

Trieb F. (prevod in priredba: Brezovnik A.): Rezanje z vodnim curkom, Stanje tehnike in inovativne rabe

**TUJEREVIJE**

**CDA, Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione, Milano**

**2005, 6**

Hernandez P., Vanoli G., Vergani G.: Raffreddare con il sole

Corgnati S.P., Filippi M.: Sistema misto

**2005, 7**

Curculacos G., Sturaro O.: Climatizzazione a radiazione e induzione

De Santoli L., Mancini F.: Ventilazione degli edifici

**2005, 8**

Cuccurullo G., Sorrentino G.: La resa specifica

Tronconi O.: Servizi finanziari e impianti

**2005, 9**

Corgnati S., Maga C., Filippi M.: Fabbisogni teorici e consumi reali

**2005, 10**

Bisco F., De Carli M.: Ottimizzare le pompe di calore

**Engineering, Tallinn**

**2005, 11/2**

Tsirkunov Y., Panfilov S.: Particles scattering in particle-wall collisions and its effect on the particle-phase flow



Kartushinsky A., Mulgi A., Tisler S., Michaelides E.E.: An experimental study of the effect of particles on the shear stress in particulate turbulent pipe flow

**2005, 11/3**

Kusnetsov K., Kõiv T.-A.: Simulation and analysis of thermal performance of an apartment building

Toode A., Kõiv T.-A.: Investigation of the domestic hot water consumption in apartment buildings

Säärekõnno J.: An algorithm of the formation of waste load in industrial effluents

**Industrial Diamond Review, Harrow**

**2005, 2**

Rodriguez R., Carrerot H., Coutois C., Leriche A.: Effect of grinding parameters on the surface integrity and flexural strength of silicon nitride

**2005, 3**

Ayhan M.: Cost model and sensitivity analysis of cutting and processing stage at a marble plant

**Industrie Diamanten Rundschau, Wuppertal**

**2005, 3**

Brecher C., Klocke F., Schug R., Weber A.: Ultraschalleinsatz - Produktivitätssteigerung bei der Zerspanung von Glas und Keramik

**2005, 4**

Kasper A.: Interpolationsdrehen - Neues Verfahren zur Bohrungsfeinbearbeitung

**Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Sofia**

**2005, 2**

Georgiev N., Kouyumdjiev C.: Analytical modelling for bend stress relaxation tests facilitating the identification of creep parameters

Mladensky A., Rizov V.: Application of the classical linear elastic beam theory for analysis of the mode III crack propagation in composite materials

**Klimatizacija, grejanje, hladenje, Beograd**

**2005, 3**

Harmonizacija standardizacije SCG sa standardima ISO i EU

**2005, 4**

Amin M., Mabe M.: Faktori uticaja; pravilna i pogrešna primena

Harmonizacija standardizacije SCG sa standardima ISO i EU

**Mécanique Appliquée, Bucarest**

**2001, 1-6**

Dumitrescu H., Dumitrache A.: Turbulence model for boundary layers in strong pressure gradients

Rugescu R.D.: Modelling of one-dimensional unsteady flows in rocket engines

**2002, 1-6**

Chiroiu C.: An intelligent self-damping system

Anghel C.I., Lazăr I.: Numerical assesment for stress concentration and fatigue life prediction of some tubular reactors

**2003, 1-6**

Rocşoreanu C.: Mathematical model for arterial pressure

**Strojarstvo, Zagreb**

**2004, 4-6**

Mudronja V., Mahović S., Runje B.: Utvrđivanje razlike između procijenjene i ostavrene mjerne nesigurnosti usporedbenim mjerenjima

Wolf I., Franković B., Viličić I., Jurkowski R., Bailly A.: Analiza prijelaza topline na valovitom lamelnom orebrenju izmjenjivača topline

## Osebnosti - Personal Events

### Prof.dr. Jože Puhar - 80 letnik Prof.Dr. Jože Puhar - 80<sup>th</sup> Anniversary

Že nekaj let odmaknjen od stroke, omagan od trdega dela in bolezni, praznuje v teh dneh visok življenjski jubilej prof.dr. Jože Puhar, najbrž eden redkih še živečih soustvarjalcev slovenske avtomobilske industrije, ki je zrasla po drugi svetovni vojni iz nekdanje okupatorjeve tovarne letalskih motorjev v Mariboru. Iz vajenca kovinarske stroke se je s trdim, vztrajnim in neumornim delom in študijem prebil vse do univerzitetnega profesorja z bogatimi strokovnimi in pedagoškimi izkušnjami.



