

**STROJNIŠKI****VESTNIK 12**

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 489 - 584

ISSN-0039-2480 . Stroj V . STJVAX

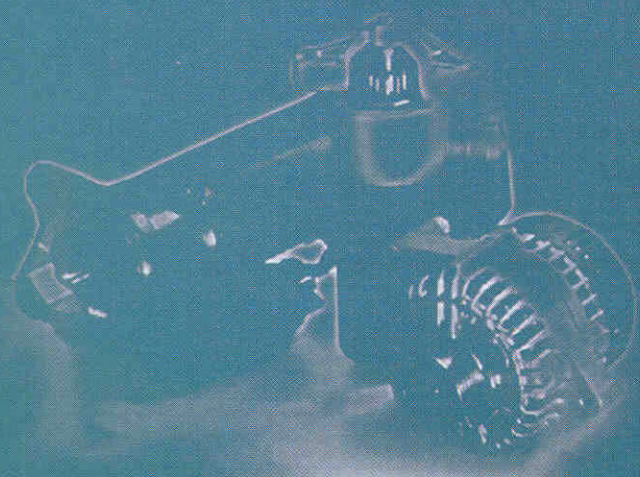
cena 800 SIT

1. Matematični model za numerično simuliranje procesa vbrizgavanja v visokotlačnem vbrizgalnem sistemu ECD-U2  
A Mathematical Model for Numerical Simulation of the Fuel Injection Process in the ECD-U2 High Pressure Injection System
2. Numerična analiza zaporednega tlačnega polnjenja pri hitrotekočih dizelskih motorjih  
Numerical Analysis of Sequential Turbocharging for High Speed Diesel Engines
3. Preskuševališča za testiranje pedalnega sklopa  
Test Stand for Brake Pedal Tests
4. Homologacija elementov prototipnega vozila  
Test Certificate of Elements for Vehicle Prototype
5. Trdnostna analiza rotorja ventilatorja borbenega vozila  
Strength Analysis of a Combat Vehicle Fan Rotor
6. Raziskave nosilnega okvira vozila Šinkovec MM  
Investigation of the Šinkovec MM Vehicle Tube Frame
7. Varjenje polizdelkov za nadaljnjo obdelavo - tehnologija prihodnosti v avtomobilski industriji  
Welding of Tailored Blanks for Further Treatment - Future Technology in Automotive Industry
8. Optimiranje motorjev - priprava motorja za elektronsko krmiljenje vbrizgavanja  
Optimisation of Engines - Preparation of an Engine for Electronic Injection Control



4. konferenca in razstava  
4<sup>th</sup> Conference and Exhibition

**Inovativna Avtomobilska Tehnologija**  
**Innovative Automotive Technology**



**Nova Gorica, Slovenija 8. - 9. april 1999**



Organizacija/Organization:

ZSITS SVM in Fakulteta za strojništvo - LAVEK, Ljubljana

AMETS AG and Faculty of Mechanical Engineering - LAVEK, Ljubljana

Glavni pokrovitelj:  
General sponsor:



Iskra Avtomobilski d.d.

Častni pokrovitelj:  
Honorary Patronage:



## Vsebina

### Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering  
letnik - volume 45, (1999), številka - number 12

#### Uvodnik

Novak, P.: Do 2000 in potem ...

#### Razprave

Kegl, B.: Matematični model za numerično simuliranje procesa vbrizgavanja v visokotlačnem vbrizgalnem sistemu ECD-U2

Medica, V.: Numerična analiza zaporednega tlačnega polnjenja pri hitrotekočih dizelskih motorjih

Kernc, J., Jurejevčič, T.: Preskuševališče za testiranje pedalnega sklopa

Kostanjevec, A., Malnarič, V., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Homologacija elementov prototipnega vozila

Kunc, R., Prebil, I., Hočevnar, M., Širok, B.: Trdnostna analiza rotorja ventilatorja borbenega vozila

Malnarič, V., Kostanjevec, A., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Raziskave nosilnega okvira vozila Šinkovec MM

Tušek, J.: Varjenje polizdelkov za nadaljnjo obdelavo - tehnologija prihodnosti v avtomobilski industriji

Avsec, J., Marčič, M.: Optimiranje motorjev - priprava motorja za elektronsko krmiljenje vbrizgavanja

#### Poročila

#### Strokovna literatura

#### Osebnosti

#### Navodila avtorjem

#### Vsebina 1999

#### Editorial

490 Novak, P.: To 2000 and beyond ...

#### Papers

Kegl, B.: A Mathematical Model for Numerical Simulation of the Fuel Injection Process in the ECD-U2 High Pressure Injection System

Medica, V.: Numerical Analysis of Sequential Turbocharging for High Speed Diesel Engines

Kernc, J., Jurejevčič, T.: Test Stand for Brake Pedal Tests

Kostanjevec, A., Malnarič, V., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Test Certificate of Elements for Vehicle Prototype

Kunc, R., Prebil, I., Hočevnar, M., Širok, B.: Strength Analysis of a Combat Vehicle Fan Rotor

Malnarič, V., Kostanjevec, A., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Investigation of the Šinkovec MM Vehicle Tube Frame

Tušek, J.: Welding of Tailored Blanks for Further Treatment - Future Technology in Automotive Industry

Avsec, J., Marčič, M.: Optimisation of Engines - Preparation of an Engine for Electronic Injection Control

#### Reports

#### Professional Literature

#### Personal Events

#### Instructions for Authors

#### Contents 1999

## Uvodnik

### Editorial

#### Do 2000 in potem ... To 2000 and beyond ...

Običaj je, da se ob koncu leta izdela bilanca uspeha. Tudi Strojniški vestnik ne more biti izjema. V petištiridesetem letu izhajanja se je uresničila dolgoletna želja ustanovitelja časopisa in njegovega prvega urednika prof. B. Krauta, da bi časopis izhajal mesečno. Z minimalno zamudo smo pripravili načrtovanih 12 števil, v slovenskem in angleškem jeziku. Izdali smo tudi posebno zelo obsežno številko z referati s kongresa DMMI'99 (Design to Manufacture in Modern Industry) v Podčetrku. Zaradi primerne vsebine, rednega izhajanja in spoštovanja bibliotekarskih norm smo v letošnjem letu prejeli tudi prvo triletno pogodbo o sofinansiranju revije od MZT, kar bo olajšalo izhajanje v naslednjem letu. Odprli smo spletno stran in se s tem vključili v svetovni informacijski sistem. SV izmenjujemo z več ko 40 knjižnicami, univerzami in strokovnimi organizacijami. V zameno dobivamo 22 revij, ki jih brezplačno oddajamo v knjižnico FS v Ljubljani. Objavili smo tudi 21 recenzij in podarili tej knjižnici 19 knjig v vrednosti okoli 100.000 SIT.

Ob novem letu, s tako lepo okroglo številko, kakršna je leto 2000, pa ni dovolj le pregled o delu zadnjega leta. V 10. številki SV, ki je bila posvečena 80. obletnici študija strojništva na Slovenskem, je kolega prof. J. Puhar lepo podal preteklo zgodovino SV in opozoril na nekatere pomembne vsebinske pomanjkljivosti v naši reviji, ki so objektivne in subjektivne narave. Teh ugotovitev ne bomo ponavljali. Treba pa je povedati, da smo leta 1992 napravili prelomnico in pričeli izdajati SV v slovenskem in angleškem jeziku. S tem je postala vsebina dostopna tudi vsem v tujini, ki obvladajo angleščino. SV so začeli s to spremembo tudi voditi v SCI-Expanded ISI. Dvojezično izhajanje je pomembno tudi iz terminoloških razlogov. Z vzporednim besedilom v angleškem jeziku ponujamo slovenskim strokovnjakom neke vrste terminološki servis ustreznih prevodov angleških strokovnih izrazov, ki jih nujno potrebujejo pri sodelovanju ali trgovanju s tujino. Za zgodovino SV je prav, da se ob tej priložnosti spomnimo tudi tistih, ki so v ozadju prispevali k njegovemu uspehu. To so nekdanje sodelavke SV: Danica Stare, Marja Bleiweis, Hilda Miklič, Milica Paulin, Jožica

It is normal to draw up a balance sheet at the end of the year, and at the Journal of Mechanical Engineering there should be no exceptions. In its forty-fifth year of publication, the long-standing wish of the journal's founder and first editor, Prof. B. Kraut, finally came true: the journal became a monthly. With minimal delays we prepared the planned 12 issues in the Slovene and English languages. We also published a very extensive special issue with papers from the DMMI'99 (Design to Manufacture in Modern Industry) congress in Podčetrtek. Due to our appropriate contents, regular publication and respect for bibliographic standards, we were awarded our first three-year contract for co-financing the journal by the Ministry of Science and Technology, which will make publication easier in the coming year. We set up a home page and with this plugged ourselves into the global information system. We exchange the Journal of Mechanical Engineering (JME) with more than 40 libraries, universities and professional organisations. We receive 22 journals in exchange, which we supply free of charge to the library at the Faculty of Mechanical Engineering in Ljubljana. We also published 21 reviews and donated 19 books to this library at a value of approx. SIT 100.000.

With the coming of a year with such a wonderfully round number as 2000, a look back only on the work of the previous year simply would not suffice. In issue no. 10 of the JME, which was dedicated to the 80th anniversary of the study of mechanical engineering in Slovenia, my colleague Prof. J. Puhar gave a fine account of the history of the JME and pointed out some important shortcomings in the content of our journal, both of an objective and a subjective nature. We will not repeat these findings here; it is necessary only to state that in 1992 we passed a turning point and began, at the suggestion of the then dean of the Faculty, to publish the JME in both the Slovene and English languages. With this the journal became accessible to all those abroad who understand English. At this time the JME was also included in the SCI-Expanded ISI indexing system. Bilingual publication is also important for terminological reasons. With parallel texts in English we offer Slovene professionals a form of a terminological service for the adequate English translations of professional terms, which are vital for co-operating or doing business abroad. It would be appropriate for the history of the JME that we take this occasion to remember those in the background who have contributed to its success: former employees Danica Stare, Marja Bleiweis, Hilda Miklič, Milica

Novak, Vida Mužar in sodelavke, ki še dandanes skrbijo zanj: Anja Baras roj. Kraut, Tončka Poličnik ter Suzana Domjan, ki je prevzela tehnično uredništvo po upokojitvi Anje Baras.

Poleg uspehov moramo opozoriti tudi na nekatere pomanjkljivosti. Pri tem mislim predvsem na prispevke iz industrije, projektantskih in drugih organizacij, pomembnih za razvoj strojništva v Sloveniji. Kljub številnim prizadevanjem nam ni uspelo obnoviti nekoč dobrih rubrik "Iz prakse za prakso" ter rubrike "Poročila podjetij". Morda je vpliv družbenih sprememb premočan in interes olastninjenih podjetij premajhen, da bi objavljali svoje dosežke. Danes je primitivni marketing z raznimi oglasi v popularnih medijih veliko bolj pomemben, kakor pa poročanje strokovni javnosti o dosežkih inženirjev v praksi. Vodstva podjetij ne stimulirajo piscev, uredništvo SV pa jih ne sme honorirati (da ne bi izgubili zelo pomembne finančne podpore MZT). Idealistov pa je vedno manj. Tudi velika začetna zagnanost ZSITS v letu 1999 je popustila. Še več, namesto, da bi se sile za izboljšanje SV združile, so pričeli izdajati svoj "Informator", ki naj bi uspešneje in hitreje informiral članstvo, kakor to uspeva SV. Žal so v celotnem letu, kljub izdatni pomoči sodelavke iz uredništva SV, izdali le štiri številke. Slovenci žal ne moremo iz svoje kože in ne znamo, ali ne želimo, delati skupaj. V času svetovih povezovanj in prave globalizacije tehnike ni potrebno samo tesno in usklajeno sodelovanje v okviru Slovenije, razmišljati bomo morali tudi o mednarodnem sodelovanju. Uredništvo in izdajateljski svet bi morala v bližnji prihodnosti razpravljati o internacionalizaciji revije in povabiti k sodelovanju širšo strokovno javnost iz dežel CEFTE in ne nazadnje tudi novih držav na Balkanu. Slovenija je bila vedno med tehnološko najnaprednejšimi v tem delu sveta in ni razlogov, da bi se v samostojni Sloveniji temu odpovedali.

Sodelovanje obeh fakultet pri vsebinskem oblikovanju SV je sicer dobro, vendar je še vedno premalo objav rezultatov znanstveno-raziskovalnega dela, predvsem člankov iz opravljenih magistrskih in doktoratov. Ob spremljanju številnih diplom sem prišel do ugotovitev, da jih je med njimi veliko, ki bi zaslužile javno poročanje o njihovi vsebini. Nekatere med njimi dosegajo raven specialističnih ali skoraj magistrskih del. Zakaj se mentorji bojijo objav? Zakaj ne vzpodbujajo svojih diplomantov, da bi rezultate objavili? Ali se vodstvu fakultet ne zavedata zamujenih priložnosti za mednarodno predstavitev kakovosti

Paulin, Jožica Novak and Vida Mužar, and the people who now run the editorial office: Anja Baras, nee Kraut, Tončka Poličnik and Suzana Domjan, who took over the position of technical editor upon Anja Baras' retirement.

In addition to the successes we should also mention our failures. Here I refer most of all to contributions from industrial, engineering and other organisations important to the development of mechanical engineering in Slovenia. Despite all our efforts we were unable to renew the once-thriving columns "Using Practice in Practice" and "Company Reports". Perhaps the influence of social changes has been too strong and the interest among privatised companies in publishing their achievements too small. Today, primitive marketing through various advertisements in popular media is much more important than reporting to the professional public on the achievements of engineers in practice. Company management does not encourage writers, and the editorial board of the JME cannot pay them honorariums (without losing the important financial support of the Ministry of Science and Technology). And there are increasingly fewer idealists. Even the great initial enthusiasm on the part of the Association of Mechanical Engineers and Technicians of Slovenia from 1999 has waned. Furthermore, instead of the forces for the improvement of the JME working together, they began to publish their own "Informer", which is supposed to provide information to its subscribers faster and more successfully than the JME. Unfortunately, despite a great amount of help from one of the employees at the editorial office of the JME, they were able to publish only four issues all year. Slovenes must be Slovenes, and unfortunately we either don't know how to or don't want to work together. In a time of global connections and the true globalisation of technology we don't need close and harmonised co-operation only in the framework of Slovenia; we will also have to consider international co-operation. The editorial board and the publishing council will have to discuss the internationalisation of the journal in the near future, and invite co-operation from within the ranks of the wider professional public from the CEFTA countries and the new countries in the Balkans as well. Slovenia has always been among the most technologically advanced regions in this part of the world, and there is no reason why this should be renounced in independent Slovenia.

The co-operation of both Slovenian faculties of mechanical engineering in the design of the content of the JME is a positive step, but there is still not enough publication of the results of scientific research – especially papers from successfully defended master's and doctoral theses. Having read numerous diploma reports, I have come to the realisation that many of them are deserving of publication. Some of them reach the level of specialist or even almost Master's work. Why are the supervisors afraid of publishing them? Why do they not encourage their graduates to publish their results? Is the faculty administration unaware of the lost opportunity for the international promotion of the quality of study

študija na slovenskih univerzah? Uredništvo tu ne more dosti pomagati.

V leto 2000 torej vstopamo s spoznanjem, da moramo okrepiti naše sodelovanje z industrijo, Gospodarsko zbornico Slovenije, z ZSITS in njenimi društvi in razmisliti o našem vstopu v mednarodno arena znanstvenih in strokovnih časopisov. Izboljšali bomo točnost izhajanja, povečali kakovost tiska in z delno uvedbo barvnega tiska, omogočili boljši prikaz rezultatov raziskav.

Za uspešno sodelovanje v preteklem letu se zahvaljujem vsem, ki so sodelovali pri ustvarjanju revije, še posebej pa urednikom posebnih ali tematskih števil, članom uredniškega odbora, izdajateljskega sveta, domačim in tujim recenzentom ter seveda vsem avtorjem.

Posebna zahvala gre Ministrstvu za znanost in tehnologijo, ki nam s svojo finančno pomočjo omogoča redno izhajanje.

Želim vsem zdravo, uspehov polno leto 2000, ki naj vsem prinese veliko osebne sreče in zadovoljstva pri znanstvenem, strokovnem, pedagoškem ali upravljalnem delu. Seveda pa želim s tem poudariti, da ne živimo zato, da delamo; delajmo zato, da bi sami in vsi na svetu bolje živeli.

Glavni urednik  
prof.dr. Peter Novak

at Slovenian universities? Unfortunately, this is a situation which the editorial board is unable to influence.

We therefore enter the year 2000 with the knowledge that we must increase our co-operation with industry, the Chamber of Commerce and Industry of Slovenia, the Association of Mechanical Engineers and Technicians of Slovenia and its societies, and think about our entrance into the international arena of scientific and professional journals. We shall improve the promptness of publication, increase the print quality, and with the partial introduction of colour printing enable better presentation of research results.

I would like to thank everybody who co-operated in the past year in the creation of the journal, especially the editors of the special or thematic issues, members of the editorial board, publishing council, domestic and foreign reviewers and of course all the authors.

Special thanks are due to the Ministry of Science and Technology, who enable regular publication through their financial assistance.

I wish you all a healthy, successful New Year 2000, and hope that it brings you great personal happiness and satisfaction in your scientific, professional, pedagogical or managerial work. Of course with this I wish to emphasise that we do not live only to work; rather, we should work in order that we and everybody on earth would live better.

Editor-in-chief  
Prof.Dr. Peter Novak

## Matematični model za numerično simuliranje procesa vbrizgavanja v visokotlačnem vbrizgalnem sistemu ECD-U2

### A Mathematical Model for Numerical Simulation of the Fuel Injection Process in the ECD-U2 High Pressure Injection System

-----  
Breda Kegj

*V prispevku je predstavljen matematični model za numerično simuliranje procesa vbrizgavanja v elektronsko krmiljenem visokotlačnem vbrizgalnem sistemu ECD-U2 za dizelske motorje tovornih vozil. Matematični model temelji na predpostavki, da je tlak vbrizgavanja na izbranem delovnem režimu nespremenljiv. Glede na to je pozornost posvečena predvsem procesom, ki potekajo v vbrizgalni šobi. Obravnavane so različne izvedbe vbrizgalne šobe. Tako se lahko v modelu izbira med dvema različnima tipoma solenoidnih ventilov kakor tudi med uporabo dušilne ploščice ali hidravličnega ventila. Vplivi različnih elementov na karakteristike procesa vbrizgavanja so na podlagi numeričnih rezultatov na kratko analizirani.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji dieselski, vbrizgavanje goriva, simuliranje numerično, karakteristike vbrizgavanja)**

*In this paper a mathematical model for numerical simulation of the fuel injection process in the electronically controlled high pressure ECD-U2 fuel injection system for a Diesel truck engine is presented. The proposed mathematical model is based on the assumption that the injection pressure of a selected engine operating regime is kept constant. Keeping this in mind, attention is focused on the processes in the injector. Several configurations of the injector are considered. Consequently, it is possible to choose between two different types of solenoid valves, as well as between the return and the boot valve. The influence of different parameters on the injection characteristics is discussed briefly using the obtained numerical results.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: Diesel engine, injection process, numerical simulations, injection characteristics)**

#### 0 UVOD

Želja po hkratnem zmanjšanju škodljive emisije izpušnih plinov, hrupa, specifične porabe goriva in povečanju zmogljivosti dizelskega motorja tovornih vozil terja poleg visokotlačnega vbrizgavanja tudi boljše krmiljenje sistema za vbrizgavanje goriva. Za uresničitev omenjenih zahtev so dandanes razviti številni vbrizgalni sistemi za dizelske motorje tovornih vozil. Eden izmed uspešnejših je visokotlačni vbrizgalni sistem ECD-U2 proizvajalca Nippondenso, ki se od leta 1995 vgrajuje v 8-litrski motorje Hino. Krmiljenje sistema ECD-U2 lahko minimizira spreminjanje količine goriva med posameznimi valji ter zagotavlja manjši hrup od osnovnega za 3,5 dBA in manjše vibracije kabine za 50 odstotkov [1]. Poudariti je treba, da je z majhnimi prilagoditvami v konstrukciji okrova vbrizgalne šobe ta sistem primeren za vgradnjo v različne motorje [3] in da ima odlične karakteristike procesa vbrizgavanja. Za še nadaljnje izboljšanje teh karakteristik pa je potrebno dobro

#### 0 INTRODUCTION

In order to simultaneously improve the emission, noise, specific fuel consumption and Diesel engine performance characteristics, high pressure fuel injection as well as full injection control are required for the injection system. To meet these requirements, several injection systems have been developed for medium-duty Diesel engines. One of the most successful injection systems for truck Diesel engines is the Nippondenso's ECD-U2 system, which has been built into 8-liter Hino engines since 1995. The ECD-U2 control system minimizes the differences in fuelling between several cylinders and insures about 3.5 dBA lower noise level and 50 % less vibration of the cabin [1]. It must be pointed out that this system can also be readily adapted to various engines since only a slight modification of the nozzle holder design is necessary [3], and that this system has excellent injection process characteristics. Further improvement of these characteristics requires

poznavanje procesa vbrizgavanja in vpliva različnih elementov vbrizgalnega sistema na karakteristike vbrizgavanja. V ta namen smo za sistem ECD-U2 razvili ustrezen matematični model za numerično simuliranje procesov vbrizgavanja, ki je predstavljen v tem prispevku.

## 1 SISTEM ZA VBRIZGAVANJE GORIVA ECD-U2

Sistem ECD-U2 je sestavljen iz visokotlačne tlačilke, visokotlačne komore, vbrizgalne šobe, elektronske krmilne enote (EKE - ECU) in različnih zaznaval (sl. 1, [1] do [4]). Tlak v visokotlačni komori se prek krmilnega ventila tlačilke spreminja glede na tlačeno količino goriva visokotlačne tlačilke. Nadzira se prek zaznavala tlaka goriva in krmili glede na načrtovano vrednost v odvisnosti od obremenitve in vrtilne frekvence motorja (krmiljenje tlaka s povratno zvezo). Gorivo je pod tem tlakom vodeno do vbrizgalne šobe kakor običajno, dodatno pa še na zadnjo stran šobe.

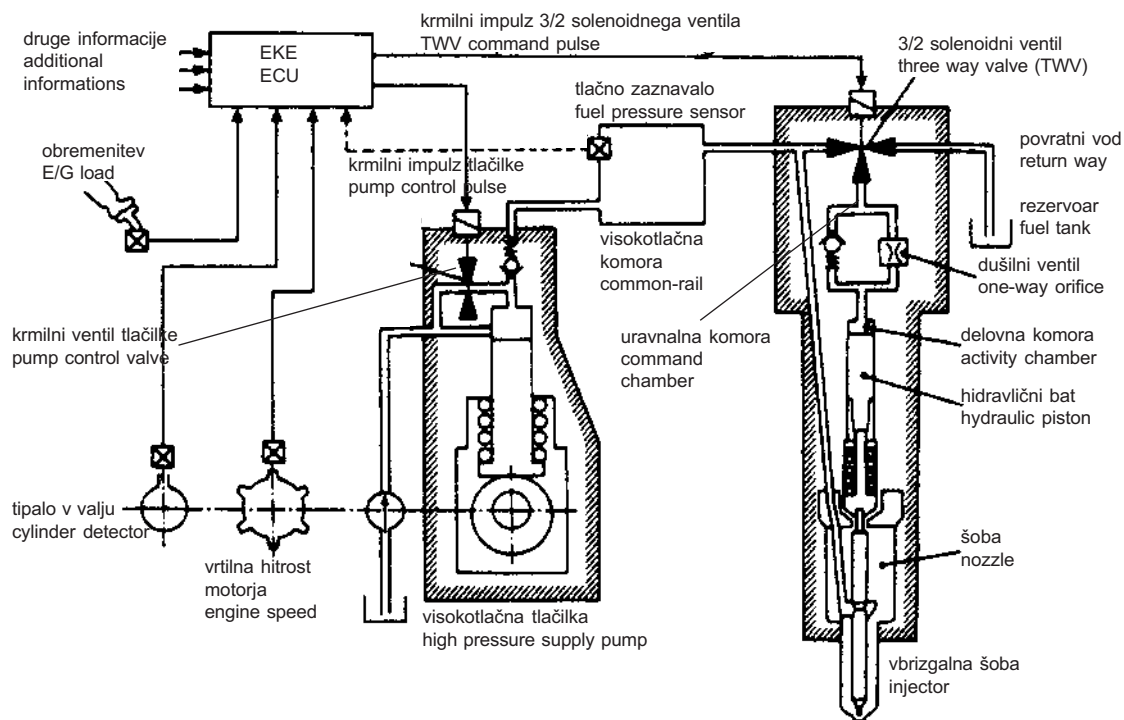
Vbrizgana količina goriva in začetek vbrizgavanja se spreminjata v odvisnosti od velikosti tlaka na zadnji strani šobe z uporabo elektromagnetnega (3/2 solenoidnega) ventila. Začetek vbrizgavanja je krmiljen z začetkom impulza od ECU do ventila 3/2, vbrizgana količina goriva pa z dolžino trajanja tega impulza.

good knowledge of the injection process and of the influence of different injection system elements on the injection characteristics. For this purpose, a mathematical model for numerical simulation of the injection process has been developed. This model is discussed in the present paper.

## 1 THE ECD-U2 FUEL INJECTION SYSTEM

The ECD-U2 injection system is comprised of the electronically-controlled high pressure supply pump, the common rail, the electronically-controlled injectors, the electronic control unit (ECU) and various sensors (Fig.1, [1] to [4]). The common rail pressure is constantly maintained at the value required by the engine by regulating the fuel delivery from the high pressure supply pump with the pump control valve (PCV). The common rail pressure is detected by a sensor installed on the common rail. Pressure feedback control is used so that the detected common rail pressure coincides with the optimum value set in accordance with engine speed and load. The common rail pressure is applied to the pressure chamber of the nozzle and to the command chamber on the hydraulic piston interlocked with the nozzle needle.

Injection quantity and timing are controlled by the nozzle needle which is opened or closed via the hydraulic piston. The nozzle needle, in turn, is controlled by the pressure in the command chamber which is turned on and off by a three-way valve (TWV or 3/2 valve). The start of the injection is controlled by the start of TWV command pulse from ECU; meanwhile, the fuelling is controlled by the duration of this pulse.

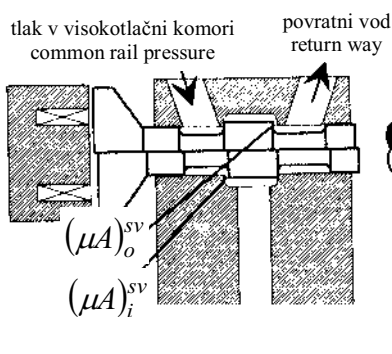


Sl. 1. Shema sistema ECD-U2  
Fig. 1. Schematic of the system ECD-U2

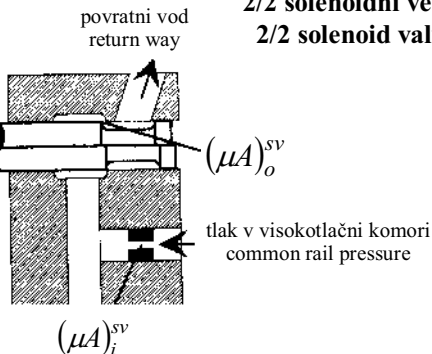
Solenoidni ventil 3/2 je aktiviran, ko dobi ustrezeni krmilni impulz iz ECU. Takrat spusti gorivo iz prostora nad hidravličnim batom v povratni vod. V tem trenutku se tlak pod solenoidnim ventilom v uravnavni komori hitro zniža od tlaka v visokotlačni komori do atmosferskega tlaka, medtem ko se tlak v delovni komori pod dušilnim ventilom znižuje postopoma zaradi dušenja skozi majhno izvrtino dušilnega ventila. Zaradi tega postopno narašča dvig igle, kar je ugodno za proces zgorevanja. Tako dobimo t.im. delta tip karakteristike vbrizgavanja.

Pri sistemu ECD-U2 je namesto solenoidnega ventila 3/2 mogoča tudi uporaba izvedbe 2/2 [6] (sl. 2). Pri solenoidnem ventilu 2/2 je dejanski pretočni prerez skozi izvrtino, ki povezuje visokotlačno z uravnavno komoro, nespremenljiv. Temu ustrezne so razlike pri poteku karakteristike vbrizgavanja.

### 3/2 solenoidni ventil 3/2 solenoid valve



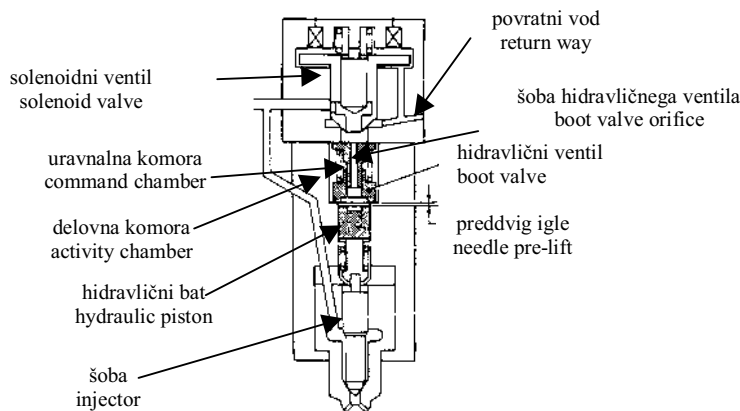
### 2/2 solenoidni ventil 2/2 solenoid valve



Sl. 2. Shema 3/2 in 2/2 solenoidnih ventilov  
Fig. 2. Schematic of the 3/2 and 2/2 solenoid valves

Za doseg stopničastega tipa karakteristike vbrizgavanja se namesto dušilnega ventila uporablja hidravlični ventil, (sl. 3) [5]. V tem primeru je reža med hidravličnim batom in ventilom predvig igle.

A boot shape injection rate is obtained using the boot (hydraulic) valve, placing the return valve in an ordinary injector. This boot valve is installed below the solenoid valve (Fig. 3) [5]. The gap between the boot valve and the hydraulic piston is the adjustable pre-lift.



Sl. 3. Shema vbrizgalne šobe s hidravličnim ventilom  
Fig. 3. Schematic of the injector nozzle with hydraulic valve



Pri zagonu solenoidnega ventila je ustvarjena povezava med hidravličnim batom in povratnim vodom. Tlak v komandni komori zato hitro pade in omogoči dvig igle do velikosti preddviga. Tedaj je hidravlični ventil v dotiku s hidravličnim ventilom. Igla ostane na ravni preddviga, dokler ni premagana sila vzmeti. Takrat začne tlak v delovni komori upadati zaradi iztekanja goriva skozi izvrtino v hidravličnem ventilu. Rezultat tega iztekanja je nadaljnji dvig igle vbrizgalne šobe. Ko se nato solenoidni ventil izklopi, se tlak v uravnavni komori hitro zviša in deluje neposredno na hidravlični bat. Igla se naglo spusti na sedež.

## 2 NUMERIČNO SIMULIRANJE PROCESOV V VBRIZGALNI ŠOBI

V matematičnem modelu je predpostavljen nespremenljiv tlak v visokotlačni komori, ki je enak tlaku vbrizgavanja  $p_{cr}$  [6]. V nadaljevanju so predstavljene samo osnovne enačbe za simuliranje procesov v vbrizgalni šobi sistema ECD-U2 z uporabo dušilnega ventila in potrebne korekcije v primeru uporabe hidravličnega ventila.

### 2.1 Vbrizgalna šoba z uporabo dušilnega ventila

Kontinuitetna enačba za uravnavno komoro je predstavljena z naslednjim izrazom:

$$\begin{aligned} \frac{dp_{cc}}{dt} \frac{V_{cc}}{E} = & (\mu A)_i^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cr} - p_{cc}|} \operatorname{sgn}(p_{cr} - p_{cc}) + \\ & + (\mu A)_o^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{am} - p_{cr}|} \operatorname{sgn}(p_{am} - p_{cr}) - \\ & - A_{sv} v_{sv} - (\mu A)_{rv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cc} - p_{ac}|} \operatorname{sgn}(p_{cc} - p_{ac}) - A_{rv} v_{rv} \end{aligned} \quad (1),$$

kjer so  $p$  - tlak,  $V$  - prostornina,  $E$  - modul elastičnosti,  $t$  - čas,  $\mu A$  - dejanski pretočni prerez,  $A$  - prerez,  $v$  - hitrost,  $\rho$  - gostota. Indeks pa označuje element ali prostor, na katerega se posamezna količina nanaša: cc - uravnavna komora, sv - solenoidni ventil, i - vstop, cr - visokotlačna komora, o - izstop, am - okolica in rv - dušilni ventil.

Kontinuitetno enačbo za delovno komoro lahko zapišemo:

$$\frac{dp_{ac}}{dt} \frac{V_{ac}}{E} = (\mu A)_{rv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cc} - p_{ac}|} \operatorname{sgn}(p_{cc} - p_{ac}) + A_{rv} v_{rv} + A_{ap} v_n \quad (2),$$

kjer se indeks ap nanaša na hidravlični bat, n pa na iglo vbrizgalne šobe.

V enačbah gibanja dušilnega ventila:

$$\frac{dh_{rv}}{dt} = \begin{cases} 0, & F_{rv} \geq 0 \quad \text{in} \quad h_{rv} = h_{maks}^{rv} \\ 0, & F_{rv} \leq 0 \quad \text{in} \quad h_{rv} = 0 \\ v_{rv}, & \text{v drugih primerih / otherwise} \end{cases} \quad (3),$$

When the solenoid valve is energized, the command chamber is connected with the fuel tank. The pressure in the command chamber is quickly reduced and the nozzle needle rises to the height of the needle pre-lift. At this moment, the boot valve comes into contact with the hydraulic piston. The nozzle needle is temporarily stopped at a small pre-lift point as long as the spring force holds. By that time, the pressure in the activity chamber starts to reduce because of the fuel flowing through the boot orifice. This results in further rising of nozzle needle. When the solenoid valve is de-energized, the pressure in the command chamber quickly increases, directly influencing the hydraulic piston. The nozzle needle is closed quickly, and a sharp termination of the injection is obtained.

## 2 THE NUMERICAL SIMULATION OF THE PROCESSES IN THE INJECTOR

In the mathematical model, the common rail pressure is assumed to be constant and equal to the injection pressure,  $p_{cr}$  [6]. In the following section, the basic equations for simulation of the processes in the injector of the ECD-U2 system are presented. The first set of equations assumes the use of the return valve, while the necessary corrections for the boot valve are given in the second set.

### 2.1 Injector using the return valve

The equation of continuity for the command chamber is written as follows:

where the symbol  $p$  denotes the pressure,  $V$  - the volume,  $E$  - the modulus of elasticity,  $t$  - time,  $\mu A$  - the effective flow area,  $A$  - the area,  $v$  - the velocity and  $\rho$  - the density. The indices denote the element or a corresponding chamber as follows: cc - command chamber, sv - solenoid valve, i - inlet, cr - "common rail", o - outlet, am - ambient and rv - return valve.

Equation of continuity for the activity chamber is written as

where the indices ap and n are related to the hydraulic piston and to the nozzle needle, respectively.

In the equations of motion of the return valve:

$$\frac{dv_{rv}}{dt} = \begin{cases} 0, & F_{rv} \geq 0 \text{ in } h_{rv} = h_{maks}^{rv} \\ 0, & F_{rv} \leq 0 \text{ in } h_{rv} = 0 \\ F_{rv} / m_{rv}, & \text{v drugih primerih / otherwise} \end{cases} \quad (4)$$

pomeni simbol

$F_{rv} = A_{rv}(p_{cc} - p_{ac}) - F_0^{rv} - C_{rv}(h_{rv} + h_n)$  silo na dušilni ventil,  $h$  - dvig,  $m$  - maso gibajočih se delov,  $F_0$  - silo prednapetja vzmeti in  $C$  - togost vzmeti.

Enačbi gibanja igle vbrizgalne šobe sta zapisani z naslednjima izrazoma:

of the return valve, the symbol

$F_{rv} = A_{rv}(p_{cc} - p_{ac}) - F_0^{rv} - C_{rv}(h_{rv} + h_n)$  denotes the force on the return valve, where  $h$  is the lift,  $m$  is the mass of the moving parts,  $F_0$  is the pre-loading force and  $C$  is the spring stiffness.

The equations of motion, related to the nozzle needle, are given by the following expressions:

$$\frac{dh_n}{dt} = \begin{cases} 0, & F_n \geq 0 \text{ in } h_n = h_{maks}^n \\ 0, & F_n \leq 0 \text{ in } h_n = 0 \\ v_n, & \text{v drugih primerih / otherwise} \end{cases} \quad (5),$$

$$\frac{dv_n}{dt} = \begin{cases} 0, & F_n \geq 0 \text{ in } h_n = h_{maks}^n \\ 0, & F_n \leq 0 \text{ in } h_n = 0 \\ F_n / m_{n+ap}, & \text{v drugih primerih / otherwise} \end{cases} \quad (6),$$

kjer je sila na iglo:

where represents the force acting on the needle:

$$F_n = p_{cr}(A_{st}^n - A_{se}^n) + p_{sac}A_{sc}^n - p_{ac}A_{ap} - F_0^n - C_n h_n - F_0^{rv} - C_{rv}(h_{rv} + h_n)$$

$$p_{sac} = \frac{k^2}{1-k^2}(p_{cr} - p_{am}) + p_{am}, \quad k = \frac{(\mu A)_{in}}{(\mu A)_{maks}^n}$$

indeks in označuje vbrizgalno šobo, st steblo in se sedež igle.

Karakteristiko vbrizgavanja  $\dot{q}$  določimo z izrazom:

the index  $n$  denotes the injector,  $st$  the needle stem and  $se$  the needle seat.

The injection rate  $\dot{q}$  is determined as follows:

$$\dot{q} = (\mu A)_{in} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_{cr} - p_{am})} \quad (7).$$

## 2.2 Vbrizgalna šoba z uporabo hidravličnega ventila

## 2.2 Injector using the boot valve

V primeru uporabe hidravličnega ventila (indeks hv) enačbo (1) zapišemo v odvisnosti od lege igle glede na predvig igle  $h_{nl}$ :

In the case of using the boot valve (index hv), the equation (1) is written with dependence upon the nozzle needle pre-lift  $h_{nl}$  as:

$$h_n < h_{nl} : \frac{dp_{cc}}{dt} \frac{V_{cc}}{E} = (\mu A)_i^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cr} - p_{cc}| \text{sgn}(p_{cr} - p_{cc})} + (\mu A)_o^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{am} - p_{cr}| \text{sgn}(p_{am} - p_{cr})} - A_{sv} v_{sv} - (\mu A)_{hv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cc} - p_{ac}| \text{sgn}(p_{cc} - p_{ac})} + A_{ap} v_n \quad (8),$$

or:

oziroma:

$$h_n \geq h_{nl} : \frac{dp_{cc}}{dt} \frac{V_{cc}}{E} = (\mu A)_i^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cr} - p_{cc}| \text{sgn}(p_{cr} - p_{cc})} + (\mu A)_o^{sv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{am} - p_{cr}| \text{sgn}(p_{am} - p_{cr})} - A_{sv} v_{sv} - (\mu A)_{hv} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{cc} - p_{ac}| \text{sgn}(p_{cc} - p_{ac})} - A_{hv} v_{hv} \quad (9).$$

Kontinuitetna enačba (2) ima sedaj nekoliko spremenjeno obliko:

The equation of continuity (2) has a new adapted form:

$$\frac{dp_{ac}}{dt} \frac{V_{ac}}{E} = (\mu A)_{hv} \sqrt{\frac{2}{\rho}} |p_{cc} - p_{ac}| \operatorname{sgn}(p_{cc} - p_{ac}) + A_{hv} v_{hv} \quad (10).$$

Enačbi gibanja hidravličnega ventila zapišemo podobno kakor pri dušilnem ventilu (enačbi (3) in (4)). Silo na hidravlični ventil  $F_{hv}$  pa določimo v odvisnosti od lege igle glede na preddvig:

$$h < h_{nl}: F_{hv} = p_{cc} A_{hv}^* - p_{ac} A_{hv}^{**} - F_0^{hv} - h_{hv} C_{hv}$$

$$h \geq h_{nl}: F_{hv} = p_{cr} (A_{st}^n - A_{se}^n) + p_{sac} A_{se}^n + p_{cc} A_{hv}^* - p_{ac} A_{hv}^{**} - h_{hv} C_{hv} - h_n C_n - F_0^{hv} - F_0^n$$

V enačbah (5) in (6), ki opisujejo gibanje igle vbrizgalne šobe, silo na iglo vbrizgalne šobe prav tako določamo glede na preddvig, in sicer:

$$h < h_{nl}: F_n = p_{cr} (A_{st}^n - A_{se}^n) + p_{sac} A_{se}^n - p_{cc} A_{ap} - F_0^n - h_n C_n$$

$$h \geq h_{nl}: F_n = p_{cr} (A_{st}^n - A_{se}^n) + p_{sac} A_{se}^n - p_{cc} A_{hv} - p_{ac} A_{hv}^{**} - h_{hv} C_{hv} - h_n C_n - F_0^{hv} - F_0^n$$

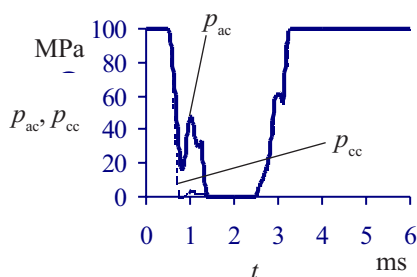
The equations of motion for the boot valve are written similarly as for the return valve ((3) and (4)). The force on the boot valve  $F_{hv}$  is determined with dependence upon the needle position with respect to needle pre-lift:

In equations (5) and (6), which determine the movement of the needle nozzle, the force on the needle can be determined as follows:

### 3 REZULTATI

Obravnavane so različne izvedbe sistema ECD-U2. Izračuni so izvedeni za premera izvrtine dušilne šobe  $d_{rv} = 0,3$  mm in  $d_{rv} = 0,2$  mm z uporabo solenoidnih ventilov 3/2 in 2/2, za premera izvrtine hidravličnega ventila  $d_{hv} = 0,2$  mm in  $d_{hv} = 0,3$  mm s preddvigom igle vbrizgalne šobe  $h_{nl} = 0,07$  mm in  $h_{nl} = 0,14$  mm. Preostali vhodni podatki so v vseh primerih enaki [2]. V vseh primerih znaša vbrizgana količina goriva  $177$  mm<sup>3</sup>/krožni proces pri vrtilni hitrosti  $1000$  min<sup>-1</sup> in tlaku vbrizgavanja  $100$  MPa. V nadaljevanju so prikazani poteki tlaka v uravnalni  $p_{cc}$  in v delovni  $p_{ac}$  komori ter karakteristike vbrizgavanja  $\dot{q}$ .

Na sliki 4 so prikazane osnovne karakteristike sistema z uporabo dušilnega ventila s premerom izvrtine  $d_{rv} = 0,3$  mm ter z uporabo solenoidnega ventila 3/2 pri enostopenjskem vbrizgu.



Sl. 4. Karakteristike procesa vbrizgavanja ( $d_{rv} = 0,3$  mm, 3/2 sv)

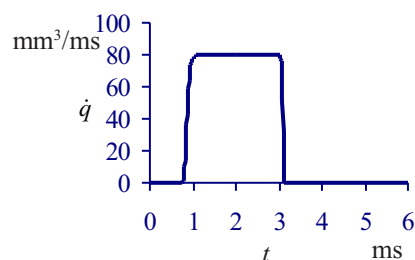
Fig. 4. Characteristics of the injection process ( $d_{rv} = 0.3$  mm, 3/2 sv)

Prikazani rezultati na sliki 4, dobljeni z matematičnim modelom, potrjujejo, da dušilni ventil omogoča delta tip karakteristike vbrizgavanja. Na obliko te karakteristike v veliki meri vpliva premer izvrtine dušilnega ventila. Rezultati pri enostopenjskem vbrizgu so prikazani na sliki 5.

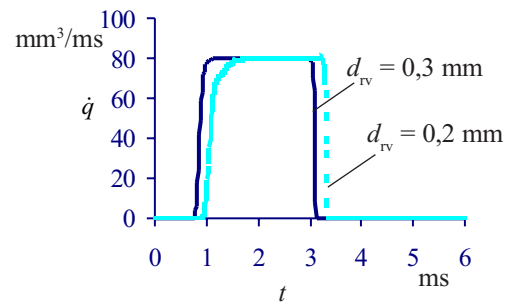
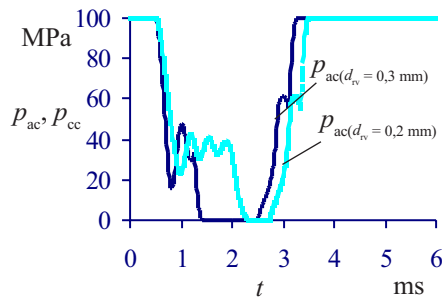
### 3 RESULTS

Several different configurations of the ECD-U2 system are considered. The calculations are performed for two different one-way orifice diameters ( $d_{rv} = 0.3$  mm and  $d_{rv} = 0.2$  mm) used with both types of the solenoid valve 3/2 and 2/2, and for boot orifice diameters ( $d_{hv} = 0.2$  mm and  $d_{hv} = 0.3$  mm) with nozzle needle pre-lifts  $h_{nl} = 0.07$  mm and  $h_{nl} = 0.14$  mm. All other input data remain the same [2]. In all cases, the fuelling is  $177$  mm<sup>3</sup>/cycle at the pump speed of  $1000$  min<sup>-1</sup> and injection pressure of  $100$  MPa. The following diagrams show the pressure in the command chamber  $p_{cc}$  and the pressure in the activity chamber  $p_{ac}$  as well as the shape of the injection rate history  $\dot{q}$ .

In Fig. 4, the basic characteristics of the injection system are shown by using the return valve with one-way orifice diameter of  $d_{rv} = 0.3$  mm and the 3/2 solenoid valve by one-stage injection.



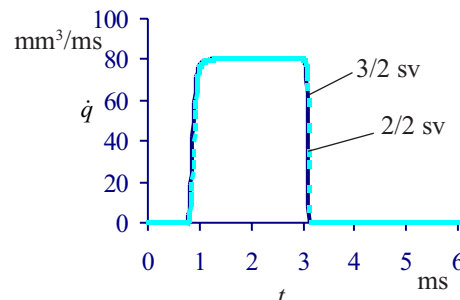
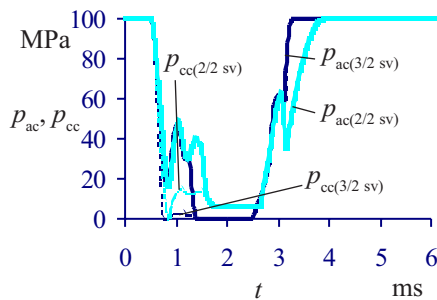
The results presented in Fig. 4, obtained by the proposed mathematical model, confirm the fact that the return valve enables the delta type of the injection rate history. The shape of this delta injection rate history mainly depends upon the diameter of the one-way orifice. The obtained results of one-stage injection are presented in Fig. 5.



Sl. 5. Vpliv različnega premera izvrtine dušilnega ventila (3/2 sv)  
Fig. 5. The influence of the different one-way orifice diameters (3/2 sv)

Na sliki 6 je prikazan vpliv različnih tipov solenoidnih ventilov. Kakor je razvidno, solenoidni ventil 3/2 omogoča nekoliko bolj strm začetek in konec karakteristike vbrizgavanja od ventila 2/2. To je posledica hitrejšega dviga in spusta igle vbrizgalne šobe oziroma poteka tlaka v uravnlalni in delovni komori.

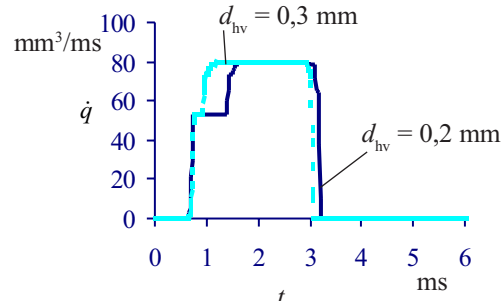
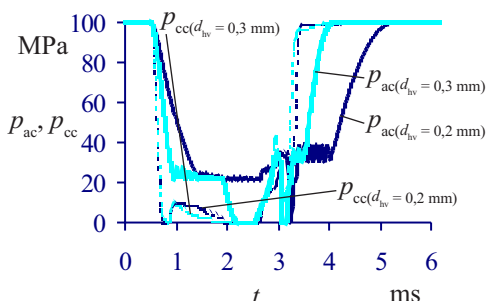
Fig. 6 it shows the influence of different types of solenoid valves. It is evident that the 3/2 solenoid valve enables somewhat faster start and end of the injection rate history than the 2/2 valve. This is the consequence of the needle opening and closing faster as well as the distribution of pressures in the command and the activity chamber.