Prof. dr. Jože Puhar je bil rojen 27. januarja 1926 v Majšperku. Klasično gimnazijo je obiskoval v Mariboru, kjer pa je njegovo nadaljnje šolanje pretrgala vojna, tako da je malo maturo lahko opravil šele leta 1946. Prav leta vojne so preusmerila njegovo nadaljnjo življenjsko pot, saj je bil prisiljen izučiti se za frezalca v tamkajšnji tovarni letalskih motorjev, kjer je opravil tudi pomočniški izpit. Takoj po vojni se je zaposlil v novo nastalem TAM-u, opravil mojstrski, po odsluženju vojaškega roka leta 1951, pa še diplomski izpit za strojne tehnika.

Čeprav vseskozi odličnjak, si mladi Puhar ni mogel privoščiti nadaljevanja šolanja. TAM je nujno potreboval ne le mojstre, ampak predvsem mlade, sposobne in inovativne tehnike in inženirje, zlasti na področju tehnologije, tj. neposredne proizvodnje. Prevzel je delo konstrukterja vpenjalnih pripomočkov in aktivno sodeloval pri obnovi pet tisoč vojaških vozil GMC. Pri tem se je temeljito poglobil v problematiko izdelave ozobja in menjalnikov, ki terja izjemno natančna orodja in obdelovalne stroje. To področje ga je še posebej pritegnilo, zato se je nadaljnjih 10 let zaposlil v orodjarni kot obratni inženir, pomočnik obratvodje in nazadnje kot vodja orodjarne. Ustanovil je tudi skupino za izdelavo zobnikov. V tem kriznem razvojnem obdobju je predložil in udeležil dve pomembni prenovitvi: rekonstrukcijo stroja za ozobljenje v stroj za freziranje polžev in pahalnega stroja v stroj za izdelavo zobnic.

Po ustanovitvi Inštituta za motorje in motorna vozila TAM je leta 1962 napredoval v projektanta zobniških prenosnikov. To delo je opravljal do septembra 1966, ko je na povabilo direktorja Inštituta za strojništvo v Ljubljani prof. B. Krauta prevzel mesto vodje tehnološkega laboratorija na Fakulteti za strojništvo. Sprejel je ta izziv, saj je videl v njem ne le priložnost, da izkoristi in obogati svoje znanje, ampak da nadomesti po vojni zamujeno možnost za nadaljevanje študija na fakulteti. Tako je ob delu leta 1971 sklenil prvo, štiri leta kasneje pa še drugo stopnjo visokošolskega študija strojništva in požel dve študentski Prešernovi nagradi. Njemu lastna zagnanost in vztrajnost pa sta ga spodbudili, da se je vpisal še na podiplomski študij avtomatizacije in proizvodne kibernetike, ki ga je leta 1978 uspešno končal. Nazadnje je v letu 1981 na Visoki tehniški šoli v Mariboru promoviral še za doktorja tehniških znanosti.

Čeprav zelo zaposlen v proizvodnji in zavzet za razvoj in raziskovanje v TAM-u, se je jubilar že razmeroma mlad posvetil tudi pedagoškemu delu. Na lastni koži je spoznal pomen znanja mladih ne le za razvoj podjetja, ampak tudi za njih same in njihov napredek. Tako je že v letih 1953 do 1957 honorarno poučeval strojne elemente, nato pa še šest let odrezovanje in odrezovalne stroje na Mojstrski šoli ter na TSS v Mariboru. V tem času je izdal tudi skripta za strojno risanje in strojne elemente. Na podlagi teoretičnega znanja, bogatih strokovnih, praktičnih in pedagoških izkušenj je bil leta 1977 izvoljen za profesorja višje šole, leta 1982 pa za izrednega profesorja za področje mehanske tehnologije in tehnoloških meritev na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani, kjer je bil leta 1990 upokojen.

Raziskovalno se je prof. Puhar udeleževal na področju tehnologije odrezovanja in tehnoloških meritev, predvsem pa se je posvečal teoriji ozobja. Poudariti velja njegov prispevek popisu geometrijske oblike ozobja, ki je osnova za meritve in nadzor

natančnosti zobnikov. Že v času delovanja v TAM je objavil vrsto člankov, ki so bili opaženi tudi v tujini. Napisal je pet knjig, objavil 40 strokovnih in znanstvenih člankov, prek 70 člankov in strokovnih poročil, 25 referatov na raznih posvetovanjih. Večina obravnava problematiko zobnikov, med njimi pa so tudi dela s področja slovenske tehnične terminologije, standardizacije in tehnoloških meritev. Prvi dve knjigi Tehnologija odrezovanja I in II, ki sta izšli pred 40 leti, sta bili pionirsko delo pri nas in sta služili številnim generacijam študentov in praktikov kot edini dosegljivi učbenik.

Pomembno področje jubilatove ustvarjalnosti je nadalje njegovo sodelovanje pri Strojniškem vestniku, ki sega na sam začetek njegovega izhajanja. Že v Mariboru je tesno sodeloval z njegovim uredništvom, po preselitvi v Ljubljano pa je bil 12 let pomočnik glavnega in odgovornega urednika prof. Krauta, od leta 1985 do 1992 celo njegov glavni in odgovorni urednik. V letu 1993 je pripravil 10. popravljeno in dopolnjeno slovensko izdajo Krautovega Strojniškega priročnika, leta 1994 njegov 11. popravljeno ponatis, dvanajsto in trinajsto predelano in razširjeno izdajo

pa je pripravil še v letih 1997 in 2001 ter 14. izdajo leta 2003, tokrat skupaj z mag. Jožetom Stropnikom.

Ne gre spregledati tudi njegovega pomembnega prispevka k razvoju slovenske strojniške terminologije in kulture tehničnega izražanja. Vrsto let je bil član tehniške podkomisije Terminološke komisije Inštituta za slovenski jezik pri Slovenski akademiji znanosti in umetnosti. Leta 1992 je prejel diplomsko častnega člana Zveze strojnih inženirjev in tehnikov Slovenije.

Čeprav prof. Jože Puhar na zelo svojstveni življenjski poti ni doživel veliko zunanjšega blišča in pretirane slave, ga lahko štejemo med vodilne slovenske tehnologe. Je eden tistih strojnih inženirjev, ki so ogromno prispevali k uspehom in nekdanjemu ugledu slovenske strojne industrije. S svojimi uspehi, strokovnostjo, natančnostjo in 25-letnimi izkušnjami v industriji, zaznamuje lik enkratnega visokošolskega učitelja za obdelovalno tehniko.

Ob življenjskem jubileju mu kolegi in prijatelji, nekdANJI diplomanti in sodelavci iskreno čestitamo.

Prof. dr. Franc Golgranc

## **Prešernove nagrade Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani za leto 2005 2005 Prešeren's Awards of Faculty of Mechanical Engineering of University of Ljubljana**

**Tadej Perhavec**

**Sistem za zajemanje dinamskih parametrov pri vožnji z gorskim kolesom  
Mentor: prof.dr. Janez Diaci**

Tadej Perhavec je bil rojen 12.8.1981 v Postojni. Osnovno šolo je obiskoval v Povirju in v Sežani, srednjo strojno šolo pa v Postojni. Jeseni 2000 se je vpisal na univerzitetni študij strojništva, Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani. V 3. letniku študija se je usmeril na področje mehatronike, mikromehanskih sistemov in avtomatizacije. Marca 2005 je v rednem roku končal peti letnik študija in do takrat tudi opravil vse predpisane izpite. Diplomsko nalogo s področja razvoja mikroprocesorskih krmilnih sistemov je uspešno zagovarjal 5. septembra 2005 in končal dodiplomski študij z odlično oceno. Zaposlen je na Fotoni d.d. v Ljubljani, kjer se ukvarja z raziskavami in razvojem sistemov za nadzor laserskih medicinskih posegov. V tem šolskem letu se je vpisal tudi v prvi letnik podiplomskega študija na Fakulteti za strojništvo.

Nagrajeno delo obravnava razvoj mikroprocesorskega sistema, ki kolesarju omogoča spremljanje in shranjevanje nekaterih parametrov pri vožnji s kolesom. V okviru naloge je bilo zasnovano in izdelano zaznavalo na temelju fizikalnega nihala, ki omogoča zajem nagibnega kota podlage. Izpeljan je bil model zaznavala nagiba, ki omogoča popravek kota nihala zaradi vpliva trenja v podpori, kotne hitrosti in kotnega pospeška nihala ter pospeška kolesa. Na podlagi prevožene poti in nagibnega kota mikroprocesor izračuna prevoženo višinsko razliko. Sistem omogoča tudi merjenje kotne hitrosti kolesa, izračun prevožene razdalje, trenutne in povprečne hitrosti, pospeška ter časa vožnje. Kolesar lahko vse naštetu spremlja na zaslonu s tekočimi kristali. Nekatero spremenljivke se tudi shranjujejo na standardno spominsko kartico, tako da lahko preprosto dostopamo do njih z osebnim računalnikom. Izvedeni so bili trije preizkusi za testiranje sistema v resničnem okolju. Prvi je bil izveden po položni in ravninski progi, drugi po gorski progi in tretji po razgibani valoviti progi.