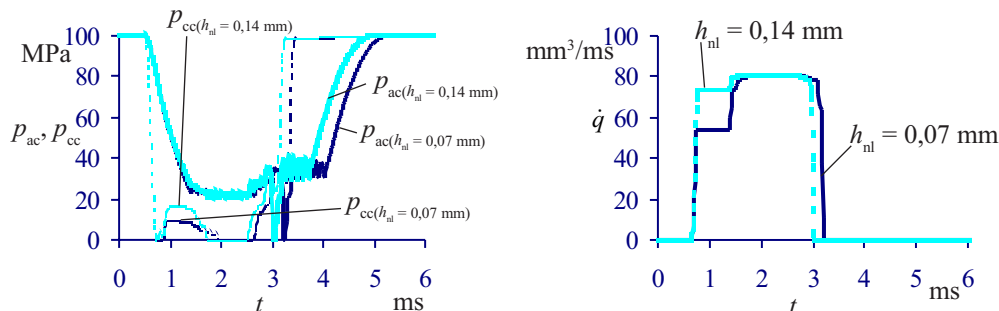
Sl. 6. Vpliv različnih tipov solenoidnih ventilov ( $d_{rv} = 0,3 \text{ mm}$ )  
Fig. 6. The influence of the different types of the solenoid valves ( $d_{rv} = 0,3 \text{ mm}$ )

Na stopničasto karakteristiko vbrizgavanja v primeru uporabe hidravličnega ventila zelo vplivata premer izvrtine ventila in predvig igle vbrizgalne šobe. To dejstvo potrjujejo tudi rezultati matematičnega modela, prikazani na slikah 7 in 8 za enostopenjski vbrizg.

The boot type of injection rate, obtained by using the boot valve, is influenced to a great extent by the boot orifice diameter and by the nozzle needle pre-lift. This fact is confirmed by the numerical results of the proposed mathematical model, which are presented in Fig. 7 and Fig. 8 for the one-stage injection.



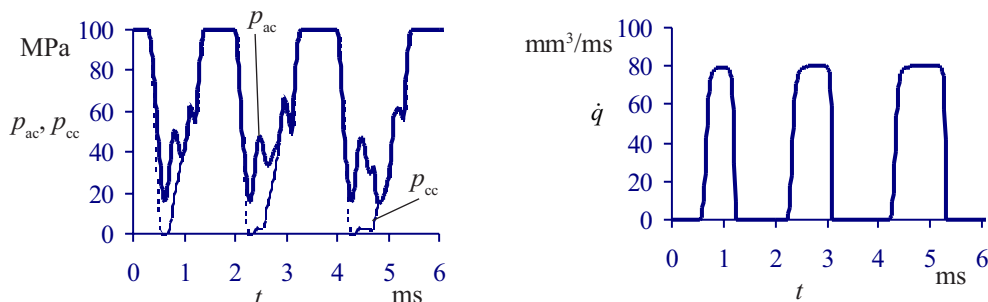
Sl. 7. Vpliv premera izvrtine hidravličnega ventila ( $h_{nl} = 0,07 \text{ mm}$ , 3/2 sv)  
Fig. 7. The influence of the nozzle of the hydraulic valve diameters ( $h_{nl} = 0,07 \text{ mm}$ , 3/2 sv)



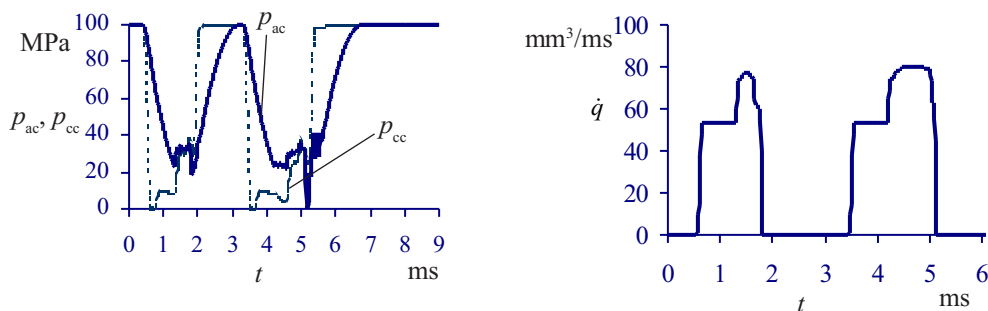
Sl. 8. Vpliv predviga igle vbrizgalne šobe ( $d_{hv} = 0,02$  mm, 3/2 sv)  
 Fig. 8. The influence of the needle prelift ( $d_{hv} = 0.02$  mm, 3/2 sv)

Sistem ECD-U2 omogoča, v katerikoli zgoraj opisani različici, tudi večstopenjsko vbrizgavanje. V primeru uporabe dušilnega ventila so prikazani rezultati za tristopenjski vbrizg (sl. 9), v primeru uporabe hidravličnega ventila pa za dvostopenjski vbrizg (sl. 10).

The ECD-U2 system also enables in all of the above-mentioned configurations a multi-stage injection. In the case of using the return valve, the results for three-stage injection are shown in Fig. 9. In the case of using the boot valve, the results for two-stage injection are given in Fig. 10.



Sl. 9. Karakteristike vbrizgavanja pri tristopenjskem vbrizgu ( $d_{rv} = 0,3$  mm, 3/2 sv)  
 Fig. 9. The injection characteristics using the three-stage injection ( $d_{rv} = 0.3$  mm, 3/2 sv)



Sl. 10. Karakteristike vbrizgavanja pri dvostopenjskem vbrizgu ( $d_{hv} = 0,2$  mm, 3/2 sv,  $h_{nl} = 0,07$  mm)  
 Fig. 10. The injection characteristics using the two-stage injection ( $d_{hv} = 0.2$  mm, 3/2 sv,  $h_{nl} = 0.07$  mm)

Grobo oceno procesa vbrizgavanja lahko podamo na podlagi prikazanih diagramov, slike 4 do 10 in vrednosti, zbranih v preglednici 1.

A rough estimation of the injection process can be made by using the diagrams presented in Fig. 4 to 10, and the characteristics values assembled in Table 1.

Najučinkovitejšo delta karakteristiko vbrizgavanja lahko dobimo z izbiro ustreznega premera izvrtine dušilnega ventila in ob uporabi solenoidnega ventila 3/2, primer 2 v preglednici 1. V primeru stopničaste enostopenjske karakteristike vbrizgavanja pa daje najugodnejše rezultate izvedba sistema ECD-U2, opisana v primeru 6. Optimalna

The very efficient delta shape of the injection rate history can be obtained with the choice of an appropriate one-way orifice diameter using the 3/2 solenoid valve (case 2 in Table 1). For the boot shape of the injection rate history for one-stage injection, the configuration of ECD-U2 system, given

oblika stopničaste karakteristike se doseže z optimalno izbiro velikosti preddviga igle vbrizgalne šobe in premera izvrtine v hidravličnem ventilu. V primerih 7 in 8 pa so potrjene splošno znane prednosti večstopenjskega vbrizgavanja. V preglednici 1 je podan tudi čas odprtja solenoidnega ventila  $t_{sv}^o$ , ki je potreben, da se v vseh primerih zagotovi enaka količina vbrizganega goriva.

in case 6, offers the best results. The optimal shape of the boot type of injection rate history can be obtained by using appropriate values of the nozzle needle pre-lift and the boot orifice diameter. Cases 7 and 8 confirm the well-known advantages of multi-stage injection. In Table 1, the solenoid valve opening time ( $t_{sv}^o$ ), necessary to assure the same fuelling in all discussed cases, is also given.

Preglednica 1. Čas vbrizgavanja  $t_{inj}$  v ms in srednja hitrost vbrizgavanja  $\bar{q}$  v  $mm^3/ms$   
Table 1. Injection time  $t_{inj}$  in ms and mean injection rate  $\bar{q}$  in  $mm^3/ms$

PRIMER EXAMPLE	1	2	3	4	5	6	7	8
$d_{rv}$ mm	0,3	0,2	0,3	-	-	-	0,3	-
$d_{hv}$ mm	-	-	-	0,2	0,3	0,2	-	0,2
$h_{nl}$ mm	-	-	-	0,07	0,07	0,14	-	0,07
tip/type sv	3/2	3/2	2/2	3/2	3/2	3/2	3/2	3/2
$t_{sv}^o$ ms	2,00	2,23	2,15	2,23	2,03	2,00	1,65	2,16
$t_{inj}$	3,11	3,05	3,15	3,20	3,05	3,02	2,64	2,93
$\bar{q}$	57,1	58,2	56,4	55,4	58,2	58,8	67,0	60,0

#### 4 SKLEP

Na temelju numeričnih rezultatov, ki so bili preverjeni tudi v podjetju Bosch [2], lahko povzamemo:

- Uporaba dušilnega ventila omogoča različne delta tipe karakteristike vbrizgavanja v odvisnosti od premera izvrtine dušilnega ventila, medtem ko uporaba hidravličnega ventila zagotavlja različne tipe stopničaste karakteristike vbrizgavanja v odvisnosti od premera izvrtine hidravličnega ventila in preddviga igle vbrizgalne šobe.
- Solenoidni ventil 3/2 daje ugodnejše karakteristike procesa vbrizgavanja kakor ventil 2/2, saj omogoča hitrejši konec vbrizgavanja in s tem manjšo emisijo saj.

#### ZAHVALA

Avtorica se zahvaljuje Ministrstvu za znanost in tehnologijo Republike Slovenije (Pogodba št. S2-7994-0795-96) za financiranje raziskovalnega projekta.

#### 4 CONCLUSION

On the basis of the numerically obtained results, which were confirmed by the company Bosch [2], it can be concluded:

- The use of the return valve enables different shapes of the delta injection rate history depending upon the one-way orifice diameter, while the use of the boot valve assures several shapes of boot injection rate histories depending upon the boot orifice diameter and the nozzle needle pre-lift.
- The 3/2 solenoid valve gives more suitable injection characteristics than the 2/2 solenoid valve because of faster termination of injection and consequently smaller soot emission.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

The author wishes to acknowledge the Ministry of Science and Technology of the Republic of Slovenia (Contract No. S2-7994-0795-96) for funding this research project.

5 LITERATURA  
5 REFERENCES

- [1] Johnson, P. (1996) Common rail injection developed for Hino engine. *High Speed Diesels&Drives*, 42-44.
- [2] Kegl, B. (1996) A simple numerical simulation of the processes in common rail injection system. Report BK/EM-2/97. Technische Universität Braunschweig, Institut für Verbrennungskraftmaschinen.
- [3] Miyaki, M., Fujisa, H., Masuda, A., Y, Yamamoto, Development of new electronically controlled fuel injection system ECD-U2 for Diesel engines, SAE 910252.
- [4] Nishijima, Y., Itoh, S., T. Iwanaga (1995) Injection rate shaping technology with common rail fuel system (ECD-U2). Seminar on Diesel fuel injection systems, *MEP London*, 147-161.
- [5] Omori, T. (1992) Electronic controlled fuel injection system for clean Diesel engine. *ATZ/MTZ Sonderheft Motor und Umwelt'92*, 28-30.
- [6] Prescher, K., Bauer, W., W. Schaffitz (1994) Common rail Einspritzsysteme mit drehzahlunabhängiger Charakteristik und hohem Einspritzdruck ein Zukunftspotential für den Dieselmotor. *VDI Verlag Reihe 12: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik Nr. 205*.

Naslov avtorice: doc. dr. Breda Kegl  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Mariboru  
Smetanova 17  
2000 Maribor

Author's Address: Doc.Dr. Breda Kegl  
Faculty of Mech. Engineering  
University of Maribor  
Smetanova 17  
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 15.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Numerična analiza zaporednega tlačnega polnjenja pri hitrotekočih dizelskih motorjih

### Numerical Analysis of Sequential Turbocharging for High Speed Diesel Engines

Vladimir Medica

*Tlačno polnjeni dizelski motorji za pogon cestnih in zunajcestnih vozil delujejo v širokem področju obremenitev in vrtilnih frekvenc, zato je izredno težko zadostiti potrebam motorja po zgorevalnem zraku samo z enim turbopuhalom. Poznamo različne načine tlačne polnitve, s katerimi lahko ta problem omejimo. V tem članku je analiziran način tlačnega polnjenja motorja z dvema (po potrebi) zaporedno vezanima turbopuhalom. Ti rezultati so primerjani z rezultati, dobljenimi na istem motorju, vendar enkrat z enim, običajnim turbopuhalom, drugič pa s turbopuhalom, ki ga poganja plinska turbina s spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika. Izvedena je tudi primerjava karakteristik motorja z vsemi tremi izvedbami pri ustaljenem in v prehodnem načinu delovanja. Rezultati kažejo določene prednosti zaporednega dvojnega tlačnega polnjenja za ustaljeno delovanje in delovanje motorja v prehodnih režimih.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji dieselski, polnjenje tlačno, modeliranje numerično, karakteristike)**

*Turbocharged diesel engines for road-going and off-road vehicles operate over a wide range of engine speeds and loads. It is very difficult to cover effectively the whole operational range using only one turbocharger, so many new strategies in the supercharging of such engines are available. In this paper, a Diesel engine using a sequential turbocharging system, comprising two turbochargers is analyzed. Results are compared with the same engine using a single turbocharger, with fixed turbine geometry, matched to the engine's operational range, and to the same engine equipped with a turbocharger with variable turbine geometry. Steady state and transient operational characteristics are compared. The results show some advantages of the sequential turbocharging system in steady state and transient engine operation.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: Diesel engine, turbocharging, numerical modelling, characteristics)**

#### 0 UVOD

Tlačno polnjenje tovornih vozil so uvedli že leta 1957 [2]. Uporaba in učinek tlačne polnitve sta preseгла vse meje, ki jih omogoča način polnjenja valjev pri danih okoliščinah. Prednosti tlačno polnjenih motorjev se kažejo v visokih vrednostih srednjega efektivnega tlaka in majhni emisiji škodljivih snovi v izpušnih plinih.

Pomanjkljivosti tlačno polnjenih motorjev so povezane z ožjim uporabnim področjem vrtilnih frekvenc motorja (zaradi česar včasih potrebujemo menjalnike z več prestavami), nižjim vrtilnim momentom motorja pri nizkih vrtilnih frekvencah in počasnejšim odzivom motorja pri spremembi obremenitve.

Tlačno polnjeni dizelski motorji za pogon gospodarskih cestnih vozil delujejo v širokem razponu obremenitev in vrtilnih frekvenc. Pri razvoju sodobnih tlačno polnjenih motorjev zasledimo

#### 0 INTRODUCTION

Turbocharging was introduced for Diesel truck engines in 1957 [2]. Its usage has grown to the point where it is no longer possible to find naturally aspirated Diesel engines in this type of application. The advantages of turbocharged Diesel engines are in high-medium effective pressures and low emissions.

The disadvantages of turbocharged Diesel engines (with a single turbocharger) are: a narrow useful engine speed range (so a multi-speed gearbox has to be used), low torque at low speeds and a very slow transient response.

Turbocharged Diesel engines for road-going and off-road vehicles operate over a wide range of engine speeds and loads. Recent developments in turbocharging systems have provided results which



tehnične rešitve, ki prej omenjene probleme uspešno omejujejo.

Pomembno pomanjkljivost pri pospeševanju in obremenjevanju tlačno polnjenih dizelskih motorjev pomeni primanjkljaj zraka za zgorevanje v valjih. Pri nizkih vrtilnih frekvencah in majhni obremenitvi motorja je tlak polnitve nizek. Zaradi posledično majhne mase zraka v valju ne more kakovostno zgoreti povečana količina goriva. Potrebni višji tlak zraka za zgorevanje lahko omogoči le puhalo, ki se vrti hitreje. Pospešiti puhalo na visoke vrtilne frekvence v kratkem času pa ni lahka naloga. Poznamo različne načine, kako čimprej doseči višje vrtilne frekvence rotorja puhala: impulzni način tlačnega polnjenja, zmanjšanje masnega vztrajnostnega momenta rotorja puhala, uporaba plinske turbine s časovno spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika (ČSG), prilagajanje (zmanjševanje) vbrizgane količine goriva dejanski količini zraka v valjih, pomožne naprave za pospeševanje rotorjev z zunanjim virom energije ipd.

Vrtilni moment motorja pri nizkih vrtilnih frekvencah lahko povečamo z zmanjšanjem pretočnega prereza vodilnika turbine, oziroma vsega spiralnega vodilnika turbine – okrova plinske turbine. Večje pretočne prereze skozi turbino, ki jih potrebujemo pri višjih obremenitvah in vrtilnih frekvencah motorja, omogoča krmiljeni obtočni vod za izpušne pline mimo turbine, ki obenem krmili tudi tlak polnilnega zraka za puhalom. Boljšo tehnično rešitev pomeni vzporedno tlačno polnjenje z uporabo dveh ali več vzporedno vezanih turbopuhal, ali pa uporaba plinske turbine s spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika.

Pri vzporednem tlačnem polnjenju uporabljamo dve vzporedno priključeni turbopuhali, ki pokrivata potrebe po zraku tudi pri polni obremenitvi in visokih vrtilnih frekvencah motorja. Glede na potrebe po zgorevalnem zraku, lahko tako vključimo vzporedno dve turbopuhali (sl. 1). S pnevmatskim krmilnikom dovajamo plinski(ma) turbini(ama) več ali manj izpušnih plinov.

V novejšem času pogosto srečujemo tudi načine tlačne polnitve s turbino, ki ima spremenljivo (nastavljivo) geometrijsko obliko vodilnika. Vodilne

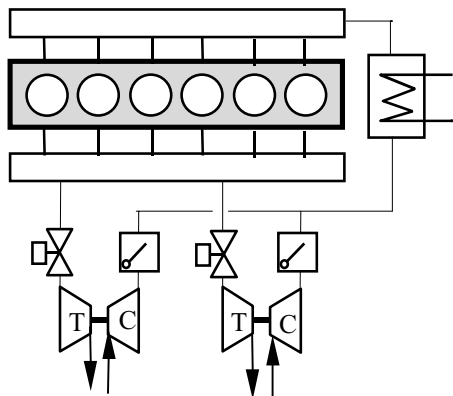
eliminate the disadvantages in former Diesel engines.

One of the main drawbacks in transient load acceptance or vehicle acceleration with turbocharged Diesel engines is the lack of sufficient air in the engine's cylinders. The supercharging pressure is low at low engine speeds and loads and there is not enough air to combust the increased quantities of injected fuel. To reach the required air mass in the engine's cylinder, the supercharging pressure must be increased, and this is achieved by higher turbocharger speeds. It is necessary that the turbocharger rotor very quickly reaches the elevated speed; this is not an easy task. To obtain the faster turbocharger rotor speeds there are many strategies: a pulse charging system, lower turbocharger rotor inertia, use of variable turbine geometry (VTG), fuel injection limitation according to the supercharging air pressure, speed assistance from other energy sources, etc.

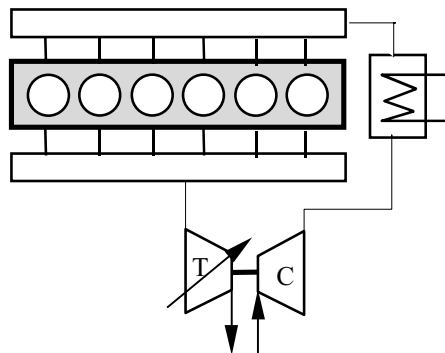
To increase the turbocharged engine torque at lower engine speeds it is possible to reduce the turbine flow area (or to select a smaller turbine housing), which would increase the supercharging pressure at lower engine speeds and loads. To enable higher flow areas at elevated engine speeds there is the possibility of introducing a waste gate valve, which also limits the supercharging pressure. However, better solutions are the use of sequential turbocharging or turbocharger with variable turbine geometry.

Sequential turbocharging makes use of two or more turbochargers to meet the engine's air requirements at full load. Turbochargers are switched on to operate in parallel, depending on the engine load and speed, (Fig. 1). Switching is achieved on the turbine access by pneumatic devices.

A more recently introduced solution is the use of variable turbine geometry (Fig. 2). This is achieved by using turbine guide vanes which can



Sl. 1. Tlačno polnjenje z dvema vzporedno priključenima turbopuhalom  
Fig. 1. Sequential turbocharging



Sl. 2. Tlačno polnjenje s turbino s spremenljivo geometrijsko obliko statorja  
Fig. 2. Turbocharging by variable turbine geometry

lopatice so pri tej izvedbi vrtljive in spreminjajo pretočni prerez, ali pa pretočni prerez spreminjamo z uporabo premične bočne stene vodilnika turbine. Obe izvedbi spreminjata pretočni prerez turbine in ga prilagajata trenutnim optimalnim razmeram delovanja motorja.

V tem članku je prikazana primerjava delovanja motorja z vzporednim načinom vezave dveh puhal in polnjenja z eno – običajno plinsko turbino, obenem pa je primerjava opravljena tudi za primer uporabe turbine s spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika. Vzporedni način vklopjanja in izklopjanja turbopuhala obravnava uporabo dveh enako velikih turbopuhal (pri uporabi različno velikih turbopuhal bi se srečali s problemom vpliva različnih tlačno – pretočnih karakteristik turbopuhal v različnih razmerah delovanja motorja). Pri nižjih vrtilnih frekvencah in obremenitvah motorja je vklopljeno le eno turbopuhalo, pri delovanju motorja v zgornjem delovnem področju vrtilnih frekvenc in obremenitev pa sta vzporedno priklopljeni obe turbopuhali.

Prikazana primerjava obsega rezultate numerične obravnave sistema motorja in turbopuhala.

## 1 RAČUNSKI MODEL

Tlačno polnjeni dizelski motor lahko razdelimo na nadzorne prostornine (sl.3) s homogeno sestavo snovi (stanjem), ki se s časom spreminja. Ta ničdimenzijski model je opisan z energijsko in kontinuitetno enačbo (3) ter začetnimi in robnimi pogoji. Nekatere komponente, npr. plinska turbina, puhalo, sistem za vbrizgavanje goriva itn., so opisani s karakterističnimi polji. Delovna snov – zmes plinov je obravnavana kot zmes idealnih plinov. Spremembo vrtilne frekvence motorja in turbopuhala določimo iz ravnotežja momentov in ohranitve kinetične energije.

Celotni sistem motorja je opisan z vektorji opisnih indeksov nadzornih prostornin (sl.3). Povezave med posameznimi nadzornimi prostorninami so opisane z matriko indeksov povezav (sl.3). Takšen način opisa motorja omogoča, da se program za numerično simuliranje prilagaja različnim izvedbam motorja in celovito pomaga pri uspešnem reševanju sistema enačb za različne kombinacije opreme motorjev.

Kontinuitetna enačba za nadzorne prostornine je:

$$\left(\frac{dm}{d\varphi}\right)_i = \sum_j \left(\frac{dm}{d\varphi}\right)_{ij} + \left(\frac{dm_f}{d\varphi}\right)_i \quad (1).$$

Energijsko enačbo nadzorne prostornine lahko zapišemo v obliki:

$$\left(\frac{dQ}{d\varphi}\right)_i = \sum_j \left(h_k \frac{dm}{d\varphi}\right)_{ij} + \left(\frac{dQ_f}{d\varphi}\right)_i + \left(\frac{dQ_w}{d\varphi}\right)_i \quad (2).$$

Z uporabo prvega glavnega zakona termodinamike in zakona o ohranitvi mase lahko

be adjusted to various angles or by using a fixed turbine nozzle ring and a moving sidewall. Both solutions enable a decreasing or increasing turbine flow area and a good match with the engine's needs.

In this paper a comparison of sequential turbocharging with standard turbocharging, using a single turbocharger, and with variable turbine geometry turbocharging, is presented. The sequential turbocharging is performed using two turbochargers of equal size (which is necessary to avoid problems with flow patterns at various pressure ratios in turbochargers of different size). At low engine loads and speeds only one turbocharger is in operation. At higher loads, both turbochargers are in operation.

The comparison is performed using a numerical simulation of the complete turbocharged Diesel engine system.

## 1 NUMERICAL MODEL

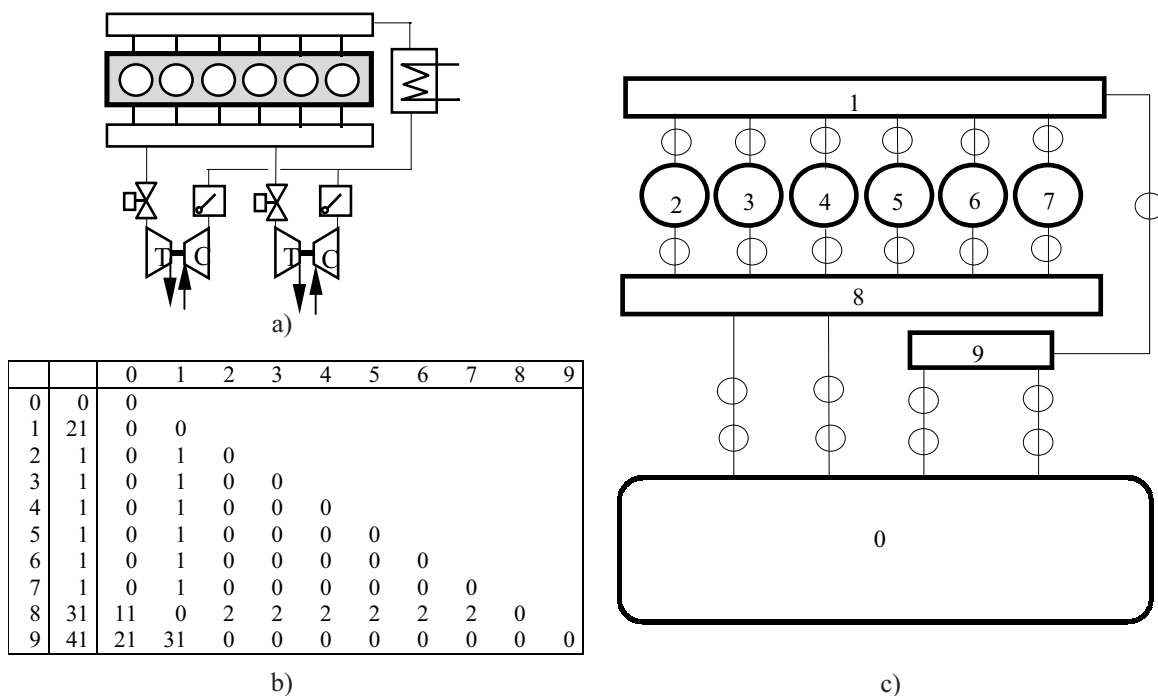
A turbocharged Diesel engine system can be divided into control volumes (Fig. 3) with space homogeneity and time dependent changes. This zero-dimensional model is described by two governing equations of mass and energy conservation [3], along with initial and boundary conditions. Some components, such as: exhaust turbine, charger, injection equipment, etc. are represented by a steady-state field of characteristics. The gas properties are considered to be the same as for an ideal gas mixture. Engine and turbocharger speed changes are calculated from the torque balance and kinetic energy conservation.

The system is described using control volumes description indices, which are arranged in vector (Fig. 3). The connections between various control volumes are described by connection matrix indices (Fig. 3). This method of description enables the numerical simulation program to be adapted to any given engine system and to be governed in an efficient way, without the necessity to adapt the program to a particular engine system.

The mass conservation equation for control volumes is:

The energy conservation equation for control volumes is:

Combining the first law of thermodynamics and the mass conservation equation, the basic



Sl. 3. Shematski prikaz sistema tlačne polnitve dizelskega motorja z vzporedno vezanima turbopuhalom  
 a) funkcionalna shema motorja b) vektor opisnih indeksov prostornin in matrika indeksov povezav  
 c) diskretizacija sistema

Fig. 3. System description for a Diesel engine with sequential turbocharging  
 a) System layout, b) Description indices in vector of volumes and connection matrix,  
 c) System discretization

dobimo osnovno enačbo za spremembo temperature medija v nadzorni prostornini za idealni plin:

equation for temperature change in the control volume for ideal gas properties can be derived as:

$$\left(\frac{dT}{d\varphi}\right)_i = \frac{\left(\frac{dQ}{d\varphi}\right)_i - p_i\left(\frac{dV}{d\varphi}\right)_i - u_i\left(\frac{dm}{d\varphi}\right)_i - m_i\left(\frac{\partial u}{\partial \lambda}\right)_i\left(\frac{d\lambda}{d\varphi}\right)_i}{m_i\left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_i} \quad (3).$$

Enačbo stanja za zmes idealnih plinov zapišemo v obliki:

The state equation for an ideal gas mixture is:

$$p_i = \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \quad (4).$$

Med nadzornimi prostorninami prihaja do izmenjave mase (z masnim tokom) in energije (z entalpijo snovi). Skupaj z masnim tokom plinov potujejo tudi delci rezultatov zgorevanja, zato spremembo sestave izpušnih plinov spremljamo s sprotnim določanjem razmernika zraka.

Between the control volumes, mass is interchanged through mass flow, and energy through enthalpy flow. Together with the mass flow, species produced by the combustion process are transferred, so it is necessary to model the change of air excess ratio due to the mass transfer.

Robni pogoji, ki opisujejo zgradbo – komponente motorja, so vgrajeni v matematični model. Sem prištevamo obremenitev motorja na sklopki, razvito moč motorja, vrtilno frekvenco motorja, vrtilno frekvenco turbopuhala, lego ročice za gorivo, maso vbrizganega goriva itn.

The boundary conditions relating to the system are integrated in to the mathematical model. They are: the engine load on coupling, engine power, engine rotation speed, turbocharger speed, fuel rack position, injected fuel mass, etc.

Model je dopolnjen s karakteristikami plinske turbine, puhala, karakteristikami opreme za vbrizgavanje goriva, modelom krmilnika motorja ter modeli dinamike motorja in turbopuhala.

The complete model is equipped with: turbine characteristics, charger characteristics, fuel injection equipment characteristics, engine controller model, engine dynamics and the turbocharger dynamics.

Dinamiko rotorja turbopuhala lahko opišemo z enačbo:

The turbocharger rotor dynamic is described by the equation:

$$J_{TC} \frac{d\omega_{TC}}{dt} = M_T + M_C \quad (5).$$

Dinamiko motorja opisuje enačba:

The engine dynamics are described by the equation:

$$(J_{DE} + J_V) \frac{d\omega}{dt} = M_{DE} + M_V \quad (6).$$

Potrebna moč motorja za pogon vozila pri nespremenjeni hitrosti vozila je:

The power to drive the truck with constant speed is:

$$P_V = (f_r m_V g + \rho c_w A \frac{v^2}{2} + m_V g \sin \alpha) v \quad (7).$$

Spremembo hitrosti vozila opišemo z enačbo:

The change of the truck's speed is given by:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{(P_{DE} - P_V)}{m v} \quad (8).$$

Sistem nelinearnih diferencialnih enačb rešujemo s postopkom Runge-Kutta-Fehlberg s samodejnim preverjanjem časovnega koraka integracije.

The set of nonlinear differential equations is solved using the Runge-Kutta-Fehlberg method with an automatic control of the integration time step.

## 2 PRIMERJAVA ČASOVNO USTALJENIH KARAKTERISTIK MOTORJA

## 2 COMPARISON OF STEADY STATE ENGINE CHARACTERISTICS

Uporaba zgoraj opisanega modela za računsko simuliranje je izvedena na sodobnem 6-valjnem motorju za pogon cestnih vozil z močjo 205 kW/ 2500 min<sup>-1</sup> za prej omenjene tri različne izvedbe tlačnega polnjenja istega motorja. V prvi različici je obravnavana običajna, tovarniška izvedba motorja z enim turbopuhalom in sunkovitim sistemom natoka plinov v turbino. Karakteristični pretočni prerez turbine znaša 9,3 cm<sup>2</sup>. Pri drugi izvedbi uporablja motor turbino z zvezno spremenljivo geometrijsko obliko (prerezom) vodilnika (ČSG, sl. 2). Analiza rezultatov je pokazala, da je bil pri delovanju motorja s turbino ČSG izrabilen le del možnega območja krmiljenja pretoka (spremembe prereza turbine), in sicer od 7,44 cm<sup>2</sup> (pri vrtilni frekvenci motorja 1100 min<sup>-1</sup>) do največ 9,58 cm<sup>2</sup> (pri 2500 min<sup>-1</sup>).

The described numerical simulation model is performed on a contemporary six cylinder in-line truck engine with a nominal power of 205 kW at 2500 rpm for the three different turbocharging systems and the same engine. First is the normal production engine, fitted with a single turbocharger with pulse charging, matched to the engine. The turbine flow area was 9.3 cm<sup>2</sup>. Second is the same Diesel engine turbocharged by the turbocharger with variable turbine geometry (VTG, Fig. 2). From the analysis it was evident that only moderate changes of turbine flow area are adequate for this engine. The turbine flow area of the original turbocharger was changed linearly with engine speed from 7.44 cm<sup>2</sup> at 1100 rpm to 9.58 cm<sup>2</sup> at 2500 rpm.

Pri tretji različici obravnavamo sistem dveh enako velikih turbopuhal, ki se vklapljata in izklapljata glede na trenutne potrebe motorja (sl.1). Za obe turbopuhali velja, da sta hidravlično podobni puhalu osnovne različice: pri enakih specifičnih pretokih in enakih tlakih delujeta tudi z enakim izkoristkom. Skupni masni tok obeh pihal je znašal pri enakem tlačnem razmerju nekoliko manj kakor izmerjeni masni tok skozi osnovno izvedbo (enojno puhalo) turbopuhala. Obe puhali sta poganjali turbini s polovičnim imenskim karakterističnim prerezom spirale vodilnika: vsak posamezni tipični prerez vodilnika turbine je znašal 4,65 cm<sup>2</sup>.

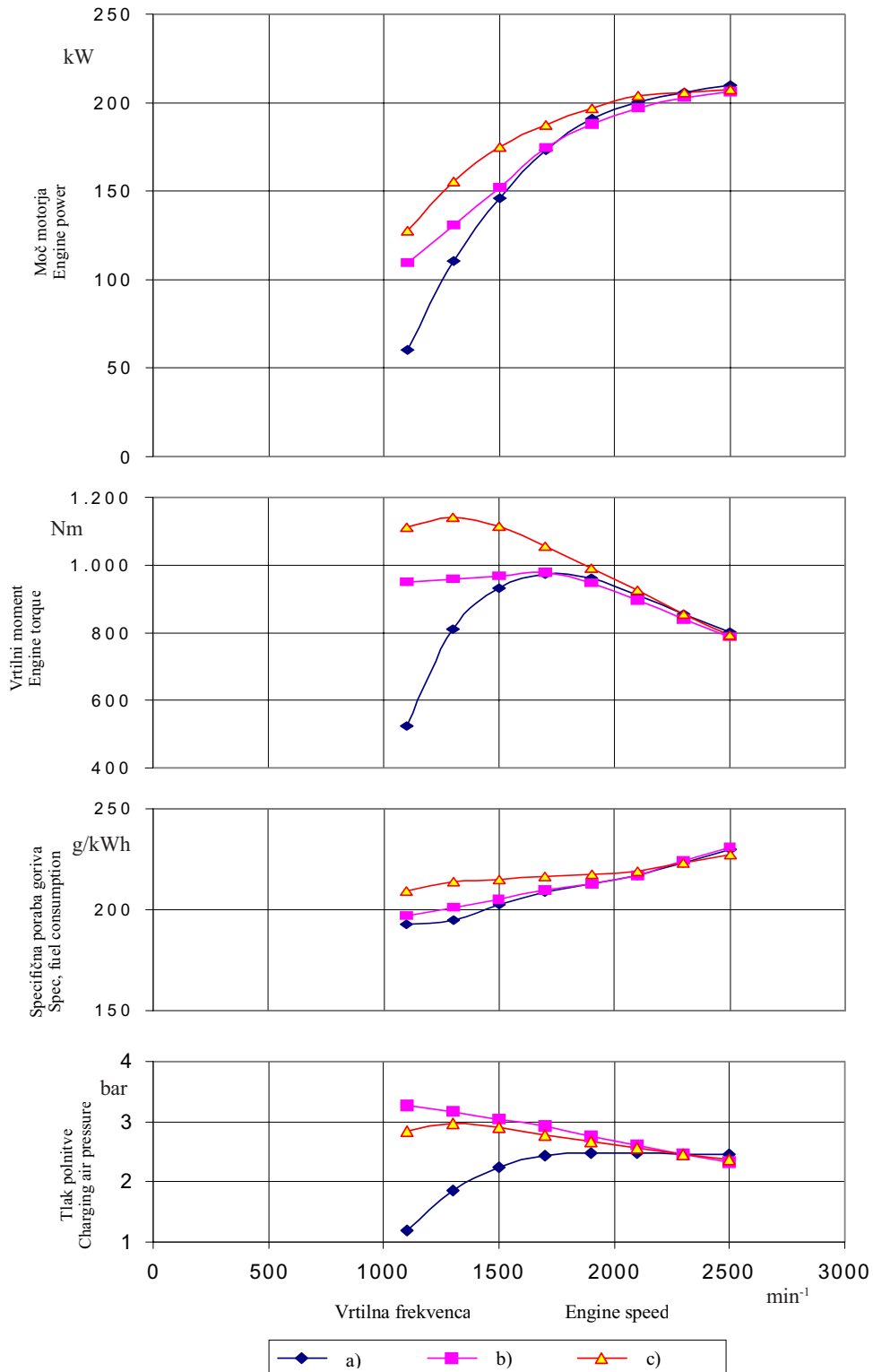
The third turbocharging system is based on the same Diesel engine fitted with two turbochargers of equal size, these are brought into operation depending on engine demand (Fig. 1). Both turbochargers were selected as hydraulically similar with the same pressure and flow coefficients, and the same efficiencies. The resulting cumulative air flow at the same pressure ratio was a little bit lower than with the original turbocharger. Both turbochargers have radial turbines with a constant flow area of 4.65 cm<sup>2</sup>.

Na sliki 4 je prikazana primerjava izračunanih moči, vrtilnih momentov, specifične porabe goriva in tlaka polnitve, za vse tri izvedbe, ter polno obremenitev motorja. Vbrizgana količina goriva je bila omejena s tlakom delovnega zraka oziroma z najmanjšim potrebnim

The Fig. 4 shows a comparison of: calculated engine power, engine torque, specific fuel consumption and charging air pressure for the three different turbocharging systems under full load. The injected fuel was limited with respect to the charging air pressure to an air excess ratio of  $\lambda_{min} = 1.5$ .

razmernikom zraka  $\lambda_{\min} = 1,5$ . Pri vzporednem načinu tlačne polnitve sta hkrati delovali obe turbopuhali.

For the sequential turbocharging system, both turbochargers were in operation.



Sl. 4. Primerjava izračunanih parametrov motorja za različne izvedbe tlačne polnitve na istem motorju  
 a) z enim turbopuhalom, b) z dvema vzporedno vezanima turbopuhalom,  
 c) s turbopuhalom in turbino s spremenljivo geometrijsko obliko statorja  
 Fig. 4. Comparison of calculated engine parameters for various turbocharging systems:  
 a) standard, b) sequential, c) variable turbine geometry

Iz diagramov je razvidno, da obstaja očitna razlika med pomembnimi parametri motorja za vse tri opazovane izvedbe. Vidno najmanjšo moč motorja in vrtilni moment dobimo z osnovno opremo motorja.

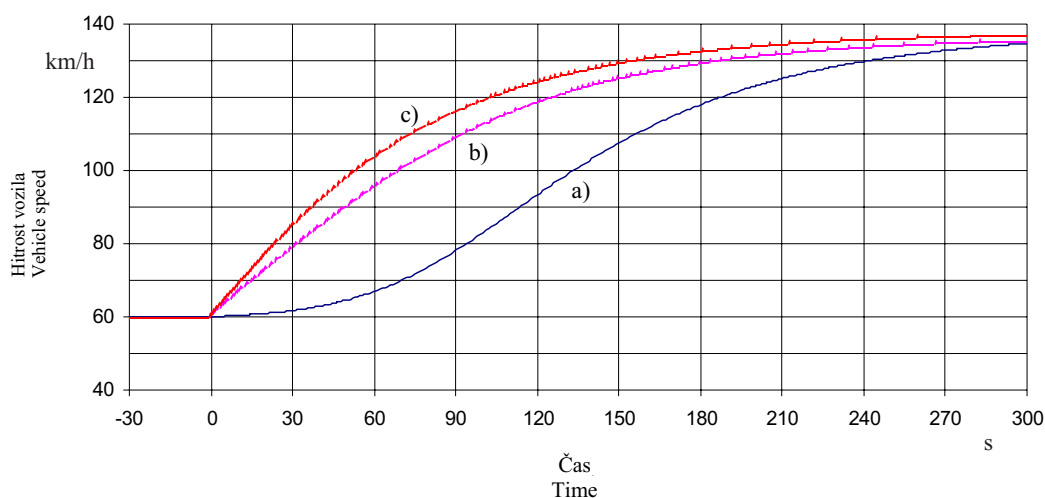
Tlačna polnitev s pomočjo turbine s ČSG zagotavlja zelo velik vrtilni moment in moč motorja pri nizkih vrtilnih frekvencah, specifična poraba goriva pa je v tem primeru visoka. V primerjavi z osnovno izvedbo motorja, sta se moment in moč povečala za 112 odstotkov pri  $1100 \text{ min}^{-1}$ . Pri isti vrtilni frekvenci se je poraba goriva relativno povečala za 8,5 odstotkov, tlak polnitve pa za 138 odstotkov.

Sistem tlačne polnitve z dvema vzporedno vezanima puhaloma omogoča (v primerjavi z osnovno izvedbo motorja) večji vrtilni moment in tlak polnitve pri nižjih vrtilnih frekvencah brez bistvenega povečanja specifične porabe goriva. Pri tej primerjavi sta se moč in vrtilni moment sorazmerno povečala za 81,2 odstotkov pri  $1100 \text{ min}^{-1}$ . Specifična poraba goriva se je povečala za 2,2 odstotkov, tlak polnitve pa za 173 odstotkov.

Prikazani rezultati jasno nakazujejo prednost uporabe vzporednega delovanja dveh turbopuhal za doseganje velikega vrtilnega momenta motorja pri nižjih vrtilnih frekvencah in zmerni specifični porabi goriva.

### 3 PRIMERJAVA DINAMIČNEGA ODZIVA MOTORJA

Primerjava dinamičnega odziva dizelskega motorja z različnimi načini tlačnega polnjenja je opravljena s poskusom pospeševanja tovornega vozila s skupno maso 20 t v šesti prestavi na ravni cesti s hitrosti 60 km/h na končno hitrost 130 km/h. Na sliki 5 so prikazani rezultati izračuna spremembe hitrosti vozila v odvisnosti od časa.



Sl. 5. Pospeševanje vozila s skupno maso 20t s hitrosti 60 km/h na hitrost 130 km/h za različne izvedbe tlačne polnitve: a) z enim turbopuhalom, b) z dvema vzporedno vezanima turbopuhalom, c) s turbopuhalom in turbino s spremenljivo geometrijsko obliko statorja

Fig. 5. Acceleration of the 20 t truck from 60 to 130 km/h  
a) standard, b) sequential, c) variable turbine geometry

As can be seen, there is a visible difference in the engine parameters for the various turbocharging systems. It is evident that the engine power and the torque at lower engine speeds are minimal for the standard engine.

Turbocharging by variable turbine geometry has advantages at higher levels of engine power and torque at lower engine speeds, but the specific fuel consumption is higher. The engine power and torque increase is 112 % when compared to the standard engine at the engine speed of 1100 rpm. At the same speed, specific fuel consumption is increased by 8.5% and the charging air pressure is higher by 138%.

Sequential turbocharging offers elevated torque and charging air pressure at lower engine speeds, without a significant increase in the specific fuel consumption, when compared with the standard engine. The engine power and torque increase is 81.2 % at an engine speed of 1100 rpm. At the same speed, the specific fuel consumption increase is 2.2 % and charging air pressure is higher by 173 %.

The presented results clearly indicate the possibilities of sequential turbocharging at lower engine speeds to maintain high engine torque with a moderate specific fuel consumption.

### 3 COMPARISON OF TRANSIENT RESPONSE OF THE ENGINE

The transient response of Diesel engines, using various turbocharging systems, is compared in a trial to increase the speed of a 20 t truck in 6th gear from constant speed of 60 km/h to 130 km/h on a horizontal straight track. Fig. 5 presents the calculated results for truck speed change during this transient.

Potreben čas za pospešitev vozila z motorjem, ki je imel običajno turbopuhalo, je znašal 242 s. Motor s puhalom in turbino VGT je omogočil doseganje večje moči in zato najkrajši potreben čas pospeševanja vozila. Motor z dvema vzporednima turbopuhalom je potreboval za pospeševanje 20 odstotkov več časa, osnovna izvedba motorja pa kar 54 odstotkov daljši čas v primerjavi z motorjem, ki je imel turbopuhalo s turbino s spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika. Motor z dvema turbopuhalom je porabil za celoten proces pospeševanja najmanj goriva. Motor s ČSG je porabil za isti proces 26,3 odstotkov več goriva, motor z običajnim – enojnim turbopuhalom pa kar 43,3 odstotkov več goriva.

Preglednica 1 prikazuje rezultate računskega simuliranja: čas, ki je potreben, da se tovorno vozilo pospeši s hitrosti 60 km/h na hitrost 130 km/h, ter maso porabljenega goriva za omenjeno pospeševanje in vse tri načine tlačnega polnjenja istega motorja. Pri izračunu je bilo upoštevano, da je bila začetna moč motorja prilagojena ustaljeni vožnji vozila s hitrostjo 60 km/h. V času  $t = 0$  s je bila ročica za gorivo v trenutku prestavljena v lego največje dobave goriva. Ker obravnavamo hitrotekoči dizelski motor z majhnim, časovno zelo odzivnim turbopuhalom, lahko predpostavimo, da pri pospeševanju turbopuhala ni bilo primanjkljaja energije, čas pospeševanja turbopuhala je zelo kratek v primerjavi s časom pospeševanja vozila. Čas pospeševanja obeh manjših turbopuhala pri vzporednem načinu vklapljanja je krajši od časa pospeševanja turbine s spremenljivo geometrijsko obliko vodilnika, čeprav doseže ta turbina tudi pri pospeševanju zelo velikih izkoristkov.

The time to increase the speed of the truck from 60 to 130 km/h for the standard engine is 242 s. The turbocharged Diesel engine with variable turbine geometry exhibits the fastest increase in speed. The sequentially turbocharged Diesel engine reached the same speed in a 20 % longer time. The standard engine required 56 % more time than the engine with the VTG turbocharger. When comparing the fuel consumed to speed-up the truck, the sequentially turbocharged engine has the lowest consumption. The VTG turbocharged diesel engine uses 26.3 %, and the standard engine 43.3 % more fuel to do the same job.

The table 1 presents the results of calculations: time spent to accelerate the truck from 60 to 130 km/h and the amount of fuel consumed to perform this task. In the simulation it is assumed that the engine power was in balance with the necessary power to drive the vehicle at a speed of 60 km/h. At the time  $t = 0$ , the fuel rack was instantaneously set to the position of maximum fuel delivery. As the Diesel engine (DE) is at high speed and the turbochargers are small, there is no evident lack of energy due to the turbocharger transient. The transient characteristic times of this turbocharged Diesel engines are relatively small, when compared with the duration of the vehicle's acceleration transient. The transient time of the smaller turbochargers, used in sequential turbocharging, is shorter than that of the VGT turbocharger, despite very good use of the exhaust gas energy in this turbocharger.

Preglednica 1. *Potreben čas in potrebna količina goriva za pospeševanje tovornega vozila z maso 20 t*  
Table 1. *Time and fuel consumption to accelerate the 20 t truck*

	Osnovna izvedba Standard Diesel engine	Izvedba z dvema puhaloma Sequential turbocharged DE	Izvedba s turbino ČSG VGT turbocharged DE
Čas pospeševanja Time for acceleration s	242	186	155
Poraba goriva Consumed fuel mass kg	2,021	1,409	1,781

#### 4 SKLEP

Rezultati numeričnega modeliranja tlačno polnjenega motorja na ustaljenem in prehodnih režimih delovanja jasno prikazujejo določeno prednost uporabe tlačnega polnjenja z dvema vzporedno priključenima turbopuhalom. Takšen način tlačne polnitve z dvema manjšima turbopuhalom manjše velikosti nakazuje možnost doseganja velikih moči motorja in manjšo porabo goriva v primerjavi z motorjem, ki ga poganja turbina s spremenljivo geometrijsko obliko statorskih

#### 4 CONCLUSION

The results of the presented numerical simulation of steady state and transient characteristics of a sequential turbocharged Diesel engine for heavy road vehicles clearly demonstrates some advantages of this type of turbocharging. Sequential turbocharging, using two equal turbochargers of the same type and size, has evident advantages in high engine power and lower fuel consumption when compared to variable guide vanes geometry

lopatic. Razlike so očitne pri nižjih vrtilnih frekvencah in obremenitvah motorja. Pri prehodnih režimih delovanja motorja (pospeševanje vozila ali vožnja v gostem prometu) se omenjena prednost kaže v nižji porabi goriva.

turbocharging, especially at lower engine speeds and loads. In engine transients, this results in lower fuel consumption to accelerate the vehicle or when driving in heavy traffic conditions.

5 OZNAKE  
5 SYMBOLS

čelna površina vozila	$A$	$m^2$	vehicle front surface
plinska konstanta	$R$	$J/kg \cdot K$	gas constant
koeficient aerodinamičnega upora	$c_w$		drag coefficient
temperatura	$T$	$K$	temperature
koeficient upora pri kotaljenju	$f_r$		rolling friction coefficient
specifična notranja energija	$u$	$J/kg$	specific internal energy
pospešek prostega pada	$g$	$m/s^2$	acceleration due to gravity
prostornina	$V$	$m^3$	volume
specifična entalpija	$h$	$J/kg$	specific enthalpy
kot strmine (ceste)	$\alpha$		road inclination angle
masni vztrajnostni moment	$J$	$kg \cdot m^2$	mass moment of inertia
kot zavrtitve ročične gredi	$\varphi$		crank rotation angle
masa	$m$	$kg$	mass
gostota	$\rho$	$kg/m^3$	density
vrtilni moment	$M$	$Nm$	torque
presežek zraka	$\lambda$		air excess ratio
tlak	$p$	$Pa$	pressure
kotna hitrost	$\omega$	$s^{-1}$	angular speed
toplota	$Q$	$J$	heat energy
Indeksi:			Indices:
puhalo	$C$		charger
indeks odvisen o smeri toka	$k$		index depending on flow direction
dizelski motor	$DE$		Diesel engine
turbina	$T$		turbine
indeks opazovane nadzorne prostornine	$i$		index of the considered volume
turbopuhalo	$TC$		turbocharger
indeks povezanih prostornin	$j$		index of connected volumes
vozilo	$V$		vehicle

6 LITERATURA  
6 REFERENCES

- [1] Brüstle, C., Wagner, J., Tran Van, K., K. Burk (1990) Turbocharging techniques for sports car engines. *Proceedings of the 4th International Conference on Turbocharging and Turbochargers*, Paper C405/055, Institution of Mechanical Engineers, 317-328.
- [2] Walsham, B.E. (1990) Alternative turbocharger systems for the automotive Diesel engine. *Proceedings of the 4th International Conference on Turbocharging and Turbochargers*, Paper C405/036, Institution of Mechanical Engineers, 39-49.
- [3] Medica, V. (1988) Simulation of turbocharged Diesel engine driving electrical generator under dynamic working conditions. (in English), Ph.D. Thesis, *University of Rijeka, Technical Faculty Rijeka*.
- [4] Brucker, E., G.M. Wolters (1991) New engine design for high mean effective pressures. *Proceedings of the 19th International Conference on Combustion Engines, CIMAC*, Florence, Paper D36, 1-16.
- [5] Ogawa, H., Hayashi, M., M. Yashiro (1991) Development of a continuous and feedback controlled variable nozzle turbine turbocharger system for heavy-duty trucks. *Proceedings of the 19th International Conference on Combustion Engines, CIMAC*, Florence, Paper D64, 1-8.
- [6] Schulmeister, R., F. Haug (1995) High-performance diesels meet off-highway requirements. *Proceedings of the 21st International Conference on Combustion Engines, CIMAC*, Interlaken, Paper D11, 1-15.



- [7] Engels, B., H.J. Hemer (1997) Turbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie für Nutzfahrzeugmotoren. *6. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 1-2 Oktober, 115-130.
- [8] Willmann, M. et al. (1995) Der neue 81 kW-TDI-Motor von Volkswagen. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 56, 12, 722-727.
- [9] Truscott, T., B. Porter (1997) Die Simulation modelbasierter für einen VTG-Dieselmotor. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 58, 9, 558-562.

Avtorjev naslov: prof.dr. Vladimir Medica  
Tehnički fakultet  
Sveučilišta u Rijeci  
Vukovarska 58  
51000 Rijeka, Hrvatska

Author's Address: Prof.Dr. Vladimir Medica  
Faculty of Engineering  
University of Rijeka  
Vukovarska 58  
51000 Rijeka, Croatia

Prejeto: 5.11.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

# Preskuševališče za testiranje pedalnega sklopa

## Test Stand for Brake Pedal Tests

Janko Kernc - Tomaž Jurejevčič

*Preskušanje za potrebe razvoja in/ali verifikacije serijskega izdelka je nujno potreben del postopka industrializacije izdelka pri razvojnem dobavitelju. Razvojna preskušanja so namenjena predvsem temu, da podajajo potrebne informacije med razvojem izdelka. Verifikacijska preskušanja morajo kupcu dokazati, da bo izdelek zadovoljil vse njegove zahteve. Tovrstni postopki se največkrat pojavljajo pri dobaviteljih avtomobilske industrije. Prispevek prikazuje primer verifikacijskega preskušanja zavornega pedala za mednarodno podjetje proizvodnje vozil.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: pedali zavorni, preskušanje, verige merilne, inštrumenti navidezni)**

*Testing for the purpose of development and/or serial product verification is a required part of the product industrialization at a development contractor company. Development testing should provide the data needed during the development, whereas the verification tests should prove to the customer, that the product satisfies all the necessary requirements. These procedures are the most common with vehicle manufacturers' contractors. This paper shows an example of a brake pedal verification test for an international vehicle manufacturer.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: brake pedals, testing, mechanical measurements, virtual instruments)**

### 0 UVOD

Razvojni dobavitelj, posebej v avtomobilski industriji, običajno prevzame industrializacijo celotnega sklopa vozila. To pomeni načrtovanje, konstruiranje, serijsko proizvodnjo, dobavo in servisiranje sklopa v celotni dobi trajanja izdelka. V okviru konstrukterskih postopkov je zelo pomemben del preskušanje, ki ga lahko v grobem razdelimo na dva dela: razvojno preskušanje in verifikacijsko preskušanje.

Ko razvojni dobavitelj razvije izdelek do te mere, da je primeren za serijsko proizvodnjo, se izdelka manjša serija izdelkov pod serijskimi pogoji. Ti izdelki so namenjeni za ugotavljanje začetnih parametrov serijske proizvodnje, to je npr. stabilnost kritičnih parametrov (dimenzij, toleranc, kakovosti površin ipd.) izdelka med serijsko proizvodnjo, pa tudi za funkcionalno preskušanje in preskušanje zdržljivosti. Ti preskusi so namenjeni za to, da proizvajalec dokaže kupcu skladnost z vsemi njegovimi zahtevami. Rezultati preskusov so del tako imenovane vzorčne serije, ki jo mora dobavitelj predstaviti kupcu pred zagonom proizvodnje. V nadaljevanju želimo prikazati primer verifikacijskega preskušanja zavornega pedala v okviru razvoja in proizvodnje pedalnega sklopa vozila znanega evropskega proizvajalca.

### 0 INTRODUCTION

In the vehicle industry it is particularly common for the vehicle manufacturer to subcontract the industrialization of a complete sub-assembly to a contractor. Such a contract includes planning, design, serial production, supply, and after-sales servicing of the sub-assembly. An important part of the design procedure involves testing, which can be divided in two sections: development testing and verification testing.

When a product has been developed to an appropriate level, a small series is manufactured under near-serial production conditions. These products are used to determine the initial parameters for the serial production, i.e. stability of critical parameters (dimensions, tolerances, surface quality, etc.) during serial production, and for functional testing and durability testing. The manufacturer uses these verification tests to prove to the customer, that the product satisfies all the initial requirements. The results of these tests are included with the so-called 'sample series' that the contractor must present to the customer prior to the start of serial production.

## 1 TESTNI POSTOPEK ZA PRESKUŠANJE ZAVORNIH PEDAL

### 1.1 Merilne zahteve in pogoji

Zavorni pedal ima v vozilu karakteristiko varnostnega elementa. Zato so zahteve in pogoji mehanskega preskušanja, ki jih je podal naročnik precej ostri. Meritve je treba izvajati v dveh delih: statični preskus in trajnostni preskus. Pri statičnem testu je treba preskusiti po tri začetne vzorčne kose in po tri kose ob preverjanju redne proizvodnje. Pri trajnostnem testu je treba preskusiti štiri začetne vzorčne kose in po tri kose ob preverjanjih redne proizvodnje. Pri tem je pri statičnem testu treba vzorčni kos obremeniti 15 krat zaporedoma s silo  $980\pm 25\text{N}$ , nato pa še enkrat s silo  $1335\text{N}$  za najmanj 5 sekund.

Pri trajnostnem testu je treba vzorčni kos obremeniti s silo  $250\pm 10\text{N}$  zaporedoma 99 krat s frekvenco 1 do 4 Hz, nato pa še enkrat s silo  $685\pm 10\text{N}$ . Postopek 99+1 je treba ponoviti 10.000 krat, tako da vzorčni kos prejme 1.000.000 udarcev.

Pri obeh testih je treba zapisati število obremenitev in največjo obremenitev vsakega udarca.

## 2 OSNUTEK PRESKUŠANJA

Glede na to, da gre za preskušanje, ki se bo izvajalo redno z večjimi časovnimi presledki (spremljanje proizvodnje), je bilo upravičeno izdelati posebno preskuševalno pripravo, ki jo je z manjšimi popravki mogoče prilagoditi za druge vrste pedal. Ker so zahtevani trajnostni preskusi z velikim številom obremenitvenih postopkov, mora biti naprava avtomatizirana in računalniško vodena. Bistvena prednost uporabljene polindustrijske merilne opreme je v njeni preprosti prilagodljivosti različnim tipom preskusov. Industrijske avtomatizacijske opreme (programljivi logični krmilniki - PLC) namreč ni mogoče tako preprosto uporabljati kakor univerzalne elemente.

## 3 ZASNOVA IN IZVEDBA MEHANSKEGA DELA PRESKUŠEVALIŠČA

Mehanski del merilne naprave je sestavljen iz priprave za vpetje pedala, dveh zaporedno vezanih pnevmatičnih valjev in merilnih tipal za merjenje pomika in sile.

Obe tipali sta prek ojačevalnika vezani na A/D pretvornik (pričakovane vhodne napetosti  $\pm 10\text{V}$ ). Pnevmatične valje krmilimo elektromagnetno prek relejnega vmesnika (NI PC-ERA-16). Povsod je bil uporabljen diferencialni način električne vezave, kar povečuje varnost pred električnimi motnjami (neizenačenimi potenciali itn.).

## 1 TEST PROCEDURE FOR BRAKE PEDAL TESTING

### 1.1 Measurement requirements and conditions

The brake pedal in any vehicle is designated as an element important for safety. As a consequence, the mechanical measurement requirements and the conditions specified by the customer are relatively high. The measurements are divided in two parts: Static test ("Proof load") and fatigue test. The static test requires testing three initial specimens, and three specimens during regular serial production checking. Each specimen should be loaded 15 times with a force of  $980\pm 25\text{N}$  and once with a force of  $1335\text{N}$  for at least 5 seconds.

The fatigue test requires testing four initial specimens and three specimens during regular serial production checking. Each specimen should be loaded 99 times with  $250\pm 10\text{N}$  (frequency 1 to 4 Hz), and once with  $685\pm 10\text{N}$ . The 99+1 cycle should be repeated 10.000 times, so that each specimen is loaded and unloaded 1.000.000 times.

During both tests, the maximum force of each load, and the number of loads should be recorded.

## 2 TEST CONCEPTS

Because the tests will be executed regularly over long time intervals (production checking), it has been decided to build a test stand, which with minor changes can be adapted to various pedal designs. Due to the large number of load cycles during fatigue tests, the test stand has to be automated and computer controlled. A decisive advantage of the semi-industrial measurement equipment used is in its flexibility to adapt to various kinds of tests. The usual industrial automation equipment (programmable logic controllers - PLC) is not as flexible as the universal elements.

## 3 DESIGN AND SET-UP OF THE MECHANICAL PART OF THE TEST STAND

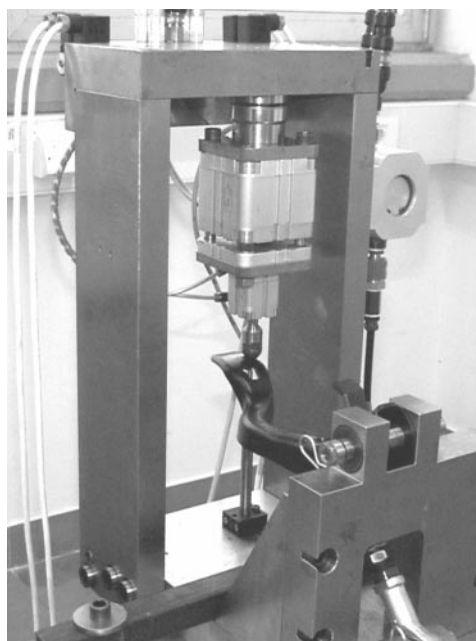
The mechanical part of the test machine consists of the pedal fixture, two serially connected pneumatic cylinders, and transducers for force and displacement measurement.

Both transducers are connected through an amplifier to the A/D converter with an expected input voltage of  $\pm 10\text{V}$ . Differential connection modes are used throughout, to minimize the possibility of electrical noise intrusion and unbalanced voltage potentials.

The pneumatic cylinders are solenoid controlled through a relay interface connected to a digital input/output circuit (NI PC-ERA-16).

Elektromagnete napajamo s krmiljenim usmernikom. Velikost sile uravnavamo z nastavljanjem tlaka v pnevmatskem napajanju. Za uravnavanje tlaka je namenjen električni proporcionalni ventil, kjer s krmilno napetostjo (0 do 10V) uravnavamo izstopni tlak.

A controlled power supply unit is used to feed the input voltage to the solenoids. The force can be adjusted with variation of the pressure in the pneumatic system. An electrical proportional valve, where an input control voltage (0 to 10V) governs the air pressure output, is used for pressure control in the pneumatic system.



Sl. 1. Mehanski del preskuševalne naprave  
Fig. 1. Mechanical part of the test stand

#### 4 KRMILNI PROGRAM

#### 4 CONTROL PROGRAM

##### 4.1 Zahteve in zasnova

##### 4.1 Requirements and basic layout

Zasnovati in napisati je bilo treba krmilni program za izvedbo statičnega in trajnostnega testa. Krmiljenje posameznega testa z vmesnim prilagajanjem obremenitve je moralo biti avtomatizirano. Pri nezmožnosti doseganja sile (npr. izpad pnevmatskega ali električnega napajanja) je bilo treba zagotoviti ustavitev izvajanja in omogočiti kasnejše nadaljevanje testa (tj. rezultati morajo ostati ohranjeni). Rezultati posameznega testa naj so zapisani v primerni obliki na trdi disk. Vsaka datoteka mora vsebovati identifikacijo posameznega testa oz. preskušanca in podatke o datumu in časovnih okvirih testa. Program mora med obratovanjem prikazovati trenutno stanje testa (npr. število izvedenih ciklov).

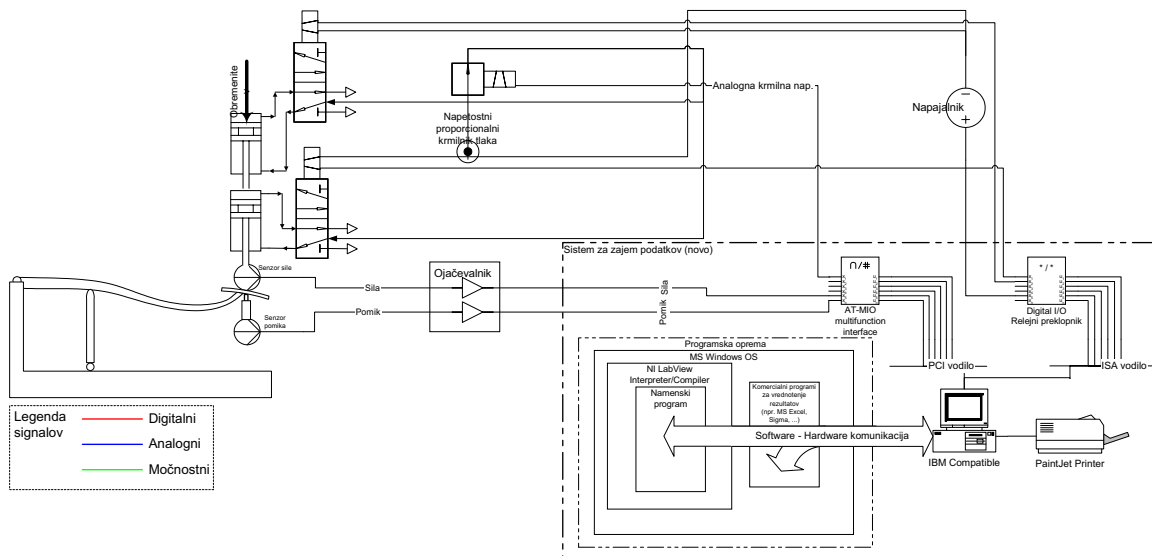
For the control of the test machine, it was necessary to design and write a control program for the static and fatigue tests. The control of each test, including the force adjustment, has to be automated. When the required force cannot be achieved (due to electrical or pneumatic supply failure), the procedure is interrupted and resumed later, i.e. the results already obtained remain recorded. The test results of each test are recorded to a hard disc in a suitable format. Each file must contain the identification of the test and the test specimen, and the date and time of recording. There must also be an indication of the test progress (i.e. the number of completed cycles) during the test execution.

##### 4.2 Sestava programa

##### 4.2 Program layout

Program je napisan v programskem jeziku G, ki je vsebovan v okviru razvojnega orodja za merilne sisteme LabView®. Zasnova programa je taka, da imamo na voljo dva uporabniška vmesnika - navidezna instrumenta, ki sta prilagojena statičnemu in trajnostnemu testu.

The program is written in the program language G, which is part of the LabView® development software tool for measurement systems. The application program has two user interfaces (virtual instruments), one for static and one for fatigue test.



Sl. 2. Shematski prikaz preskuševališča (mehanski del, pnevmatično napajanje, analogne in digitalne električne povezave ter zveza s programsko opremo)

Fig. 2. Test stand schematic (mechanical part, pneumatic supply, analogue and digital connections, and connection to the software)

Vsak uporabniški vmesnik je razdeljen v dve logični stopnji:

- raven osnovnega vmesnika za običajnega operaterja, ki streže napravi in izvaja preskuse in
- raven razširjenega vmesnika za operaterja specialista, ki izvaja optimiranje parametrov delovanja pri zagonu serije testov. Razmere pri obratovanju se namreč lahko spreminjajo, kar močno vpliva na doseženo frekvenco obremenjevanja preskušanca.

Merjenje in krmiljenje sile je izvedeno avtomatsko z uporabo sklenjene krmilne zanke. Krmiljenje sile se lahko izvaja med testiranjem ob vsakem obremenitvenem ciklu. Interaktivno ga je mogoče preklopiti tako, da se sila krmili le pri spremembi imenske obremenitve (glej osnovne zahteve trajnostnega testa).

Če obremenitve ni mogoče doseči (npr. pri izpadu pnevmatskega napajanja) programsko krmilje poskuša doseči obremenitev toliko časa, dokler niso izpolnjeni pogoji za doseganje ciljne obremenitve (tj. dokler ni spet na voljo zadovoljiv tlak v pnevmatskem sistemu).

Pri izpadu električnega napajanja ostane trenutno stanje testa oz. programa ohranjeno v začasni datoteki na trdem disku nadzornega računalnika. Po ponovni vzpostavitvi pogojev za delovanje se stanje testa iz arhivske datoteke obnovi in test se lahko nadaljuje. Poprej dobljeni rezultati se pri tem ohranijo.

Vsak navidezni instrument zapiše rezultate testa v obliki ASCII datoteke na disk. Vsaka datoteka vsebuje glavo z identifikacijskimi podatki testa, podatki o datumu in časovnih okvirih testa. Navidezni instrument med izvajanjem testa prikazuje vse glavne podatke v digitalni in/ali grafični obliki.

Each user interface has two logical levels:

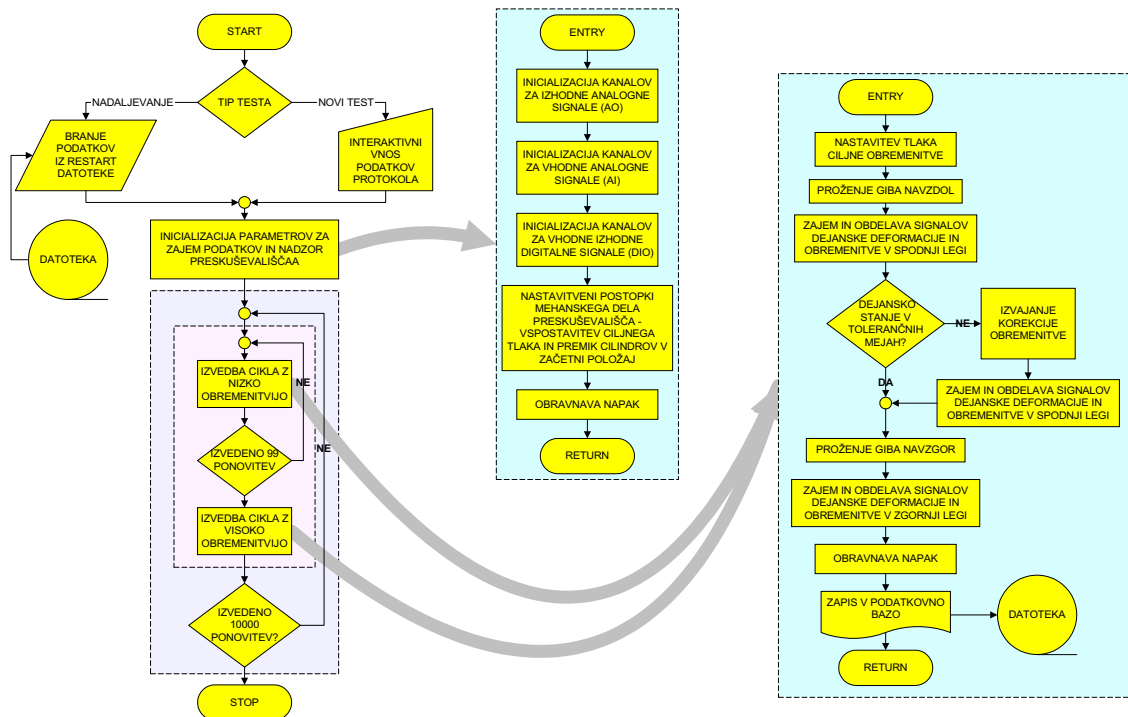
- basic user interface level intended for the machine operator executing the tests and
- extended user interface level intended for a specialist optimising the machine parameters when starting a new series of measurements. The operating conditions can change, with adverse effects to the loading frequency.

Measurement and force control are automatic, with the use of a closed loop feedback. The force control is executed once at each loading. It can be interactively switched, so that the adjustment is executed only when the nominal load changes (see basic requirements of the fatigue test).

If the required load cannot be reached (pneumatic supply failure), the control program tries to reach the force until the pneumatic supply is restored.

In case of electrical power supply failure, the current test data remain recorded in a temporary file on the hard disc of the controlling computer. When the power supply is restored, the data from the temporary file is reloaded and the test can continue from where it left off. All the previously acquired test results remain in the output file.

Each virtual instrument records the test results on the disc as an ASCII formatted file. Every file contains a header with test identification data, date, and time of recording. During the test, all the relevant data are shown on the screen in digital and/or graphic form.



Sl. 3. Diagram poteka nadzorne aplikacije za trajnostni test (1.000.000 udarcev)

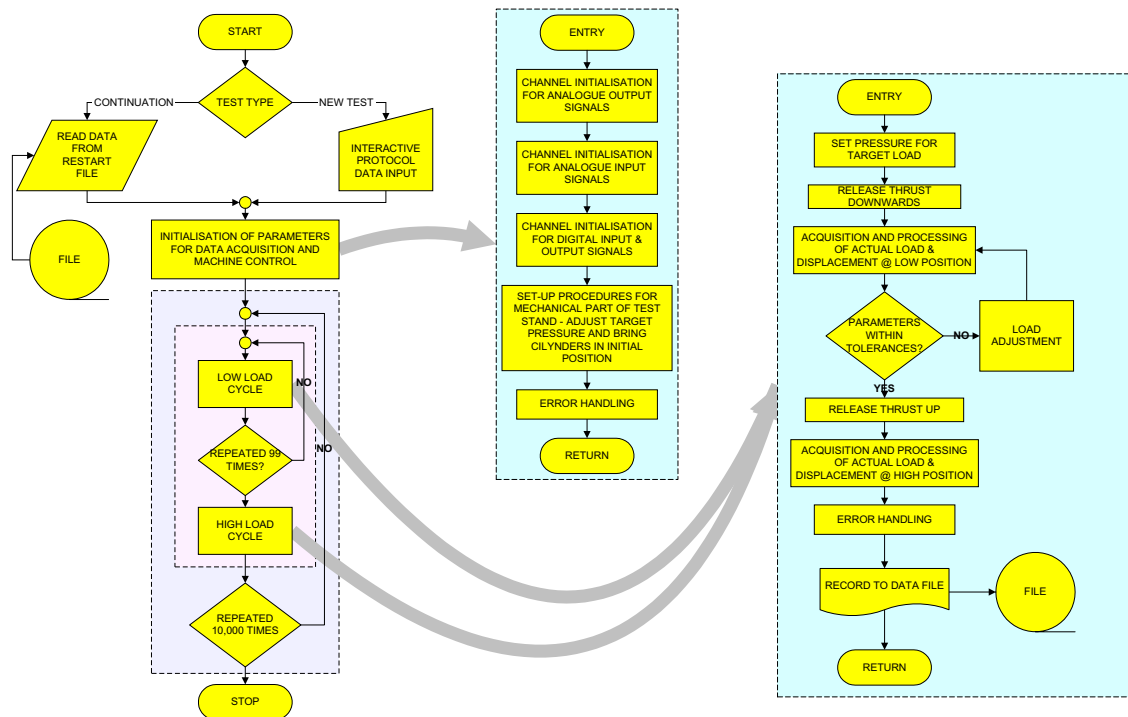


Fig. 3. Flow chart of the control program for the fatigue test (1.000.000 loadings)

V program so vgrajeni postopki za zajem zveznih signalov iz merilne verige, postopki za krmiljenje pnevmatskega servo ventila in postopki za krmiljenje preklonov dvopotnih ventilov. V program so vgrajeni celotna krmilna zanka, analiza izmerjenih vrednosti in vhodno/izhodni podprogrami.

The program incorporates procedures for the acquisition of analogue signals from the transducers, procedures for control of the pneumatic proportional servo controlled valve, and procedures for control of the two-position valves. A complete control loop, input and output procedure, and an analysis of the measured data are also included in the program.

Program deluje interaktivno - uporabnik lahko med delovanjem nastavlja parametre zajema in krmiljenja in s tem optimira delovanje programa oz. testa. Uporabniški vmesnik ima naslednje osnovne prednosti:

- 1) grafični vmesnik s prikazom zveznih dejanskih vrednosti,
- 2) vgrajen sistem standardne okenske pomoči s povezavami (WinHelp - Hypertext);
- 3) vgrajeno možnost ponovnega zagona in nadaljevanja ustavljenega testa,
- 4) grafični vmesnik s prikazom zveznih izmerjenih vrednosti omogoča zelo učinkovito interaktivno nastavljanje parametrov testa, ki ga izvaja operater specialist pri zagonu serije testov. Cilji pri nastavljanju so:
  - a) skrajševanje časov udarca oz. povratnega giba;
  - b) doseganje oz. izrabo dinamične sile bata za funkcijo obremenjevanja preskušanca in hkrati za funkcijo krmiljenja (zaradi velikih pojmkov - negativnih sunkov se na preskušancu uporabi sila, ki je enaka vsoti sile zaradi tlaka v valju in vztrajnostne sile batnice z batom - vztrajnostnega sistema);
  - c) čimboljša ponovljivost sile - v določenih razmerah je ponovljivost sile slabša in zaradi tega se izvajajo postopki nastavljanja tlaka v krmilni zanki, kar znatno vpliva na doseženo frekvenco obremenjevanja.

#### 4.3 Tehnične rešitve pri izdelavi zapisa

Pri pisanju programa smo sledili nekaterim priporočenim rešitvam in rešitvam, ki izhajajo iz lastnih izkušenj pri uporabi programskega okolja Lab View.

- Optimirana je struktura programa z razmeroma malo funkcijami, ki pa se velikokrat uporabijo. Na ta način je zagotovljeno hitrejšo izvajanje programa.
- Porazdeljen postopek zajema – strojno opremo za zajem, ta se zasnuje le enkrat, in sicer na začetku programa (sl. 3), nato pa se izvaja zajem na natančno določenih mestih med delovanjem. S porazdeljenim zajemom je bila povečana hitrost izvajanja programa, ker ni bilo treba izvajati večkratne alokacije vmesnih pomnilnikov. Za zajem so bile uporabljene funkcije vmesne ravni, kar je še dodatno pospešilo izvajanje programa.
- Porazdeljen postopek tvorjenja zveznega signala - prehodi z ene na drugo signalno raven so izvedeni prek linearne strmine. Signalno strmino je mogoče nadzirati interaktivno med delovanjem programa in sicer s spreminjanjem velikosti vmesnega pomnilnika in frekvence tvorjenja. Na ta način je mogoče optimirati hitrost delovanja programa. Kartica je zasnovana samo v začetni fazi delovanja programa, v nadaljevanju pa se izvajajo samo postopki polnjenja in praznjenja vmesnega pomnilnika in tvorjenja zveznega signala. Izkazalo se je, da je čas umirjanja dovolj kratek (50 $\mu$ s), tako da ni bilo tovrstnih problemov in s tem potreb po hitrejši strojni opremi (PCI-MIO-16XE50).

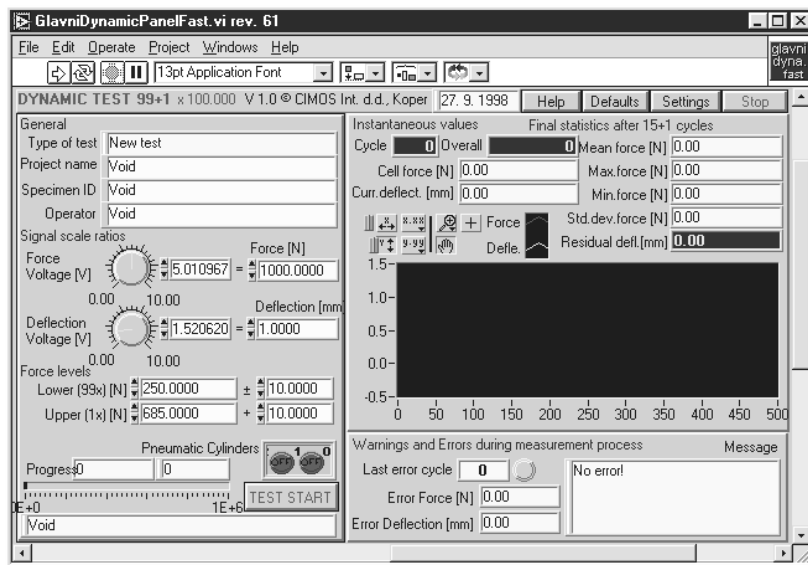
The program works interactively, i.e. the user can adjust the control and data acquisition parameters during the operation, thus optimising the test process. The main advantages of the user interface are:

- 1) graphical interface with analogue display of measured values;
- 2) help system with hypertext links (Win Help);
- 3) possibility of restart and continuation of a previously interrupted test;
- 4) very efficient interactive adjustment of test parameters, performed by a specialist operator during the start-up of a series of tests. The criteria of adjustment are:
  - a) shortening of partial stroke times, e.g. return stroke;
  - b) use of the dynamic force of the piston for loading and control functions (due to large accelerations and decelerations the force on the specimen equals the sum of pneumatic force in the cylinder and inertia force of the piston and rod);
  - c) The best achievable repeatability of load force – in some cases the repeatability decreases, causing the force adjustment in the control loop, and thus degrading the loading frequency.

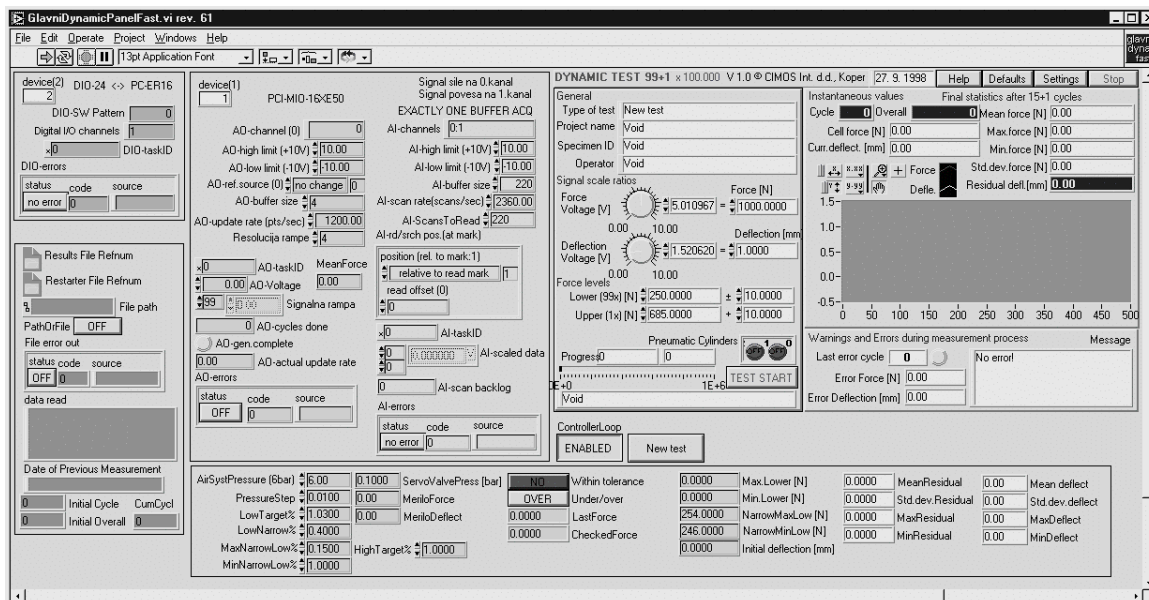
#### 4.3 Technical solutions in the program encoding

The encoding of the program we used, follows some recommended solutions, and also the solutions from our own experience with the LabView programming environment:

- Optimisation of the program structure with relatively few, frequently used, functions. In this way, a faster execution of the program is achieved.
- Distributed data acquisition procedure – data acquisition hardware is configured only once, at the beginning of the program (fig. 3). The actual data acquisition is performed at exactly defined locations in the program. With the omission of the repeating buffer memory allocation, the distributed acquisition process increases the execution speed of the program. The actual sub-programs used for the acquisition were from the intermediate level library, further increasing the execution speed.
- Ramped generation of the analogue signal – the transitions from one signal level to the next one are gradual with a linear ramp function. The ramp function can be adjusted interactively during the program execution. The adjustment parameters are buffer memory size and generation frequency. In this way the program execution speed is further optimised. Hardware is configured only in the initialisation phase of the program. Subsequently only the analogue signal is generated and the buffer



Sl. 4. Navidezni instrument za dinamični test  
 Fig. 4. Virtual instrument for fatigue test



Sl. 5. Razširjeni uporabniški vmesnik  
 Fig. 5. Extended user interface

– Porazdeljen postopek nadzora nad digitalnimi izhodi.

Hitrost delovanja programa (frekvenca obremenjevanja) je pomembna, ker močno vpliva na trajanje preskusa. Primer: Trajnostni preskus enega pedala traja ob frekvenci obremenjevanja 4Hz (praktično dosegljivi maksimum) tri polne dni. V praksi to pomeni, da predpisani test štirih preskušancev traja okoli 15 dni, vse ob predpostavki doseganja največje frekvence.

Pri gradnji uporabniškega vmesnika so bila vpeljana nekatera iz lastnih izkušenj pridobljena načela in dogovori, ki bodo prikazani v nadaljevanju. Vsi osnovni navidezni instrumenti (sl. 5) so zasnovani tako, da so logično razdeljeni na:

memory is read/written to. The settling time proved to be short enough (50µs) so that there was no need for faster hardware than that already existing (PCI-MIO-16XE50).

– Distributed checking procedure for the digital output.

Program execution speed (i.e. loading frequency) is important, because it is directly connected with the duration of the test, e.g.: the fatigue test for one pedal takes three days to complete, provided that the loading frequency is 4Hz (achievable maximum). The testing of four specimens takes approximately 15 days.



- območja za vnose parametrov (nadzorniki) in
- območja za prikaz podatkov (indikatorji).

Grafično so elementi območja za vnos parametrov opredeljeni z bledo rumeno barvo. Ustrezno so elementi območja za prikaz podatkov grafično opredeljeni z bledo modro barvo.

Prepoznavnost funkcije nadzornika ali indikatorja je zagotovljena z izpisanim imenom.

Poleg osnovnega uporabniškega vmesnika je mogoče s povečanjem okna ali z drsniki priti do elementov razširjenega uporabniškega vmesnika (nadzornikov in indikatorjev). Nadzornike tudi tu prepoznamo po tem, da imajo naslov na levi, indikatorji pa na desni strani. Ti elementi so razdeljeni tematsko na naslednja območja:

- 1) območje PCI-MIO16XE50 karte - za nastavljanje A/D in D/A pretvornika,
- 2) območje DIO24 karte in PC-ERA-16 terminalskega bloka,
- 3) območje za fino nastavljanje tolerančnega intervala za krmiljenje sile,
- 4) območje s parametri za datoteke za shranjevanje rezultatov in trenutnega stanja programa,
- 5) gumb za vklop/izklop krmiljenja sile med izvajanjem osnovne serije obremenitev.

#### 4.4 Datotečni formati

Program uporablja za zapis rezultatov meritve dve datoteki (obe sta v zapisu ASCII), in sicer:

- datoteko z rezultati,
- datoteko s podatki, pomembnimi za ponovni zagon prekinjenega testa.

Datoteka z rezultati ima glavo z osnovnimi protokolarnimi podatki, v nadaljevanju pa vsebuje tabelo izmerjenih vrednosti s tabulatorji kot delilniki stolpcev. Tako oblikovane podatke je mogoče preprosto prenesti v program za postprocesiranje (izdelavo grafov, npr. MS Excel).

Datoteka za ponovni zagon ima razširjeno glavo z vsemi pomembnimi podatki protokola in nastavitve strojne in programske opreme za zajem in krmiljenje merilne naprave, v nadaljevanju pa vsebuje preglednico izmerjenih vrednosti s tabulatorji kot delilniki stolpcev. Ta datoteka se po uspešnem koncu testa zbrši s trdega diska. Uporabi se samo v primeru ustavitve testa in ponovnega zagona oz. nadaljevanja prekinjenega testa.

## 5 REZULTATI DELOVANJA

Opisana preskuševalna naprava je uporabljena za preskušanje zavornih pedal in je pri tem pokazala naslednje rezultate:

In the user interface set-up, we used some conventions, which in our experience proved to be useful. All the basic virtual instruments (fig. 5) are logically divided into:

- parameter input areas and
- data display areas.

Parameter input areas are indicated with pale yellow, whereas the data display areas are indicated by a pale blue colour.

Besides the basic user interface, it is possible to resize the window or use the sliders to reach the extended user interface. Data input fields have the label on their left, while data indicators have the label on their right. All these elements are grouped in the following areas:

- 1) PCI-MIO16XE50 card area – set-up of the A/D and D/A converters;
- 2) DIO24 card area and PC-ERA-16 terminal block area;
- 3) Fine tuning of the tolerance interval for force setting;
- 4) File parameters for the result and current state storage;
- 5) Switching of the force control during execution of the base cycle.

#### 4.4 File formats

The measurement results are written to two ASCII formatted files:

- results file,
- file with data for restart of a previously interrupted test.

The results file has a header containing the measurement protocol data and the measured data in TAB separated columns. The data in this format can be easily imported in commercial programs (e.g. spreadsheet type) for further processing.

The restarter file contains an extended header with all the important protocol data, program and hardware settings for data acquisition and machine control, and the measured data in TAB separated columns. This file is used only in case of test interruption and its subsequent restart. It is erased from the disc after the successful completion of the test.

## 5 TEST RESULTS

The following results are an example of the actual use of the machine for brake pedal testing. These are the results of a test made for a respected international vehicle manufacturer.

## 5.1 Test za ugotovitev statične poškodbe

## 5.1 Static damage test

preskušaneec specimen	tip preskusa test type	najv. obrem. max. load	najv. deform. max. deform.	preostala deform. residual deform.
96FB_2455_DB_spec2_ser0	preskusna obrem. proof load	1335 N	5,4 mm	0,01 mm
96FB_2455_DB_spec4_ser0	preskusna obrem. proof load	1336 N	5,8 mm	0,38 mm
96FB_2455_DB_spec5_ser0	preskusna obrem. proof load	1339 N	6,4 mm	0,80 mm

## 5.2 Test za ugotovitev poškodbe pri ponavljanem obremenjevanju

## 5.2 Test for damage checking during cyclic loading

preskušaneec specimen	tip preskusa test type	najv. obrem. max. load	najv. deform. max. deform.	preostala deform. residual deform.
96FB_2455_DB_spec3_ser0	utrujanje fatigue	695 N	4,24 mm	0,02 mm
96FB_2455_DB_spec1_ser1	utrujanje fatigue	695 N	3,00 mm	0,14 mm
96FB_2455_DB_spec3_ser1	utrujanje fatigue	695 N	3,29 mm	0,09 mm
96FB_2455_DB_spec4_ser1	utrujanje fatigue	695 N	3,36 mm	0,07 mm

## 6 SKLEP

Preskušanje okoli 12 preskušancev z opisano napravo je pokazalo, da je dovolj zanesljiva za uporabo za polindustrijsko preskušanje pedal. Le-to načrtuje redno preskušanje manjšega števila vzorcev za spremljanje tekoče proizvodnje in ob manjših spremembah konstrukcije ali proizvodnega procesa.

## 6 CONCLUSION

The testing of a batch of specimens proved the machine capable of the semi-industrial testing of brake pedals. This type of testing has to be carried out periodically for serial production checking, and when small changes to the design are made.

## 7 LITERATURA

## 7 REFERENCES

- [1] – (1993) LabView for Windows, Data acquisition reference manual, National Instruments, Austin TX.  
 [2] Doebelin, E. (1990) Measurement Systems, Application and Design, 4th ed., *McGraw-Hill*, ISBN 0-07-017338-9.  
 [3] Press, W. et al. (1990) Numerical recipes in C, The art of scientific computing, *Cambridge University Press*, ISBN 0-521-35465-X

Naslov avtorjev: mag. Janko Kernc  
 IRGO  
 Slovenčeva 93  
 1000 Ljubljana

dr. Tomaž Jurejevčič  
 Tehnični servis  
 Donit Tesnit d.d.  
 Cesta komandanta Staneta 38  
 1215 Medvode

Authors' Address: Mag. Janko Kernc  
 IRGO  
 Slovenčeva 93  
 1000 Ljubljana, Slovenia

Dr. Tomaž Jurejevčič  
 Technical services  
 Donit Tesnit d.d.  
 Cesta komandanta Staneta 38  
 1215 Medvode, Slovenia

Prejeto: 13.10.1999  
 Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
 Accepted:

## Homologacija elementov prototipnega vozila

### Test Certificate of Elements for Vehicle Prototype

Andrej Kostanjevec - Vili Malnarič - Tomaž Jurejevčič - Matija Fajdiga

*Za vključitev vozila v slovenski vozni park je treba pridobiti homologacijski dokument vozila. V primeru izdelave unikatnega prototipa vozila je dolžnost izdelovalca, da zagotovi ustrezna potrdila o trdnostni in/ali funkcijski ustreznosti vgrajenih elementov v vozilo.*

*V prispevku je opisan trdnostni preračun nosilnih elementov podvozja vozila Šinkovec MM. Za pridobitev kolesnih obremenitev je bil zgrajen večmasni dinamični model vozila, na podlagi simuliranja vožnje v obratovalnih razmerah pa so bile te obremenitve tudi izračunane. Obremenitve so bile nato vnešene na elemente prednje in zadnje obese, čemur je sledil računalniško podprti trdnostni preračun zahtevanih elementov. Preverjala se je možnost trenutne in utrujenostne porušitve opazovanih elementov.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: vozila, podvozja vozil, izračuni trdnostni, homologacija)**

*For a vehicle to be registered for use in Slovenia it is necessary to obtain a motor vehicle approval document. In the case of manufacturing a unique prototype vehicle it is the task of the manufacturer to provide all the necessary certificates relating to the strength and/or functional suitability of the built-in elements.*

*This paper presents strength calculations on the chassis elements of the Šinkovec MM vehicle. In order to obtain the data on possible loads acting on the wheels, a multi-mass dynamic model of the vehicle has been developed and on the basis of the simulation of roads under different driving conditions these loads were then calculated. They were then applied to elements of the front and rear suspension, and a computer supported strength analysis of the elements was made. The possibility of both instant and fatigue failure of the discussed elements was verified.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: vehicle, chassis, strength calculations, homologation)**

#### 0 UVOD

Za trdnostni preračun nosilnih elementov konstrukcij vedno potrebujemo obremenitve, ki jih morajo ti elementi prenesti. Za trdnostni preračun nosilnih elementov podvozja športnega vozila MM so bile te obremenitve pridobljene s pomočjo simuliranja na osebem računalniku. Na podlagi teh izračunov je sledil trdnostni preračun vseh obes, pri čemer se je preverjala nevarnost trenutne in utrujenostne porušitve.

Kolesne obremenitve so bile pridobljene z analizo dinamike dveh modelov vozila. Pri prvem modelu je bilo vzmetenje vozila zanemarjeno, izračunane pa so bile mogoče obodne sile na kolesa pri zaviranju oz. pospeševanju in bočne sile pri vožnji v ovinek v ustaljenih razmerah. V drugem modelu – vzmetenje vozila – je bila analizirana dinamika vozila pri vožnji čez oviro. Iz tako

#### 0 INTRODUCTION

For strength calculations of structural supporting elements it is necessary to know the loads which the supporting elements must sustain. For the strength calculations of the suspension elements of the Šinkovec MM vehicle, the loads were determined by computer simulation. On the basis of these simulations the strength calculations of all the wishbone suspensions were performed to assess the risk of instant and fatigue failure.