**Jure Bezgovšek**  
**Razvoj kačastega robota**  
**Mentor: akad.prof.dr. Igor Grabec**

Jure Bezgovšek je bil rojen leta 1981 v Slovenjem Gradcu. Osnovno šolo je opravljal v Velenju, kjer je na državnem tekmovanju iz matematike dve leti zapored dosegel prvo mesto. V Velenju je tudi končal Splošno in strokovno gimnazijo. V tem obdobju je prejel nagrado za raziskovalno nalogo: Računalniško generirani hologrami. Leta 2000 je maturiral in se vpisal na univerzitetni študij na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. V prvem in drugem letniku je dobil nagrado za najboljši uspeh. Septembra 2005 je diplomiral in se na FS zaposlil kot mladi raziskovalec v Laboratoriju za sinergetiko.

V nalogi je opisan razvoj kačastega robota. Najprej je obdelan matematični model, nato izdelava prototipa in nazadnje analiza gibanja robota. Prototip sestavlja šest členov, med katerimi so motorji za spreminjanje kota med njimi. Pri vijuganju telesa se zaradi trenja med členi in podlago ustvarja pogonska sila, ki premika robota. Krmiljenje poteka prek radijske zveze. Krmilnik povzroča vijuganje telesa v skladu s krmilno funkcijo, ki jo določa uporabnik. Opravljene so bile meritve povprečne hitrosti premikanja in trajektorije prvega člena robota pri različnih vodenjih.

**Zoran Bergant**  
**Pretočni zalogovnik za odbrane in mešane**  
**komunalne odpadke**  
**Mentor: prof.dr. Janez Kramar,**  
**Somentor: doc.dr. Ivan Polajnar**

Zoran Bergant je bil rojen 23.4.1978 v Ljubljani. Po končani osnovni šoli v Novem Polju, ki jo je končal z odličnim uspehom, je nadaljeval šolanje na Srednji šoli za strojništvo v Ljubljani, kjer je leta 1997 maturiral. Že od osnovne šole dalje je bil zunaj šole nadpovprečno dejaven. Ob aktivnostih v šahovskem, planinskem in kolesarskem krožku, se je potrdil zlasti v letalskem modelarstvu, kjer je nastopal na tekmovanjih za državno prvenstvo. Leta 1999 se je vpisal na univerzitetni študij Fakultete za strojništvo. Že med študijem je kot konstrukter in tehnolog sodeloval pri projektih v podjetju Litostroj – Proizvodno tehnični servis d.o.o.. Rezultate tega dela je predstavil tudi širši strokovni javnosti na Dnevu varilne tehnike v Mariboru. Obenem je v okviru Društva za varilno tehniko Ljubljana pomagal pri urejanju zbornika referatov z naslovom Dan

varilne tehnike 2005 ter pri izdaji knjige z naslovom Uporaba laserske tehnike pri varjenju in rezanju. Leta 2005 je študij sklenil z odlično ocenjeno diplomsko nalogo.

Delo je nadgradnja diplomske naloge z enakim naslovom. V tej nalogi je nagrajenec najprej predstavil širši okvir ekoloških zahtev, podal tehnološke možnosti in načine za ločevanje komunalnih odpadkov. Predstavil je sodobno sortirnico s tehnološko opremo ter opredelil funkcionalno vlogo univerzalnega pretočnega zalogovnika, katerega mesto je med drobilnikom odbranih odpadkov in njeno samostojno balirno napravo. Prostorsko nosilno konstrukcijo zalogovnika je zasnoval kot zabojnik kvadrataste oblike z nagnjenim dnom. Transport teh odpadkov poteka do balirne naprave prek dveh letvastih verižnih transporterjev v dnu zalogovnika. Pri dimenzioniranju bočne nosilne strukture je domiselno uporabil napotke o obremenitvah kvadratastih silosov. Izračun nosilnosti in porazdelitev napetosti v konstrukciji je izvedel po metodi končnih elementov in tako omogočil kakovosten in celovit prikaz napetostnega in deformacijskega stanja konstrukcije.

V ločenem poglavju je obravnaval varjenje elementov nosilne konstrukcije. Podal je podroben opis varilske tehnologije, ki jo je izbral glede na vrsto osnovnega materiala, trdnostne zahteve zvarnih spojev in razpoložljivo opremo v konkretnem industrijskem okolju. Ob uporabi standardnih jeklenih cevi pravokotnega prereza, ustrezne debeline jeklenih pločevin ter ob izbrani tehnologiji varjenja je zagotovil majhno maso in sprejemljivo ceno izdelave naprave. Kot rezultat predloženega dela je bil, v okviru gospodarskega podjetja Litostroj – Proizvodno tehnični servis, razvit in narejen povsem nov izdelek, ki že uspešno obratuje na sortirnem traku komunalnih odpadkov v Mariboru.