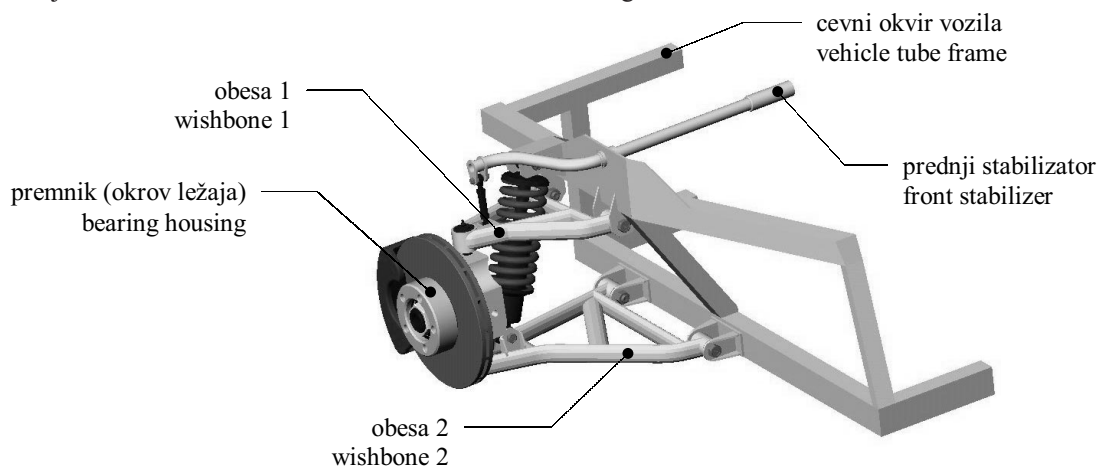
By analysing two dynamic vehicle models, the wheel loads were determined. In the first dynamic model of the vehicle no suspension damper or spring elements were considered and the model was required only for the calculation of the possible tangential forces acting on the wheels during vehicle braking or acceleration and for the possible lateral forces for a vehicle driving on a bend. Second model was the multi-mass dynamic model of a vehicle with all the suspension elements, and this model was

dobljenih obremenitev so bile izbrane največje obremenitve, ki so bile uporabljene za obremenitve modelov obes oz. za izračun poteka napetosti po postopku končnih elementov (MKE).

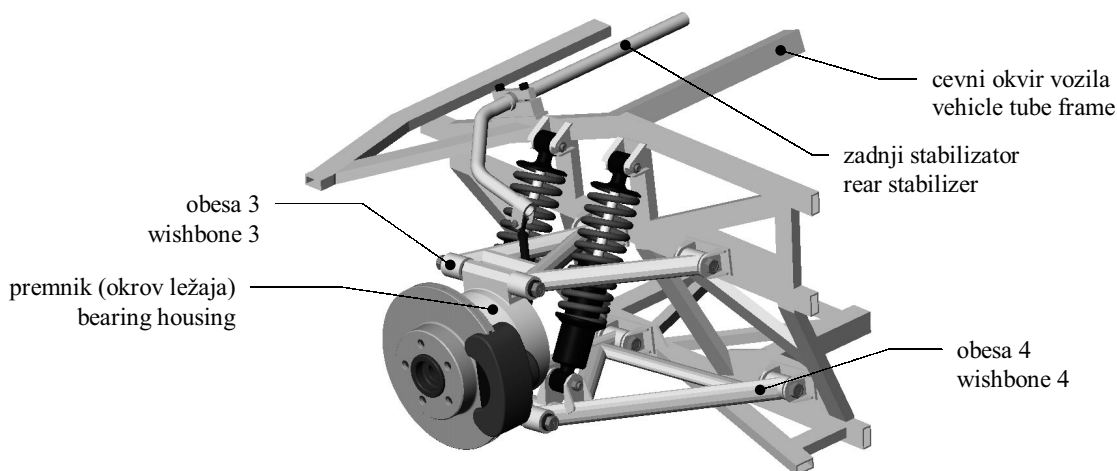
Pri preverjanju na utrujenostne porušitve so bile upoštevane povprečne obremenitve med življenjsko dobo, ki so bile izračunane na podlagi izkustvenih faktorjev ([1] do [3]).

## 1 MOGOČE KOLESNE OBREMENTITVE

Imena nekaterih elementov obešenja so zaradi jasnosti in lažjega razumevanja podana na naslednjih dveh slikah:



Sl. 1. Tridimenzionalni kinematični model prvega desnega obešenja  
Fig. 1. Three-dimensional kinematic model of front right suspension



Sl. 2. Tridimenzionalni kinematični model zadnjega desnega obešenja  
Fig. 2. Three-dimensional kinematic model of rear right suspension

### 1.1 Največje kolesne obremenitve

Največje kolesne obremenitve so bile uporabljene za trdnostni preračun posameznih obes pri preverjanju na trenutno porušitev.

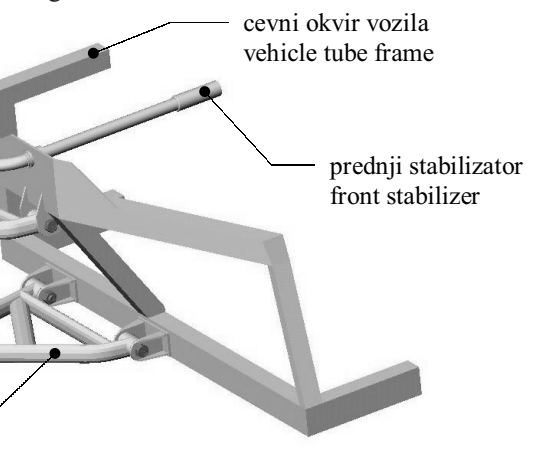
Za iskanje najbolj neugodnih režimov vožnje je bil uporabljen togi model vozila (sl. 3). Analizirana je bila kinematika vožnje pri močnem

the basis for the analysis of the vehicle's dynamic response when hitting a bump on the road. Maximum loads were then chosen for loading the wishbone suspensions and a computer-aided stress calculation was performed by the final elements method (FEM) analysis.

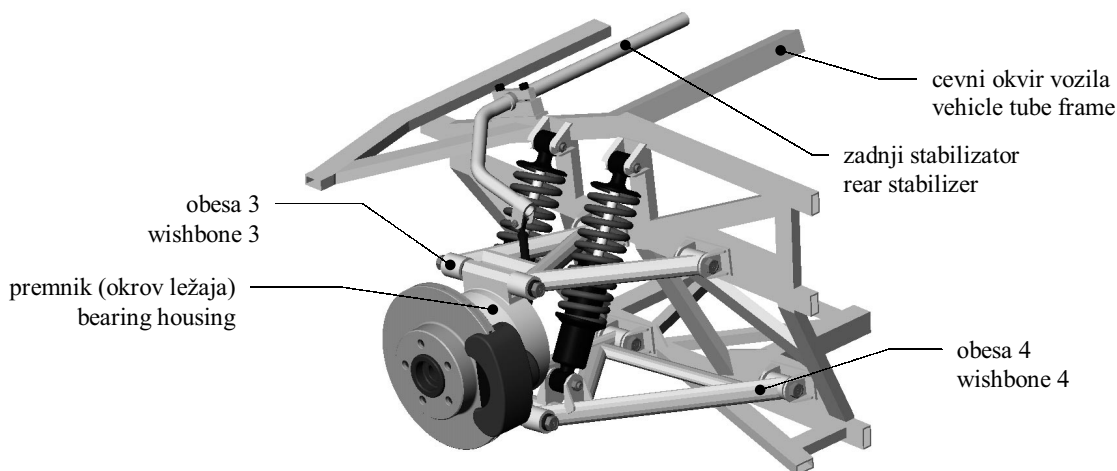
In the case of verifying fatigue failure the average loads during the fatigue life were used which were calculated on the basis of empirical factors ([1] to [3]).

## 1 POSSIBLE WHEEL LOADS

In the following two figures for reasons of clarity the names of some of the suspension elements are given:



Sl. 1. Tridimenzionalni kinematični model prvega desnega obešenja  
Fig. 1. Three-dimensional kinematic model of front right suspension

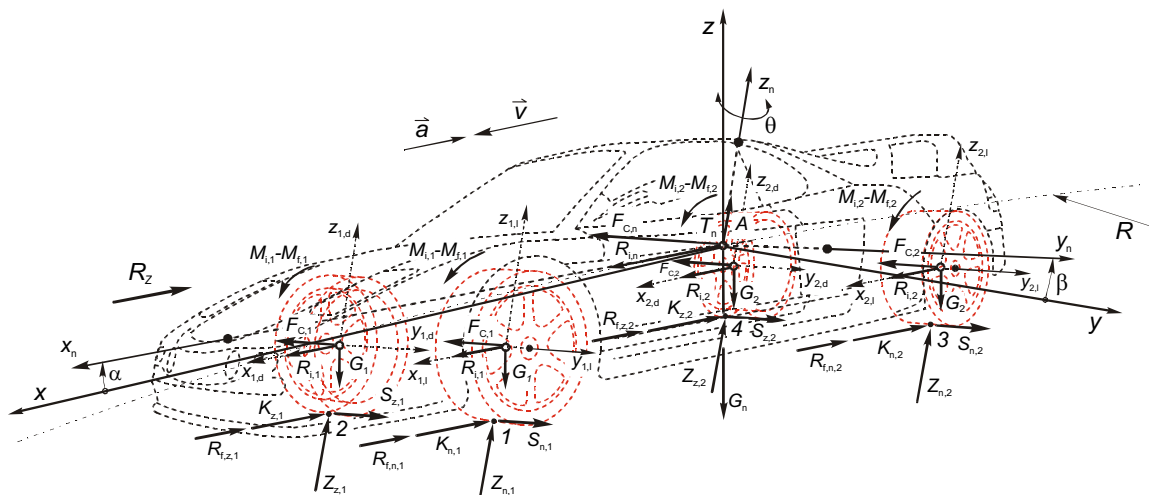


Sl. 2. Tridimenzionalni kinematični model zadnjega desnega obešenja  
Fig. 2. Three-dimensional kinematic model of rear right suspension

### 1.1 Maximum wheel loads

Maximum wheel loads were used for strength calculations of all wishbones where the possibility of instant failure was checked.

For investigating the harshest driving conditions the rigid vehicle model was used (Fig. 3). The kinematics of driving under severe breaking and



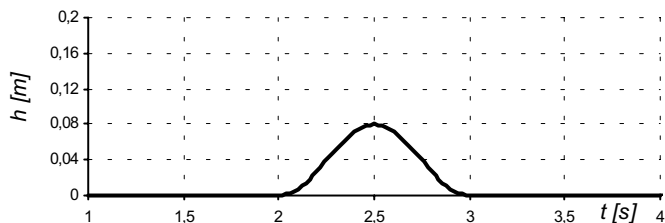
Sl. 3. Togi dinamični model vozila  
Fig. 3. Rigid dynamic vehicle model

zaviranju oz. pospeševanje vozila po ravni cesti ali v ovinek.

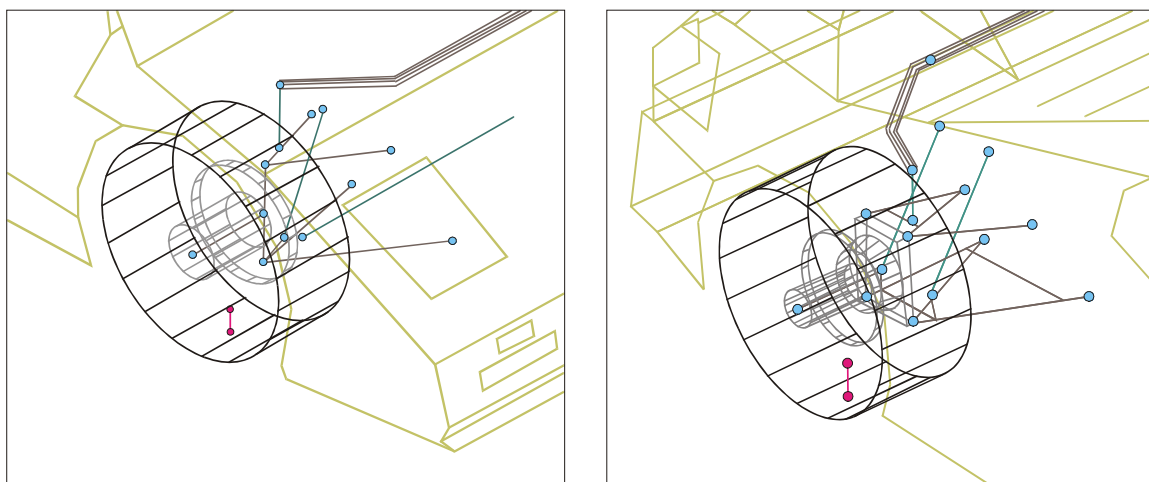
Največje obremenitve so bile pridobljene z analizo dinamike večmasnega dinamičnega modela vozila (sl. 5) pri najbolj neugodnih voznih pogojih (hitrost  $v$ , pospešek  $a$ , trenutni polmer ovinka  $R$ , klanec  $\alpha$ , nagib cestišča  $\beta$ , koeficienti sojemanja (trenja) v točki nakotaljenja pnevmatike po cestišču  $\mu_H$  in  $\mu_{S,max}$ , itn.) in hkratnem vzbujanju s časovno funkcijo, ki je popisovala grbino na cesti (sl. 4).

hard acceleration on a straight road and on a bend were analysed.

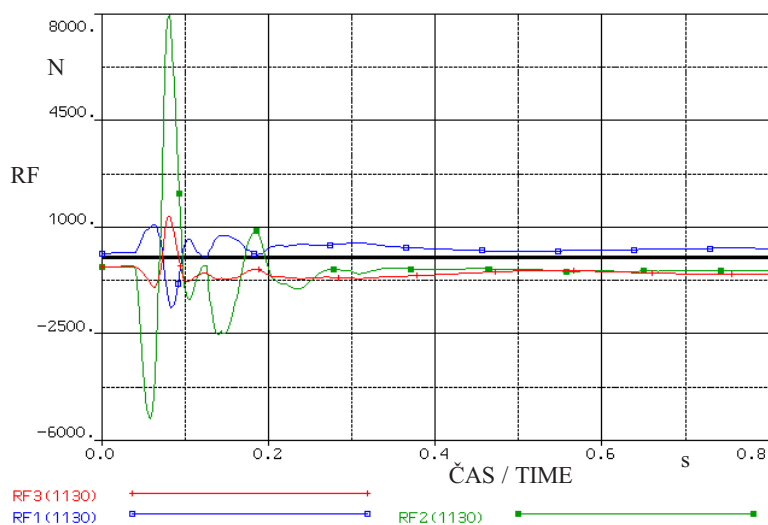
Maximum loads were acquired by analysis of the multi-mass dynamic model of vehicle (Fig. 5) under the harshest driving conditions and a simultaneous forced time function that represented a bump on the road (Fig. 4). The harshest driving conditions were represented by velocity  $v$ , acceleration  $a$ , present radii of the road bend  $R$ , acclivity  $\alpha$ , banking of the road  $\beta$ , coefficient of friction at the rolling point of tires  $\mu_H$  and  $\mu_S$ .



Sl. 4. Predstavitev grbine na cestišču  
Fig. 4. Representation of a bump on the road



Sl. 5. Detajl prednjega in zadnjega obešenja večmasnega dinamičnega modela vozila  
Fig. 5. Detail of front and rear suspension of multi-mass dynamic vehicle model



Sl. 6. Primer diagrama dinamičnih sil v zgornjem krogelnem zgibu prednjega desnega obešenja pri analizi dinamičnega odziva vozila pri naletu na oviro

Fig. 6. Example of dynamic-force diagram in front upper spherical joint while hitting a bump on the road

Na podlagi izračunanih dinamičnih odzivov vozila pri naletu na grbino, so za trdnostni preračun posameznih obes pri preverjanju na trenutno porušitev, bile preverjane naslednje obremenitve:

On the basis of the calculated dynamic vehicle response while hitting a bump on the road the strength calculations for the possibility of instant failure for the following loads were performed:

Preglednica 1. Največje obremenitve obese 1

Table 1. Maximum loads on wishbone 1

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	$X_{P1}$ N	$Y_{P1}$ N	$Z_{P1}$ N
10a	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-10,76\text{m/s}^2, v=100\text{km/h}, \mu_H=1,067, \mu_S=0,167$	┌	7394	2898	-600
10b			-1299	8727	1890
22	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-6,3\text{m/s}^2, v=153\text{km/h}, \mu_H=0,587, \mu_S=0,592$	└	4697	-4505	-865

Pri izračunu statičnega ravnotežja mirujočega vozila so normalne sile  $Z$  na prednji kolesi 3480 N in na zadnji kolesi 4370 N. Zaradi boljše predstave o velikosti obremenitev (preglednica 1), so bile obremenitve normirane z vrednostjo normalne obremenitve  $Z$  enega kolesa (preglednica 2).

Calculations of the equilibrium forces for the standing vehicle shown that the normal force on the front wheels was 3480 N and on the rear wheels 4370 N. For the sake of a better presentation of the force amplitude (Table 1) the forces were normalized with the normal force  $Z$  on one wheel (Table 2).

Preglednica 2. Največje normirane obremenitve obese 1

Table 2. Maximum normalized loads on wishbone 1

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	$X_{P1}$ N	$Y_{P1}$ N	$Z_{P1}$ N
10a	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-10,76\text{m/s}^2, v=100\text{km/h}, \mu_H=1,067, \mu_S=0,167$	┌	2,12	0,83	-0,17
10b			-0,37	2,51	0,54
22	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-6,3\text{m/s}^2, v=153\text{km/h}, \mu_H=0,587, \mu_S=0,592$	└	1,35	-1,26	-0,25

Preglednica 3. Največje obremenitve obese 2

Table 3. Maximum loads on wishbone 2

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	$X_{P2}$ N	$Y_{P2}$ N	$Z_{P2}$ N
10	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-10,76\text{m/s}^2, v=100\text{km/h}, \mu_H=1,067, \mu_S=0,167$	┌	-22250	7858	-8327
28	$R=60\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-1,78\text{m/s}^2, v=90\text{km/h}, \mu_H=0,156, \mu_S=0,693$	┌	-113	-4350	-7532
22	$R=200\text{m}, \alpha=0,0^\circ, \beta=12,0^\circ, a=-6,3\text{m/s}^2, v=153\text{km/h}, \mu_H=0,587, \mu_S=0,592$	┌	-11790	16970	-7055

## Preglednica 4. Največje normirane obremenitve obese 2

Table 4. Maximum normalized loads on wishbone 2

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	$X_{P2}$ N	$Y_{P2}$ N	$Z_{P2}$ N
10	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=12,0^\circ$ , $a=-10,76\text{m/s}^2$ , $v=100\text{km/h}$ , $\mu_H=1,067$ , $\mu_S=0,167$	[	-6,93	2,26	-2,39
28	$R=60\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=12,0^\circ$ , $a=-1,78\text{m/s}^2$ , $v=90\text{km/h}$ , $\mu_H=0,156$ , $\mu_S=0,693$	[	-0,03	-1,25	-2,16
22	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=12,0^\circ$ , $a=-6,3\text{m/s}^2$ , $v=153\text{km/h}$ , $\mu_H=0,587$ , $\mu_S=0,592$	[	-3,39	4,88	-2,03

## Preglednica 5. Največje obremenitve obese 3 in 4

Table 5. Maximum loads on wishbones 3 and 4

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	Z N	K N	S N
19	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=-6,05\text{m/s}^2$ , $v=123\text{km/h}$ , $\mu_H=0,579$ , $\mu_S=0,595$	[	-5633	8338	-8569
42	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=3,57\text{m/s}^2$ , $v=122\text{km/h}$ , $\mu_H=0,603$ , $\mu_S=0,585$	[	-7501	-10520	-10210
43	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=6,431\text{m/s}^2$ , $v=93\text{km/h}$ , $\mu_H=0,961$ , $\mu_S=0,36$	[	-6985	-15020	-5625

## Preglednica 6. Največje normirane obremenitve obese 3 in 4

Table 6. Maximum normalized loads on wishbones 3 and 4

i	pogoji vožnje / driving conditions	grbina / bump	Z N	K N	S N
19	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=-6,05\text{m/s}^2$ , $v=123\text{km/h}$ , $\mu_H=0,579$ , $\mu_S=0,595$	[	-1,29	1,91	-1,96
42	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=3,571\text{m/s}^2$ , $v=122\text{km/h}$ , $\mu_H=0,603$ , $\mu_S=0,585$	[	-1,72	-2,41	-2,34
43	$R=200\text{m}$ , $\alpha=0,0^\circ$ , $\beta=0,0^\circ$ , $a=6,431\text{m/s}^2$ , $v=93\text{km/h}$ , $\mu_H=0,961$ , $\mu_S=0,36$	[	-1,6	-3,44	-1,29

## 1.2 Spremenljive kolesne obremenitve

Za trdnostni preračun posameznih obes pri preverjanju na utrujenostno porušitev smo uporabili spremenljive obremenitve, ki se pojavijo na vozilu pri vožnji naravnost po srednje dobri poti. Velikost teh obremenitev je bila izračunana na podlagi izkustvenih dejavnikov po literaturi ([1] in [2]).

## 2 PRIKAZ REZULTATOV TRDNOSTNEGA PRERAČUNA

Trdnostni preračun posameznih obes je bil izveden z MKE, prikazana napetostna polja po posameznih obesah pa so Misesove primerjalne napetosti.

## 1.2 Variable wheel loads

For strength calculations in the case of fatigue failure the variable loads that emerge during the driving on medium-good roads were used. The magnitudes of these loads were calculated on the basis of the empirical factors in references ([1] and [2]).

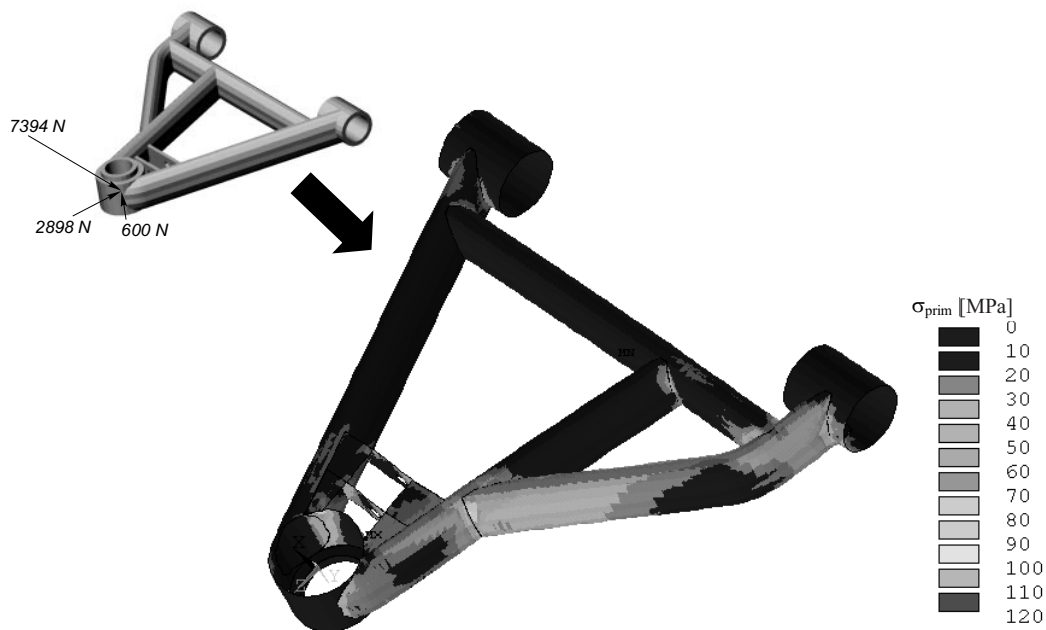
## 2 RESULTS OF STRENGTH CALCULATION

The computer-aided strength calculation was performed by FEM analysis. Stress fields on the wishbones represent the Mises equivalent stress.

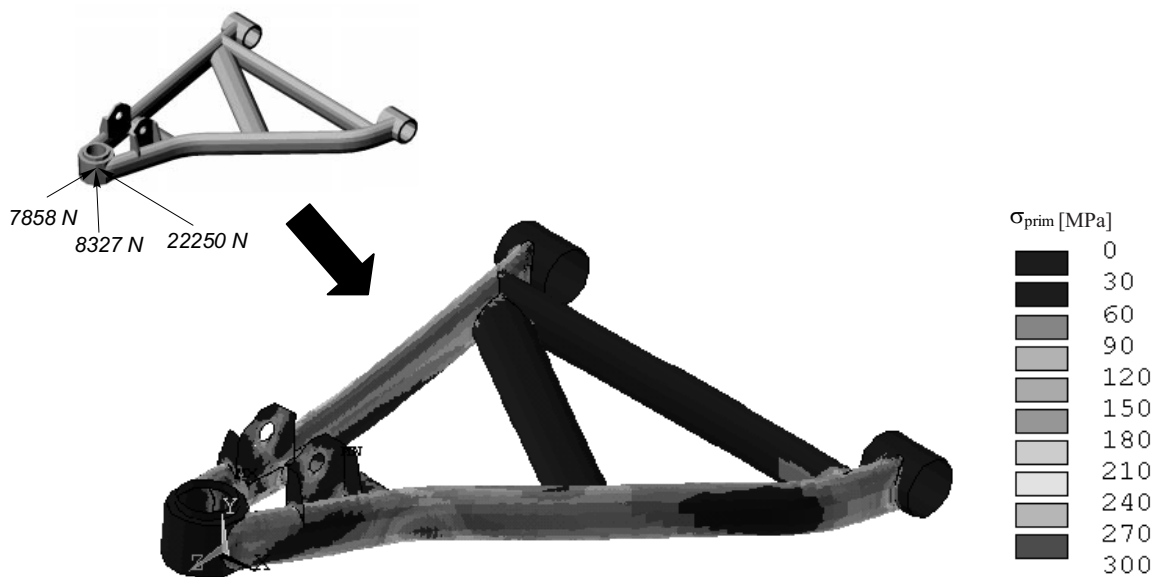
## Preglednica 7. Spremenljive obremenitve posameznih obes

Table 7. Variable loads on individual wishbones

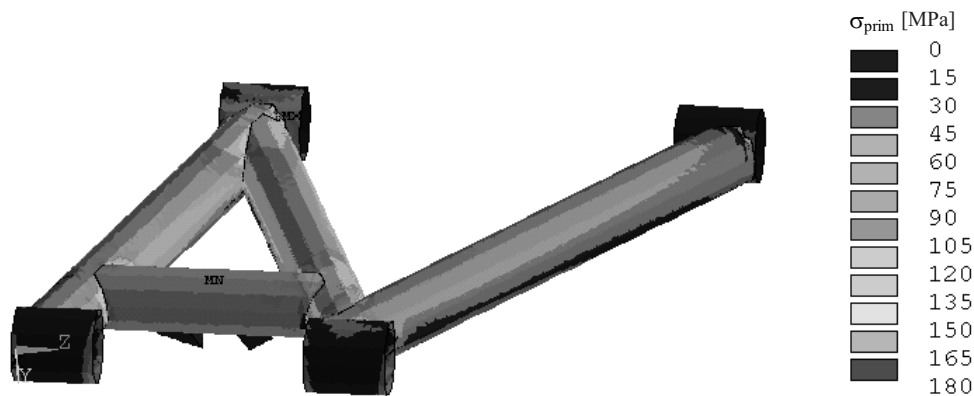
i	pogoji vožnje / driving conditions	obesa / wishbone	X N	Y N	Z N
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P1	-206	2339	20
			-124	485	0
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P2	808	-3410	-6426
			451	-401	-2756
i	pogoji vožnje / driving conditions	obesa / wishbone	Z N	K N	S N
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P3	7195	1469	605
			4212	1469	-605
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P4	7195	1469	605
			4212	1469	-605



Sl. 7. Primerjalne napetosti na obesi 1 za obremenitveni primer  $i=10a$   
 Fig. 7. Equivalent stress on wishbone 1 for load case  $i=10a$



Sl. 8. Primerjalne napetosti na obesi 2 za obremenitveni primer  $i=10a$   
 Fig. 8. Equivalent stress on wishbone 2 for load case  $i=10a$



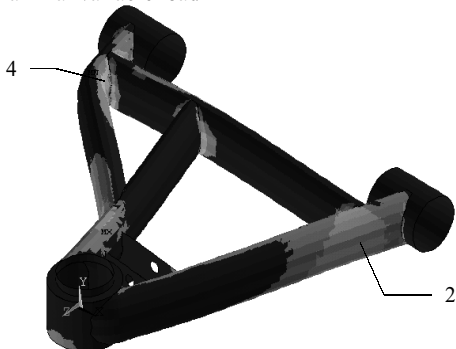
Sl. 9. Primerjalne napetosti na obesi 3 za obremenitveni primer  $i=43$   
 Fig. 9. Equivalent stress on wishbone 3 for load case  $i=43$



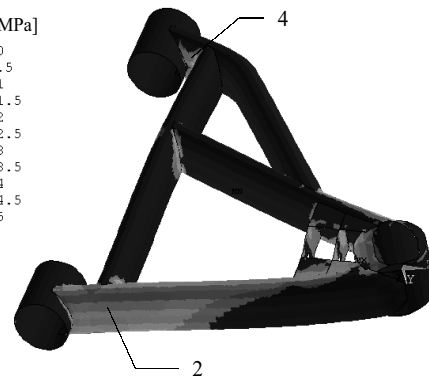
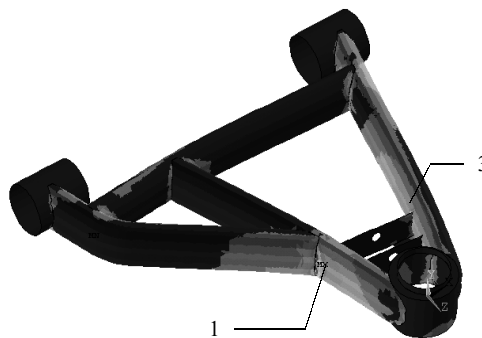
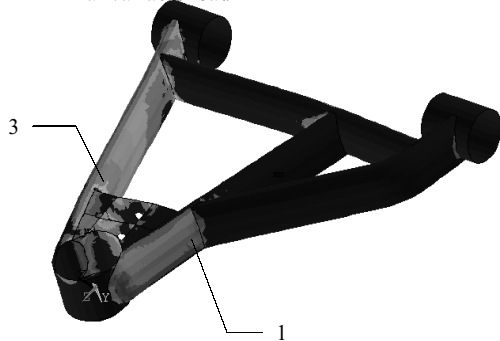


Sl. 11. Primerjalne napetosti na obesi 4 za obremenitveni primer  $i=43$   
 Fig. 11. Equivalent stress on wishbone 4 for load case  $i=43$

največja spremenljiva obremenitev  
 maximal variable load



najmanjša spremenljiva obremenitev  
 minimal variable load



Sl. 12. Potek primerjalnih napetosti na premi 1 pri spremenljivih obremenitvah  
 Fig. 12. Equivalent stress on wishbone 1 for variable loads

## 2.1 Preverjanje na trenutno porušitev

V celoti dobimo največje napetosti pri obremenitvenem primeru  $i=10a$ , zato je prikazano napetostno polje le za ta primer. Obremenitveni primer  $i=10a$  označuje vožnjo pri močnem zaviranju

## 2.1 Instant failure verification

The result of the stress calculation for the load case  $i=10a$  is shown because the highest overall stress appeared in this load case. The case represented driving under severe braking while hitting a bump

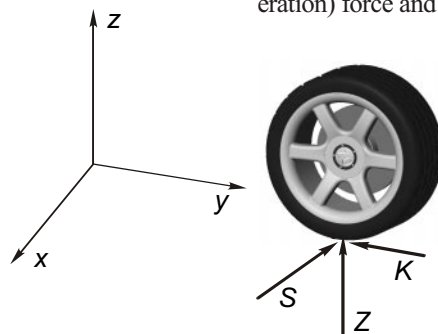
Preglednica 8. Normirane spremenljive obremenitve posameznih obes

Table 8. Normalized variable loads on individual wishbones

i	pogoji vožnje / driving conditions	obesa / wishbone	X N	Y N	Z N
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P1	-0,06	0,67	0,01
			-0,04	0,14	0
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P2	0,23	-0,98	-1,85
			0,13	-0,12	-0,79
i	pogoji vožnje / driving conditions	obesa / wishbone	Z [N]	K [N]	S [N]
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P3	1,65	0,34	0,14
			0,96	0,34	-0,14
/	spremenljive obremenitve, $R=10000\text{m}$ , $\alpha=\beta=0^\circ$ , $a=0\text{m/s}^2$ , $v=10\text{km/h}$ [2]	P4	1,65	0,34	0,14
			0,96	0,34	-0,14

v ovinek in sočasen nalet na grbino z zunanjim prednjim kolesom (preglednica 1 in preglednica 2). Zunanje kolo je kolo na zunanji strani ovinka.

Obremenitveni primer  $i=43$  označuje vožnjo pri največjem pospeševanju na ravni cesti in sočasen nalet na grbino z zadnjim kolesom. Vpetje zadnjega obešenja za trdnostni preračun obeh obes je bilo izvedeno tako, da je vnos obremenitev potekal prek točke nakotaljenja zadnje pnevmatike po cestišču. Te sile so naslednje:  $Z$  – normalna sila,  $K$  – obodna (sila zaviranja / pogonska sila) in  $S$  – bočna sila (sl. 10).



Sl. 10. Prikaz sil v točki nakotaljenja pnevmatike po cestišču  
Fig. 10. Forces acting on the wheel road contact point

on the road with outer front wheel (Table 1 and Table 2). Outer wheel is the wheel on outer side of the road bend.

Load case  $i=43$  represented driving with maximum acceleration on a straight road while hitting a bump on the road, with the rear wheel analysed. The entry point for loads in the strength calculation on the rear suspension elements was the wheel road contact point because of the complexity of the rear suspension geometry. Forces acting on the wheel road contact point are:  $Z$  – normal force,  $K$  – tangential (braking / acceleration) force and  $S$  – lateral force (Fig. 10).

## 2.2 Preverjanje na utrujenostno porušitev

Pri preverjanju na utrujenostno porušitev so bile vse obese obremenjene na dveh obremenitvenih ravneh (preglednica 7 in preglednica 8). Po izračunu primerjalnih napetosti se bile na vsaki obesi določene po 4 točke z neugodno kombinacijo napetosti (sl. 12). Za te točke so bile izračunane vrednosti srednje primerjalne napetosti, ki so bile nato vrisane v diagram dinamične trdnosti (*Smithov diagram*) za jeklo *Fe 360B*. Razmerje dinamičnosti napetosti:

$$r_i = \frac{\sigma_{\min,i}}{\sigma_{\max,i}} \quad (1)$$

Srednja primerjalna napetost:

$$\sigma_{sr,i} = \frac{\sigma_{\min,i} + \sigma_{\max,i}}{2} = \sigma_{\max,i} \frac{r_i + 1}{2} \quad (2)$$

## 2.2 Fatigue failure verification

During fatigue failure control all the wishbones were loaded on two levels (Table 7 and Table 8). On each of the wishbones the four points with the worst stress levels were determined (Fig. 12). For these points the average stress levels were calculated and used as the input data for the Smith diagram – diagram of dynamic stiffness of the steel *Fe 360B*.

Factor of dynamic stress:

Average equivalent stress level:

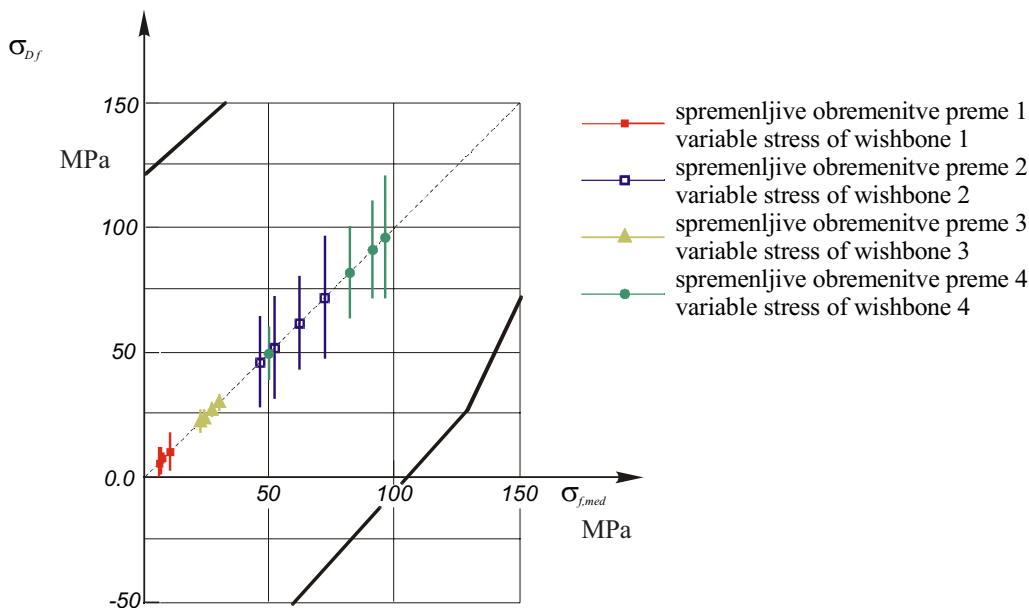
Srednje vrednosti napetosti označenih točk (sl. 12) so bile določene po enačbi (1) in (2):

$\sigma_{\max,1} = 18 \text{ MPa}$	$\sigma_{\min,1} = 3 \text{ MPa}$	$\Rightarrow$	$r_1 = 0,167$	$\Rightarrow$	$\sigma_{sr,1} = 10,5 \text{ MPa}$
$\sigma_{\max,2} = 10 \text{ MPa}$	$\sigma_{\min,2} = 3,5 \text{ MPa}$	$\Rightarrow$	$r_2 = 0,35$	$\Rightarrow$	$\sigma_{sr,2} = 6,75 \text{ MPa}$
$\sigma_{\max,3} = 12 \text{ MPa}$	$\sigma_{\min,3} = 3,5 \text{ MPa}$	$\Rightarrow$	$r_3 = 0,29$	$\Rightarrow$	$\sigma_{sr,3} = 7,75 \text{ MPa}$
$\sigma_{\max,4} = 12 \text{ MPa}$	$\sigma_{\min,4} = 0 \text{ MPa}$	$\Rightarrow$	$r_4 = 0,0$	$\Rightarrow$	$\sigma_{sr,4} = 6 \text{ MPa}$

Srednje primerjalne napetosti za detajle na preostalih obesah niso kritične, saj so vse manjše kakor pri obesi 1. Pri analizi rezultatov dinamičnega preračuna je pomemben položaj spremenljivih napetosti v diagramu dinamične trdnosti, kar prikazuje slika 13. Prikazan je diagram dinamične trdnosti za jeklo *Fe 360 B*. To je jeklo, iz katerega so bile zvarjene rezervne obese, ki so bile tudi model za trdnostni preračun.

Average stress levels for marked points (Fig. 12) were calculated using equation (1) and (2):

Average equivalent stress for the details on other wishbones were all smaller than for wishbone 1 and they were not critical. When we analysed the possibility of fatigue failure, the position of the average stress in the Smith diagram is important as we can see in Fig. 13. The Smith diagram for the steel *F 360B* is shown from reference, and this is the steel that was used for spare wishbones.



Sl. 13. Prikaz dinamičnih primerjalnih napetosti v diagramu dinamične trdnosti za jeklo *Fe 360 B*  
Fig. 13. Equivalent variable stress in the Smith diagram for steel *F 360B*

### 3 SKLEP

Izvedena trdnostna analiza na nevarnost trenutne in utrujenostne poškodbe je pokazala, da so vse obese trdnostno ustrezne za vozilo Šinkovec MM.

Poteki primerjalnih napetosti po posameznih obesah kažejo na povečanje vrednosti primerjalne napetosti okoli ostrorobnih geometrijskih stikov, kar je verjetno posledica samega modela MKE posameznih obes, saj imajo elementi okoli teh stikov določeno stopnjo popačenja oz. niso idealni. Na teh mestih so na rezervnih obesah (obese, ki so rabile za modeliranje modelov MKE) razmeroma debeli zvari, ki po eni strani verjetno omilijo omenjene konice napetosti, po drugi strani pa zvarno mesto že samo po sebi poveča verjetnost za pojav zareznihi učikov.

Za natančnejšo sliko dogajanja bi bilo treba izvesti poglobljene teoretične raziskave (podrobneje modelirati geometrijo modela okoli zvarnih mest in točk vpetja modela na okvir vozila, preveriti vpliv

### 3 SUMMARY

The performed strength analysis of the possibility of instant and fatigue failure confirmed the suitability of all wishbones for the Šinkovec MM vehicle.

The distribution of equivalent stress on separate wishbones showed amplified stress levels on sharp geometric edges that were probably the consequence of wishbones' FEM models, because FEM elements on those edges were in some way deformed and not ideal. On the other hand, there were robust welds on the same edges, which were not modeled in the FEM analysis, and they could extenuate the above mentioned amplified stress levels but at the same time also amplify the probability of a notch effect.

For a thorough analysis of the problem some enhanced tasks should be carried out (detailed modelling of the geometry around the weld position and areas where the wishbones are fixed on the vehicle

elastičnosti okvira vozila na porazdelitev napetosti v posameznih obesah, preverjati materialne lastnosti po varjenju itn.) in izvesti meritve dejanskih obremenitev v kritičnih mestih na samem prototipu vozila v dejanskih obratovalnih razmerah.

tube frame, the influence of the tube frame elasticity on wishbone stress distribution and material properties after welding should be controlled, etc.). For confirmation of the stress analysis some measurement of the stress on the vehicle wishbones in real driving conditions should be performed.

#### 4 UPORABLJENE OZNAKE 4 USED NOTATION OF SYMBOLS

Indeksi, ki so lahko poleg vsake oznake v različnih kombinacijah:		Indices that could be beside all symbols in different combinations:	
obesa 1 (2, 3, 4)		$i = 1 (2, 3, 4)$	wishbone 1 (2, 3, 4)
koordinatna os x (y, z)		$i = x (y, z)$	coordinate axis x (y,z)
sprednja obesa		$i = j = 1$	front suspension
zadnja obesa		$j = i = 2$	rear suspension
desno kolo		d	right wheel
levo kolo		l	left wheel
notranje kolo		n	inner wheel
zunanje kolo		z	outer wheel
Oznake:			Symbols:
višina ovire	$H_0$	m	bump height
zavorna sila na kolesu (tudi sila pospeševanja)	$K$	N	breaking force on the wheel (also acceleration force)
dolžina ovire	$L_0$	m	bump length
polmer ukrivljenosti poti, po kateri se giblje težišče vozila	$R$	m	radii of curved trajectory on which the center of mass of the vehicle is moving
bočna sila na kolo	$S$	N	lateral force on the wheel
sile na obese v lokalnih koordinatnih sistemih posameznih obes	$X (Y, Z)$	N	forces on wishbones in local system of coordinates
osna (normalna) sila na kolo	$Z$	N	normal force on the wheel
vektor pospeška vozila pri zaviranju ali pospeševanju	$\vec{a}$	m/s <sup>2</sup>	acceleration vector of vehicle during breaking or acceleration
razmerje dinamičnosti obremenitve za opazovano točko i	$r_i$		factor of dynamic loading for observed point i
vektor hitrosti vozila	$\vec{v}$	m/s	velocity vector of vehicle
kot klanca cestišča	$\alpha$	°,rd	acclivity angle of road
kot nagiba cestišča	$\beta$	°,rd	banking angle of road
koeficient sojemanja	$\mu_H$		coefficient of friction
specifična bočna sila - bočni koeficient sojemanja	$\mu_S$		specific lateral force - specific lateral coefficient of friction
dinamična trdnost jekla za upogib	$\sigma_{Df}$	MPa	fatigue strength for bending
srednja napetost za upogib	$\sigma_{f,med}$	MPa	average bending stress
maksimalna primerjalna napetost pri spremenljivih obremenitvah v točki i	$\sigma_{max,i}$	MPa	maximum Von-Misses stress at variable loads for observed point i
najmanjša primerjalna napetost pri spremenljivih obremenitvah v točki i	$\sigma_{min,i}$	MPa	minimum equivalent stress at variable loads for observed point i
primerjalna napetost	$\sigma_{prim}$	MPa	equivalent stress
srednja primerjalna napetost pri spremenljivih obremenitvah v točki i	$\sigma_{sr}$	MPa	average equivalent stress at variable loads for observed point i

5 LITERATURA  
5 REFERENCES

- [1] Mitschke, M. (1972) Dynamik der Kraftfahrzeuge. *Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.*
- [2] Jurejevčič, T., M. Fajdiga (1988) Računska tehnika kod optimiranja podvozja avtobusa. *MVM Saobštenje, XIV-83*, str. 118-124.
- [3] Nagode, M., M. Fajdiga (1997) The influence of variable operating conditions upon the general multimodal Weibull distribution. *Reliability Engineering and System Safety 64*, str. 383-389.
- [4] Beitz, W., K.-H. Küttner (1995) *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, 18. Auflage. *Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.*

Naslov avtorjev: Andrej Kostanjevec  
Vili Malnarič  
dr.Tomaž Jurejevčič  
prof.dr.Matija Fajdiga  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Author's Address: Andrej Kostanjevec  
Vili Malnarič  
Dr. Tomaž Jurejevčič  
Prof.Dr. Matija Fajdiga  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 12.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Trdnostna analiza rotorja ventilatorja borbenega vozila

### Strength Analysis of a Combat Vehicle Fan Rotor

Robert Kunc - Ivan Prebil - Marko Hočevar - Brane Širok

*Zaradi neustreznosti sedanjega ventilatorja, vgrajenega v borbeno vozilo, smo se odločili izdelati nov rotor ventilatorja z boljšimi aerodinamičnimi ter trdnostnimi lastnostmi. Rotor naj bi zagotovil zadosten masni tok hladilnega zraka skozi hladilni sistem motorja pri izkoriščanju polne moči v najtežjih obratovalnih okoliščinah (puščavska vročina). Pri tem mora tudi trdnostno ustrezati najtežjim obratovalnim razmeram, to so obratovanje ventilatorja z največjo vrtilno frekvenco in vožnja po terenu s hkratnim streljanjem. Prikazano je modeliranje rotorja za izboljšanje aerodinamičnih lastnosti (karakteristik), ki je bilo preverjeno na namensko izdelanem preskuševališču. Pri tem smo merili odziv ventilatorja na zunanje vzbujanje v odvisnosti od vrtilne frekvence. Napetostno in deformacijsko stanje rotorja smo preverili z metodo končnih elementov.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: vozila borbenega, rotorji ventilatorjev, analize trdnostne, modeliranje rotorjev)**

*Because of the deficiencies with an existing combat vehicle fan, we decided to design a new fan rotor with improved aerodynamic and strength properties. The new rotor should assure a sufficient mass flow of the cooling air through the motor cooling system during full power operation under the most unfavourable operating conditions (desert heat). The rotor strength must be compatible with the operating conditions such as high rotational speed, off road driving and shooting. This article describes the rotor model with improved aerodynamic properties, which has been checked on a dedicated test stand. We have measured the fan response to external excitation as a function of the rotational speed. The stress and strain conditions in the rotor have been checked using FEM.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: combat vehicle, fan rotors, strength analysis, rotor model)**

#### 0 UVOD

Za zagotavljanje potrebnih lastnosti borbenega vozila je treba v vozilo vgraditi nov močnejši motor. S povečanjem moči pogonskega motorja se povečajo tudi zahteve po hladilni zmogljivosti hladilnega sistema, ki mora zagotoviti zadosten masni tok hladilnega zraka tudi v najtežjih obratovalnih okoliščinah puščavske vročine. Povečanje hladilnih zmogljivosti je ob nespremenjenih termodinamičnih lastnostih in izmerah hladilnega sistema motorja mogoče le s spremembo hladilnih ventilatorjev. Pri razvoju novega ventilatorja za hlajenje motorja borbenega vozila z večjo pretočno zmogljivostjo se je pojavilo vprašanje o ustreznosti aerodinamičnih lastnosti in konstrukcijske rešitve ter o napetostnem in deformacijskem stanju, ki se pojavi na rotorju pri različnih obratovalnih razmerah.

#### 0 INTRODUCTION

In order to achieve the required combat vehicle properties, it was necessary to incorporate a new and more powerful motor into the vehicle. The demands on the cooling capabilities of the cooling system, which must be capable of delivering a sufficient mass flow of the cooling air even under the worst conditions such as the desert heat, are increased with the increase in the motor's power. The increase of the cooling capabilities of the cooling system, while retaining its thermodynamic characteristics and external dimensions, is only possible with a modification of the cooling fans. During the development of the new cooling fan for the combat vehicle motor, with increased flow through capabilities, we had to consider the aerodynamic properties, various design solutions, and the stress and strain states under the various operating conditions.

Rotor ventilatorja iz Al-zlitine smo trdnostno in deformacijsko analizirali ter predlagali nekatere izboljšave in nadaljnje teste za preverjanje obratovalne trdnosti.

We have analysed the Al-alloy rotor strength and strains, and proposed some improvements and further tests to check the operating strength.

## 1 ZAGOTAVLJANJE ZADOSTNEGA PRETOKA HLADILNEGA SREDSTVA

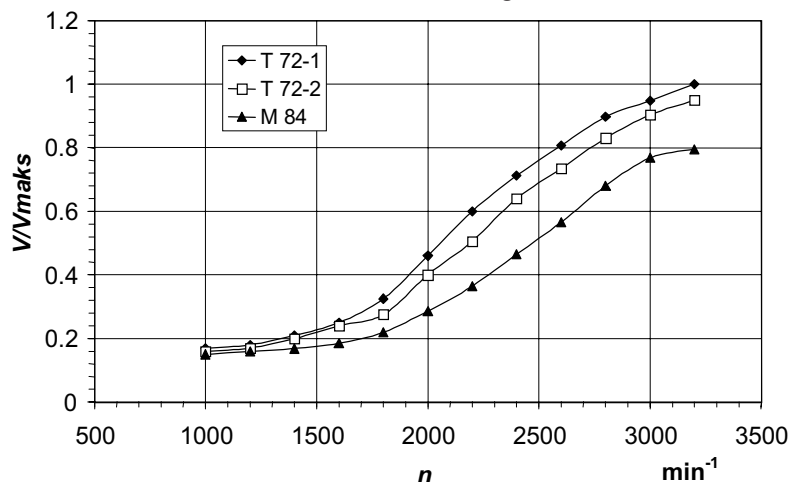
## 1 ASSURING A SUFFICIENT FLOW OF THE COOLING MEDIUM

Povečana zmogljivost hladilnega ventilatorja je bila dosežena s spremenjeno geometrijsko obliko pretočnega kanala v rotorju ventilatorja in s spremenjeno tehnologijo izdelave. Profilirane lopatice so nadomestile stare krivljene lopatice, tehnologija litja aluminijeve litine pa je zamenjala staro tehnologijo kovičenja. Spremenjena geometrijska oblika s spremenjeno porazdelitvijo mase povzroči povečanje aerodinamične obremenitve in spremembo vztrajnostnih momentov. Zaradi nastalih sprememb je bilo treba izvesti trdnostno analizo vplivov na rotor ventilatorja.

The increased cooling fan capacity has been achieved by changes to the geometry of the flow channel in the fan rotor combined with different manufacturing technology. We have replaced the old bent blades by new ones with an improved new profile; the riveting has been replaced with an aluminium casting. The changes in the geometry and the mass distribution increase the aerodynamic loads and alter the moments of inertia. As a result of these changes, it was necessary to re-analyse the rotor strength.

Za določitev zmogljivosti hladilnega ventilatorja, vplivov dinamične obremenitve na rotorju ventilatorja in osnovnih dinamičnih lastnosti sklopa rotor - ležajni okrov v odvisnosti od mehanskega vzbujanja sistema je bil izdelan eksperimentalni sistem [1]. Pri postavitvi eksperimentalnega sistema so bile v največji meri upoštevane dejanske obratovalne razmere ventilatorja v borbenem vozilu. Slika 1 prikazuje povečanje pretočne količine hladilnega zraka spremenjenega ventilatorja glede na staro izvedbo ventilatorja v odvisnosti od vrtilne frekvence.

An experimental system [1] has been set up to determine the capacity of the cooling fan, the influence of dynamic load on the fan rotor, and the basic dynamic properties of the rotor-bearing housing sub-assembly as a function of the mechanical excitation of the system. In the set-up we have tried to simulate actual operating conditions of the fan in a combat vehicle as closely as possible. Figure 1 shows the increase of the cooling airflow as a function of the rotational speed for the old and modified designs of the fan.



Sl. 1. Relativni prostorninski pretok hladilnega zraka  $V/V_{maks}$  v odvisnosti od vrtilne frekvence rotorja  $n$  za različne izvedbe ventilatorjev

M 84 - izvedba s kovičnim rotorjem, T 72-1 novi rotor - meritev, T 72-2 novi rotor - meritev

Fig. 1. Relative volume flow of the cooling air  $V/V_{maks}$  as a function of the rotational speed  $n$  of the rotor for different fan designs

M84 - design with riveted rotor, T72-1 new rotor - measurement, T 72-2 new rotor - measurement

## 2 OBRATOVALNI PROFIL - OBREMNITVE

## 2 OPERATING PROFILE - LOADS

Obratovalni profil delovanja borbenega vozila ni natančno poznan. Za primerjavo smo uporabili zahteve vojaške industrije za podobna borbena vozila. Obremenitve vleženja izhajajo iz

The operating profile of the combat vehicle is not known in detail. For comparison purposes we used the requirements of the military industry for similar combat vehicles. The bearing loads are calculated from

lastne mase ventilatorja, sklopke in gredi, ki znaša skoraj 50 kg, ter dinamičnih vplivov med obratovanjem (vibracij in sunkov), zaradi vožnje in reakcijskih sil pri streljanju. Velikost teh vplivov smo ocenili po priporočilih standarda MIL-STD-810D (Metode testiranja v okolju in inženirska navodila) [4]. Vzete so največje vrednosti, ki so bile izmerjene na vojaških vozilih v danih razmerah (preglednica 1). Vse obremenitve delujejo v skupnem težišču ventilatorja, sklopke in gredi.

Preglednica 1. Obremenitve glede na režim obratovanja  
Table 1. Loads for various operating conditions

Št. No.	pogoji obratovanja – urjenje operating conditions – training	čas time %	raven obrem. - najv. ocena load level - max. estimate	sila force N	
				Prečna Radial	Vzdolžna Axial
1	mobilno- tlakovane ceste, 2000 min <sup>-1</sup> mobile-paved roads, 2000 min <sup>-1</sup>	20	2 g navpično in vzdolžno 2 g vertical and longitudinal	1000	1000
2	mobilno- tlakovane ceste, 3600 min <sup>-1</sup> mobile-paved roads, 3600 min <sup>-1</sup>	10	2 g navpično in vzdolžno 2 g vertical and longitudinal	1000	1000
3	mobilno- po terenu; 2000 min <sup>-1</sup> mobile-off road; 2000 min <sup>-1</sup>	20	5 g navpično in vzdolžno 5 g vertical and longitudinal	2500	2500
4	mobilno- po terenu; 3600 min <sup>-1</sup> mobile-off road; 3600 min <sup>-1</sup>	10	5 g navpično in vzdolžno 5 g vertical and longitudinal	2500	2500
5	mirujoče na položaju, operativno still in position, operative	38	1 g navpično 1 g vertical	500	200
6	streljanje vzdolžno na os ventilatorja shooting along the fan axis	1	40 g aksialno 40 g axial	1000	20000
7	streljanje prečno na os ventilatorja shooting perpendicular to the fan axis	1	40 g radialno 40 g radial	20000	1000

Za izračun statične varnosti smo upoštevali sunek velikosti 50 g hkrati v vzdolžni in prečni smeri. Ker je vir največjih sunkov na kupoli (reakcijske sile), ocenjujemo, da so izbrane vrednosti precej višje od dejanskih, ki se pojavljajo na samem ventilatorju, vgrajenem v podvozje vozila.

Glede na način obratovanja in mogoče zunanje obremenitve smo obremenitev ventilatorja razdelili na devet obremenitvenih primerov (upoštevane so samo največje vrednosti oz. vrednosti zunanjih obremenitev pri vzdolžnem in prečnem streljanju; preglednica 2).

### 3 TRDNOSTNI PRERAČUN VENTILATORJA

#### 3.1 Analiza materiala Al Si10 Mg

Zaradi nepoznavanja mehanskih lastnosti materiala, iz katerega je izdelan rotor ventilatorja, smo izvedli trgalni test na univerzalnem preskuševališču INSTRON 1255 (Inštitut za kovinske materiale in tehnologije). Trgalni test je bil opravljen s preskušanci toplotno obdelane aluminijeve zlitine Al Si10 Mg in preskušanci "surove" (brez toplotne obdelave) aluminijeve zlitine Al Si10 Mg.

Toplotno obdelana aluminijeva zlitina Al Si10 Mg se je izkazala za izredno krhko, saj se poruši, še preden doseže mejo plastičnosti  $R_{p0,2}$ :

the mass of the fan, clutch, and shaft (almost 50kg) and the dynamic influences (shocks and vibration) during the operation, as a result of driving, and reaction forces during shooting. The magnitude of these influences has been estimated according to the MIL-STD-810D standard (Methods of testing in environment and engineering instructions) [4]. We considered the maximum values, measured on military vehicles under given conditions (Table 1). All the loads are acting on the common gravitation centre of the fan, clutch and shaft.

For the computation of the static security factor we took a shock of 50 g simultaneously in the axial and radial directions. The source of major shocks is the turret (reaction forces), therefore we estimate, that the chosen values are significantly higher than the actual values appearing on the fan incorporated into the vehicle chassis.

Considering the operating modes and possible external loads, we divided the fan loads into nine load cases (only maximum values of the external loads during longitudinal and lateral shooting were considered).

### 3 STRENGTH CALCULATIONS OF THE FAN

#### 3.1 Al Si10 Mg material analysis

In order to assess the material properties used for the fan rotor, we have made a tensile strength test on an INSTRON 1255 universal test stand (Institute for metal materials and technologies). The tensile strength test was made with heat-treated and raw (no heat treatment) test specimens made of the aluminium alloy Al Si10 Mg.

The heat-treated aluminium alloy Al Si10 Mg proved to be very brittle, because it breaks even before reaching the plasticity limit  $R_{p0,2}$ :



## Preglednica 2. Obremenitveni primeri

Table 2. Load cases

Št.	obremenitveni primer (OP)		
No.	load case (LC)		
1	zunanja obr. external load	kotni pospešek (50 g/r <sub>težišča</sub> ) angular acceleration (50 g/r <sub>grav. centre</sub> )	$\alpha_y = 1000 \text{ rad/s}^2$
2		translatorni radialni pospešek (50 g) (streljanje pravokotno na os tanka) linear radial acceleration (50 g) (shooting perpendicular to the tank axis)	$a_x = 490,5 \text{ m/s}^2$
3		translatorni aksialni pospešek (50 g) (streljanje v osi tanka) linear axial acceleration (50 g) (shooting along the tank axis)	$a_z = 490,5 \text{ m/s}^2$
4	vrtina frekvenca rotational speed	N = 1500 min <sup>-1</sup>	$\omega_z = 158 \text{ rad/s}$
5		N = 2000 min <sup>-1</sup>	$\omega_z = 210 \text{ rad/s}$
6		N = 2500 min <sup>-1</sup>	$\omega_z = 262 \text{ rad/s}$
7		N = 3000 min <sup>-1</sup>	$\omega_z = 315 \text{ rad/s}$
8		N = 3500 min <sup>-1</sup>	$\omega_z = 366,5 \text{ rad/s}$
9	komb comb	kotni pospešek (50 g/r <sub>težišča</sub> ) – angular acceleration (50 g/r <sub>grav. centre</sub> ) translatorni radialni pospešek(50 g) – linear radial acceleration (50 g) N = 3500 min <sup>-1</sup>	$\alpha_y = 1000 \text{ rad/s}^2$ $a_x = 490,5 \text{ m/s}^2$ $\omega_z = 366,5 \text{ rad/s}$

- porušna meja:  $Rm = 254 \text{ MPa}$
- tehnična meja elastičnosti:  $Rp_{0,01} = 168 \text{ MPa}$  (pri  $\varepsilon = 0,01\%$ )
- elastični modul:  $E = 7 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

Lastnosti materiala za numerični preračun smo določili iz rezultatov trgalnega testa, oziroma smo se mu poskušali s funkcijo materiala po odsekih čimbolj realno približati ([2] in [3]).

### 3.2 Preračun

Trdnostno preverjanje oz. porazdelitev napetostnega stanja rotorja ventilatorja borbenega vozila sta preračunana z metodo končnih elementov v programskem paketu ANSYS 5.3, ki omogoča upoštevanje nelinearnosti materiala in geometrijske oblike. Geometrijski model rotorja je izdelan po izvorni dokumentaciji in z uporabo profila - oblike lopatice (ukrivljenost in debelino) za izdelavo livarske forme [3].

Iz rezultatov preračuna se je takoj pokazalo, da je privarjeni venec iz krivljene pločevine Al 99.5, ki povezuje lopatice rotorja, prešibak (sl.2). Venec se, še preden doseže rotor največjo vrtilno frekvenco, začne plastično deformirati oziroma bi se pri največji vrtilni frekvenci porušil. Zato so bile na sedanjem rotorju izvedene naslednje poprave:

- spremenjen material venca iz Al 99.5 v toplotno obdelan Al Si10 Mg; s tem se spremeni tudi tehnologija izdelave iz varjenega venca na lopatice rotorja v liti venec, oziroma rotor ventilatorja je lit v celoti ter
- povečanje debeline venca iz 3 mm na 5 mm.

#### 3.2.1 Vpliv zunanjih obremenitev

Največje zunanje obremenitve na rotor ventilatorja so v glavnem posledica pospeška

- breakdown:  $Rm = 254 \text{ MPa}$
- technical elasticity limit:  $Rp_{0,01} = 168 \text{ MPa}$  (at  $\varepsilon = 0.01\%$ )
- module of elasticity:  $E = 7 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

The material properties for the numeric calculations were obtained from the tensile strength test and approximated as closely as possible with the “multilinear” material function ([2] and [3]).

### 3.2 Calculations

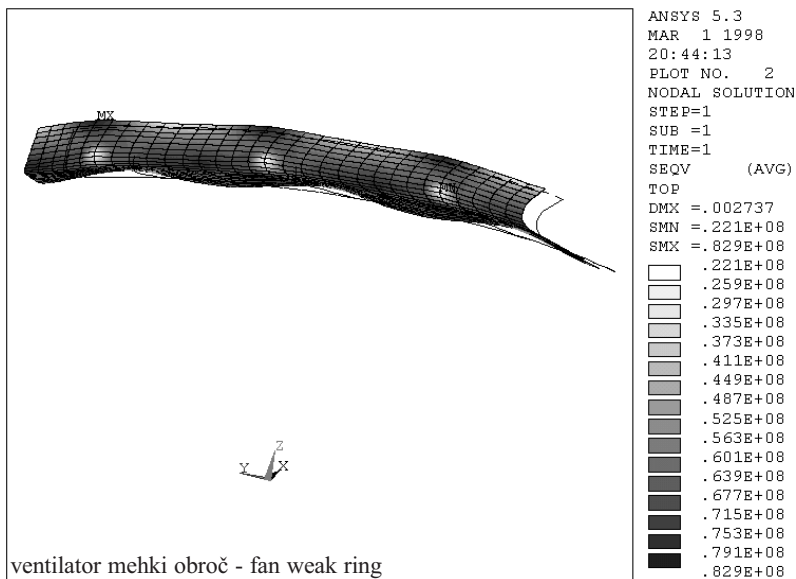
Strength checking i.e. the distribution of the stress state of the combat vehicle fan rotor was made using the Finite Element Method (FEM) and the program package ANSYS 5.3. This package facilitates the computations by considering material and geometric non-linearities. The geometric model of the fan rotor has been made according to the original documentation, with the use of the profile – fan blade shape (bending and thickness) for the casting mould manufacture [3].

The results of the calculations showed immediately that the welded ring made of bent sheet metal Al 99.5, connecting the blade tips is too weak (Figure 2). The ring becomes plastically deformed before the rotor reaches the maximum rotational speed. It would probably break at the maximum rotational speed of the fan. Therefore we made the following modifications on the existing rotor:

- The material of the outer ring was changed from Al 99.5 to heat-treated Al Si10 Mg. This resulted in a change in manufacturing technology from welding the ring to the blade tips to casting the whole fan rotor.
- An increase in the thickness of the outer ring from 3 mm to 5 mm.

#### 3.2.1 Influence of external loads

Maximum external loads are mainly caused by the acceleration of the complete tank shell during



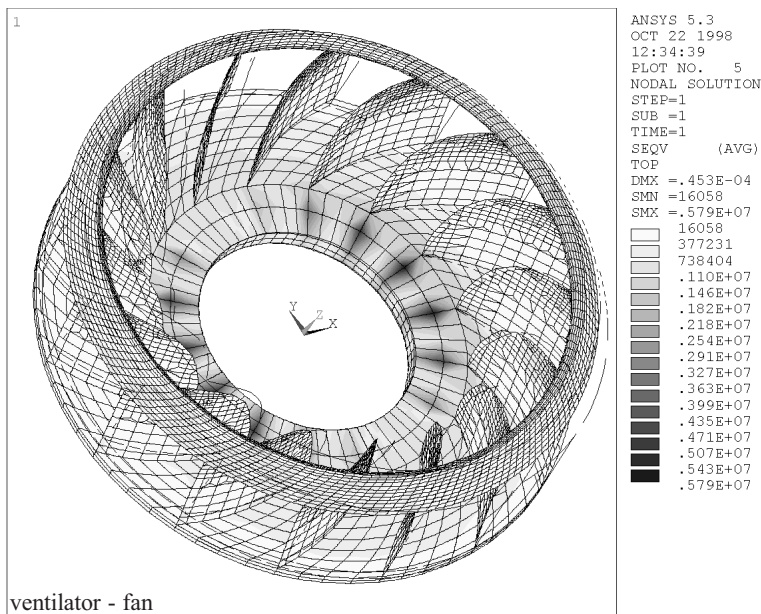
Sl. 2. Von Misesove primerjalne napetosti (Pa) venca iz krivljene pločevine Al 99.5  
 Fig. 2. Von Mises equivalent stress (Pa) in the outer ring made of bent sheet metal Al 99.5

celotnega okrova tanka pri streljanju. Pri tem nastanejo največje napetosti na mestih pritrditve rotorja. Preostali deli rotorja, lopatice in venec, so praktično neobremenjeni (sl. 3). Največje von Misesove napetosti na osnovni plošči rotorja so majhne in znašajo za posamezne obremenitvene primere (OP):

- 5,18 MPa OP 1 (kotni pospešek  $a_x = 1000 \text{ rad/s}^2$ )
- 5,96 MPa OP 2 (translatorni pospešek  $a_x = 490,5 \text{ m/s}^2$ )
- 7,4 MPa OP 3 (translatorni pospešek  $a_z = 490,5 \text{ m/s}^2$ )

shooting. Maximum stresses appear at the fixing locations on the rotor. The rest of the rotor, blades, and outer ring are practically without stress (Figure 3). Maximum Von Mises stresses on the base plate of the rotor are small. Their numerical values for particular load cases are:

- 5.18 MPa LC 1 (angular acceleration  $a_x = 1000 \text{ rad/s}^2$ )
- 5.96 MPa LC 2 (linear acceleration  $a_x = 490.5 \text{ m/s}^2$ )
- 7.4 MPa LC 3 (linear acceleration  $a_z = 490.5 \text{ m/s}^2$ )



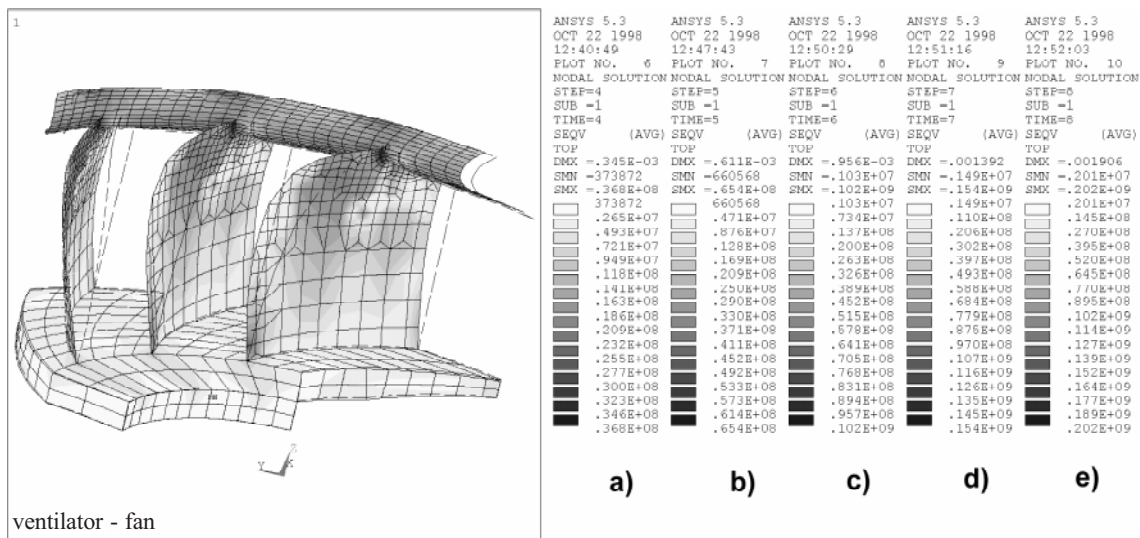
Sl. 3. Von Misesove primerjalne napetosti (Pa) zaradi kotnega pospeška  $a_x$   
 Fig. 3. Von Mises equivalent stresses (Pa) caused by angular acceleration  $a_x$

### 3.2.2 Vpliv vrtilne frekvence

Pri vrtenju se pojavi centrifugalna sila masnih delcev rotorja. Zaradi centrifugalnega pospeška se lopatice rotorja deformirajo – silijo navzven. Posledica tega je upogib lopatic rotorja na osnovni plošči. Lopatice proti zasuku zadržuje venec, kar povzroči:

- zvijanje venca in
- upogib lopatic na stiku z vencem (obnaša se kot konzola).

Pri vrtilni frekvenci  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$  nastanejo največje napetosti na stiku lopatica - venec in znašajo 202 MPa. Ker so nastale napetosti večje od tehnične meje elastičnosti  $Rp_{0,01} = 168 \text{ MPa}$ , se stik lopatica - venec trajno deformira (sl. 4).



ventilator - fan

Sl. 4. Primerjalne von Misesove napetosti (Pa) zaradi centrifugalnega pospeška  
Primeri a)  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ; b)  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ; c)  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ; d)  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ; e)  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ ;

Fig. 4. Von Mises equivalent stresses (Pa) caused by centrifugal acceleration  
Examples a)  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ; b)  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ; c)  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ; d)  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ; e)  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ ;

Centrifugalna obremenitev rotorja, ki deluje pri vrtilni frekvenci  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$  na polmeru 0,3 m, je približno 4100 g (centrifugalni pospešek). Torej je v primerjavi z največjo zunanjo obremenitvijo (50 g) 82 krat večja in seveda prevladujoča.

### 3.2.3 Vpliv kombinacije vrtilne frekvence in zunanjih obremenitev

Tudi pri kombinaciji vseh obremenitev vidimo prevladujoč vpliv vrtilne frekvence, saj se napetost ob dodatnem upoštevanju največjih zunanjih obremenitev poveča le za 3 MPa (~1%) (sl. 5).

Iz numerične analize in meritev na preskuševališču je razvidno, da so pomiki osnovne plošče rotorja posledica vležajenja (ohlaj in deformacija), saj je deformacija osnovne plošče rotorja zaradi obremenitve zanemarljiva (sl. 6). V

### 3.2.2 Influence of the rotational speed

During rotation a centrifugal force on the mass particles of the rotor is obtained. Because of the centrifugal acceleration the rotor blades bend outwards, which in turn causes a bending of the rotor blades on the base plate. The blades are retained by the outer ring. This arrangement causes:

- twisting of the outer ring and
- bending of the blades in the contact with the retaining ring (acting like cantilever).

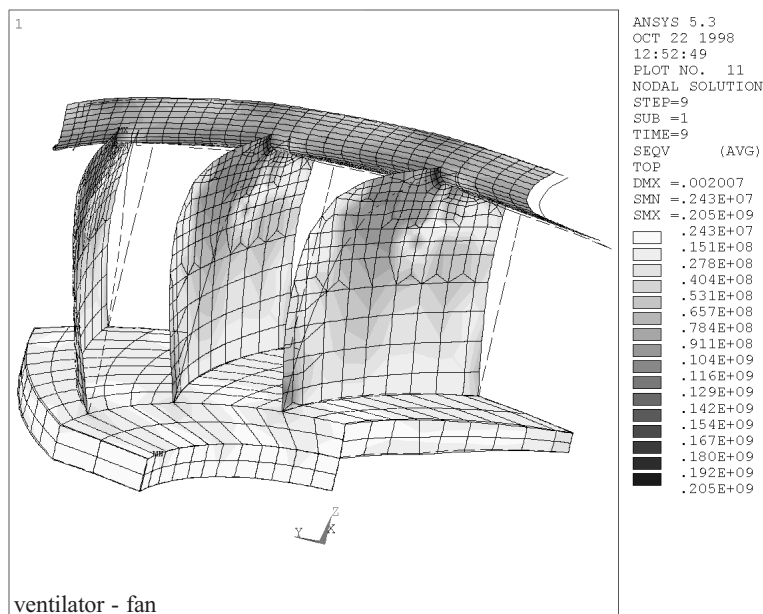
At a rotational speed of  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$  the biggest stress appears at the contact of the blade and the outer ring and reaches 202 MPa. Because these stresses are greater than the technical elasticity limit  $Rp_{0,01} = 168 \text{ MPa}$ , the connection blade-retaining ring deforms permanently (Figure 4).

The centrifugal load of the rotor acting at the rotational speed of  $n = 3500 \text{ min}^{-1}$  on the radius of 0.3 m, is approximately 4100 g (centrifugal acceleration). It is 82 times bigger than the maximum external load (50 g), and is the prevailing load.

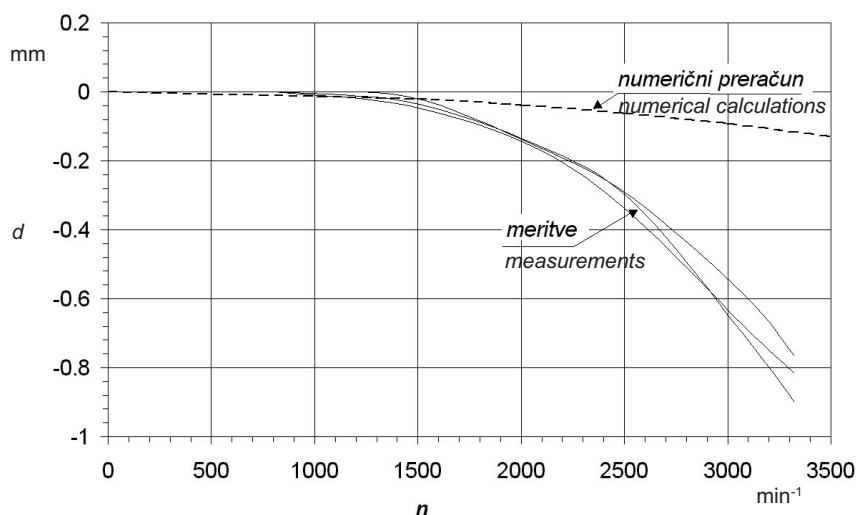
### 3.2.3 Influence of the combination of rotational speed and external loads

Even with the combination of all the loads we can see the dominant influence of the rotational speed. The stress increases only by 3 MPa (~1%, Figure 5), when we also take into account the external loads.

The numerical analysis and measurements on the test stand show that the displacements of the rotor base plate originate in the bearing arrangement (play and deformation). The deformation of the base



Sl. 5. Von Misesove primerjalne napetosti (Pa) zaradi kombinacije obremenitve  
 Fig. 5. Von Mises stresses (Pa) caused by the combination of all loads



Sl. 6. Pomiki plošče v z osi pri največji kombinirani obremenitvi v odvisnosti od vrtilne frekvence in deformacije  $d$  rotorja ventilatorja za vležajenje M 84-obnovljeno  
 Fig. 6. Displacements of the plate in z direction at maximum load combination, as a function of rotational speed and deformation of the rotor  $d$ , for renewed M-84 bearing arrangement

sklepni fazi raziskav so bili ti rezultati uporabljeni tudi pri izboru ustreznega vležajenja rotorja v ventilatorski okrov [3].

### 3.2.4 Sprememba rotorja

Iz rezultatov numerične analize je razvidno, da se je kljub spremembam geometrijske oblike pojavilo kritično mesto na stiku lopatice in venca, kjer napetost znatno preseže elastično mejo. Zaradi koncentracije napetosti na lopatici pri stiku z vencem smo odebelili zgornji rob lopatice oz. del lopatice, ki je v stiku z vencem. Kritično mesto lopatice smo

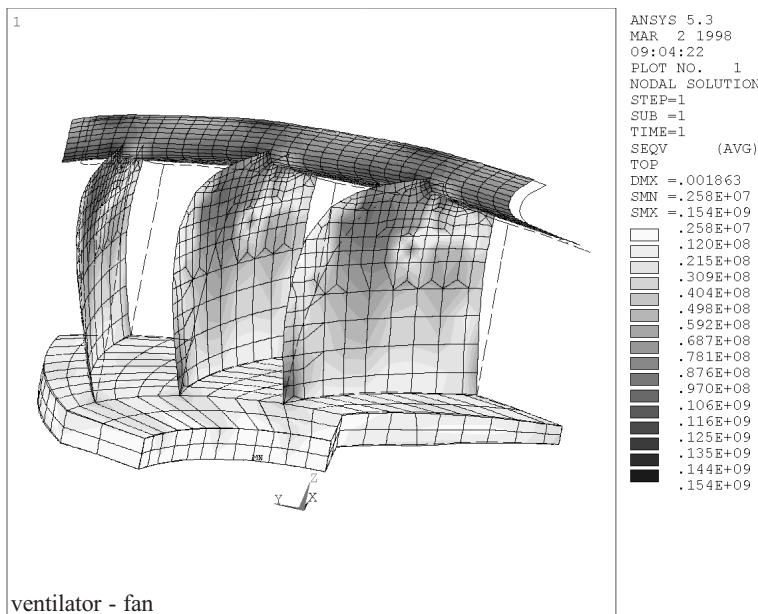
plate itself, caused by the loads, is negligible (Figure 6). In the final research stage these results were used for selection of the bearing arrangement for the rotor [3].

### 3.2.4 Rotor modification

The results of the numerical analysis show that, in spite of geometric changes, the critical location appears at the connection point of the blade and the outer ring, where the stress exceeds the elasticity limit. Because of the stress concentration at the blade tip connecting to the ring, we made the upper edge of the blade i.e. the part of the blade in contact with the ring,

odebelili iz 6,5 mm na 10 mm, kar vpliva na zmanjšanje koncentracije napetosti iz prejšnjih 207 MPa na vrednost 154 MPa (sl. 7). Posledica je rahlo povečanje napetosti na vencu, vendar so sedaj napetosti na lopatici kakor tudi na vencu istega razreda in manjše od teoretične meje elastičnosti, ki znaša 168 MPa.

thicker. The thickness of the critical location on the blade was changed from 6.5 mm to 10 mm, which causes the stress to decrease from 207 MPa to 154 MPa (Figure 7). The negative consequence is a slight increase of the stress on the ring, but the stress on the ring and in the blade are now of the same order of magnitude, and lower than the theoretical elasticity limit (168 MPa).



Sl. 7. Von Misesove primerjalne napetosti (Pa) za spremenjen rotor  
Fig. 7. Von Mises stress (Pa) on a modified rotor

#### 4 SKLEPI

#### 4 CONCLUSIONS

Trdnostna analiza rotorja ventilatorja je dala naslednje sklepe:

- venc iz krivljene pločevine (Al 99.5), varjene na lopatice, je prešibak. Zato se rotor lije v celoti (skupaj z vencem). Hkrati se vencu poveča debelina s 3 mm na 5 mm;
- kritično mesto stika lopatice venca se odebeli s 6 mm na 10 mm, kar vpliva na zmanjšanje koncentracije napetosti pod teoretično mejo elastičnosti, ki znaša 168 MPa. Potrebna je še aerodinamična analiza ventilatorja, saj se zaradi odebelitve lopatice na mestu največjega pretoka zraka spremeni aerodinamična karakteristika ventilatorja ter
- zanemarljiva deformacija osnovne plošče rotorja glede na izmerjene pomike osnovne plošče na preskuševališču. Iz tega sklepamo, da je glavni del pomikov posledica vleženja rotorja. Rezultate meritev smo uporabili za modeliranje vleženja rotorja v ventilatorski okrov.

Za overjenje preračuna je treba določiti časovno in trajno dinamično trdnost materiala (Wöhlerjevo krivuljo) zaradi narave obremenitve ter poroznosti ulitka, ki nastanejo pri litju v pesek (poroznost vidna tudi s prostim očesom na samih trgalnih epruvetah). Iz literature [5] lahko sklepamo,

Strength analysis of the fan rotor gives the following conclusions:

- The outer ring made of bent sheet metal (Al 99.5) welded to the blades is too weak. Therefore the rotor is cast in one piece, together with the ring. The ring thickness is increased from 3 mm to 5 mm.
- The critical point connecting the blade with the ring gets an increased thickness from 6 mm to 10 mm, leading to a decrease in stress concentration below the theoretical elasticity limit of 168 MPa. An aerodynamic analysis of the fan is required, because the increased thickness of the blade at the point of maximum air flow changes the aerodynamic properties of the fan.
- The deformation of the rotor base plate is negligible with respect to displacements measured on the test stand. We can conclude that the main part of the displacements is caused by the rotor bearing arrangement. The measurement results were used for the modelling of the bearing arrangement in the fan housing.

To verify the calculations it is necessary to determine the lifetime strength of the material (Wöhler function), because of the load properties and the porous appearance of the casting that are caused by casting in sand (the porous surface can be seen without magnification on the test specimens for tensile strength testing). The litera-

da je trajno dinamična trdnost za material Al Si10 Mg dosti manjša od natezne. Vprašanje je tudi lezenje aluminijeve zlitine.

ture [5] indicates that the dynamic strength of the material Al Si10 Mg is much lower than the static strength. The problem of the creeping of the aluminium alloy has also as far remained unsolved.

## 5 LITERATURA

## 5 REFERENCES

- [1] Širok, B., Hočevnar, M., Zupan, S., I. Prebil (1999) Študija dinamskih karakteristik sklopa radialnega rotorja in vleženja ventilatorja hladilnega sistema tankov M84 in T72. V: Fajdiga, M.; Jurejevčič, T., Trenc, F.: 4. konferenca Inovativna avtomobilska tehnologija, Nova Gorica, Slovenija, 8.-9. April 1999. *Zbornik referatov. Ljubljana, ZSITS,SVM, Fakulteta za strojništvo, LAVEK*, cop. 1999, 263-270 (IAT99 2110). [COBISS-ID 3048731].
- [2] Kunc, R., Prebil, I., Širok, B., M. Hočevnar (1999) Trdnostno in aerodinamično optimiranje ventilatorja. V: Fajdiga, M.; Jurejevčič, T., Trenc, F.: 4. konferenca Inovativna avtomobilska tehnologija, Nova Gorica, Slovenija, 8.-9. April 1999. *Zbornik referatov. Ljubljana, ZSITS,SVM, Fakulteta za strojništvo, LAVEK*, cop. 1999, 197-204 (IAT99 2013). [COBISS-ID 3048475].
- [3] Zupan, S., Kunc, R., I. Prebil (1998) Analiza vleženja in trdnostna analiza ventilatorja tanka M84: tehnično poročilo. *Ljubljana: Fakulteta za strojništvo, CEMEK*, 20 str., [22] str. pril. [COBISS-ID 2551835].
- [4] MIL-STD-810D (1983).
- [5] Boller, C., T. Seeger (1987) Materials data for cyclic loading. Part D: Aluminium and Titanium Alloys, *ELSEVIER*.

Naslova avtorjev: mag. Robert Kunc  
prof.dr. Ivan Prebil  
doc.dr. Brane Širok  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Marko Hočevnar  
Turboinštitut  
Rovšnikova ul. 7  
1000 Ljubljana

Authors' Addresses: Mag. Robert Kunc  
Prof.Dr. Ivan Prebil  
Doc.Dr. Brane Širok  
Faculty of Mech. Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Marko Hočevnar  
Turboinštitut  
Rovšnikova ul. 7  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 15.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Raziskave nosilnega okvira vozila Šinkovec MM

### Investigation of the Šinkovec MM Vehicle Tube Frame

Vili Malnarič - Andrej Kostanjevec - Tomaž Jurejevčič - Matija Fajdiga

Vsa vozila, ki so namenjena uporabi na javnih prometnih površinah, potrebujejo homologacijski dokument vozila. Iz tega razloga je treba pridobiti ustrezna potrdila o trdnostni in/ali funkcijski ustreznosti vseh pomembnih elementov vozila, kar velja tudi za primer izdelave unikatnega prototipnega vozila. V primeru vozila Šinkovec MM spada med najpomembnejše elemente prav gotovo nosilni okvir, saj daje trdnostno oporo vsem drugim elementom vozila. Trdnostni preračun nosilnega okvira je bil izveden na podlagi mejnih obremenitvenih stanj, ki so bila pri računalniško podprtem trdnostnem preračunu vnešena na model MKE nosilnega okvira prek masnih vztrajnostnih sil, ki se pojavijo zaradi delovanja polja pospeška na mase posameznih komponent vozila. Izveden trdnostni preračun obsega preverjanje napetostnega stanja pri statičnih in dinamičnih obremenitvah nosilnega okvira.

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: konstrukcije nosilne, dinamika vozil, izračuni trdnostni, metode končnih elementov)**

For all vehicles on the public highway it is necessary to obtain a motor vehicle approval document. For a unique prototype vehicle it is also required to have the necessary certificates for the strength and/or functional suitability of all the vital vehicle components. One of the most vital components of the Šinkovec MM vehicle is the vehicle's tube frame which offers high-strength support for the other elements of the vehicle. Strength calculations on the vehicle's tube frame have been made on the basis of extreme loads which were, in a computer supported strength calculation, applied on a FEM model of the vehicle's tube frame in the form of mass inertia forces occurring as a result of the action of the acceleration field on the masses of particular components of the vehicle. The strength calculation includes the verification of the stress state as a result of static and dynamic loads on the vehicle's tube frame.

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: vehicle tube frame, vehicle dynamics, strength calculations, finite element methods)**

#### 0 UVOD

Trdnostni preračun nosilnega okvira Šinkovec MM je bil narejen na podlagi obremenitvenih stanj, ki so posledica kolesnih obremenitev v mejnih režimih obratovanja vozila. Mejne kolesne obremenitve so bile določene na temelju izkustvenih dejavnikov ([1] in [3]) ter na podlagi rezultatov, dobljenih z računalniškim simuliranjem togega modela vozila [2].

Trdnostni preračun je bil narejen z metodo končnih elementov in podaja poteke napetostnega stanja pri trenutnih sunkovitih obremenitvah ter poteke napetostnega stanja, ki pomenijo povprečne obremenitve nosilnega okvira med njegovo dobo trajanja na podlagi spremenljivih obremenitev ([4] do [6]).

#### 0 INTRODUCTION

Strength calculations on the vehicle tube frame of the Šinkovec MM vehicle have been made on the basis of wheel loads that occur under extreme driving conditions. Extreme wheel loads were defined on the basis of empirical factors ([1] and [3]) and result from a computer simulation of a rigid model of the vehicle [2].

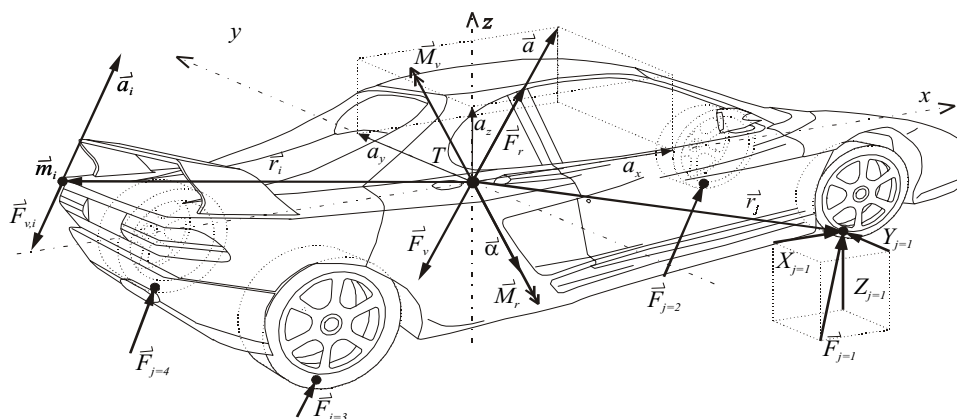
The strength calculation was made using the finite element method that enables the calculation of stress distribution in elements of the body structure that is a consequence of momentary jerky loads, and stress distribution that is a consequence of dynamic loads ([4] to [6]).

## 1 OBREMITVENO STANJE NOSILNEGA OKVIRA

Pri določitvi obremenitvenega stanja nosilnega okvirja je vozilo predstavljeno kot sistem, ki je sestavljen iz cevne nosilnega okvira, na katerem so pritrjene mase posameznih komponent vozila. Ta nosilni okvir je prek podvozja ter koles povezan z okolico, vse skupaj pa je postavljeno v polje pospeška  $\vec{a}(x, y, z, t)$ , ki je v splošnem funkcija lege in časa. Pri določanju polja pospeška je upoštevano, da je polje posledica sil, ki se pojavijo kot kolesne obremenitve ((1) do (3)), ter da se vozilo obnaša kot togo telo (sl. 1).

## 1 CONDITION OF LOADS OF THE BODY STRUCTURE

To define the load conditions the vehicle was represented as a tube frame construction. Such a design offers high-strength support to the masses of other components of the vehicle. The frame is connected to the driving surface through suspension elements and wheels. The whole system was loaded with an acceleration field  $\vec{a}(x, y, z, t)$  which is generally a function of space and time. The acceleration field was determined with the assumption that the acceleration field is a result of forces in wheel-driving surface contact ((1) to (3)) and that the vehicle behaves as a rigid body (Fig.1).



Sl. 1. Kinetične razmere na vozilu  
Fig. 1. Kinetics conditions of vehicle

$$\sum_{j=1}^4 \vec{F}_j - \sum_{i=1}^{n_k} m_i \vec{a}_i = \vec{F}_r - \vec{F}_v = \vec{0} \quad (1),$$

$$\sum_{j=1}^4 \vec{r}_j \times \vec{F}_j - \sum_{i=1}^{n_k} \vec{r}_i \times m_i \vec{a}_i = \vec{M}_r - \vec{M}_v = \vec{0} \quad (2),$$

$$\vec{a} = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 \vec{F}_j \left( a_x = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 X_j; a_y = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 Y_j; a_z = \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 Z_j \right) \quad (3).$$

## 2 MODEL NOSILNEGA OKVIRA NA OSNOVI MKE

Model nosilnega okvira na osnovi MKE je bil zgrajen tako, da omogoča vnos vseh potrebnih obremenitvenih stanj prek polja pospeška.

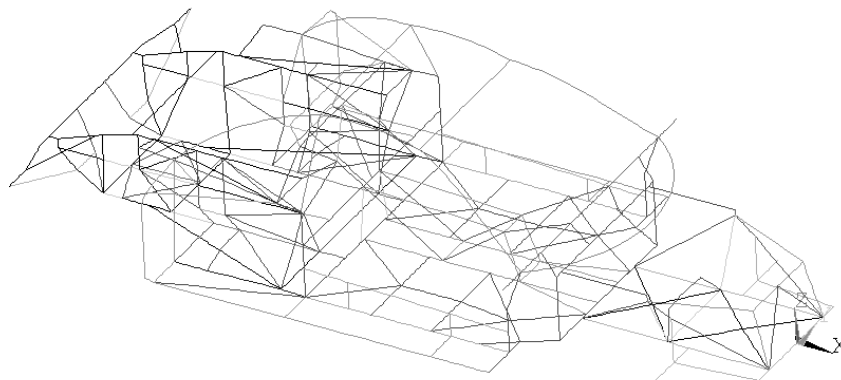
Sam model je zelo zapleten. Gradnja je potekala tako, da je bil najprej zgrajen linijski model cevne konstrukcije nosilnega okvira sl.2. Temu modelu po MKE so bili nato dodani vsi členi, ki so potrebni za vnos obremenitvenih stanj. Tako je bilo dograjeno podvozje, ki je namenjeno pravilnemu prenosu nastalih reakcijskih sil iz točk nakotaljenja na nosilni okvir ter samo podprtje točk nakotaljenja prek elastičnih podpornih palic, te rabijo za pravilno porazdelitev vzdolžnih in prečnih sojemnih sil. Za vzpostavitev obremenitvenega stanja prek polja pospeška so namenjene poleg same mase nosilnega okvira še dodane masne točke, ki predstavljajo maso posameznih komponent vozila. Celoten model po MKE je prikazan na sliki 3.

## 2 FEM MODEL OF VEHICLE TUBE FRAME

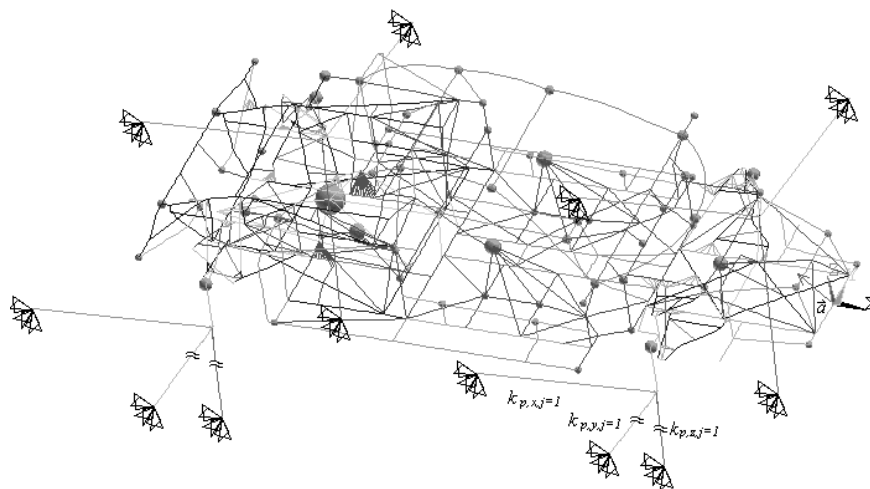
The FEM model of the vehicle's tube frame is built in such a way that it enables the application of loads through an acceleration field.

The FEM model is very complex. At first the FEM model of the vehicle's tube frame was made of line finite elements - Fig. 2. Then this FEM model was completed with all the elements needed to apply the loads. Suspension elements were made that serve as links for the transmission of wheel forces to the vehicle's tube frame. Nodes that are in contact with the driving surface were flexibly restrained to enable the proper distribution of longitudinal and transverse wheel forces. Mass points, which substitute for the masses of certain vehicle components, were added for the purpose of load state re-establishment through the acceleration field - Fig. 3.





Sl. 2. Model nosilnega okvira po MKE  
Fig. 2. FEM model of body structure



Sl. 3. Celoten model po MKE  
Fig. 3. Complete FEM model

### 3 REZULTATI TRDNOSTNEGA PRERAČUNA

Nosilni okvir vozila Šinkovec MM je linijska cevna konstrukcija, zato je tudi model po MKE zgrajen iz končnih elementov, ki popisujejo lastnosti linijskih nosilcev. Takšni modeli MKE v programskem paketu ANSYS ne omogočajo prikaza poteka primerjalnih napetosti, zato so rezultati podani z največjo absolutno napetostjo, ki se pojavi v prečnem prerezu nosilca, (4) sl.4.

Vsi trdnostni preračuni so izvedeni z upoštevanjem linearnih (elastičnih) lastnosti materiala; v primerih, ko je takšen preračun pokazal prekoračitev meje tečenja materiala, pa je bil preračun ponovljen z upoštevanjem plastičnih lastnosti materiala.

Trdnostni preračun je bil izveden na osnovi 23 različnih režimov obratovanja vozila, prikazani pa so samo najbolj zanimivi primeri.

$$\sigma_{maks} = maks \left( \left| \sigma_{u,y,T} + \sigma_{u,z,T} + \sigma_n \right|, \left| \sigma_{u,y,N} + \sigma_{u,z,N} + \sigma_n \right| \right) \quad (4).$$

Dobljeni rezultati so grafično predstavljeni v obliki slik nosilnega okvira, na katerem so prikazani poteki dobljenih veličin.