**Anže Jerič**  
**Analiza akustične emisije kompresorjev za**  
**gospodinjске aparate**  
**Mentor: prof.dr. Edvard Govekar,**  
**Somentor: akad.prof.dr. Igor Grabec**

Anže Jerič je bil rojen 2. junija 1981 v Kranju. V letih od 1988 do 1996 je obiskoval Osnovno šolo Davorina Jenka v Cerkljah na Gorenjskem. Zatem se je vpisal na Srednje elektro in strojno šolo Kranj. Na državnem tekmovanju srednješolcev iz mehanike je

zasedel drugo mesto. V sodelovanju z dijaki je pripravil raziskovalno nalogo z naslovom Demonstracija navpičnega izstrela žogice z vodoravno hitrostjo, ki se je na državnem srečanju mladih raziskovalcev uvrstila na prvo mesto. Leta 2000 je maturiral in se vpisal na univerzitetni študij na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Septembra 2005 je diplomiral in se kot mladi raziskovalec zaposlil v podjetju LPKF Laser & Elektronika d.o.o. v Kranju. Anže Jerič je pod mentorstvom prof. Edvarda Govekarja in akademika prof. Igorja Grabca komisiji za Prešernove naloge predložil delo z naslovom Analiza akustične emisije kompresorja za gospodinjske aparate.

Namen dela je bil določiti poglobitve vire akustične emisije (AE) v kompresorju proizvajalca Danfoss Compressors d.o.o. iz Črnomlja. Pri raziskavah je uporabil kompresorje z različno okrnjeno sestavo v zaprtem okrovu in zunaj njega. Vpliv okrova na AE kompresor je podrobneje ovrednotil z analizo prenosne funkcije okrova. Vire AE v kompresorju je določil na podlagi analize meritev zvočnega tlaka in prostorske porazdelitve zvočne intenzivnosti. Na podlagi ugotovitev analize je podal predloge za zmanjšanje AE kompresorja. Enega od predlogov, tj. povečanje togosti pokrova okrova z navarjenimi rebri je tudi preveril s preizkusi.

#### **Klemen Dovrtel**

##### **Razvoj sistema za spremljanje, vrednotenje in prikaz kazalnikov učinkovite rabe energije v stavbah**

**Mentor: prof.dr. Sašo Medved**

Klemen Dovrtel je bil rojen 6.9.1981 v Kranju. Osnovno šolo je končal v Radovljici in se nato vpisal na Srednjo strojno šolo v Kranju. Šolanje je nadaljeval na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani, kjer je septembra 2005 diplomiral. Poleg strojništva se ukvarja tudi z elektrotehniko, računalništvom in modelarstvom. Leta 2000 je osvojil prvo mesto na Srečanju srednjih strojnih šol Slovenije, področje Energetika.

V delu je opisana zasnova in prikazana izdelava inovativnega sistema za spremljanje in analizo parametrov notranjega okolja in rabe energije v stavbi. Sistem sestavljajo inteligentni moduli z zaznavali, ki lahko izmenjujejo podatke med seboj po obstoječi hišni električni napeljavi in z mobilno napravo uporabnika po brezžični IR povezavi. Tako lahko z enega mesta uporabnik dobi vpogled v stanje toplotnega ugodja v stavbi in nadzor nad trenutnimi

energijskimi tokovi ter z uporabo vgrajene spominske enote tudi v preteklem obdobju. Za pregled in analizo podatkov lahko uporabimo različne mobilne naprave, kot so dlančniki ali pametni telefoni. Poleg vseh strojnih elementov sistema je kandidat izdelal potrebno programsko opremo za mikrokrmilnik in uporabniku prijazen program, ki deluje v okolju Palm OS. Pri tem je pokazal široko poznavanje programskih jezikov, npr.: VBasic, C++ in Palm OS. Delovanje sistema je uspešno preveril v praksi. V delu je opisan tudi nov sklop, ki omogoča ekspertno analizo zbranih podatkov in uporabniku, ki nima strokovnega predznanja, svetuje pri ravnanju z energijo v stavbi.