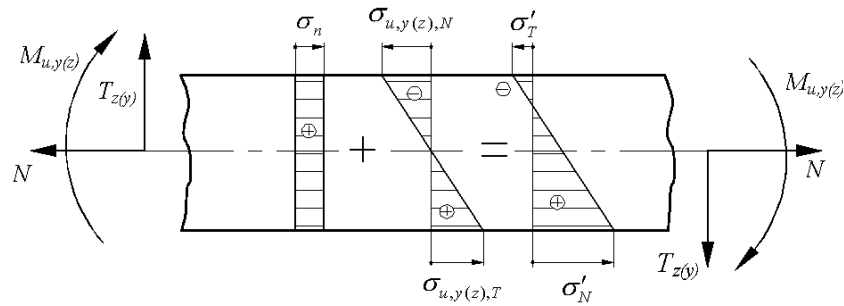
### 3 RESULTS OF STRENGTH CALCULATION

The tube frame of the Šinkovec MM vehicle is composed of tubes, so the FEM model is composed of beam elements with adequate cross sections. Such FEM models can not display von Mises stresses distribution. Therefore the results are displayed through maximum absolute stresses on the transverse section of the beam (4) - Fig. 4.

Strength calculation was, in all cases, made by consideration of linear material characteristics. In some cases the stress exceeded the yield strength of the material. For these load cases, the calculation was repeated with plastic material characteristics taken into consideration.

The strength calculation was made on the basis of 23 different load states but here only the most critical and most interesting cases will be presented.

Calculated results are presented graphically with a picture of the vehicle frame with the stress distributions on a grey scale.



Sl. 4. Porazdelitev napetosti v nosilcu  
Fig. 4. Stress distribution in the beam

Namen trdnostnega preračuna je ugotoviti potek napetosti v konstrukciji, ki jih nato primerjamo z dovoljenimi napetostmi. Za zagotovitev ustrezne trdnosti morajo biti dobljene napetosti v konstrukciji vedno manjše od dovoljenih napetosti materiala:

The purpose of the strength calculation was to find the stress distributions in the structure. The maximum stresses in the structure should be lower than the allowed ones:

$$\sigma_{maks} \leq \sigma_{dop, st / d, osn} \quad (5)$$

Nosilni okvir je zgrajen iz konstrukcijskega jekla Fe 361 B, ki ima naslednje lastnosti [7]:

The vehicle's tube frame is made of low alloyed carbon steel Fe361 B, whose characteristics are [7]:

$$R_m = 360 \text{ MPa}; \sigma_o = 240 \text{ Mpa} \quad (6)$$

### 3.1 Mirovanje vozila

### 3.1 Steady state of vehicle

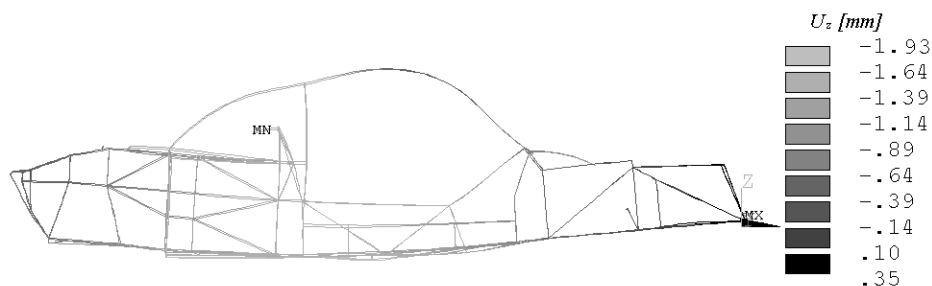
Tu so prikazani rezultati dveh mejnih obremenitvenih primerov, ki se pojavijo pri mirovanju vozila. Rezultati prikazujejo poleg napetostnega stanja tudi upogibno in vzvojno togost nosilnega okvira.

This section presents results of the two extreme load cases, which occur during steady state conditions of the vehicle. Results show stress distribution as well as bending and twist strength.

Preglednica 1. Vhodni podatki za preračun napetosti mirujočega vozila  
Table 1. Data for stress calculation for steady state conditions of vehicle

Primer Case	$a_x$ m/s <sup>2</sup>	$a_y$ m/s <sup>2</sup>	$a_z$ m/s <sup>2</sup>	$k_{p,x,1(2)}$ N/mm	$k_{p,x,3(4)}$ N/mm	$k_{p,y,1(2,4)}$ N/mm	$k_{p,y,3}$ N/mm	$k_{p,z,1(4)}$ N/mm	$k_{p,z,2(3)}$ N/mm
P31-1	0	0	9.81	0	∞	0	∞	∞	∞
P31-2	0	0	9.81	0	∞	0	∞	∞	10

P31-1 vodoravna in ravna podlaga; horizontal and even surface;  
P31-2 vodoravna in valovita podlaga; horizontal and rough surface;



Sl. 6. Deformacije nosilnega okvira v smeri koordinate z za primer P31-1  
Fig. 6. Deformation of vehicle tube frame in z direction - case P31-1

### 3.2 Mejni navidezno statični režimi vožnje

Pod navidezno statične režime vožnje spadajo vsi režimi vožnje, pri katerih se vozilo sicer giblje, vendar je vpliv tega gibanja na nosilno konstrukcijo časovno nespremenljiv, kar pomeni, da je vozilo v nespremenljivem polju pospeška (zaviranje/pospeševanje in hkratna vožnja z različnimi hitrostmi v ovinek).

Trdnostni preračun je bil izveden za več obremenitvenih stanj, ki so bila določena s simuliranjem na togem modelu vozila [2], prikazani pa so samo rezultati za primer pospeševanja in zaviranja, pri katerih dobimo največje največje napetosti.

### 3.3 Dinamični režimi vožnje

Ti režimi vožnje obravnavajo razmere, pri katerih se pojavijo velike sunkovite obremenitve zaradi naleta vozila na oviro na cesti, ki so v bistvu kratkotrajni sunki na kolesa, zaradi česar se njihov vpliv na nosilni okvir z oddaljevanjem od točke nakotaljenja hitro zmanjšuje. Prikazani rezultati so dobljeni pri obremenitvenem stanju določenem na osnovi izkustvenih faktorjev [1].

Pri preračunu primera P33-1 je bila upoštevana plastifikacija materiala.

### 3.4 Spremenljive obremenitve nosilnega okvira

Ta obremenitvena stanja so dobljena iz izkustvenih dejavnikov, ki so določeni na podlagi analize realnih kolesnih obremenitev cestnih osebnih vozil [1]. Z izkustvenimi dejavniki sta tako določeni dve obremenitveni stanji, ki podajata spodnjo (PIF1) in zgornjo (PIF2) obremenitev nosilnega okvira, kar omogoča prikaz in vrednotenje dinamike napetostnega stanja. Za boljše predstavitev rezultatov je dinamika napetostnega stanja najbolj obremenjenih

### 3.2 Extreme quasi-static regimes of driving

Under quasi-static driving conditions belong all those load cases where the acceleration field is held constant (speeding up or braking and simultaneous driving through a curve with different speeds).

Strength calculations were made for several load cases, which were defined with a simulation on the rigid model of the vehicle [2]. Here we present results for load cases which result in maximum stresses in the structure.

### 3.3 Dynamic driving regimes

Dynamic driving regimes are made up of large and jerky loads caused by driving over an uneven point on the road. The effects of these loads are very transitory, their influence drops with distance from the point of contact of the wheel with the driving surface. The presented results are calculated on the basis of loads that were defined with empirical factors [1].

Plastic material properties were considered in the calculation of case P33-1

### 3.4 Variable loads of vehicle tube frame

The dynamic loads of vehicle's tube frame were defined with the help of empirical factors. These factors are calculated through the analysis of real loads on the wheels [1]. Two load cases were defined. Load case P34-1 represents the lowest variable load and load case P34-2 represents the highest variable load on the vehicle's tube frame. Results of these load cases represent dynamic stress distributions of the vehicle's tube frame. With the aim of

Preglednica 2. Vhodni podatki za napetostni preračun pri izjemnih navidezno statičnih režimih vožnje  
Table 2. Data for stress calculation at the extreme quasi-static regimes of driving

Primer Case	$a_x$ m/s <sup>2</sup>	$a_y$ m/s <sup>2</sup>	$a_z$ m/s <sup>2</sup>	$k_{p,x,1}$ N/mm	$k_{p,x,2}$ N/mm	$k_{p,x,3}$ N/mm	$k_{p,x,4}$ N/mm	$k_{p,y,1}$ N/mm	$k_{p,y,2}$ N/mm	$k_{p,y,3}$ N/mm	$k_{p,y,4}$ N/mm	$k_p$ N/mm
P32-1	-6,73	6,79	11,47	143,8	82,1	133,5	60,6	143,8	82,1	133,5	60,6	105
P32-2	6,12	3,53	9,81	0,4	0,4	159,9	111,9	92,6	55,6	159,9	111,9	105

P32-1 - primer zaviranja/case of braking;  $R = 200\text{m}$ ;  $v = 153\text{ km/h}$ ;  $\mu_H = 0,587$ ;  $\mu_S = 0,592$

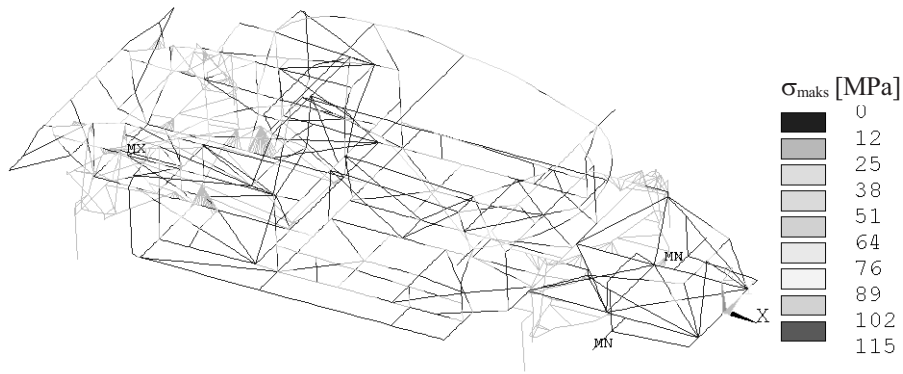
P32-1 - primer pospeševanja/case of speeding up;  $R = 200\text{m}$ ;  $v = 93\text{ km/h}$ ;  $\mu_H = 0,961$ ;  $\mu_S = 0,36$

Preglednica 3. Vhodni podatki za napetostni preračun pri dinamičnih režimih vožnje  
Table 3. Data for stress calculation at dynamic regimes of driving

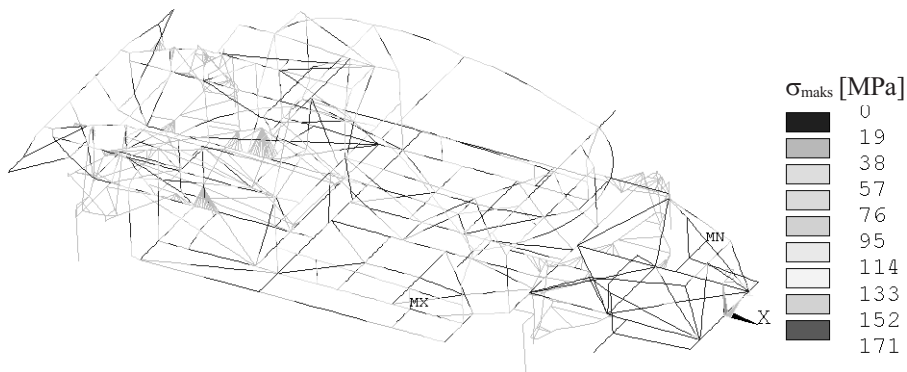
Primer Case	$a_x$ m/s <sup>2</sup>	$a_y$ m/s <sup>2</sup>	$a_z$ m/s <sup>2</sup>	$k_{p,x,1}$ N/mm	$k_{p,x,2}$ N/mm	$k_{p,x,3}$ N/mm	$k_{p,x,4}$ N/mm	$k_{p,y,1}$ N/mm	$k_{p,y,2}$ N/mm	$k_{p,y,3}$ N/mm	$k_{p,y,4}$ N/mm	$k_p$ N/mm
P33-1	1,70	$\pm 1,40$	28,0	0,4	0,4	137,7	130,7	76,5	75,2	137,7	130,7	105
P33-2	3,67	$\pm 3,70$	18,1	0,4	0,4	153,0	146,0	61,1	59,9	153,0	146,0	105

P33-1 - vožnja prek ovire s prednjimi in zadnjimi kolesi; driving over an uneven point with front and rear wheels

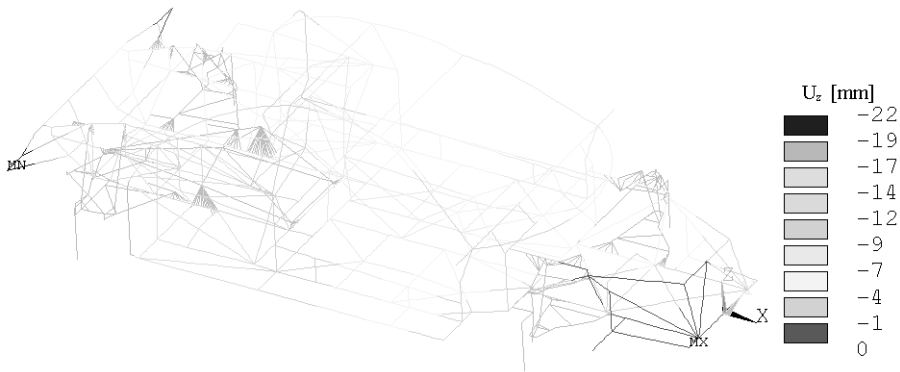
P33-2 - vožnja po jamasti cesti; driving on the rough road



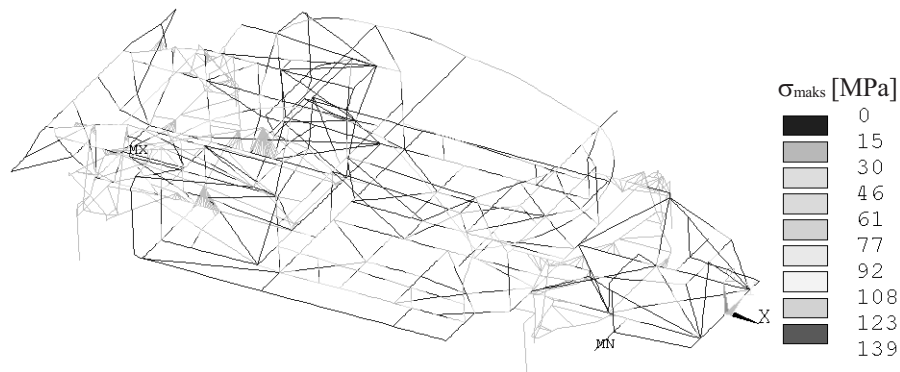
Sl. 5. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P31-1  
Fig. 5. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P31-1



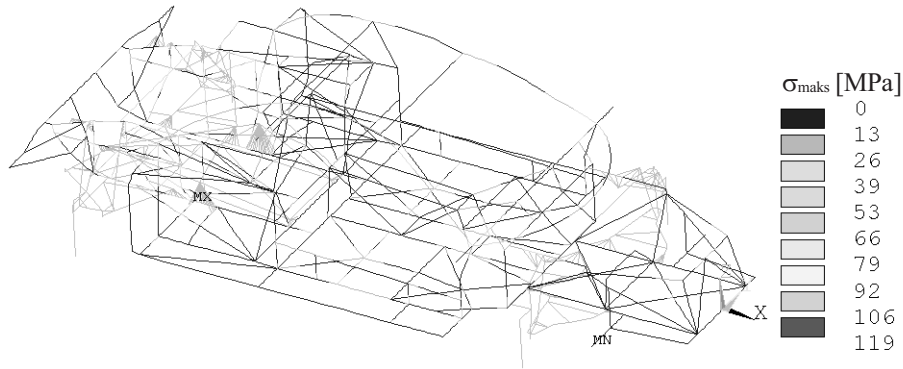
Sl. 7. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P31-2  
Fig. 7. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P31-2



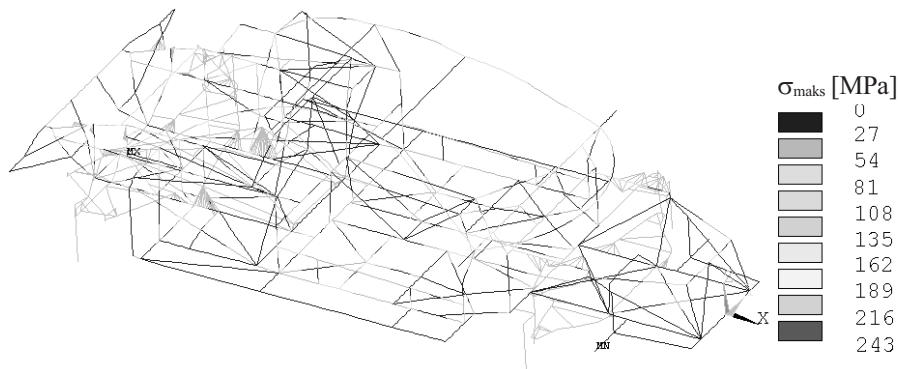
Sl. 8. Deformacije nosilnega okvira v smeri koordinate z (P31-2)  
Fig. 8. Deformation of vehicle's tube frame in z direction - case P31-2



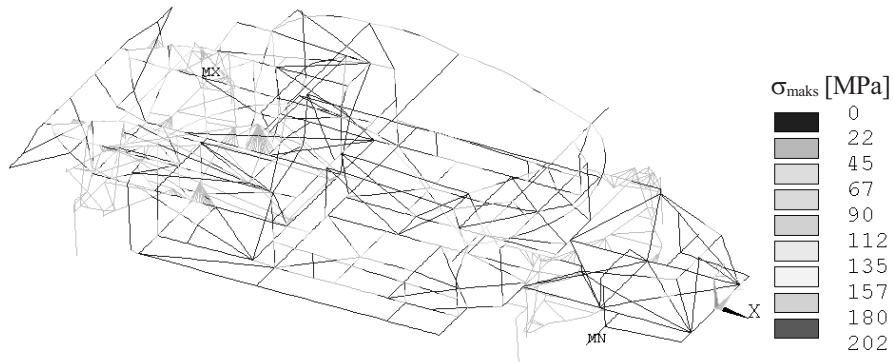
Sl. 9. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P32-1  
Fig. 9. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P32-1



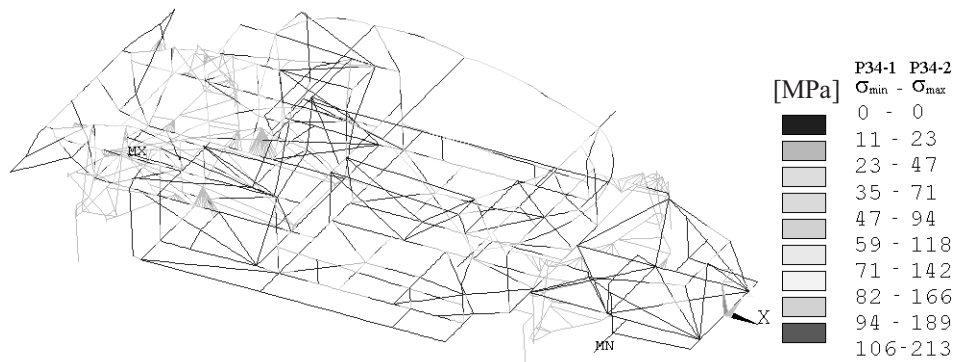
Sl. 10. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P32-2  
 Fig. 10. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P32-2



Sl. 11. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P33-1  
 Fig. 11. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P33-1



Sl. 12. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P33-2  
 Fig. 12. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - case P33-2



Sl. 13. Potek največjih napetosti v nosilnem okviru za primer P34-1 in P34-2  
 Fig. 13. Maximum stress distribution in elements of vehicle's tube frame - cases P34-1 and P34-2

cevi zraven slik s poteki napetosti prikazana še v Smithovem diagramu (sl.15).

V našem primeru trdnostni preračun podaja potek imenskih napetosti, pri čemer je predpostavljeno, da je napetost v primeru tlaka, natega in striga enakomerno porazdeljena po prerezu, v primeru upogiba pa linearno. V resnici je stanje večinoma povsem drugačno. V primeru, da so na površini opazne zarezne (hrapavost površine, utori, zarezne zaradi varjenja), prihaja v njihovi bližini do velikega lokalnega povečanja napetosti (zarezni učinek); kar pa se dogaja zaradi zarez, nastalih pri varjenju tudi v primeru obravnavanega nosilnega okvira.

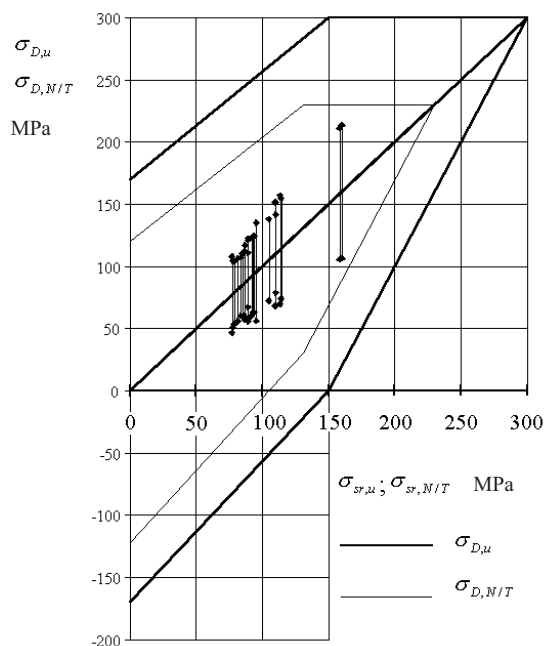
improving presentation of the results, the dynamic stress of the most critical elements are presented in a Smith diagram in Fig. 15 beside the picture of the stress distribution.

The results of strength calculations present in our case, only nominal stress. This means that compression, tensile and shear stresses are approximately constantly distributed and the distribution of bending stress is approximately linear through the transverse section of beam, which is not true for real cases. Initial cracks always exist on the surface, which results in local stress concentrations. In our case there exist a lot of small cracks because of the welding process.

Preglednica 4. Vhodni podatki za napetostni preračun pri spremenljivih obremenitvah

Table 4. Data for stress calculation at variable conditions of driving

Primer Case	$a_x$ m/s <sup>2</sup>	$a_y$ m/s <sup>2</sup>	$a_z$ m/s <sup>2</sup>	$k_{p,x,1}$ N/mm	$k_{p,x,2}$ N/mm	$k_{p,x,3}$ N/mm	$k_{p,x,4}$ N/mm	$k_{p,y,1}$ N/mm	$k_{p,y,2}$ N/mm	$k_{p,y,3}$ N/mm	$k_{p,y,4}$ N/mm	$k_p$ N/mm
P34-1	1,73	±1,40	9,81	0,4	0,4	132,8	110,3	96,5	80,4	132,8	110,3	105
P43-2	1,73	±1,40	18,1	0,4	0,4	153,0	146,0	61,1	59,9	153,0	146,0	105



Sl. 15. Diagram dinamične trdnosti z vrisanimi dinamičnimi napetostmi najbolj obremenjenih cevi

Fig. 15. Diagram of dynamic strength with dynamic stress values in critical spots of the structure

## 5 SKLEP

Trdnostni preračun nosilnega okvira je bil izveden z metodo končnih elementov. Za preračun je bil zgrajen model vozila po MKE, ki je z linijskimi elementi popisal lastnosti nosilnega okvira. Vnos obremenitvenega stanja je bil izveden prek polja pospeškov, zato je na modelu prek masnih točk modelirana tudi masa posameznih komponent vozila. Vpetje modela po MKE na okolico je izvedeno prek

## 5 CONCLUSION

Strength calculation of the vehicle's tube frame was made with the finite element method. For the purpose of calculation a FEM model of the vehicle was made. It was built of beam elements with proper cross sections and inertia moments. To this FEM model, mass points were added which substitute for the masses of vehicle components, suspension elements and flexible restraints which simulate

modeliranega podvozja vozila. Polje pospeškov je bilo določeno na podlagi mejnih kolesnih obremenitev za različne režime vožnje. Takšen model omogoča popis dejanskih razmer med vožnjo.

Uporabljen model po MKE pri preračunu ne upošteva zarezni učinkov zvarov ter vplivov oblike cevni spojev, zato dobljeni rezultati prikazujejo potek imenskih napetosti, kar je treba pri vrednotenju rezultatov upoštevati.

Iz dobljenih rezultatov je razvidno, da je nosilna konstrukcija v temelju dovolj trdna, toda na nekaterih ceveh prihaja v določenih režimih obratovanja do preobremenitve. Vzrok velikih napetosti v kritičnih ceveh je v neugodni postavitvi teh cevi, zaradi česar morajo prenašati velike upogibne obremenitve. Iz teh ugotovitev izhaja, da bi bilo za odpravo teh kritičnih mest treba narediti na nosilnem okviru manjše popravke.

a contact of the wheels with the driving surface. This was required to establish loads through the acceleration field. The acceleration field was determined from the extreme loads on the wheels for different driving conditions. The load state, defined in this manner, was very close to reality.

The applied FEM model did not consider the stress concentration that occurs due to welding processes and the shape of the tube joints. So calculated results present only a nominal stress distribution which has to be considered when evaluating the results.

It is evident from the results that the load carrying capacity of the vehicle's tube structure is generally adequate but in some load cases results in stresses that are too large. The reason for this overloading in critical tubes are the large bending stresses because of the disadvantageous positioning of these tubes. From these statements it follows that the existing vehicle frame should be modified in critical areas.

## 6 LITERATURA 6 REFERENCES

- [1] Mitschke, M. (1972) *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Heidelberg.
- [2] Kostanjevec, A. (1998) Homologacija vozila Šinkovec MM, Diplomski naloga. Ljubljana, FS.
- [3] Nagode, M., M. Fajdiga (1997) The influence of variable operating conditions upon the general multimodal Weibull distribution. *Reliability Engineering and System Safety* 64, 383-389.
- [4] Fajdiga, M., T. Jurejevčič (1988) Računska tehnika kod optimiranja podvozja avtobusa. Kragujevac, *MVM Saopštenje*.
- [5] Kernc, J., Podgornik, S., M. Fajdiga (1989) Aplikacija mernih i računskih metoda na primeru autobusa. Beograd, *Nauka i motorna vozila*.
- [6] Mušič, B., Kunc, R., Jenko, M., Fajdiga, M., T. Jurejevčič (1995) Problematika overitve nosilnosti karoserije avtobusa pri prevrnitvenem testu. Ljubljana, *Strojniški vestnik*.
- [7] Stropnik, J., A. Mihelič (1991) Trdnost – Predpisi in tabele za statično – trdnostne preračune linijskih konstrukcij, Ljubljana, FS.

Naslov avtorjev: Vili Malnarič  
Andrej Kostanjevec  
dr.Tomaž Jurejevčič  
prof.dr.Matija Fajdiga  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Author's Address: Vili Malnarič  
Andrej Kostanjevec  
Dr. Tomaž Jurejevčič  
Prof.Dr. Matija Fajdiga  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 15.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Varjenje polizdelkov za nadaljnjo obdelavo - tehnologija prihodnosti v avtomobilski industriji

### Welding of Tailored Blanks for Further Treatment - Future Technology in Automotive Industry

Janez Tušek

*V prispevku je prikazano zvarjanje polizdelkov (ukrojene pločevine), ki se po varjenju še obdelujejo ali preoblikujejo v končni polizdelek ali izdelek. Shematsko je prikazanih nekaj splošnih značilnih primerov ukrojjenih pločevin in nekaj značilnih primerov avtomobilskih delov, ki jih je mogoče zvariti iz različno debelih in oblikovanih pločevin ter iz različnih materialov. Opisani sta dve tehniki spajanja polizdelkov, ki ju je s tehničnega in ekonomskega vidika mogoče uporabiti v praksi. Prva je talilno varjenje, katere značilni predstavnik je lasersko varjenje, druga tehnika spajanja pa je varjenje v hladnem s pritiskom. Prikazani in opisani so različni postopki, ki jih je mogoče uporabiti za zvarjanje ukrojjenih pločevin. Prikazan in opisan pa je tudi praktičen primer zvarjanja ukrojjenih pločevin iz različnih materialov.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: varjenje pločevine, prerezi krojeni, varjenje talilno, varjenje s stiskanjem)**

*This paper deals with the welding of tailored blanks (semi-products), which are further treated or formed after welding to obtain a final semi-product or product. Some characteristic examples of tailor welded blanks and some characteristic automobile parts which may be welded from variously shaped plates having different thicknesses and made of different materials are shown schematically. Two groups of welding processes suitable for the welding of tailored blanks are described from the technical and economic points of view. The first is fusion welding, typically represented by laser welding, and the second is cold pressure welding. Different processes which may be used for the welding of tailored blanks are described. A practical example of welding of tailored blanks made of different materials is shown.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: welding, tailored blanks, fusion welding, pressure welding)**

#### 0 UVOD

Vedno večja konkurenca na trgu končnih izdelkov narekuje izdelovalcem zmanjševanje stroškov izdelave in čim večjo prilagodljivost pri oblikovanju in načrtovanju izdelkov.

Cenena izdelava je še posebej nujna v množični proizvodnji za široko izdelavo, kakor so avtomobili, gospodinjski aparati in izdelki v elektrotehniko.

Z uvajanjem izdelave polizdelkov (ukrojjenih pločevin) je mogoče ceno izdelka znižati z zmanjšanjem števila operacij pri izdelavi, z zmanjšanjem količine odpadkov in manjšo porabo energije in materiala. Možno je zmanjšati maso končnega izdelka in laže doseči fizikalno-kemične lastnosti polizdelka ali končnega izdelka.

Pri uvajanju tehnologije polizdelkov je poleg pravilne izbire materialov in oblike ter debeline polizdelkov izjemnega pomena tudi pravilna izbira

#### 0 INTRODUCTION

Because of increasing competition in the market between final products, manufacturers are compelled to lower production costs and ensure high adaptability in product design.

Cost-effective production is of particular importance in mass production for general consumption of products such as automobiles, domestic appliances and electrotechnical products.

By introducing tailored blanks it is possible to lower product prices thanks to the reduction in the number of working operations, the amount of waste material, and lower energy and material consumption. Thus the mass of a final product may be reduced, and the physical and chemical properties of a semi-product and of the final product improved.

When introducing the production of tailored blanks, it is important to select correctly the materials, shape, and thickness of semi-products, but it is

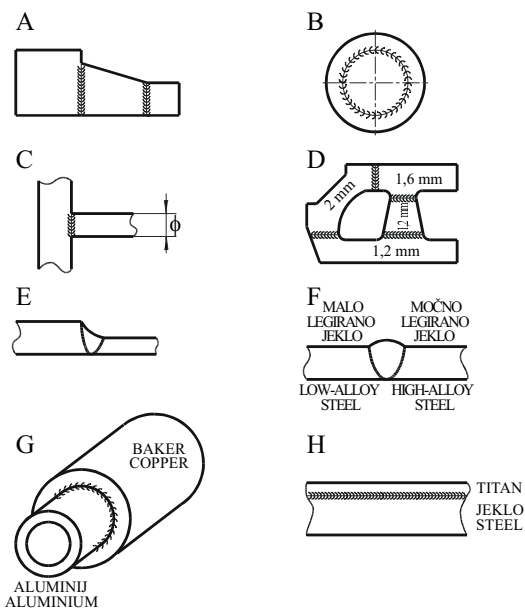


varilnega postopka oziroma tehnike spajanja ukrojjenih pločevin.

Samo najboljša izbira materialov in materialnih parov za zvarne spoje, oblikovanje polizdelkov in zvarnega spoja ter zvarnega robu, izbira postopka spajanja in njegove tehnologije ter pravilni ukrepi pred varjenjem, med njim in po njem so zagotovilo za izdelavo kakovostnega izdelka.

## 1 UKROJENA PLOČEVINA

To so polizdelki različnih oblik, debelin in materialov, ki jih zvarimo v celoto za nadaljnjo obdelavo oziroma predelavo. Po nekaterih podatkih se ti polizdelki uporabljajo že več desetletij [1], po drugih pa šele v zadnjem obdobju ([2] do [5]). Prav tako nekateri raziskovalci za te polizdelke štejejo samo različno oblikovano in ukrojeno tanko pločevino, drugi pa tudi različne profile ali drugače oblikovane kovinske elemente, ki jih zvarimo in po varjenju še obdelujemo do končnega izdelka.



Sl. 1. Nekaj značilnih primerov polizdelkov oziroma ukrojjenih pločevin in profilov  
 Fig. 1. Some characteristic examples of tailored blanks (plates and profiles)

Na sliki 1 je prikazanih nekaj značilnih primerov polizdelkov, zvarjenih po različnih načinih. Primeri A, B, C in D kažejo zvarjene polizdelke različnih oblik oziroma različno ukrojjenih pločevin. Lahko so tudi iz različnih materialov, debelin, ali pa so posamezni prevlečeni z drugo kovino. Primer "E" prikazuje zvarni spoj iz dveh pločevin različnih debelin. Drugi primeri F, G in H so zvarjeni iz različnih materialov. Prav zvarjanje različnih materialov in materialov, od katerih je en prevlečen z zaščitno kovino drugi pa ne, pomeni največji problem pri zagotavljanju kakovosti zvarnega spoja, ki ga je treba še obdelovati oziroma predelovati.

also extremely important to select an appropriate welding procedure of joining tailored blanks.

Only an optimum choice of materials and material pairs for welded joints, appropriate design of semi-products, welded joints and weld edges, selection of the joining process and technology, and correct arrangements before, during and after welding can ensure the manufacture of high-quality products.

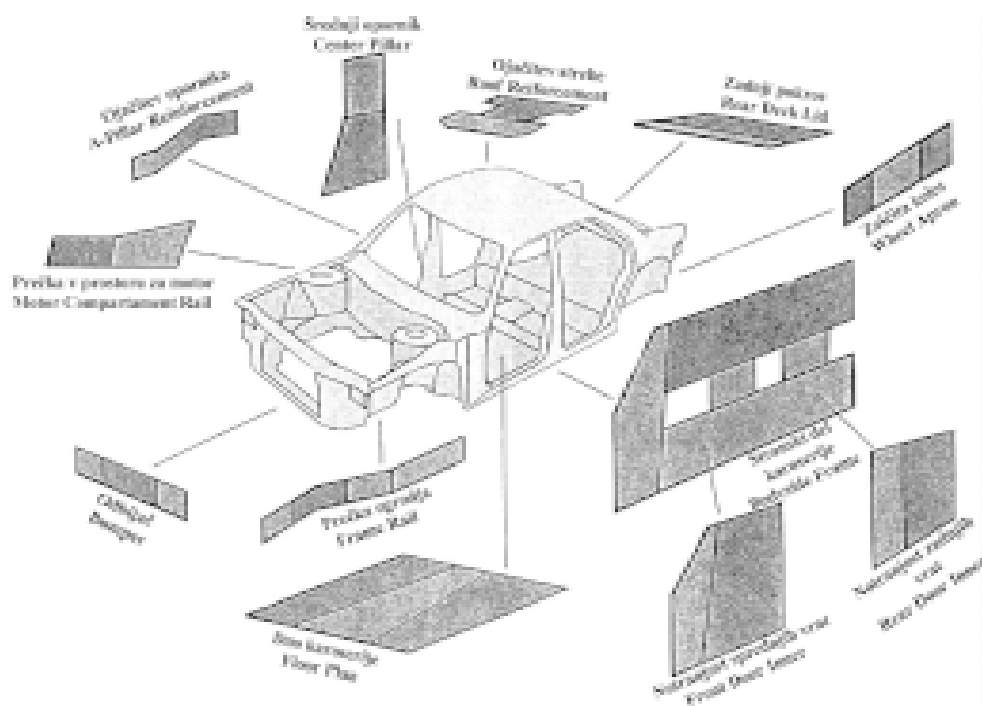
## 1 TAILORED BLANKS

Tailored blanks are semi-products of various shapes, thicknesses and materials, which are welded together into one piece for further processing. According to some data, tailored blanks have been used for several decades [1], while according to others, only recently ([2] to [5]). Some researchers consider only thin sheet metal of various shapes and cuts to be tailored blanks, while others include in their definition profiles or metal elements of different shapes, which are welded together and further processed after welding to obtain a final product.

Figure 1 shows some characteristic examples of tailored blanks welded together by using different processes. Examples A, B, C and D show tailor-welded blanks of different shapes, i.e., from differently cut sheet metal. They can also be made of different materials, of different thicknesses or they may be clad by another metal. Example E shows a welded joint of two sheets having different thickness. The other examples, i.e., F, G and H, are tailor-welded blanks made of different materials. Welding between different materials, and between protectively coated and uncoated materials, poses a great problem for achieving satisfactory quality of the welded joint, which often needs to be further machined and processed.

Uporaba teh polizdelkov se je najmočneje uveljavila v avtomobilski industriji. Ukrojena pločevina različnih debelin, kakovosti in z različnimi zaščitnimi nanosi (pocinkana, ponikljana, pokromana) se najpogosteje zvarja z laserji različnih moči in tipov ter elektroporovno kolutno v različnih izvedbah. Na sliki 2 so shematsko prikazani deli avtomobila, ki jih je mogoče izdelati s tehnologijo takih polizdelkov.

The application of tailored blanks has become strongly established in the automotive industry. Tailored blanks of different thicknesses, quality, and with different protective coatings (galvanised, nickel-plated and chrome-plated) are most frequently welded using lasers of different power and type, and are resistance seam welded. Figure 2 schematically shows automobile parts to which the tailored-blank technology may be applied.



Sl. 2. Deli osebnega avtomobila, ki jih je mogoče ukrojiti, zvariti in nato obdelati do končne oblike  
Fig. 2 Automobile parts suitable for tailoring, welding, and machining to their final form

Za kakovostno zvarjanje ukrojenih pločevin mora biti rez zelo dober, brez "igle" in zvarni žleb brez ohlapnosti ([2] in [13]). Zvarjeni spoj, izdelan z laserjem, ima zelo ozko pretaljeno cono (0,5 do 1 mm) in pri zvarjanju različnih debelin zelo gladek prehod od debelejše na tanjšo pločevino (sl. 3).

To je mogoče doseči pri materialih, ki so enaki ali zelo podobni po kemični sestavi. Če sta varjenca polizdelka iz različnih materialov, npr. prvi iz malo legiranega jekla in drugi iz nerjavnega močno legiranega jekla (sl. 1 F), zvarjanje z laserjem brez dodatnega materiala ni mogoče.

## 2 POMEN TEHNIKE SPAJANJA V TEHNOLOGIJI UKROJENIH PLOČEVIN

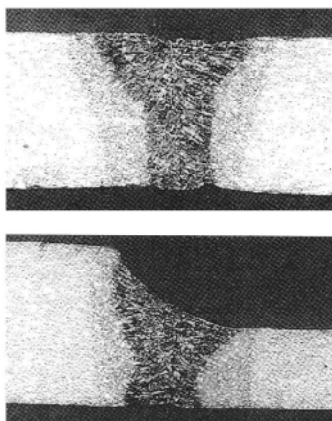
Že v prejšnjem poglavju smo omenili, da je za uspešno vpeljavo proizvodnje ukrojenih pločevin pri izdelavi končnega izdelka zvarjanje izrednega pomena. Poleg gospodarske upravičenosti in učinka mora varilni proces zagotoviti še tri pogoje:

For high-quality welding between tailored blanks, cut quality should be high as well, without burr, and the weld groove should not show any gap ([2] and [13]). Welded joints made by laser welding show a very narrow remelted zone, i.e., 0.5 to 1 mm. When sheet metals of different thicknesses are welded together, the transition from a thicker sheet metal to a thinner one is very smooth (Fig. 3).

This can be achieved with materials which are identical or very similar in their chemical composition. If tailored blanks are of different materials, e.g., the first of low-alloyed steel and the second of high-alloy stainless steel (Fig. 1F), laser welding without the addition of filler material is not possible.

## 2 THE IMPORTANCE OF THE WELDING PROCESS USED FOR JOINING TAILORED BLANKS

As already mentioned, welding is of extreme importance for the successful incorporation of the production of tailored blanks into the manufacture of final products. In addition to cost-effectiveness, the welding process used should also fulfill the following three conditions:



Sl. 3. Makrobrusa zvarnega spoja enako in različno debelih ukrojenih pločevin

Fig. 3 Macro-sections of welded joints consisting of tailored blanks having the same and different thicknesses

- teme vara in koren vara morata biti ravna, brez odvečnega materiala in brez obrobni zjed;
- trdnost zvarnega spoja mora biti enaka ali večja od osnovnega materiala;
- preoblikovalnost zvarnega spoja mora biti enaka ali boljša od osnovnega materiala ( $HV < 200$ ).

Dandanes je poznanih prek sto različnih postopkov varjenja in z razvojem novih materialov in opreme nastajajo vedno novi. V splošnem jih delimo po različnih kriterijih. Za zvarjanje ukrojenih pločevin je pomembno talilno varjenje z dodatnim materialom in brez njega ter varjenje v hladnem, trdnem stanju.

## 2.1 Talilno varjenje

Pri talilnem varjenju se tali del osnovnega materiala in dodatni, če je uporabljen. V talini vara se med varjenjem mešajo osnovni (lahko je več različnih vrst) z dodatnim materialom, ki nato ustvari celoto, imenovano var oziroma zvar ali navar. Dodatni material ima pri zvarjanju več funkcij. V prvi vrsti se z njim zapolni zvarni žleb in ustvari zvarni spoj. Pri zvarjanju različnih vrst materialov pa dodatni material lahko nadomesti različnost osnovnih materialov, ki jih brez ustreznega dodatnega materiala ni mogoče zvariti.

Prav zaradi razmešanja v talini vara je različnost osnovnih materialov, ki jih zvarjamo v celoto, omejena; oziroma čim večja je fizikalno-kemična različnost varjencev, tem bolj zahtevna je tehnologija varjenja.

S talilnim varjenjem brez dodatnega materiala ni mogoče spajati kovine in zlitine med seboj, ki imajo slabo topnost ali celo popolno netopnost ene kovine v drugi.

Pri zvarjanju ukrojenih pločevin se je v praksi najbolj uveljavilo lasersko sočelno varjenje brez dodatnega materiala (sl. 3, [8], [10] do [16]).

- the weld face and root should be straight, without any superfluous material and without undercuts,
- weld strength should be equal to or higher than that of the parent metal,
- formability of the welded joint should be equal to or better than that of the parent metal ( $HV < 200$ ).

Over one hundred welding processes are known today and, with the development of new materials and equipment, new ones are constantly being invented. In general, they may be classified according to various criteria. Fusion welding (with or without the addition of filler material) and cold solid-state welding are the most important processes for welding of tailored blanks.

## 2.1 Fusion welding

In fusion welding a portion of the parent metal and the filler material, if added, are melted. In the weld pool the parent metal (there may be several different types) and the filler material are mixed to produce a union of pieces of metal called a weld or a surfacing weld. The filler material has several functions in welding. Its primary purpose is to fill the weld groove and create a welded joint. If different types of parent metal are used, an appropriate filler material can compensate for the different properties of the materials, which otherwise could not be welded together.

The level of difference between the parent metals to be welded together is limited due to their mixing in the weld pool. Consequently, the greater the difference in physical and chemical properties of the parent metals, the more demanding the welding technology to be used needs to be.

Fusion welding without the addition of filler material cannot be used to join metals and alloys which are poorly soluble or not soluble at all in one another.

For the joining of tailored blanks, the most established process in practice is laser butt welding without the addition of filler material (Fig. 3, [8], [10] to [16]).

Za uspešno izvedbo laserskega varjenja je potrebna zelo dobra oprema in dobra priprava zvarnega robu.

Najpogosteje se uporablja laser CO<sub>2</sub> z valovno dolžino 10,6 μm in močjo od enega do deset kilovatov. Na primer: za jekleno pločevino z debelino 1,0 mm se uporabi laser z močjo 2 kW, ki omogoča hitrosti varjenja do nekaj metrov na minuto. Če celotno energijo tega laserja združimo na pego s premerom 0,5 mm, pomeni, da energija na 1 cm<sup>2</sup> znaša več ko 1 MW. Takšna energija je potrebna, da dosežemo učinek ključavniške luknje. Ta učinek namreč zagotovi prevaritev po vsej debelini pločevine. Laserski žarek prodre v globino varjenca, okoli njega pa je talina osnovnega materiala. Za laserskim žarkom se talina vara spaja in strjuje v zvar.

Laserske naprave delimo glede na vrsto laserskega snopa, glede na njegovo moč in tudi glede na število prostostnih stopenj, ki jih ima celotna naprava.

Drugi postopki talilnega varjenja so se uveljavili v proizvodnji ukrojenih pločevin le v manjši meri.

Obločni postopki zvarjanja so razmeroma "počasni" in se v množični proizvodnji niso mogli uveljaviti. Zvarjanje z elektronskim ali ionskim snopom je razmeroma drago in se v večji meri uporablja za zvarjanje debelejših varjencev.

Že v prejšnjem poglavju smo omenili, da s talilnim varjenjem brez dodatnega materiala ni mogoče spojiti dveh varjencev, ki imata zelo različne fizikalno-kemične lastnosti.

Obločno varjenje ukrojenih pločevin z dodatnim materialom terja v celotni tehnologiji eno operacijo več. Pri varjenju z dodatnim materialom namreč ni mogoče dobiti popolnoma ravne ploskve na temenski niti na korenski strani zvara, zato je treba koren in teme vara po varjenju odstraniti. Pri zvarjanju ukrojenih pločevin zato uporabimo talilno varjenje z dodatnim materialom samo tam, kjer je to nujno potrebno.

## 2.2 Zvarjanje s pritiskom

O varjenju s pritiskom govorimo, kadar je za nastanek zvarnega spoja mehanska energija pomembnejša od drugih. Sem spadajo kovaško, difuzijsko, ultrazvočno, eksplozijsko, vibracijsko in še druga varjenja.

Za zvarjanje ukrojene pločevine se je v praksi uveljavil le en postopek, ki ima več izpeljank [17]. Z uporovnim kolutnim varjenjem lahko varimo tanko pločevino z veliko hitrostjo, da dobimo zelo dobre vare in tako obliko, ki omogoča neposredno nadaljnjo obdelavo in preoblikovanje. Običajno kolutno uporovno varjenje uporabljamo za spajanje prekrivnih pločevin, pri katerih se zahteva nepretrgan

For efficient laser welding results, high-quality equipment and good edge preparation are required.

A CO<sub>2</sub> laser with a wavelength of 10.6 μm and power ranging from 1 to 10 kW is most frequently used. For a steel sheet with a thickness of 1.0 mm, for example, a 2 kW laser permitting welding speeds of up to a few meters per minute would be used. If the total energy of such a laser is concentrated at a spot with a diameter of 0.5 mm, this means that the energy amounts to more than 1 MW/cm<sup>2</sup>. Such high energy is required in order to achieve the "keyhole" effect which ensures complete through-thickness fusion. The laser beam penetrates through the depth of the workpiece and gets surrounded by the molten pool of the parent metal. Behind the laser beam the molten pool solidifies and forms a weld.

Laser devices are categorized with respect to laser beam type and power as well as the number of degrees of freedom of the device.

Other fusion welding processes are used to a lesser degree in the production of tailored blanks.

Arc welding processes are relatively "slow"; therefore, they could not establish themselves in mass production. Electron beam and laser beam welding processes, however, are comparatively costly; therefore, they are used to a larger degree only in the joining of thick workpieces.

As already mentioned, two workpieces having very different physical and chemical properties cannot be successfully joined by fusion welding without the addition of filler material.

Arc welding of tailored blanks with the addition of filler material requires the addition of a further working operation to the welding process. In welding with the addition of filler material it is not possible to obtain a completely flat surface either at the weld face or the weld root; therefore, the superfluous face and root layers should be removed after welding. Consequently, in welding of tailored blanks, fusion welding with the addition of filler material is used only when indispensable.

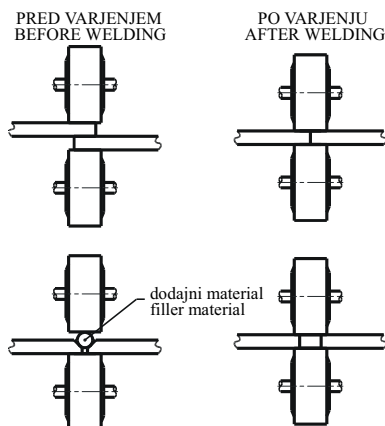
## 2.2 Pressure welding

Pressure welding is used when mechanical energy is more important to produce a weld than other energies. Forge, diffusion, ultrasonic, explosion, vibration and other welding processes belong to this group.

In practice only one welding process, including several techniques, has become established for the welding of tailored blanks [17]. Resistance seam welding can be used for joining of thin sheet metal at high speeds. The quality of such welds is high and their shape permits direct further processing and forming. Classical resistance seam welding is used to join overlapping sheet metals when a continuous

var, ki mora biti pogosto neprepusten za vodo (tlačne posode, rezervoarji, cevi). Za zvarjanje ukrojenih pločevin uporabljamo dva, nekoliko prilagojena postopka kolutnega uporovnega varjenja (sl. 4).

weld, often water-tight, is required, e.g., with pressure vessels, tanks, pipelines. Two slightly modified resistance seam welding techniques are used for welding of tailored blanks (Fig. 4).



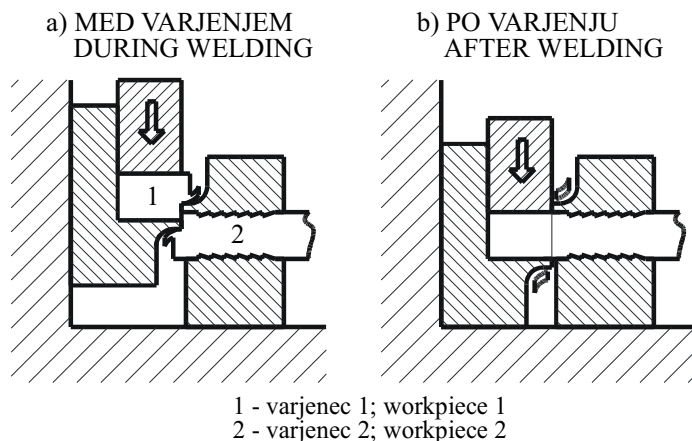
Sl. 4. Shematski prikaz dveh prilagojenih kolutno uporovnih varjenj  
 Fig. 4 Schematic presentation of two modifications of resistance seam welding

Pri prvem načinu varjenja sta pločevini nameščeni prekrovno. Velikost prekritja (sl. 4) je odvisna od debeline pločevine, vrste materiala, jakosti varilnega toka, hitrosti varjenja in sile stiskanja. Varilni parametri in sila stiskanja na elektrodah morajo biti tako izbrani, da pride do deformacije robov varjencev in da po varjenju dobimo raven sočelni zvarni spoj.

With the first technique the sheet metals are arranged so as to overlap. The size of overlap (Figure 4) depends on metal thickness, kind of material, welding current intensity, welding speed, and electrode force applied. The welding parameters and the electrode force selected should produce deformation of workpiece edges and give a flat butt welded joint.

Pri drugem načinu (sl. 4 b) se uporabi dodajni material v obliki žice, traku ali tanke folije. Namen dodajnega materiala je, da zapolni režo med varjencema in nadomesti fizikalno-kemično različnost obeh materialov. To pomeni, da je s tem postopkom mogoče zvarjati tudi različne materiale med seboj. Tako je mogoče zvariti navadno konstrukcijsko jeklo z močno legiranim nerjavnim jeklom. Dodajni material je v tem primeru lahko žica (18Cr/8Ni/6Mn), ki se uporablja za talilno zvarjanje prej omenjenih materialov.

With the second technique (Figure 4b), the filler material used is in the form of wire, strip or thin foil. The filler material fills in the gap between the workpieces and compensates for the different physical and chemical properties of the parent metals. Consequently, this technique permits the joining of different materials, e.g., common structural steel and high-alloy stainless steel. The filler material in this case may be a wire (18Cr/8Ni/6Mn), which is also used in fusion welding of the above-mentioned materials.



Sl. 5. Shematski prikaz rezalnega varjenja  
 Fig. 5 Schematic presentation of cut welding

V zadnjem obdobju se v praksi uveljavlja še nov način varjenja v hladnem, ki ga imenujemo rezalno varjenje [18]. Postopek omogoča zvarjanje enakih in različnih materialov v celoto za končni izdelek ali za nadaljnjo predelavo. Shematsko je proces rezalnega varjenja prikazan na sliki 5.

Pri varjenju v hladnem z mehansko silo je treba odstraniti nečistočo in okside s površine varjencev, če želimo dobiti kakovosten zvarni spoj. Pri večini postopkov varjenja s pritiskom ima najpomembnejšo vlogo mehanska sila. Zaradi deformacij na površini varjencev se poviša temperatura, ki pospeši razkroj oksidov in nečistoč ter omogoči difuzijo. Pri nekaterih postopkih varjenja s pritiskom (difuzijsko, uporovno) z zunanjo energijo povečamo temperaturo varjencema na mestu spajanja.

Pri rezalnem varjenju nečistoče in okside s površine varjencev odstranimo z odrezovanjem in takoj nato, brez zraka, pride do zvaritve med obema deloma. Ne glede na to, da je postopek nov in ni veliko praktičnih izkušenj, lahko zapišemo, da se bo uveljavil v praksi predvsem za zvarjanje mehkih neželeznih kovin. Zelo primeren bo za varjenje bakra in aluminija, aluminija in svinca ter tudi za druge kovine različnih lastnosti.

Poleg opisanih postopkov je treba omeniti tudi varjenje ukrojenih pločevin s pritiskom v hladnem, ki je bil raziskan v nekaterih ustanovah in opisan v članku [19].

Prav gotovo je varjenje v hladnem s pritiskom mogoče uporabiti le za manjše debeline oziroma manjše dimenzije. Najprimernejše je za zvarjanje različnih materialov, ki jih ni mogoče zvarjati s taljenjem. Pri tem načinu varjenja je mehanska energija edini vir, ki ustvari zvar med dvema varjencema. Najpogosteje se zvarja prekrivno v posebno oblikovanem orodju, da poleg zvara dobimo tudi ustrezno oblikovani zvarni spoj.

### 3 VARJENJE UKROJENIH PLOČEVIN IZ NERJAVNEGA IN RJAVNEGA JEKLA

Potrebe po zvarnih spojih različnih vrst materialov so v praksi vedno večje. Ne samo za zvarjanje ukrojenih pločevin, ampak tudi v gradnji strojev, v procesni tehniki in vse do gradbeništva so zelo pogoste zahteve po zvarjanju nerjavnega avstenitnega jekla z rjavnim feritnim jeklom oziroma po "črno-belem" varjenju, kakor se spajanje takšnih materialov tudi imenuje. Izvedba zvarjanja avstenitno nerjavnega jekla s feritnim ne pomeni posebnih težav in ne zahteva posebnega postopka, izbrati je le treba pravilen dodajni material in upoštevati splošna pravila varjenja. Kako pomembna je pravilna izbira dodajnega materiala pa je na podlagi praktičnih poskusov z uporabo domačih osnovnih in dodajnih materialov prikazano tudi v tem prispevku.

In recent years, a new technique of cold welding has also become established. It is called cut welding [18]. It permits welding of identical and different materials into a final product or for further processing. The technique is schematically shown in Figure 5.

In cold welding, impurities and oxides are removed from the workpiece surface, in order to obtain a quality welded joint, by application of mechanical force. Of the majority of pressure welding processes, mechanical force is the most important characteristic. Thanks to deformation at the workpiece surface the temperature rises and speeds up decomposition of oxides and impurities and permits diffusion. With some pressure welding processes, e.g., diffusion and resistance welding, it is external energy which increases the temperature of the workpieces at the area of joining.

In cut welding, impurities and oxides are removed from workpiece surfaces by cutting. Immediately afterwards the two workpieces are welded together in a vacuum. Despite the recent development of the technique and its now infrequent application, it can be expected that it will become an established practice, particularly in the welding of soft non-ferrous metals. It will be very suitable for welding of copper and aluminium, aluminium and lead, and also of other metals with different properties.

In addition to these techniques, cold pressure welding of tailored blanks should also be mentioned. It has been studied at some institutes and described in a paper [19].

Cold pressure welding is used primarily with thin plates. It is, however, most suitable for welding of various materials which cannot be fusion welded. With this welding process only mechanical energy is used to produce a weld between the two workpieces. Overlap welding is usually performed inside a specially shaped tool so that not only a weld but also a suitably shaped welded joint is obtained.

### 3 WELDING OF TAILORED BLANKS OF STAINLESS AND LOW-ALLOY STEELS

The need for welding tailored blanks of various materials is increasing. Not only in welding of tailored blanks, but also in shipbuilding, processing engineering, and civil engineering is it often required to weld together austenitic stainless steel and low-alloy ferritic steel. This is the so-called black-and-white welding. Welding of austenitic stainless steel with low-alloy ferritic steel does not pose any particular difficulties. All we need to do is to select an appropriate filler material and to take into account the general rules applied in welding. The importance of the correct selection of the filler material is shown in the following description of practical tests using domestic filler materials and parent metals.

### 3.1 Potek raziskav

Raziskave varjenja nerjavnega Cr-Ni jekla z tjavnim malo legiranim jeklom (pregl. 1) so bile opravljene v laboratoriju za varjenje na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Varili smo po postopku MIG v zaščiti plina argona z žicami premera 1,2 mm (pregl. 2) in z mehaniziranim pogonom gorilnika. Uporabili smo standardno napravo za varjenje MIG/MAG.

Kemična sestava uporabljenih osnovnih materialov je prikazana v preglednici 1, dodatnih pa v preglednici 2. Kemična sestava prvega osnovnega materiala kaže na konstrukcijsko jeklo z dobro varivostjo, drugi pa je močno legirano avstenitno nerjavno jeklo, prav tako z dobro varivostjo.

Dodajni materiali so bili namensko izbrani tako, da je prvi primeren za varjenje avstenitnih nerjavnih jekel, drugi za varjenje malo legiranih konstrukcijskih jekel, tretji pa za zvarjanje različnih vrst jekel in je še posebej primeren za "črno-belo" varjenje.

Preglednica 1. Osnovni material, uporabljen pri praktičnih raziskavah

Table 1. Parent metals used in the practical studies

oznaka designation	kemična sestava (%) chemical composition (%)							
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Ti
osnovni material 1 parent metal 1	0,20	0,40	0,60	0,050	0,050	-	-	-
osnovni material 2 parent metal 2	< 0,10	1,0	2,0	0,035	0,025	18,0	10,0	0,8

Preglednica 2. Kemična sestava dodatnih materialov

Table 2. Chemical composition of the filler materials

oznaka designation	kemična sestava (%) chemical composition (%)							delta ferit delta ferrite (%)
	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	Nb	
dodajni material 1 filler material 1	0,035	0,45	1,75	19,0	-	9,5	0,6	0
dodajni material 2 filler material 2	0,1	0,9	1,5	-	-	-	-	0
dodajni material 3 filler material 3	0,12	0,6	6,5	19,0	-	9,0	-	0

Varili smo prvi - korenski varek na bakreni letvi (var A - preglednica 3) in drugi - temenski varek za oblikovanje temena vara (var B - preglednica 3).

Debelina varjencev in priprava zvarnih robov z režo je prikazana na sliki 6.

Po varjenju so bili izdelani makroobrusi in v toplotno vplivani coni ter v varu merjena trdota in narejena kemična analiza.

### 3.1 Experimental procedure

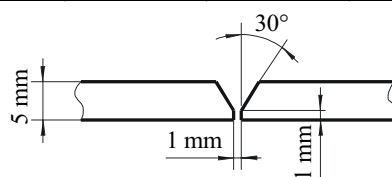
The study of welding stainless Cr-Ni steel with low-alloy steel (Table 1) was made at the welding laboratory of the Faculty of Mechanical Engineering in Ljubljana. The welding procedure used was MIG welding with argon and two wires with 1.2 mm in diameter (Table 2) and with a mechanized welding torch. A common MIG/MAG welding device was used.

The chemical compositions of the parent metals concerned are summarised in Table 1 and those of the filler materials in Table 2. The chemical composition of the first parent metal indicates structural steel with good weldability, and that of the second indicates austenitic high-alloy stainless steel with good weldability.

The filler materials were intentionally chosen so that the first is suitable for welding of austenitic stainless steels, the second for welding of low-alloy structural steels, and the third for welding of various types of steel, particularly for black-and-white welding.

Preglednica 3. Osnovni varilni parametri za prvi - korenski varek, var A in drugi - temenski varek, var B  
Table 3. Basic welding parameters for the first, root run (weld A), and the second, top run (weld B)

	var 1A weld 1A	var 1B weld 1B	var 2A weld 2A	var 2B weld 2B	var 3A weld 3A	var 3B weld 3B
napetost voltage	V	31	31	31	31	31
tok current	A	280	280	270	270	300
hitrost žice wire feed speed	m/min	10,64	10,64	10,64	10,64	10,45
čas varjenja welding time	s	28	30	31	30	27
nastavitev na usmerniku sp./zg. setting at the rectifier up/down		6/6	6/6	6/6	6/6	6/6



Sl. 6. Priprava zvarnih robov varjencev za "črno-belo" varjenje  
Fig. 6 Edge preparation of workpieces for black-and-white welding

### 3.2 Prikaz rezultatov

#### 3.2.1 Potek trdote

Namen raziskav je bil dokazati primernost in neprimernost dodatnega materiala za "črno-belo" varjenje in kako na preprost način ugotoviti to primernost oziroma neprimernost.

Zvarjene zveze smo razrezali pravokotno na smer varjenja in napravili makrobruse. Na skrbno pripravljenih makrobrusih smo merili trdoto po Vickersu v obeh osnovnih materialih in v obeh toplotno vplivanih conah ter v čistem varu. Črta, na kateri so potekale meritve trdote, je ležala 2 mm pod površino varjencev (sl. 7).

Razdelki med posameznimi odtiski meritev so znašali 0,5 mm.

Dobljeni rezultati meritve trdot na zvarnem spoju, varjenem z dodatnim materialom 1 (pregl. 2), so prikazani na sl. 7.

Iz poteka vrednosti trdot vidimo, da se v področju zvara trdota močno poveča. To pomeni, da je v tem področju prišlo do močnega razmešanja kemičnih elementov in hitrega odvoda toplote, kar je vodilo do martenzitne strukture.

Rezultati meritev trdote na zvarnem spoju, zvarjenem z drugim dodatnim materialom (pregl. 2), so prikazani na sliki 8. Tudi tu lahko ugotovimo, da se je trdota v čistem varu močno povečala in znaša prek 450 HV. Trdota se poveča že v prehodni coni feritnega jekla, ker pride v tem področju do difuzije kemičnih elementov iz dodatnega materiala oziroma vara v osnovni material in do velikega odvoda toplote.

Zelo ugodne rezultate dosežemo pri varjenju s tretjim dodatnim materialom (pregl. 2). Rezultati

### 3.2 Test results

#### 3.2.1 Hardness variations

The aim of the study was to show adequacy or inadequacy of the filler material for black-and-white welding, and to demonstrate the method used to establish its adequacy.

The welds were cut perpendicular to the welding direction. Then macrosections were made. Carefully prepared macro-sections were subjected to Vickers hardness measurements in both parent metals, both heat-affected zones, and the all-weld metal. The line of hardness measurements was located 2 mm below the workpiece surfaces (Figure 7).

The distance between the individual indentations was 0.5 mm.

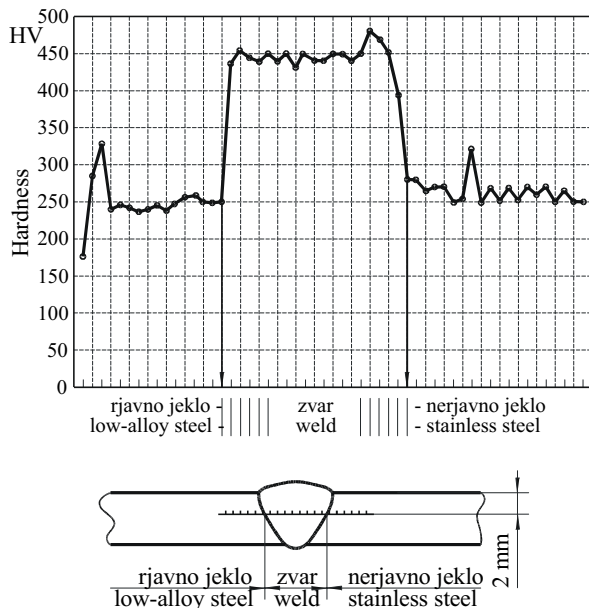
The results of the hardness measurements obtained from the welded joint made with the filler material 1 (Table 2) are shown in Figure 7.

Hardness variations indicate that in the weld zone hardness increases considerably. This is to say that a strong mixing of chemical elements and rapid removal of heat occurred, which produced a martensite structure.

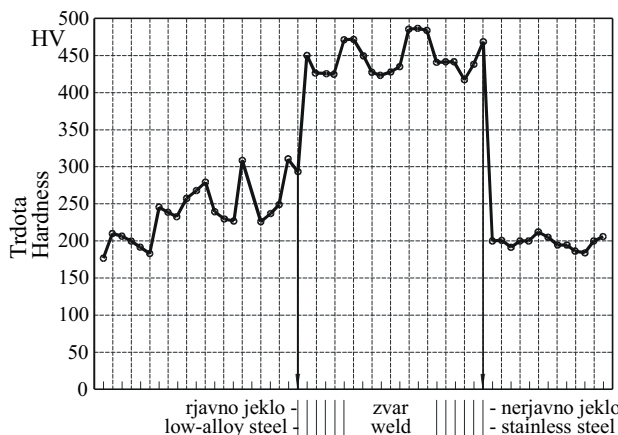
The results of the hardness measurements obtained from the welded joint made with filler material 2 (Table 2) are shown in Figure 8. It can be found again that hardness in the all-weld metal increased considerably, and amounted to over 450 HV. Hardness increased even in the fusion zone of ferritic steel, since here diffusion of the chemical elements from the filler material (i.e., weld metal) to the parent metal occurs along with a strong removal of heat.

Very favourable results are obtained when welding with filler material 3 (Table 2). The results are





Sl. 7. Potek trdote v "črno-belem" zvarnem spoju, varjenem z dodatnim materialom 1 (preglednica 2)  
 Fig. 7 Hardness variation in a black-and-white joint welded with the addition of filler material 1 (Table 2)



Sl. 8. Potek vrednosti trdot v "črno-belem" spoju, varjenem z dodatnim materialom 2 (preglednica 2)  
 Fig. 8 Hardness variation in a black-and-white joint welded with the addition of filler material 2 (Table 2)

so prikazani na sliki 9. Trdota se tu nekoliko poveča samo v prehodni coni nerjavnega jekla, v varu pa ne preseže niti 250 HV.

Z merjenjem trdote na zvarnih spojih smo na zelo preprost in hiter način ugotovili neprimernost prvega in drugega ter primernost tretjega dodatnega materiala za "črno-belo" varjenje.

Na sliki 10 je prikazan Schaefflerjev diagram z vrisanima osnovnima in dodatnim materialom z oznako 3 (pregl. 2).

Dodatni material z oznako 3 je praktično edini, ki zagotovi kakovosten zvar, oziroma zvarni spoj, ki ga je mogoče še obdelovati in preoblikovati.

#### 4 SKLEPI

V članku so poleg splošnih ugotovitev zvarjanja ukrojenih pločevin opisani dve tehnologiji

summarised in Figure 9. In this case, hardness only somewhat increases in the fusion zone of stainless steel. In the weld metal it does not exceed more than 250 HV.

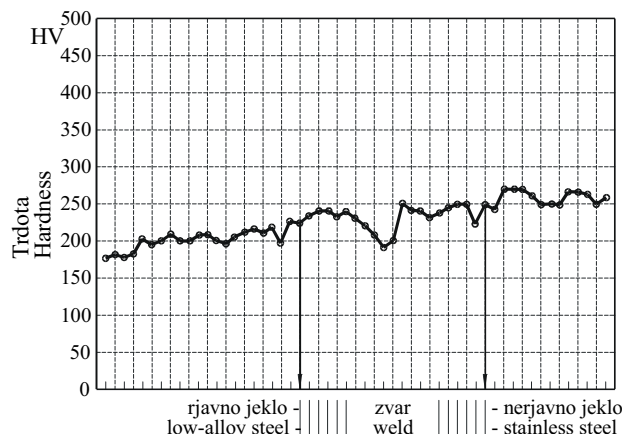
By measuring hardness in the welded joints it was possible to establish that filler materials 1 and 2 are less suitable than the filler material 3 for black-and-white welding.

Figure 10 shows a Schaeffler diagram having lines plotted for the parent metal and filler material 3 (Table 2).

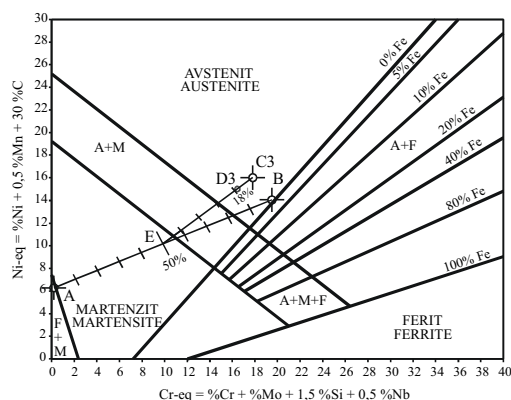
Filler material 3 is virtually the only one which may ensure a quality weld, which can then be further processed and formed.

#### 4 CONCLUSIONS

The paper states general findings in the welding of tailored blanks, and describes two weld-



Sl. 9. Potek izmerjenih trdot na "črno-belem" spoju, varjenem z dodajnim materialom 3 (preglednica 2)  
 Fig. 9 Hardness variation in a black-and-white joint welded with the addition of filler material 3 (Table 2)



Sl. 10. Schaefflerjev diagram z označenima točkama A in B, ki predstavljata osnovna materiala, in C3, ki pomeni dodajni material 3 (preglednica 2), in točko D3, ki pomeni var z 18 odstotkov stopnjo razmešanja  
 Fig. 10 Schaeffler diagram showing parent metals as points A and B, filler material 3 (Table 2) as point C3, and weld metal with 18% mixing ratio as point D3

varjenja in potek varjenja dveh različnih materialov. Ugotovljeno je:

- ukrojene pločevine je mogoče variti z laserjem samo v primeru, da so fizikalno-kemične lastnosti obeh materialov enake ali zelo podobne;
- s kolutnim uporovnim varjenjem je mogoče zvarjati ukrojeno pločevino tudi do desetkrat hitreje kakor z laserjem;
- kolutno uporovno varjenje je primerno za zvarjanje enakih ali različnih materialov;
- varjenje v hladnem brez dodatne energije je mogoče uporabiti za zvarjanje ukrojene pločevine iz različnih materialov;
- rezalno varjenje je nov postopek, ki se bo po vsej verjetnosti uveljavil v praksi predvsem za zvarjanje različnih neželeznih kovin;
- ukrojeno pločevino iz nerjavnega avstenitnega in rjavnega feritnega jekla je mogoče zvarjati samo z ustreznim dodajnim materialom;
- z laserjem brez dodajnega materiala ni mogoče dobiti kakovostnega dodajnega materiala iz nerjavnega avstenitnega in rjavnega feritnega jekla.

ing technologies as well as an example of practical welding of two different parent metals. The following conclusions may be drawn:

- tailored blanks can be joined by laser welding only in the case when physical and mechanical properties of the parent metals concerned are identical or very similar;
- tailored blanks can be joined by resistance seam welding as much as up to ten times faster than by laser welding;
- resistance seam welding is suitable for joining identical or different parent metals;
- cold welding without additional energy can be used for joining tailored blanks of different materials;
- cut welding is a new process which is very likely to become established in frequent practice, particularly for welding of different non-ferrous metals;
- tailored blanks of austenitic stainless steel and low-alloy ferritic steel can be joined only with the addition of a suitable filler material;
- no quality weld between austenitic stainless steel and ferritic steel can be obtained by laser welding without the addition of filler material.

5 LITERATURA  
5 REFERENCES

- [1] Irving, B.: Welding tailored blanks is hot issue for automakers, *Welding Journal*, Vol. 74, 8, 1995, p.p. 49-52.
- [2] Westgate, S.A., Kimchi, M.: A new process for tailored blank production, *Welding Journal*, Vol. 74, 5, 1995, p.p. 45-48.
- [3] Automotive industry assimilates new technology, *Welding Review International*, Vol. 14, 3, 1995, p.p. 313-320.
- [4] *Stahlsorten und Halbzeuge für den Fahrzeug-Leichtbau, Blech Rohre Profile*, Vol. 44, 12, 1997, p.p. 38-41.
- [5] Yuying, Y., Hongzhi, X., Zhongwen, X.: The blank shape and forming limit for oval cylindrical workpieces, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 51, 1995, p.p. 193-201.
- [6] Van der Hoeven, J.-M., et al.: Formability issues for tailored blanks, 19<sup>th</sup> IDDRG Biennial Congress, Eger, 10.-14. junij 1996, p.p. 347-356.
- [7] Tamada, K., Sato, A., Nakagawa, N.: Weight reduction technology by laser irradiation for body panels, 19<sup>th</sup> IDDRG Biennial Congress, Eger, 10.-14. junij 1996, p.p. 47-54.
- [8] Riches, S.T.: Laser welding in automobile manufacture, *Welding & Metal Fabrication*, Vol. 61, 2, 1993, p.p. 79-83.
- [9] Vollertsen, F., Schultz, M., Geiger, M.: Formability of tailored blanks from steel and aluminium alloys, 19<sup>th</sup> IDDRG Biennial Congress, Eger, 10.-14. junij 1996, p.p. 337-346.
- [10] Ayres, K. R., Hilton, P.A.: CO<sub>2</sub> Laser butt welding of coated steels for the automotive industry, *Welding & Metal Fabrication*, Vol. 62, 1, 1994, p.p. 10-12.
- [11] [11]Haferkamp, H., et al.: Photooptische Messung zur Ermittlung des Dehnverhaltens in der Schweißzone von laserstrahlgeschweißten Tailored Blanks, *Leichtbau durch intelligente Blechbearbeitung, EFB-Kolloquium, Fellbach, 1997. EFB-Tagungsband T17, 1997, pp. 4.1 - 12.*
- [12] Venkat, S., et al.: CO<sub>2</sub> Laser beam welding of aluminium 5754-O and 6111-T4 alloys, *Welding Journal*, Vol. 76, 7, 1997, p.p. 275s - 282s.
- [13] Baron, J.S.: A cost comparison of weld technologies for tailor welded blanks, *Welding Journal*, Vol. 76, 10, 1997, p.p. 39-45.
- [14] Yamasaki, Y., et al.: Effect of chemical composition, mechanical properties and thickness of base steels on formability of laser-welded blanks, 19<sup>th</sup> IDDRG Biennial Congress, Eger, 10.-14. junij 1996, p.p. 357-366.
- [15] Vollrath, K.: Thyssen Krupp Stahl setzt auf Tailored Blanks, *Blech Rohre Profile*, Vol. 45, 5, 1998, p.p. 24-25.
- [16] Waddell, W., Davies, G.M.: Laser welded tailored blanks in the automotive industry, *Welding & Metal Fabrication*, Vol. 63, 2, 1995, p.p. 104-108.
- [17] Sommer, D.: Tailored Blanks und Hydroforming-Ergebnisse einer Marktbedarfserhebung, *Praxis-Forum, Arbeitskreis Karosseriebau 4, 1998, p.p. 137-158.*
- [18] Dorph, P., De Chiffre, L.: Physical modelling of cut welding, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 51, 1995, p.p. 131-149.
- [19] Siegert, K., Knabe, E.: "Tailored Blanks" - eine neue Technologie zum Automobilleichtbau, *Blech Rohre Profile*, Vol. 42, 3, 1995, p.p. 161-171.

Avtorjev naslov: doc.dr. Janez Tušek  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Author's Address: Doc. Dr. Janez Tušek  
Faculty of Mech. Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 4.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Optimiranje motorjev - priprava motorja za elektronsko krmiljenje vbrizgavanja

### Optimisation of Engines - Preparation of an Engine for Electronic Injection Control

Jurij Avsec - Milan Marčič

*Prispevek obravnava proces optimiranja sedanjih motorjev in priprave podatkov za prihodnja elektronska krmiljenja vbrizgavanja goriva. Splošna usmeritev gre v razvoj visokotlačnega elektronskega vbrizgavanja s tlaki vbrizgavanja prek 1500 bar in s skrajšanjem časa vbrizgavanja.*

*Na tej podlagi smo izvedli raziskovalne meritve na dieselskem motorju. Meritve so bile izvedene v preskušališču z uporabo analizatorja, nabojnih ojačeval, dajala giba igle in tipal za merjenje tlakov. Z merilnimi inštrumenti smo izvedli meritve giba igle, tlakov vbrizgavanja v šobi, tlakov zgorevanja, nihanja tlakov v polnilnem in izpušnem kanalu v odvisnosti od kota zavrtitve ročične gredi, vrtilne hitrosti ročične gredi, kota prvega vbrizga in obremenitve motorja. Hkrati smo merili tudi porabo goriva, temperaturo valjev in mostičkov v motorju.*

*Z uporabo simulirnih programov smo nato izračunali temperaturo v valju motorja in druge nadzorne veličine. Težišče dela v prispevku je izvedba in opis celovitih meritev in optimiranje motorja ter priprava preglednic, diagramov, v katerih je razvidna optimalna nastavitvev motorja za posamezne obratovne režime. S tako pripravljenimi podatki se lahko nato lotimo postopka uvajanja elektronskega krmiljenja vbrizgavanja goriva.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji dieselski, vbrizgavanje goriva, regulacija elektronska, optimiranje motorjev)**

*This paper deals with the optimisation of existing engines and the compilation of data to allow future electronic control of fuel injection. The general trend is toward the development of high-pressure electronic injection with injection pressures exceeding 1500 bar and with reduced injection timing.*

*We based our research of a Diesel engine on the above assumptions. The measurements were undertaken on an engine tester by means of an analyser, charge amplifiers, a needle lift transducer and pressure sensors. Using these instruments we measured the needle lift, injection pressures in the nozzle, combustion pressures, fluctuations of pressure in the charge and exhaust ducts in relation to the crankshaft angle, the number of revolutions of the crankshaft, the preinjection angle and engine loading. Moreover, we measured the fuel consumption, the temperature of cylinders and bridges in the engine.*

*We then calculated the temperature in the engine cylinder and other control characteristics using software developed for engine simulation. The research described here is focused primarily on the complex measurements and their description, as well as on the optimisation of the engine, along with the production of tables and diagrams illustrating an optimum engine adjustment to individual speeds. Thus, with the data obtained we could initiate the process of introducing electronic control of the fuel injection.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: Diesel engine, injection process, electronic control, optimization)**

#### 0 UVOD

Razvoj novih dieselskih motorjev poteka predvsem v smeri manjše emisije izpušnih plinov, manjše porabe goriva, in zmanjšanja hrupa motorja. Zaradi velikih prednosti elektronskega krmiljenja dieselskega motorja (zelo občutljivo preverjanje vplivnih veličin, zelo hitra zmožnost obdelave podatkov, zelo dolga doba trajanja, hitro odkrivanje napak) pred mehanskimi sistemi, postaja elektronsko krmiljenje dieselskega motorja že skoraj realnost.

#### 0 INTRODUCTION

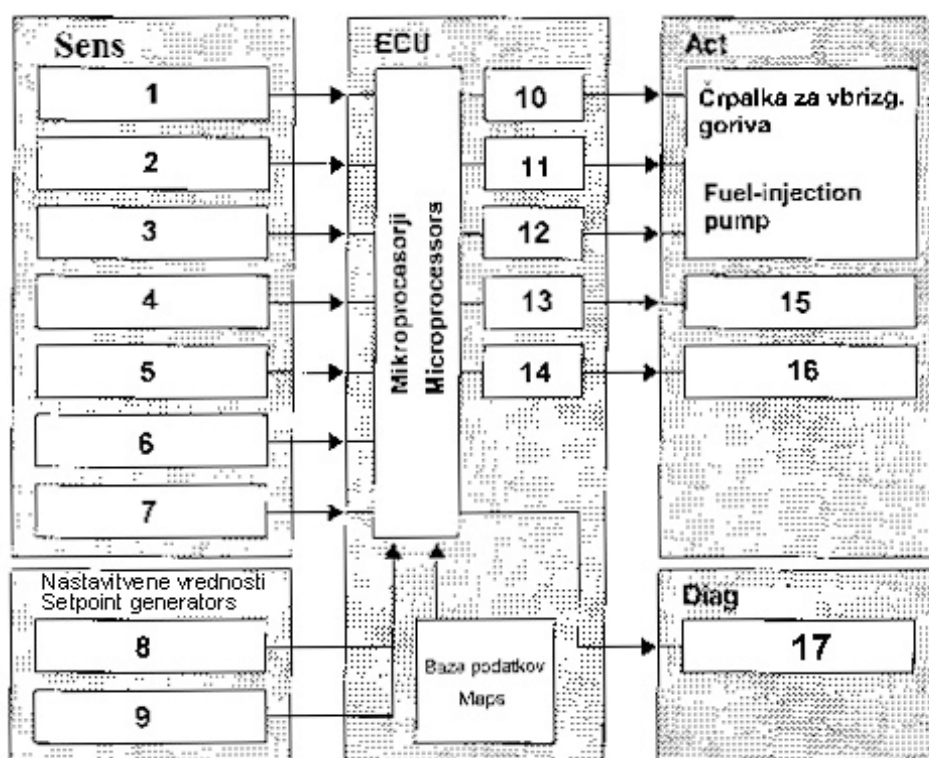
The development of new Diesel engines is directed primarily forward improving exhaust gas emission, lowering fuel consumption and reducing engine noise. Due to the great advantages of electronic Diesel engine control over mechanical systems (a very sensitive control of the main characteristics, rapid data processing, very long life, quick detection of failures, etc.), electronic Diesel engine control will soon become a reality.

Slika 1 prikazuje osnovno shemo elektronskega krmiljenja dieselskega motorja [1]. Elektronsko napravo lahko razdelimo v tri osnovne dele:

- Zaznavala (Sens):** za spremljanje in merjenje delujočih vplivnih veličin. Z zaznavali se pomembne fizikalne veličine spreminjajo v električne signale.
- Elektronska nadzorna enota (ECU)** obdeluje z uporabo mikroprocesorja izmerjene podatke in izračunava različne vplivne veličine z vgrajenimi računalniškimi programi. Pri tem ji pomaga **baza podatkov**, kjer so shranjeni podatki, ki so odločilnega pomena za delovanje motorja.
- Izvršilniki (Act)** spreminjajo nato izhodne električne signale v mehanske veličine

Figure 1 shows the basic scheme of electronic Diesel engine control [1]. The electronic system consists of three main parts:

- Sensors (Sens):** for control and measurement of major processes. By means of the sensors, physical processes are transformed into electronic signals.
- Electronic control unit (ECU)** processes the measured data using a microprocessor and computes various major characteristics by means of integrated computer programs, assisted by a **database**, which contains the data vital for the operation of the engine.
- Actuators (Act)** translate the electronic output into mechanical characteristics.



- |                                                                                       |                                                                                   |                                                                                  |
|---------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|
| 1- Zaznavalo gibanja igle šobe<br>Needle-lift sensor                                  | 6- Zaznavala za merjenje hitrosti vozila<br>Vehicle-speed sensor                  | 12- Začetek vbrizgavanja<br>Start of injection                                   |
| 2- Zaznavalo za merjenje tempera-<br>ture<br>Temperature sensors                      | 7- Zaznavala za merjenje tlaka<br>okoljskega zraka<br>Atmospheric-pressure sensor | 13- Recirkulacija izpušnih plinov<br>Exhaust gas recirculation                   |
| 3- Zaznavalo za določanje zunanje<br>mrtve lege<br>Sensor for control collar position | 8- Zaznavala za pospeševanje<br>Accelerator sensor                                | 14- Kontrola starta motorja<br>Starting control                                  |
| 4- Zaznavalo za določanje<br>razmernika zrak - gorivo<br>Air-flow sensor              | 9- Zaznavala za merjenje dopustnih<br>hitrosti<br>Speed selection lever           | 15- Pretvornik z ventilom za recirk.<br>izp. plinov<br>Transducer with EGR valve |
| 5- Zaznavalo za merjenje hitrosti<br>motorja<br>Engine-speed sensor                   | 10- Vbrizgana količina goriva<br>Injected fuel quantity                           | 16- Naprava za hladni start<br>Glow control unit                                 |
|                                                                                       | 11- Izkjučitev motorja<br>Engine shutoff                                          | 17- Diagnostični prikaz<br>Diagnosis display                                     |

Sl. 1. Osnovna shema elektronskega krmiljenja dieselskega motorja  
Fig. 1. Basic diagram of Diesel engine electronic control

## 1 PRIPRAVA BAZE PODATKOV

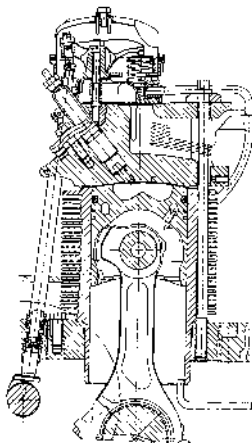
Baza podatkov je ena izmed najpomembnejših in najdražjih stopenj pri pripravi motorja za uvajanje elektronskega krmiljenja. V njej so zbrani vsi podatki o delovanju in potrebnih nastavitvah motorja za primer optimalnega obratovanja in so rezultat dolgotrajnih in sistematskih meritev.

V predstavljenem prispevku smo izvedli meritve na dieselskem motorju TAM BF6L515C. Osnovna shema motorja je predstavljena na sliki 2.

## 1 PREPARATION OF DATABASE

The database preparation is one of the most important and most expensive stages in the introduction of electronic control for the engine. It stores all data regarding performance and the necessary adjustments of the engine in order to ensure its optimum operation, and is a result of long-lasting and systematic measurements.

For this study, measurements were carried out on the TAM BF6L515C Diesel engine. Figure 2 illustrates the basic schematic drawing of the engine.



Sl. 2. Motor TAM BF6L515C  
Fig. 2. TAM BF6L515C engine

Za motor BF6L 515C smo izvedli raziskovalne meritve na preskušališču z uporabo procesne naprave PUMA 4, s katero je mogoče merjenje povprečnih vrednosti, ter z uporabo digitalnega analizatorja (sl. 3), s katerim lahko merimo trenutne vrednosti v odvisnosti od kota ročične gredi. Vse meritve so bile izvedene v odvisnosti od obremenitve motorja, števila obratov in statičnega kota predvbrizga. Poudariti je treba, da so vse meritve narejene brez krmilnika kota predvbrizga. S procesno napravo PUMA 4 smo merili naslednje vplivne parametre:

- moment na motorju, dejansko moč, specifično porabo goriva,
- temperature valjev, mostičkov, polnilnega zraka, izpušnih plinov,
- tlake v polnilnem kanalu, za hladilnikom polnilnega zraka,
- emisije izpušnih plinov ( $\text{NO}_x$ , saj,  $\text{CO}_2$ ), razmernika zraka,
- masne pretoke goriva, zraka itn.

Raziskovalne meritve, ki so bile opravljene z analizatorjem, so prikazane na sliki 3 in so obsegale meritve:

- tlak na izhodu iz tlačilke, tlaka na izstopu iz visokotlačne cevi, tlak zgorevanja, tlake v izpušnem zbiralniku, tlake v polnilnem sistemu,
- dvig igle  $h_i$ .

The measurements of the BF6L 515C engine were carried out on an engine tester by means of the PUMA 4 processing unit, which allows measurement of average values, and by means of a digital analyser (Fig. 3), designed for measuring current values in relation to the crankshaft angle. All measurements were made in relation to the engine loading, number of revolutions and static preinjection angle. What needs to be emphasized is that all of the measurements were made without control of the preinjection angle. By means of the PUMA 4 processing unit we measured the following major parameters:

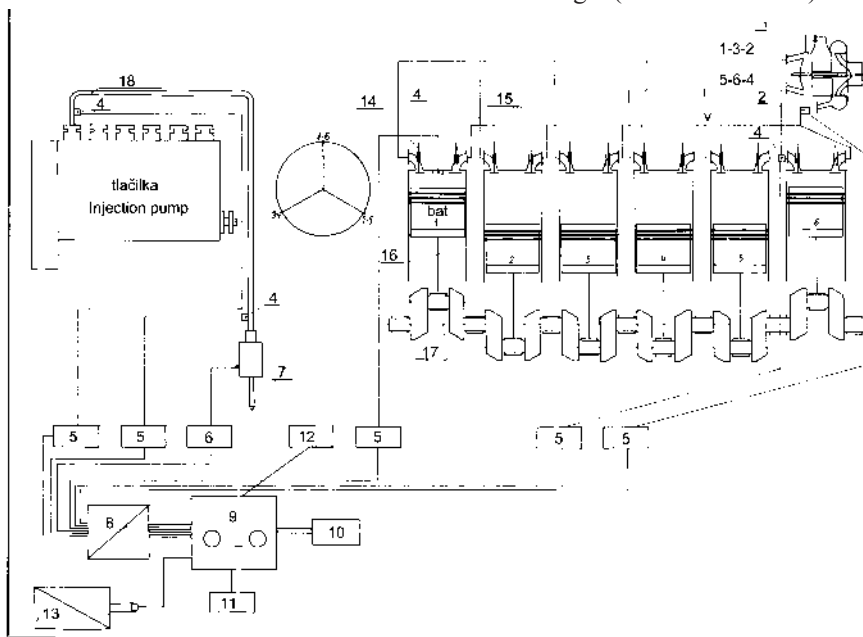
- engine torque, effective power output, specific fuel consumption,
- temperature of cylinders, bridges, charge air, exhaust gases,
- pressures in the charging duct, behind the charge air cooler,
- emission of exhaust gases ( $\text{NO}_x$ , soot,  $\text{CO}_2$ ), air-fuel ratio,
- mass flows of fuel, air etc.

The measurements made by means of the analyser are shown in Figure 3 and include the following:

- pressure at the outlet from the pump, pressure at the outlet from the high-pressure pipe, combustion pressure, exhaust manifold pressure, charge system pressure,
- needle lift  $h_i$ .

Vse signale smo vodili na analogno digitalni pretvornik, kjer se spremeni signal iz analogne v digitalno obliko. Te signale smo nato vodili v računalnik, kjer smo lahko analizirali izmerjene rezultate. Z uporabo izmerjenih vrednosti smo lahko nadalje tudi z lastnimi programi izračunavali fizikalne veličine, kakor so: temperatura v valju motorja, sproščena toplota, zakasnitev vžiga, odvod tlaka zgorevanja po kotu ročične gredi (hrup zgorevanja) in izkoristki.

All signals were fed to the analog-to-digital converter, where the signal is transformed from the analog to the digital form. These signals were then sent to the computer, where we could analyse the measured results. By means of the measured values we could subsequently, using our own programs, calculate physical characteristics such as temperature in the engine cylinder, released heat, ignition time lag, combustion pressure derivation in relation to the crankshaft angle (combustion noise) and efficiencies.



- |                                                         |                                                    |                                                                           |
|---------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|
| 1- Plinska turbina<br>Gas turbine                       | 7- Pretvornik dviga igle<br>Needle-lift transducer | 13- Optični kotni marker za določ.<br>zunanje mrtve lege<br>Optic trigger |
| 2- Piezouporovni dajalnik<br>Piezoresistive transducer  | 8- A/D pretvornik<br>A/D converter                 | 14- Izpušni ventil<br>Exhaust valve                                       |
| 3- Kompresor<br>Compressor                              | 9- Računalnik<br>Computer                          | 15- Polnilni ventil<br>Inlet valve                                        |
| 4- Piezoelektrični dajalnik<br>Piezoelectric transducer | 10- Risalnik<br>Plotter                            | 16- Ojnica<br>Shaft                                                       |
| 5- Nabojni ojačevalnik<br>Charge amplifier              | 11- Terminal<br>Monitor                            | 17- Ročična gred<br>Crankshaft                                            |
| 6- Mostični ojačevalnik<br>Bridge amplifier             | 12- Shranjevanje podatkov<br>Data saving           | 18- Visokotlačna cev<br>High-pressure pipe                                |

Sl. 3. Načrt meritve z uporabo analizatorja  
Fig. 3. Diagram of measurements by means of the analyser

## 2 OMEJITVENI DEJAVNIKI

Zaradi vse ostrejših predpisov o onesnaženju okolja, hrupa in preostalih vplivnih dejavnikov smo po temeljiti analizi določili omejitvene vrednosti, do katerih je še dopustno obratovanje motorja na posameznih režimih:

temperatura izpušnih plinov	700°C
temperatura valjev	205°C
temperatura mostičkov	260°C
tlak zgorevanja	135 bar
emisija NO <sub>x</sub>	18 g/kWh

## 2 LIMITING FACTORS

Due to ever-stringent environmental protection, noise control regulations, and other important factors, we identified, after a thorough analysis, the limiting values up to which the operation of the engine at various speeds is still permitted:

temperature of exhaust gases	700°C
temperature of cylinders	205°C
temperature of bridges	260°C
combustion pressure	135 bar
NO <sub>x</sub> emission	18 g/kWh

emisija delcev 0,7 g/kWh  
odvod tlaka zgorevanja po kotu zavrtitve ročične gredi 8 bar/1°RG

Zahteve so postavljene zelo strogo. V primeru prekoračitve navedenih veličin bi bila nadaljnja meritev veličin na določenem režimu obratovanja nesmiselna in je treba nadaljnjo meritev ustaviti.

### 3 REZULTATI MERITEV

Za izdelavo baze podatkov in optimiranja motorja so rezultati predstavljeni s tridimenzionalnimi preglednicami. Iz njih je razvidna vrednost merjene veličine v odvisnosti od vrtilne frekvence  $n$  (1100, 1300, 1700, 2150 min<sup>-1</sup>), obremenitve motorja (25%, 50%, 75%, 100%) oz. srednjega dejanskega tlaka (4, 6, 8, 10, 12, 13.5, 14, 15 bar) in statičnega kota predvbrizga AP (14, 16, 18, 20, 22°). V predstavljenem članku so prikazane nekatere izmerjene vrednosti za emisijo dušikovih oksidov (preglednica 1), specifične porabe goriva (preglednica 2) in dimnih vrednosti (preglednica 3) ter nekatere izračunane vrednosti: zakasnitev vžiga (preglednica 4), dejanski izkoristek (preglednica 5) in največji tlaki v zgorevalni komori (preglednica 6). Slike 4, 5, 6 pa prikazujejo nekatere vplivne veličine pri vrtilni frekvenci ročične gredi 1300 min<sup>-1</sup>, ki so bile izmerjene z analizatorjem (tlaki zgorevanja, polnitve) ali pa so bile izračunane z uporabo lastnih računalniških programov (temperatura zgorevanja, sprostitve toplote).

S povečanjem kota predvbrizga se občutno povečuje emisija NO<sub>x</sub> v izpuhu. Vzrok za to je v povečanju zakasnitve vžiga ter s tem tudi povečanja količine goriva do pričetka zgorevanja. S tem je pripravljena za zgorevanje večja količina goriva. Sledi zgorevanje z veliko hitrostjo in visokimi temperaturami. Z zmanjšanjem kota predvbrizga pa se količina saj v izpuhu povečuje. Občutno se povečuje količina saj tudi s srednjim dejanskim tlakom zaradi naraščanja količine goriva.

Poraba goriva kaže pri manjši vrtilni frekvenci neobčutljivost na kot predvbrizga zaradi razmeroma dolgega časa za oblikovanje zmesi. Z višjimi srednjimi dejanskimi tlaki se poraba goriva zmanjšuje zaradi boljšega nastajanja mešanice zrak - gorivo. Dejanski izkoristek, ki je produkt mehanskega in indiciranega, je najvišji pri številu obratov ročične gredi 1300 min<sup>-1</sup>.

Z uporabo izmerjenih podatkov lahko nato optimiramo motor oziroma pripravimo bazo podatkov za optimalno delovanje motorja. Elektronsko krmiljenje omogoča spremenljivi kot predvbrizga. V našem primeru je treba zaradi emisije dušikovih oksidov nastaviti pri polni obremenitvi motorja zelo majhen kot predvbrizga (AP=14°) Pri nizkih (AP=18°) in delnih obremenitvah (AP=16°) pa je ugodneje nastaviti statični kot predvbrizga zaradi manjše porabe goriva in manjše emisije delcev.

particle emission 0.7 g/kWh  
derivation of combustion pressure in relation to crankshaft angle 8 bar/1°CS

The requirements are very strict. In case the indicated values are exceeded, any further measurement of the engine characteristics at a particular operating speed would be pointless, and therefore measurement must be stopped.