#### **Primož Kržič**

##### **Hitro programiranje modernih obdelovalnih strojev**

**Mentor: prof.dr. Janez Kopač**

Primož Kržič je bil rojen 13.2.1978 v Ljubljani, osnovno šolo je obiskoval na Vrhniki, v Ljubljani pa gimnazijo Ledina. To je leta 1997 končal z odličnim uspehom na maturi. Tega leta se je vpisal na Fakulteto za strojništvo v Ljubljani, kjer je leta 2002 diplomiral na visokošolski smeri. Študij je nadaljeval v 3. letniku univerzitetnega študija. Že vse od leta 2001, hkrati ob študijskih obveznostih, sodeluje tudi z znanimi slovenskimi podjetji na področju uvajanja programske opreme za računalniško podprto izdelavo RPI (CAM). Trenutno je absolvent univerzitetnega študija in pripravlja diplomu, ki je namenjena uporabi v podjetju.

Razvoj sodobnih produkcijskih obdelovalnih strojev in opreme je v zadnjem desetletju je odprl vrata novemu načinu obdelave. Obdelava na sodobnih produkcijskih strojih je kombinacija struženja in freziranja. V nalogi je predstavil sodobne produkcijske obdelovalne stroje, njihove izvedbe ter prednosti in pomanjkljivosti pri njihovi uporabi. Nadalje je podrobno razložena vloga sodobnih sistemov za RPI pri programiranju modernih obdelovalnih strojev ter pomen postprocesorjev v postopku izdelave programov numeričnega krmiljenja. V nalogi je predstavljeno uvajanje sistema za RPI za programiranje večosnega odrezovalnega stroja. Opisne so tudi rešitve nekaterih zahtevnejših problemov, ki so se pojavili med uvajanjem. Naloga predstavlja dosežek mladega inženirja, ki že ima tolikšno znanje, da z gotovostjo posreduje uporabniku program za RPI, ki je nosilec obdelave in izdelave izdelka za tržišče, kjer si ne moremo privoščiti napake.



## Doktorati, magisteriji in diplome - Doctor's, Master's and Diploma Degrees

### DOKTORATI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoje doktorske disertacije:

dne 6. decembra 2005: **mag. Dejan Žihar**, z naslovom: "Termoekonomsko vrednotenje trigeneracijskih sistemov";

dne 23. decembra 2005: **mag. Erik Pavlovič**, z naslovom: "Vpliv aktivnih nukleacijskih mest na prenos toplote pri mehurčkastem vrenju" in **mag. Jure Klemenčič**, z naslovom: "Karakterizacija laserskega tvorjenja kovinskih kapljic";

dne 28. decembra 2005: **mag. Radovan Dražumerič**, z naslovom: "Geometrijska optimizacija pri problemih bočne stabilnosti enosnih elementov".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru sta z uspehom zagovarjala svoji doktorski disertaciji:

dne 9. novembra 2005: **mag. Peter Meža**, z naslovom: "Klasifikacija vhodnih in izhodnih informacij v modelu razvoja delovnega naloga";

dne 13. decembra 2005: **mag. Primož Ternik**, z naslovom: "Numerično modeliranje turbulentnih tokov posplošenih newtonskih tekočin".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo doktorja znanosti.

### MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoja magistrska deli:

dne 15. decembra 2005: **Sašo Vučkovič**, z naslovom: "Modeliranje vrtničnega toka v sesalni cevi Francisove turbine";

dne 20. decembra 2005: **Dominik Rajšelj**, z naslovom: "Odzivnost senzorskega sistema v toplotni tehniki";

dne 27. decembra 2005: **Franc Resman**, z naslovom: "Numerične simulacije elastoplastičnih stanj sovprežnih konstrukcij s kameno volno kot polnilom".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru sta z uspehom zagovarjala svoji magistrski deli:

dne 16. decembra 2005: **Matjaž Korošec**, z naslovom: "Razvoj sistema za nadzor pretoka izdelkov z napovedovanjem ocene tveganja" in **Darinka Potočnik**, z naslovom: "Razvoj sistema preračuna stroškov za različne tehnologije proizvodnje toplote".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra znanosti.

### DIPLOMIRALISO

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta pridobila naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 22. decembra 2005: David KRALJ, Dejan LAMOVŠEK.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 22. decembra 2005: Peter HOZJAN, Urška SANCIN, Luka SIMONČIČ.

\*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 16. decembra 2005: Jože ČADONIČ, Robert HOČEVAR, Janez MAČEK;

dne 19. decembra 2005: Gorazd BARBIŠ, Benjamin MEDVED, Rajko PERME, Blaž ŠETER, Matija ŠTRUKELJ.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 22. decembra 2005: Tomaž JUS, Edvard KOVAČIČ, Boštjan PRESKAR, Simon ZUPAN.

## Navodila avtorjem - Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

- naslov, povzetek, besedilo članka in podnaslove slik v slovenskem in angleškem jeziku,
- dvojezične preglednice in slike (diagrami, risbe ali fotografije),
- seznam literature in
- podatke o avtorjih.

Strojniški vestnik izhaja od leta 1992 v dveh jezikih, tj. v slovenščini in angleščini, zato je obvezen prevod v angleščino. Obe besedili morata biti strokovno in jezikovno med seboj usklajeni. Članki naj bodo kratki in naj obsegajo približno 8 strani. Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini, vsebovati pa morajo angleški povzetek.

Za članke iz tujine (v primeru, da so vsi avtorji tujci) morajo prevod v slovenščino priskrbeti avtorji. Prevajanje lahko proti plačilu organizira uredništvo. Če je članek ocenjen kot znanstveni, je lahko objavljen tudi samo v angleščini s slovenskim povzetkom, ki ga pripravi uredništvo.

### VSEBINA ČLANKA

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

- Naslov, ki primerno opisuje vsebino članka.
- Povzetek, ki naj bo skrajšana oblika članka in naj ne presega 250 besed. Povzetek mora vsebovati osnove, jedro in cilje raziskave, uporabljeno metodologijo dela, povzetek rezultatov in osnovne sklepe.
- Uvod, v katerem naj bo pregled novejšega stanja in zadostne informacije za razumevanje ter pregled rezultatov dela, predstavljenih v članku.
- Teorija.
- Eksperimentalni del, ki naj vsebuje podatke o postavitvi preskusa in metode, uporabljene pri pridobitvi rezultatov.
- Rezultati, ki naj bodo jasno prikazani, po potrebi v obliki slik in preglednic.
- Razprava, v kateri naj bodo prikazane povezave in posplošitve, uporabljene za pridobitev rezultatov. Prikazana naj bo tudi pomembnost rezultatov in primerjava s poprej objavljenimi deli. (Zaradi narave posameznih raziskav so lahko rezultati in razprava, za jasnost in preprostejše bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke<sup>1</sup>.

### OBLIKA ČLANKA

Besedilo članka naj bo pripravljeno v urejevalniku Microsoft Word. Članek nam dostavite v elektronski obliki.

Ne uporabljajte urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata.

Enačbe naj bodo v besedilu postavljene v ločene vrstice in na desnem robu označene s tekočo številko v okroglih oklepajih

Papers submitted for publication should comprise:

- Title, Abstract, Main Body of Text and Figure Captions in Slovene and English,
- Bilingual Tables and Figures (graphs, drawings or photographs),
- List of references and
- Information about the authors.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published bilingually, in Slovenian and English. The two texts must be compatible both in terms of technical content and language. Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 pages. In exceptional cases, at the request of the authors, speciality papers may be written only in Slovene, but must include an English abstract.

For papers from abroad (in case that none of authors is Slovene) authors should provide Slovenian translation. Translation could be organised by editorial, but the authors have to pay for it. If the paper is reviewed as scientific, it can be published only in English language with Slovenian abstract, that is prepared by the editorial board.

### THE FORMAT OF THE PAPER

The paper should be written in the following format:

- A Title, which adequately describes the content of the paper.
- An Abstract, which should be viewed as a mini version of the paper and should not exceed 250 words. The Abstract should state the principal objectives and the scope of the investigation, the methodology employed, summarize the results and state the principal conclusions.
- An Introduction, which should provide a review of recent literature and sufficient background information to allow the results of the paper to be understood and evaluated.
- A Theory
- An Experimental section, which should provide details of the experimental set-up and the methods used for obtaining the results.
- A Results section, which should clearly and concisely present the data using figures and tables where appropriate.
- A Discussion section, which should describe the relationships and generalisations shown by the results and discuss the significance of the results making comparisons with previously published work. (Because of the nature of some studies it may be appropriate to combine the Results and Discussion sections into a single section to improve the clarity and make it easier for the reader.)
- Conclusions, which should present one or more conclusions that have been drawn from the results and subsequent discussion.
- References, which must be numbered consecutively in the text using square brackets [1] and collected together in a reference list at the end of the paper. Any footnotes should be indicated by the use of a superscript<sup>1</sup>.

### THE LAYOUT OF THE TEXT

Texts should be written in Microsoft Word format. Paper must be submitted in electronic version.

Do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering.

Equations should be on a separate line in the main body of the text and marked on the right-hand side of the page with numbers in round brackets.

### Enote in okrajšave

V besedilu, preglednicah in slikah uporabljajte le standardne označbe in okrajšave SI. Simbole fizikalnih veličin v besedilu pišite poševno (kurzivno), (npr.  $v$ ,  $T$ ,  $n$  itn.). Simbole enot, ki sestojijo iz črk, pa pokončno (npr.  $\text{ms}^{-1}$ , K, min, mm itn.).

Vse okrajšave naj bodo, ko se prvič pojavijo, napisane v celoti v **slovenskem jeziku**, npr. časovno spremenljiva geometrija (ČSG).

### Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v ločljivosti, primerni za tisk, v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Diagrami in risbe morajo biti pripravljene v vektorskem formatu.

Pri označevanju osi v diagramih, kadar je le mogoče, uporabite označbe veličin (npr.  $t$ ,  $v$ ,  $m$  itn.), da ni potrebno dvojezično označevanje. V diagramih z več krivuljami, mora biti vsaka krivulja označena. Pomen oznake mora biti pojasnjen v podnapisu slike.

**Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.**

### Preglednice

Preglednice morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot preglednica 1, preglednica 2 itn. V preglednicah ne uporabljajte izpisanih imen veličin, ampak samo ustrezne simbole, da se izognemo dvojezični podvojitvi imen. K fizikalnim veličinam, npr.  $t$  (pisano poševno), pripišite enote (pisano pokončno) v novo vrsto brez oklepajev.

**Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.**

### Seznam literature

Vsa literatura mora biti navedena v seznamu na koncu članka v prikazani obliki po vrsti za revije, zbornike in knjige:

- [1] A. Wagner, I. Bajsić, M. Fajdiga (2004) Measurement of the surface-temperature field in a fog lamp using resistance-based temperature detectors, *Stroj. vestn.* 2(2004), pp. 72-79.
- [2] Vesenjaj, M., Ren Z. (2003) Dinamična simulacija deformiranja cestne varnostne ograje pri naletu vozila. *Kuhljevi dnevi '03*, Zreče, 25.-26. september 2003.
- [3] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Tabellen, 16. Auflage. *Vieweg Verlag*, Wiesbaden.

### Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštna naslove in naslove elektronske pošte.

### SPREJEM ČLANKOV IN AVTORSKE PRAVICE

Uredništvo Strojniškega vestnika si pridržuje pravico do odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovno oceno recenzentov in morebitnem predlogu za krajšanje ali izpopolnitev ter terminološke in jezikovne korekture.

Avtor mora predložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvirno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Z objavo preidejo avtorske pravice na Strojniški vestnik. Pri morebitnih kasnejših objavah mora biti SV naveden kot vir.

### Units and abbreviations

Only standard SI symbols and abbreviations should be used in the text, tables and figures. Symbols for physical quantities in the text should be written in italics (e.g.  $v$ ,  $T$ ,  $n$ , etc.). Symbols for units that consist of letters should be in plain text (e.g.  $\text{ms}^{-1}$ , K, min, mm, etc.).

All abbreviations should be spelt out in full on first appearance, e.g., variable time geometry (VTG).

### Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Pictures may be saved in resolution good enough for printing in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, graphs and line drawings should be prepared as vector images.

When labelling axes, physical quantities, e.g.  $t$ ,  $v$ ,  $m$ , etc. should be used whenever possible to minimise the need to label the axes in two languages. Multi-curve graphs should have individual curves marked with a symbol, the meaning of the symbol should be explained in the figure caption.

**All figure captions must be bilingual.**

### Tables

Tables must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Table 1, Table 2, etc. The use of names for quantities in tables should be avoided if possible: corresponding symbols are preferred to minimise the need to use both Slovenian and English names. In addition to the physical quantity, e.g.  $t$  (in italics), units (normal text), should be added in new line without brackets.

**All table captions must be bilingual.**

### The list of references

References should be collected at the end of the paper in the following styles for journals, proceedings and books, respectively:

- [1] A. Wagner, I. Bajsić, M. Fajdiga (2004) Measurement of the surface-temperature field in a fog lamp using resistance-based temperature detectors, *Stroj. vestn.* 2(2004), pp. 72-79.
- [2] Vesenjaj, M., Ren Z. (2003) Dinamična simulacija deformiranja cestne varnostne ograje pri naletu vozila. *Kuhljevi dnevi '03*, Zreče, 25.-26. september 2003.
- [3] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Tabellen, 16. Auflage. *Vieweg Verlag*, Wiesbaden.

### Author information

The information about the authors should be enclosed with the paper: names, complete postal and e-mail addresses.

### ACCEPTANCE OF PAPERS AND COPYRIGHT

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to decide whether a paper is acceptable for publication, obtain professional reviews for submitted papers, and if necessary, require changes to the content, length or language.

Authors must also enclose a written statement that the paper is original unpublished work, and not under consideration for publication elsewhere. On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The JME must be stated as a source in all later publications.