### 3 RESULTS

For the development of the database and optimisation of the engine the results are presented by means of three-dimensional tables. They show the value of the measured characteristics in relation to the number of revolutions  $n$  (1100, 1300, 1700, 2150 rpm), engine loading (25%, 50%, 75%, 100%) or mean effective pressure (4, 6, 8, 10, 12, 13.5, 14, 15 bar) and static preinjection angle AP (14, 16, 18, 20, 22°). In this paper some measured values are indicated regarding the emission of nitrogen oxides (Table 1), specific fuel consumption (Table 2) and smoke values (Table 3), as well as some calculated values of ignition time lag (Table 4), efficiency (Table 5) and maximum pressures in the combustion chamber (Table 6). Figures 4, 5, 6, on the other hand, contain some important characteristics measured by means of the analyser at 1300 rpm (combustion pressures, charging), or otherwise calculated by means of our own computer programs (combustion temperature, heat release).

At larger preinjection angles the NO<sub>x</sub> emissions in the exhaust increase substantially. The reason is an increased ignition time lag resulting in a larger quantity of fuel prior to the beginning of the combustion process. This means that a larger quantity of fuel is ready for combustion. What follows is rapid combustion at high temperatures. With a reduction in the preinjection angle the volume of soot in the exhaust increases. The quantity of soot also increases substantially at the mean effective pressure as a result of the increase in the fuel volume.

At low revolutions the fuel consumption shows insensitivity to preinjection angle due to a relatively long period of time for the formation of the air-fuel mixture. At higher mean effective pressures fuel consumption is reduced because of a better formation of the air-fuel mixture. The efficiency, a product of the mechanic and induced efficiency, is highest at 1300 rpm.

By means of the measured data we can then optimise the engine, i.e. prepare a database for optimum engine operation. The electronic control allows a variable preinjection angle. In our case a very low preinjection angle (AP=14°) must be adjusted at full engine loading due to the emission of nitrogen oxides. At low (AP=18°) and partial loads (AP=16°), however, it is more comfortable to set a static preinjection angle due to lower fuel consumption and lower particle emission.



Preglednica 1. Emisija dušikovih oksidov

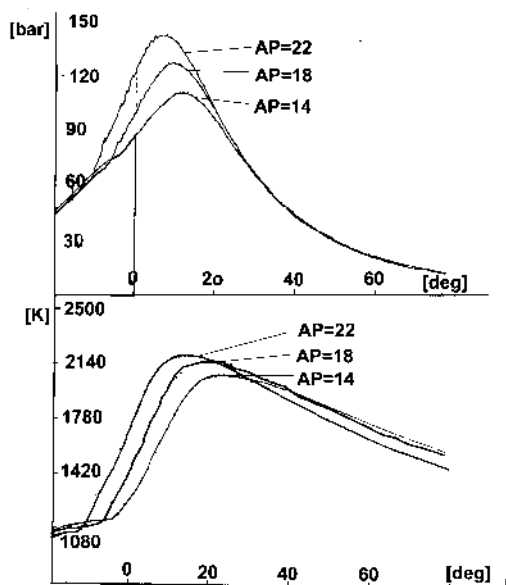
Table 1. Emission of nitrogen oxides

$n$ (min <sup>-1</sup> )	AP	NO <sub>x</sub> (g/kWh)							
		4 bar	6 bar	8 bar	10 bar	12 bar	13 bar	14 bar	15 bar
<b>1100</b>	14°	10,93	11,75	12,10	12,33	11,68			
	16°	12,97	14,55	14,78	14,46	13,08			
	18°	15,66	18,17	18,26	17,88	16,77			
	20°	19,70	23,71	24,03	22,20	19,88			
	22°	22,92	26,96	26,07	24,20	21,08			
<b>1300</b>	14°	9,88	10,52	11,19	12,16	12,66		12,65	12,52
	16°	11,97	12,47	13,10	14,55	14,69		14,57	14,30
	18°	14,77	16,36	17,01	18,18	17,64		17,18	17,18
	20°	18,07	20,74	21,35	21,68	18,10		20,96	19,79
	22°	21,63	24,03	24,10	24,68	23,43		22,81	21,86
<b>1700</b>	14°	8,36	8,49	8,71	10,04	9,92	9,68		
	16°	8,82	9,95	10,32	11,54	11,93	11,75		
	18°	11,68	12,62	12,87	13,86	14,59	14,44		
	20°	13,88	15,45	15,62	17,71	17,38	17,26		
	22°	16,11	18,25	18,55	20,26	19,95	19,94		
<b>2150</b>	14°	6,24	8,04	8,30	9,14	8,57			
	16°	6,89	7,27	8,79	9,61	11,08			
	18°	10,24	11,52	12,23	13,16	13,09			
	20°	11,53	15,18	14,40	15,25	15,21			
	22°	13,79	15,30	16,68	16,86	18,11			

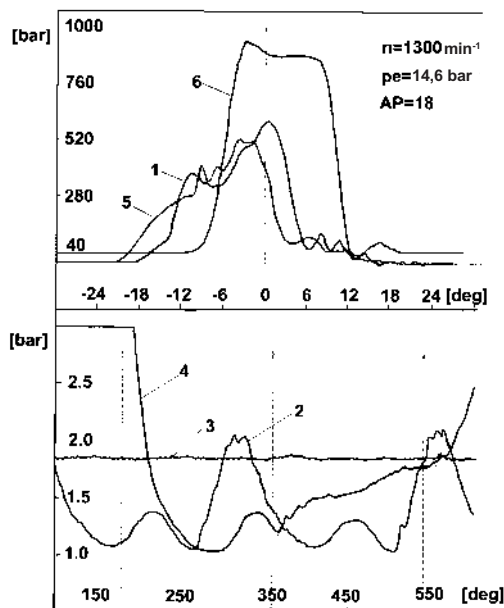
Preglednica 2. Specifična poraba goriva

Table 2. Specific fuel consumption

$n$ (min <sup>-1</sup> )	AP	BE (g/kWh)							
		4 bar	6 bar	8 bar	10 bar	12 bar	13 bar	14 bar	15 bar
<b>1100</b>	14°	216,4	207,2	206,7	209,0	213,1			
	16°	218,1	209,2	205,8	206,6	211,8			
	18°	217,6	207,9	204,5	206,0	208,7			
	20°	219,5	205,8	201,8	203,4	210,7			
	22°	220,4	207,0	204,9	205,0	211,7			
<b>1300</b>	14°	220,5	209,2	203,5	202,5	200,4		202,9	204,7
	16°	220,9	209,8	202,3	199,0	199,5		201,0	201,6
	18°	220,3	207,0	201,9	199,6	199,9		198,6	199,5
	20°	220,4	205,3	200,7	198,5	197,7		198,0	198,8
	22°	222,2	206,2	201,4	198,6	198,3		198,8	198,6
<b>1700</b>	14°	230,0	215,8	212,0	207,3	205,8	206,1		
	16°	231,1	214,5	209,6	205,7	204,5	204,4		
	18°	230,1	213,8	208,0	204,0	201,7	201,8		
	20°	225,8	213,5	206,6	202,8	199,6	199,0		
	22°	230,0	213,4	206,6	203,1	200,2	198,0		
<b>2150</b>	14°	257,7	237,9	233,5	228,9	225,8			
	16°	256,9	240,7	229,2	225,9	222,1			
	18°	253,3	230,5	222,8	221,8	219,4			
	20°	247,0	227,5	221,4	217,7	215,4			
	22°	245,0	227,3	220,5	217,0	214,0			

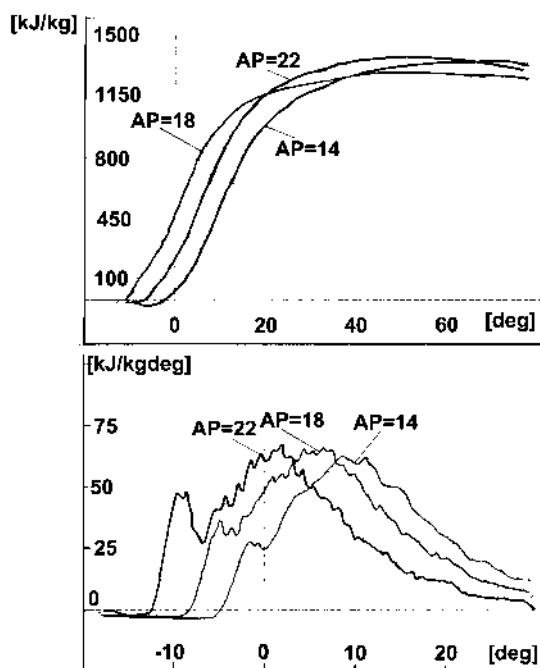


Sl. 4. Tlak in temperatura v zgorevalni komori v odvisnosti od statičnega kota predvbrizga pri  $n = 1300 \text{ min}^{-1}$  in  $p_e = 14,6 \text{ bar}$   
 Fig. 4. Pressure and temperature in the combustion chamber in relation to the static preinjection angle ( $n = 1300 \text{ rpm}$  and  $p_e = 14.6 \text{ bar}$ )



1 - tlak pri izstopu iz visokotlačne cevi, 2 - tlak v izpušnem zbiralniku, 3 - tlak polnitve, 4 - tlak zgorevanja, 5 - tlak na izstopu iz tlačilke, 6 - dvig igle  
 1 - pressure at the outlet from high-pressure pipe, 2 - pressure in exhaust manifold, 3 - charging pressure, 4 - combustion pressure, 5 - pressure at the outlet from pump, 6 - needle lift

Sl. 5. Meritev veličin v odvisnosti od kota zavrtitve ročišne gredi  
 Fig. 5. Measurement of characteristics in relation to crankshaft angle



Sl. 6. Sprostitev toplote in hitrost sprostitve toplote pri  $n=1300 \text{ min}^{-1}$  in  $p_e=14,6 \text{ bar}$   
 Fig. 6. Heat release and rate of heat release at  $n=1300 \text{ rpm}$  and  $p_e=14.6 \text{ bar}$

Preglednica 3. Emisija delcev

Table 3. Particle emission

$n$ (min <sup>-1</sup> )	emisija delcev (HRT) / particle emission (HRT)								
	AP	4 bar	6 bar	8 bar	10 bar	12 bar	13 bar	14 bar	15 bar
<b>1100</b>	14°	2,0	7,5	15	20	44			
	16°	1,5	4,0	10	17	34			
	18°	0,5	3,0	7	15	21			
	20°	0,5	4,1	7	12	18			
	22°	0,5	4,5	6	11,5	21			
<b>1300</b>	14°	1,5	6	11	11,5	15		18	20
	16°	1,5	10	8	9	14		13	14
	18°	0,5	4,2	4	7	9		12	11
	20°	0,5	4,5	5	5,2	10		11,6	11,5
	22°	0	4	5	4,5	7,5		12,1	12,3
<b>1700</b>	14°	2	2	5	7	11,5	13		
	16°	6	1,5	3	1,5	11	7		
	18°	1,5	1,5	2	3	5	6		
	20°	0,5	0,5	1,5	2	4	4,5		
	22°	0	0	0,5	1,5	2	4		
<b>2150</b>	14°	4	7,5	5	11	17			
	16°	2	3	4,5	10	11			
	18°	1,5	1,5	4		5			
	20°	1,5	2	3,5	6	5,5			
	22°	0,5	2	2	4,5	4			

Preglednica 4. Zakasnitev vžiga

Table 4. Ignition time delay

$n$ (min <sup>-1</sup> )	AP	zakasnitev vžiga (°) ignition time lag (°)			
		25%	50%	75%	100%
<b>1100</b>	14°	2,8	2,4	1,9	1,5
	18°	2,5	1,9	2,1	1,8
	22°	4,0	3,5	3,2	3,0
<b>1300</b>	14°	2,7	2,9	2,2	1,2
	18°	3,0	2,5	2,0	1,7
	22°	4,3	3,0	2,7	2,4
<b>2150</b>	14°	2,4	1,6	1,5	1,5
	18°	2,4	2,0	2,3	1,5
	22°	2,5	2,2	2,4	1,8

Preglednica 5. Dejanski izkoristek motorja

Table 5. Engine efficiency

$n$ (min <sup>-1</sup> )	AP	dejanski izkoristek motorja engine efficiency			
		25%	50%	75%	100%
<b>1100</b>	14°	0,352	0,401	0,407	0,389
	18°	0,357	0,403	0,408	0,400
	22°	0,350	0,400	0,407	0,410
<b>1300</b>	14°	0,372	0,404	0,415	0,406
	18°	0,370	0,409	0,420	0,416
	22°	0,366	0,410	0,421	0,419
<b>2150</b>	14°		0,350	0,360	0,366
	18°	0,308	0,366	0,375	0,381
	22°	0,304	0,369	0,388	0,395

Preglednica 6. *Najvišja temperatura zgorevanja*  
 Table 6. *Maximum combustion temperature*

<i>n</i> (rpm)	AP	najvišja temperatura zgorevanja [K] maximum combustion temperature [K]			
		25%	50%	75%	100%
<b>1100</b>	14°	1380	1730	1950	2095
	18°	1500	1760	2000	2140
	22°	1600	1860	2100	2250
<b>1300</b>	14°	1450	1760	2000	2120
	18°	1550	1870	2080	2170
	22°	1640	1890	2090	2200
<b>2150</b>	14°	1360	1600	1730	1762
	18°	1420	1610	1750	1860
	22°	1510	1680	1770	1900

4 LITERATURA  
4 REFERENCES

[1] Bosch, Diesel fuel injection, I izdaja, Robert Bosch GmbH, ISBN 1-56091-5420

Naslov avtorjev: dr. Jurij Avsec  
 prof.dr. Milan Marčič  
 Fakulteta za strojništvo  
 Univerze v Mariboru  
 Smetanova 17  
 2000 Maribor

Authors' Address: Dr. Jurij Avsec  
 Prof.Dr. Milan Marčič  
 Faculty of Mech. Engineering  
 University in Maribor  
 Smetanova 17  
 2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 6.10.1999  
 Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
 Accepted:

## Poročila

### Reports

#### 42. Generalna skupščina Evropske zveze društev za ogrevanje, hlajenje in klimatizacijo (REHVA)

V Bratislavi je potekala 1. in 2. oktobra 1999 42. Generalna skupščina Evropske zveze društev za ogrevanje, hlajenje in klimatizacijo (REHVA), ki združuje 25 nacionalnih društev iz vse Evrope, vključno z Rusijo. Slovenijo zastopa Slovensko društvo za hlajenje, ogrevanje in klimatizacijo (SITHOK). Iz Slovenije sta se skupščine udeležila delegata SITHOK dr. Jurij Modic in dr. Peter Novak. Na skupščini so kritično pregledali dosedanje delo, imenovali poseben odbor za dopolnitev statuta, izvolili novega predsednika in člane glavnega odbora, ki so hkrati tudi podpredsedniki REHVA.

Za novega predsednika je bil izvoljen Per Rasmussen iz Danske, dosednji predsednik odbora za tisk. Za novega člana glavnega odbora in s tem za enega od podpredsednikov pa je bil izvoljen tudi delegat SITHOK, dr. Peter Novak.

Posebno pozornost je skupščina posvetila izdajanju lastnega glasila REHVA Journal, ki ga finančno podpira tudi EU. Sprejet je bil sklep o

posodobitvi spletne strani in izdaji kataloga "Kdo je kdo v evropski industriji ogrevanja, hlajenja in klimatizacije - HVAC". Za ta katalog mora SITHOK sporočiti podatke o svojih, v stroki najbolj uveljavljenih članih. Dogovorili so se tudi za izdelavo pregleda študijskih programov s področja HVAC na univerzah iz dežel članic REHVA s ciljem, da bi jih posodobili in morebiti uskladili. S tem bi prispevali k naporom za hitrejšo uveljavljanje naslova EURO ING. Izdelava pregleda in usklajevanje je bilo zaupano dr. Petru Novaku.

Skupščina je bila sklenjena z zelo zanimivim predavanjem o novem sistemu daljinskega hlajenja mest Helsinki in Herning. Gre za demonstracijski projekt EU THERMIE "Lokalni hladilni sistem, zasnovan na uporabi nizkotemperaturne toplote".

Slovaško društvo HVAC je bilo odličen gostitelj in organizator skupščine.

Prof. dr. Peter Novak

#### Ustanovitev Slovenskega nacionalnega komiteja Mednarodnega instituta za hlajenje

V Ljubljani je bila dne 8. 12. 1999, v prostorih FS, 1. seja Slovenskega nacionalnega komiteja Mednarodnega instituta za hlajenje, v nadaljnjem **SNK IIR**, na katero so bili povabljeni vsi člani komisij v IIR in zastopnik MZT.

Seje so se udeležili: dr. Iztok Golobič, dr. Jože Hafner, mag. Bogomil Kandus, dr. Jurij Modic, dr. Peter Novak. Zaradi drugih obveznosti so se opravičili: dr. Alojz Poredoš, mag. Tone Obersnu in mag. Primož Gričar.

Po uvodnih pozdravnih besedah delegata Slovenije v IIR, dr. Peter Novaka, so navzoči sprejeli, da se oblikuje Slovenski nacionalni komite IIR s kratico **SNK IIR**. Sedež **SNK IIR** bo, v soglasju z dekanom FS in navzočih na seji, na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Arhiv se vodi v okviru tajništva Laboratorija za ogrevalno, solarno in sanitarno tehniko (LOS).

Poleg aktivnih članov v Komisijah IIR ter predsednikov SITHOK-a ter SDHK, ki sta člana po položaju, se v članstvo povabi tudi zastopnike industrije, servisnih dejavnosti (tovarn, projektantov, medicinske dejavnosti, hladilničarjev) in zastopnike zainteresirane znanosti. Zadolženi: vsi navzoči.

Po dopolnitvi članstva se bo oblikovalo tudi vodstvo **SNK IIR**. Do tedaj pa opravlja koordinacijo dela dr. Peter Novak.

Na seji so sprejeli tudi poročilo o delu Generalne skupščine IIR in Kongresu IIR v Sydneyu.

Dr. Novak je poročal, da je Znanstveni svet IIR na svoji seji v Sydneyu potrdil sponzorstvo dveh konferenc v Sloveniji, in sicer: **4. Kongres SITHOK**, maja 2000 v Mariboru in znanstveno konferenco Komisije IIR za klimatizacijo E1 z naslovom: "**Thermal protection of man under hot and hazardous conditions**", ki bo maja 2001 v Sloveniji. V postopku sprejema pa je sponzorstvo konference, ki jo pripravljata ASME in ZITS z naslovom "**International thermal science seminar**" junija 2000 na Bledu.

V nadaljevanju je potekal tudi razgovor o prihodnjem sodelovanju med različnimi društvi, ki imajo sorodne programe in glede na majhnost Slovenije nimajo zelo številčnega članstva. Dr. Hafner bo o svojih in pogledih industrije na ta problem pripravil besedilo za objavo v SV. Dr. Modic je opozoril na težave pri sodelovanju med društvi in ponudil sodelovanje SITHOK z vsakim, ki ima željo in interes.

Prof. dr. Peter Novak

## Konferenca ICIT 2001 Conference ICIT 2001

### Cilji konference:

Skoraj vse, kar nas obkroža, je orodje ali je narejeno z orodjem. Ta trditev velja tako za začetek civilizacije, kakor tudi za tretje tisočletje. Industrijska orodja imajo zelo pomembno vlogo na različnih področjih proizvodnje. Z uporabo industrijskih orodij lahko naredimo nove izdelke iz lesa, kovin, polimerov, plastike, stekla, mineralov, keramike, kompozitov itn. Prav tako pa so raznolika tudi orodja: napravljena so lahko iz različnih materialov, lahko so energijski žarek ali pa numerično orodje v računalniku.

Tržne zahteve po orodjih dobivajo nove razsežnosti. Orodja morajo biti narejena hitreje, ceneje, biti morajo bolj zanesljiva in zagotavljati stabilno proizvodnjo. Načrtovanje orodij in njihovo testiranje se sedaj seli v navidezno okolje, zato je sodobno orodje odvisno od računalniške opreme in znanja, ki je tam instalirano.

S tega vidika je nujno potrebno, da si specializirani izdelovalci orodij, inženirji, raziskovalci, znanstveniki in študentje izmenjujejo znanje in izkušnje na področju definiranja in izdelovanja orodij ter nato integrirajo orodja v industrijske proizvodne sisteme.

Mednarodna konferenca o industrijskih orodjih ICIT je ena od takšnih priložnosti. Prvič smo se srečali leta 1997, nato ponovno 1999. Naraščajoče število udeležencev in njihovi prispevki so najboljše zagotovilo, da bo vsak udeleženec 3. konference ICIT leta 2001 dobil nove ideje, informacije, izpopolnil znanje in, kar je najpomembnejše, srečal nove poslovne partnerje in prijatelje.

ICIT 2001 ne bo samo konferenca, temveč bodo udeleženci obiskali tudi mednarodni sejem FORMATOOL v Mariboru, ki prerašča svoje dosedanje okvire in si pridobiva vodilno vlogo v srednji in vzhodni Evropi.

Zato vabljeni na 3. mednarodno konferenco ICIT 2001! Veselimo se srečanja z vami v novem tisočletju!

### Pomembni datumi:

29. februar 2000	Rok za oddajo preliminarnih prijav in povzetkov člankov
30. april 2000	Sprejem povzetkov in pošiljanje navodil za pisanje člankov
30. september 2000	Rok za oddajo člankov
30. november 2000	Sprejem člankov na osnovi ocene programskega odbora

### Objectives of the conference:

Nearly everything surrounding us is either a tool or has been made by a tool. This statement was valid at the beginning of civilisation as it will be in the third millennium. Industrial tools play one of the most important roles in different areas of manufacturing. They are used to make new goods (or tools) from wood, metals, polymers, rubber, glass, minerals, ceramic materials, composites, etc. Tools can be of very different kind: they can be made of different materials or they can be only a beam of energy or numerical tools inside computers.

Nowadays market demands exert increasing pressure on the production of tools. Tools must be produced faster, cheaper, they must enable reliable and stable production. Their planning and testing is usually moved into the virtual environment. Modern tools therefore very much depend on computers and the knowledge installed in them.

In order to be able to meet this wide range of demands, it is essential that tool making specialists, engineers, researchers, scientists and students come together and exchange their knowledge and experiences in the field of defining, making tools and integrating tools into complex industrial production systems.

International Conference on Industrial Tools (ICIT) is one of such possibilities. We met for the first time in the year 1997, then again in 1999. The increasing number of participants and contributions is the best assurance that everybody who will join the next ICIT 2001, will get some new ideas, information, will enrich his/her knowledge and, what is the most important, meet new partners and new friends.

ICIT 2001 will not only be a conference, the participants will also have an opportunity to visit the international tool fair FORMATOOL in Maribor, which is also growing very fast and getting one of the leading positions in the Central and Eastern Europe.

Therefore: Welcome! We are looking forward to seeing you in the next millennium in Slovenia – on the sunny side of the Alps!

### Important dates:

February 29th 2000	Preliminary application and submission deadline for summaries
April 30th 2000	Confirmation of summaries and mailing the instructions for writing
September 30th 2000	Submission deadline for papers
November 30th 2000	Acceptance of papers by the Int. Programme Committee

# ICIT 2001

3<sup>rd</sup> International Conference on Industrial Tools

Rogaška Slatina, Maribor, April 22<sup>nd</sup> - 26<sup>th</sup> 2001

15. januar 2001 Rok plačila kotizacije za avtorje člankov  
31. januar 2001 Vključitev sprejetih člankov v zbornik konference in program konference  
Uradni jezik konference je angleški.

**Tematska področja:**

- A - PROCESI IN ORODJA ZA PREOBLIKOVANJE KOVIN
- B - PROCESI IN ORODJA ZA INJEKCIJSKO BRIZGANJE
- C - ORODNI MATERIALI
- D - IZDELAVA ORODIJ
- E - INTELIGENTNI SISTEMI
- F - RAČUNALNIŠKO PODPRTE NUMERIČNE METODE
- G - MENEDŽMENT

**Nadaljnje informacije:**

**TECOS**

**Jasna Rode Nikolčič**, *tajnik konference*

Telefon: 063 490 09 20

Faks: 063 441 711

E-mail: [jasna.nikolcic@tecos.si](mailto:jasna.nikolcic@tecos.si), [tecos@tecos.si](mailto:tecos@tecos.si)

Internet : [www.tecos.si](http://www.tecos.si)

January 15th 2001 Fee payment deadline for authors  
January 31st 2001 Inclusion of accepted papers into the Conference Proceedings and the Conference Programme  
The official language at the conference is English.

**Topics:**

- A – METAL FORMING PROCESSES AND TOOLS
- B – INJECTION MOULDING PROCESSES AND TOOLS
- C – TOOL MATERIALS
- D – TOOL MANUFACTURING
- E – INTELLIGENCE SYSTEMS
- F – COMPUTER AIDED NUMERICAL METHODS
- G – MANAGEMENT

**General information:**

**TECOS**

**Jasna Rode Nikolčič**, *Conference Secretary*

Telephone: ++386 63 490 09 20

Fax: ++386 63 441 711

E-mail : [jasna.nikolcic@tecos.si](mailto:jasna.nikolcic@tecos.si), [tecos@tecos.si](mailto:tecos@tecos.si)

Internet : [www.tecos.si](http://www.tecos.si)

**Odprtje pedagoške učilnice Laboratorija za termoenergetiko**

Ob 80-letnici visokošolskega študija na Univerzi v Ljubljani je bila 8. decembra 1999 slovesno odprta nova pedagoška učilnica Laboratorija za termoenergetiko v sklopu Katedre za energetsko strojništvo ljubljanske Fakultete za strojništvo. Učilnica je opremljena s sodobnimi učnimi pripomočki, s katerimi lahko manjše skupine študentov samostojno izvajajo eksperimentalne vaje in z računalniškim upravljanjem merijo pomembnejše energetske veličine na posameznih modelnih strojih in napravah. Za opremo učilnice so prispevali izdatna denarna sredstva koncern ABB Slovenija, vse slovenske termoelektarne in Ministrstvo za znanost in tehnologijo. Čeprav gre za povsem pedagoško učilnico, ni bilo nobene denarne pomoči s strani Ministrstva za šolstvo in šport. Na začetku je učilnico kratko predstavil predstojnik katedre prof. dr. Matija Tuma, učilnico je odprl s kratkim nagovorom rektor Univerze v Ljubljani prof. dr. Jože Mencinger, v imenu donatorjev je imel nagovor direktor ABB Slovenija Andrej Božič, odprtje pa je sklenil dekan Fakultete za strojništvo prof. dr. Franc Kosel. Odprtje je popestril kratek kulturni program. Ob tej priložnosti



je povezovalka recitala pesem Jožefa Stefana, ki se je s to pesmijo kot mladi slušatelj dunajske politehniške bržkone poslovil od svojih literarnih ambicij in se povsem posvetil znanosti. Njegova pesniška dejavnost (1850 do 1859) nam je skoraj popolnoma neznana. Pesem je napisal pod psevdonimom: Jožef Alešev (očetovo ime) Spleteni (po grškem pomenu besede Stephanos)

**Avtokritika**

Kaj hudirja na Parnasu  
matematičar počenja  
in o tako dragem času  
krati pesnikom življenja.

Kako misli so okorne,  
brez potrebne politure,  
kakor tudi so osorne  
matematične figure.

Tudi slog ni prav oglajen,  
jezik nima prav'ga dona,  
saj se vidi, da navajen  
je le iksa, ipsilona.

Pesmi kdo bo bral njegove?  
Špičaste so in oglate,  
zapeljive in surove  
na vse kraje so zobate.

Jožef Stefan, 1855

Prof.dr. Matija Tuma

## Strokovna literatura

### Professional Literature

#### Nove knjige

##### John Wiley & Sons Limited, Chichester

- Kurzweil, J.: An introduction to digital communications, ca. 624 str., 27.50 GBP;  
Mang: Lubricants and lubrication, ca. 450 str., 105.00 GBP;  
Haldar, A., Mahadevan, S.: Probability, reliability and statistical methods in engineering design, ca. 320 str., 73.50 GBP;  
Moran, M.J., Shapiro, H.: Fundamentals of engineering thermodynamics, 3rd Edition, SI, 814 str., 25.95 GBP;  
Juvinall, R., Marshek, K.M.: Fundamentals of machine component design, ca. 880 str., 65.50 GBP;  
Samad, T., Weyrauch, J.: Automation, control and complexity, ca. 336 str., 55.00 GBP;  
Cavicchi, T.J.: Digital signal processing, ca. 848 str., 25.95 GBP;  
Hart, G.C., Wong, K.: Structural dynamics for structural engineers, ca. 640 str., 27.50 GBP.

##### Springer-Verlag, Berlin

- Kuhn, A., Rabe, M.: Simulation in Produktion und Logistik, 199 str., 68 DEM;  
Scheer, A.-W.: ARIS – Modellierungsmethoden, Metamodelle, Anwendungen, 219 str., 78 DEM;  
Eversheim, W., Schuh, G.: Produktion und Management, 4: Betrieb von Produktionssystemen, 617 str., 98 DEM;  
Eversheim, W., Schuh, G.: Produktion und Management, "Betriebshütte", 1838 str., 298 DEM;  
Ehrlenspiel, K., Kiewert, A., Lindemann, U.: Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren, 520 str., 98 DEM;

- Eversheim, W., Klocke, F.: Werkzeugbau mit Zukunft, Strategie und Technologie, 362 str., 148 DEM;  
Hering, E., Triemel, J., Blank, H.-P.: Qualitätsmanagement für Ingenieure, 539 str., 98 DEM;  
Menne, R.J., Rechs, M.: Optimierte Prozesse für die Großserie. Reduzierte Entwicklungszeiten bei Verbrennungsmotoren, 228 str., 129 DEM;  
Adam, W., Busch, M., Nickolay, B.: Sensoren für die Produktionstechnik, 234 str., 169 DEM;  
Dilthey, U., Brandenburg, A.: Schweißtechnische Fertigungsverfahren Band 3. Gestaltung und Festigkeit von Schweißkonstruktionen, 320 str., 89 DEM;  
Gevatter, H.-J.: Handbuch der Meß- und Automatisierungstechnik, 913 str., 248 DEM;  
Oehler, G., Kaiser, F.: Schnitt-, Stanz- und Ziehwerkzeuge, 720 str., 198 DEM;  
Reinert, U., Blaschke, H., Brockstieger, U.: Technische Statistik in der Qualitätssicherung. Grundlagen für Produktions- und Verfahrenstechnik, 397 str., 128 DEM;  
Tränkle, H.-R., Obermeier, E.: Sensortechnik. Handbuch für Praxis und Wissenschaft, 1584 str., 298 DEM;  
Westkämper, E.: Präzisionsbearbeitung. Produzieren im Grenzbereich von Leistung und Qualität, 280 str., 129 DEM;

##### Carl Hanser Verlag, München

- Schmager, B.: Leitfaden Arbeitsschutz-Management-system, 180 str., 69 DEM;  
Koether, R., Rau, W.: Fertigungstechnik für Wirtschaftsingenieure, 356 str., 59,80 DEM.

#### Iz revij

##### IZDOMAČIHREVIJ

##### Livarski vestnik, Ljubljana

1999, 2

- Veber, Z., Marić, S.: Načini zmanjševanja onesnaževanja okolice v livarstvu  
Gütlbauer, F., Oechsle, M.: Uporaba keramičnih elementov v livarnah neželeznih kovin

##### Les, Ljubljana

1999, 10

- Medič, M.: Ocena površine, nastale po odrezovanju, z značilnostmi profila površine  
Orož, B.: Na kaj je treba paziti pri izbiri CNC večstopenjskega obdelovalnega stroja?

##### 1999, 11

- Bizjak, F., Rihtar, A.: Simulacija stroškov za izbor fleksibilnih proizvodnih sistemov

##### Kovine – zlitine – tehnologije, Ljubljana

1999, 5

- Fajfar, P., Turk, R.: Meritve in kontrola tehnoloških parametrov valjanja  
Jaklič, A., Kolenko, T., Glogovac, B.: Daljinski nadzor potisne peči  
Mencinger, J., Šarler, B.: Numerična simulacija taljenja v dvodimenzionalni kotanji

##### Nova proizvodnja, Ljubljana

1999, 4-6

- Jeromel, I.: Slovenija in EUROLAB



Šauperl, I., Hinkl, I.: Kakovost – izhodišče poslovne in tržne strategije laboratorija  
Svoljšak, M., Kocjančič, A.: Integracija laboratorijskega informacijskega sistema in sistema kakovosti laboratorija

**Obzornik za matematiko in fiziko, Ljubljana 1999, 5**

Vidav, I.: O neki posplošitvi Heronovega obrazca  
Stres, Š.: Mamografsko slikanje s polprevodniškimi detektorji

**Organizacija, Maribor, Kranj 1999, 8-9**

Pivec, M., Rajkovič, V.: Obvladovanje znanja z metodami umetne inteligence  
Blatnik, S., Vaupot, V., Špegel, M.: Učenje na daljavo pri tehničnih vedah s pomočjo primerov iz industrijske prakse

**1999, 10**

Mihalič, R., Vuk, D.: Vpliv ekološkega managementa in ekološkega marketinga na razvoj podjetij in ekološke usmerjenosti trga v občini Škofja Loka

**Sporočila Urada za standardizacijo in meroslovje, Ljubljana**

**1999, 11**

Del Fabro, B.: Združenje AEAO o referenčnih materialih za metodo RFA  
Kočar, J.: Več kot 800 evropskih standardov za evropsko direktivo o tlačni opremi 97/23/EC

**IZ TUJIH REVIJ**

**Aerospace America, Reston**

**1999, 10**

Canan, J.W.: Seeing more, and risking less, with UAVs

**CDA**

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

**1999, 8**

Bouhamra, W.S., Elkilani, A.S., Abdul-Raheem, M.Y.: Ricambi d'aria: calcolo e misure  
Coletti, M.: La cogenerazione di piccola e media taglia

**1999, 9**

CLIMA 2000; Comitato Scientifico Internazionale  
Cattaneo, P., Nocera, U., Silvestri, M.: I collaudi degli impianti aerulici a fini di benessere

**HLH**

**Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Düsseldorf 1999, 11**

Richter, W.: Zu den Konsequenzen der Niedrigenergiehausbauweise auf die Wärmeübergabe im Raum

Rudat, K.: Analytische Untersuchung von Warmwasserverteilungssystemen mit strangweise innenliegenden Zirkulationsleitungen  
Baade, P.K., Bommers, L., Hupe, H.-R., Reinartz, D.: Die "Hubert-Sonde"

**Hygiène et sécurité du travail, Paris 1999, 176**

Sérieys, J.C., Cornu P.: Améliorer le fonctionnement aéraulique d'une aire ventilée avec parois et compensation mécanique  
Klein, R.: Rayonnements électromagnétiques des téléphones portables. Mesures des émissions de divers appareils

**UPB**

**Buletin Stiintific, București 1998, 1-2**

**Series A: Applied Mathematics and Physics**

Cristescu, I. A.: On the solution of the elastoplastic bending of plates  
Doroftci, M.: Some results on affine control systems associated to locally of finite type lie algebras  
Dumitrache, C.: Use of PSPICE electrical simulation program in solving a problem of a mechanical simulation  
Dumitrache, C.: Shock spectrum calculus using bilinear Z transform

**1998, 3-4**

**Series A: Applied Mathematics and Physics**

Bădrăgan, I., Bădrăgan, G., Honciuc, M., Sterian, P.E., Piscureanu, M.C.: The dynamic stability of the two-phase raw oil/natural gases system in a vertical separator  
Dumitrache, C.: A digital computing method for the evaluation of the shock response

**1998, 3-4**

**Series B: Chemistry and Materials Science**

Dina, V.: New theoretical aspects regarding the heat exchange study inside of metallurgical furnaces  
Mihai, A., Mihai, C.P.: Infrared thermography in industrial imaging

**1998, 3-4**

**Series D: Mechanical Engineering**

Răducanu, P.: Modelling of swirl movement from the cylinder of a direct injection diesel engine. Mathematical model for the calculation of fluid flow and pressure  
Răducanu, P.: Modelling of swirl movement from the cylinder of a direct injection diesel engine. Experimental and mathematical analysis of swirl movement  
Dobrovicescu, A., Răducanu, P.: Experimental analysis of a plate – fin heat transfer surface, Part II: Processing of the experimental data

Pasat, G.H.D.: Mixing and mixer. I. The modelling of the flow induced by standard turbine

**IDR, Industrie Diamanten Rundschau, Willich 1999, 3**

E.-G. Ng, Aspinwall, D.K.: Schnittkraft und Temperatur beim Drehen von gehärtetem Gesenkstahl

**IDR, Industrial Diamond Review, Ascot 1999, 3**

E.-G. Ng, Aspinwall, D.K.: Evaluation of cutting force

and temperature when turning hardened die steel with AMBORITE AMB90 and DBC50 tooling

Haasis, G., Weigmann, U.-P.: New honing technique reduces oil consumption

**IO Management, Zürich 1999, 10**

Frei, U., Hartmann, J.: Wettbewerbsfähiger mit effektivem Prozessmanagement

Herstatt, C.: Theorie und Praxis der frühen Phasen des Innovationsprozesses

**Ocene knjig**

**A. Weckenmann – B. Gawande:  
Koordinatenmeßtechnik**

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien 1999.  
Obseg: format 17 × 24 cm, 298 strani, 169 slik, 37 preglednic.  
Cena je 89 DEM.

Merilna tehnika v izdelavi je v svojem razmeroma velikem območju, od preskušanja same oblike v precizni merilnici do statističnega vodenja samega procesa, pomembna sestavina našega visoko tehniziranega industrijskega sveta. Bodisi pri izdelavi elektronskih dobrin ali gradnji velikih strojev – vsaka izdelava potrebuje zanesljivo kakovostno vnaprejšnje poznavanja izdelka, in to med samo obdelavo in po njej. Nadalje moramo poznati stanje strojnih naprav, orodja in vključenih meril ter sredstev za nadzor. Samo tako oboroženi z znanjem lahko uresničimo željo po stalno enaki kakovosti izdelave.

Zahteve po natančnem vrednotenju meritvenih rezultatov, samodejnem delovnem načinu in združitvi v izdelovalnem poteku vodijo k razvoju avtomatiziranih merilnih instrumentov z električno digitalnim prikazom rezultatov. Značilni predstavniki teh instrumentov so: merilni instrumenti oblike, merilni instrumenti ozobja, prostorski, tudi trirazsežni koordinatni merilni instrumenti. V praksi jih kratko označujemo s 3D (iz tridimenzionalni).

Koordinatna merilna tehnika je v zadnjih nekaj letih temeljito spremenila miselnost v tehniki merjenja. V pričujoči knjigi je zajeto celotno področje koordinatnih merilnih instrumentov do funkcijskega ovrednotenja, ki obsega koordinatne vrednosti. Tu bi posebej poudarili združitev s tehniko konstruiranja. Konstrukter namreč določa obdelovancu obliko z vidika funkcionalnosti in vztraja pri podanih odstopkih. Izdelovalec si mora prizadevati, da v izdelovalnem procesu izpolni konstrukterjeve zahteve. Merilcu torej pripada naloga razsodnika.

Knjiga je priročnik in hkrati učbenik. Avtorja se obračata na vse, ki se želijo vključiti v področje koordinatne merilne tehnike.

J. Puhar

**E. Schäpermeier: Zerspanungsoptimierung beim Drehen von Stählen**

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien 1999.  
Obseg: format 17 × 24 cm, 109 strani, 48 slik.  
Cena je 79 DEM.

Odrezovanje je najpomembnejša obdelovalna tehnika v celotnem strojništvu. Gospodarnost odrezovalnih postopkov je določena z mnogimi vplivnimi veličinami. Z njimi je mogoče določiti lastnosti stroja, obdelovanca in orodja pa tudi menjajočo se učinkovitost vseh treh komponent med seboj. Da bi dosegli najboljša razmerja med veličinami, mora biti znano, kakšna je povezava med rezalnimi razmerami in obdelovalnimi rezultati. Doslej so obstajale samo fenomenološke razlage in enačbe, ki so bile izkustveno izpeljane. Za znane kombinacije obdelovanca in orodja so rezalne razmere zbrane v ustreznih razpredelnicah. Žal pa ni vzorčnega zakona, po katerem bi lahko z gotovostjo prenesli dobljene rezultate na druge razmere. Zato je izbira "pravil" rezalnih razmer za drugačne (nove) kombinacije obdelovanec – orodje tako težavna in povezana z velikimi stroški.

V pričujoči knjigi je avtor razvil novo metodo, ki po znanih preskusih in preračunih omogoča ugotavljanje najugodnejših rezalnih razmer. Povezave med veličinami so izpeljane, rezultati pa opisani na primeru struženja jekla. Avtor je upošteval svoja spoznanja, ki jih je dobil pri postavitvi povezav med posameznimi veličinami. Zato morajo biti bralcu že znane osnove odrezovanja, predvsem ubirni pogoji med orodjem in obdelovancem, ki se razlikujejo, npr. pri struženju, vrtanju in frezanju.

J. Puhar

**Popravek**

V Strojniškem vestniku 11/1999 smo pri knjigi Vladimir Drussany: Varnostnotehniški priročnik pomotoma zapisali nepravilno ceno. Prava cena knjige je: 10.800 SIT. Za napako se opravičujemo.

## Osebnosti vesti

### Personal Events

#### Doktorati, magisteriji, diplome

##### DOKTORATI

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

*dne 5. novembra 1999:* mag. **Branko Kalpič**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Modeliranje entitet v projektno organiziranem podjetju";

*dne 17. novembra 1999:* mag. **Branko Kramer**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Določanje nestabilnih območij nelinearnih nihanj s periodičnim vzbujanjem".

S tem sta navedena kandidata dosegla akademsko stopnjo doktorja tehničnih znanosti.

##### MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta z uspehom zagovarjala svoji magistrski nalogi, in sicer:

*dne 2. novembra 1999:* **Vinko Tišler**, dipl.inž., magistrsko nalogo z naslovom: "Raziskava modela planiranja in krmiljenja procesne proizvodnje";

*dne 22. novembra 1999:* **Erik Pavlovič**, dipl.inž., magistrsko nalogo z naslovom: "Vpliv grelna stena in formiranja mehurčkov na prenos toplote pri vrenju".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so z uspehom zagovarjali svoje magistrske naloge, in sicer:

*dne 5. novembra 1999:* **Andrej Godina**, dipl.inž., magistrsko nalogo z naslovom: "Modificiranje postopka precontrol za upravljanje proizvodnih procesov malih in srednjih serij" in **Janez Uplaznik**, dipl.inž., magistrsko nalogo z naslovom: "Obdelava orodnih komponent iz kaljenih jekel z rezkanjem";

*dne 17. novembra 1999:* **Bogdan Pučko**, dipl.inž., magistrsko nalogo z naslovom: "Vpliv vibracijske stabilizacije med varjenjem in po varjenju na lastnosti zvarnega spoja".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

##### DIPLOMIRALISO

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za univerzitetnega diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 26. novembra 1999:* Andrej KOTAR, Andrej WAGNER, Mirko ZUPANC.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za univerzitetnega diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 25. novembra 1999:* Silvo BORŠIČ, Aleš BURŠIČ, Tomaž HUDNIK, Robert JAMNIKAR, Sašo MOZGAN, Duško SKARLOVNIK, Danilo ŠIREC.

\*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 11. novembra 1999:* Vladimir ANŽLOVAR, Andrej BANKO, Franc JEREB, Igor POLJAK;

*dne 12. novembra 1999:* Franc CVETAN, Zdravko KUMER, Izidor UŠAJ;

*dne 15. novembra 1999:* Branko KLEPEC, Vladimir LUKMAN, Bojan RINK, Iztok SKOČIR, Jakob STARIHA, Niko ZAJC.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 25. novembra 1999:* Franc KSENEMAN, Iztok LEVSTEK, Ervin MIKLAVŽINA, Roman ŠAREC.

\*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za inženirja strojništva:

*dne 11. novembra 1999:* Sebastian MOHAR;

*dne 12. novembra 1999:* Tomaž MUNIH;

*dne 15. novembra 1999:* Matjaž KARIŽ, Engelbert ZUPANC.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za inženirja strojništva:

*dne 25. novembra 1999:* Aleš BRENCE, Martina HRASTNIK, Igor KUČIŠ, Franc LAŠIČ, Enes RAKOVIČ.

## Navodila avtorjem

### Instructions for Authors

Celoten rokopis članka obsega: besedilo članka v slovenskem in angleškem jeziku, preglednice, slike (risbe ali fotografije), podpise k slikam, pregled literature, povzetek (v slovenščini in angleščini), ključne besede, podatke o avtorju.

Članek naj bi bil čim krajši in naj bi obsegal v povprečju 8 tiskanih strani.

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.

Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini.

#### Besedilo članka

Besedilo naj smiselno povezuje uvod v razpravo, opis pripravljanih del, glavno vsebino in sklepe. Izražanje naj bo kratko in jedrnat, preglednost pa čim boljša.

Za poimenovanje tehničnih pojmov naj rabijo izrazi iz Splošnega tehniškega slovarja (ki ga je pripravila Tehniška sekcija Terminološke komisije SAZU 1978/81).

Obvezna je raba merskih enot in označevanja, ki jih določa zakon o merskih enotah in merilih (Ur.l. RS 1/1995), tj. enot mednarodnega sistema SI in nekaterih dodatno še dovoljenih enot (ISO 31:1992). Praviloma je treba uporabljati samo veličinske enačbe. Če se, v posebnih primerih, ne bi bilo mogoče izogniti številski enačbi, je pri navedbi veličin obvezno treba označiti tudi zanje uporabljene merske enote in območje veljavnosti.

Enačbe se označujejo ob desni strani besedila s tekočo številko v okroglih oklepajih. Enačbe so del besedila, zato za številko v oklepaju pišemo vejice ali pike.

Simbole fizikalnih veličin v tisku, odvisno od vrste črk in okolnega besedila, pišemo ležeče (kurzivno), (npr.  $v$ ,  $T$ ,  $n$ , ...).

Simboli mer, ki sestojijo iz črk, so v tisku pokončni (npr.  $m/s$ ,  $K$ ,  $min^{-1}$ ,  $\mu m$  ...). Če so uporabljeni simboli z indeksi, slednje pišemo poševno, če pomenijo simbole fizikalnih veličin, drugače pa pokončno (ISO 31 1992).

Fizikalne veličine, ki imajo merski zmnožek z merskimi eksponenti nič, so veličine z merskim zmnožkom 1 (ali mero 1, npr.  $dim \varepsilon = 1$ ,  $dim \alpha = 1$ ,  $dim Re = 1$ ; po standardu ISO 31:1992). Včasih se je za to uporabljalo neustrezno poimenovanje "brez-dimenzijska veličina".

Enote, ki so izpeljane iz osnovnih enot in tvorijo zmnožek, je treba pisati s presledkom ali s poldvignjeno piko, ki pomeni zmnožek, npr.:  $N m = N \cdot m$ .

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledki med vrstami, ob levi strani pa s 3 cm širokim praznim robom (da je mogoče vnašati popravke lektorjev), in sicer v enem izmed bolj razširjenih urejevalnikov besedil, npr. Word for Windows in Word Perfect. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, posnemite ali konvertirajte končni izdelek v navaden ASCII (tekstni) format.

Ne uporabljajte urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata. V urejevalniku LaTeX oblikujte grafe, preglednice in enačbe in jih stiskajte na kakovostnem laserskem tiskalniku, da jih bomo lahko presneli.

Opombo pod črto pišemo tako, da v besedilu s številko označimo besedo (pojem), ki jo pod črto ponovimo in napišemo opombo.

#### Preglednice

V preglednicah naj se praviloma ne uporabljajo izpisana imena veličin, ampak samo ustrezni simboli.

V glavah preglednic je treba poleg fizikalne veličine, npr.  $t$  (pisano poševno), pripisati še mero, npr. v min (pisano pokonci). Nikakor pa je ne smemo podajati v oglatem oklepaju.

Vsi napisi morajo biti dvojezični.

#### Slike

Slike naj bodo narisane in posnete v kakšnem od bolj podprtih formatov, npr. BMP, GIF, JPG. Če imate na voljo, uporabite

Manuscripts of papers submitted for publication should comprise: texts in Slovene and English, tables, figures (drawings or photographs), captions, review of references, abstracts in Slovene and English, key words, information on the author.

Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 printed pages.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published in two languages, Slovene and English. The two texts must be compatible both professionally and linguistically.

In exceptional cases, speciality papers may be written only in Slovene at the request of the author.

#### Text

Texts must sensibly link the introduction to discussion, description of preparatory work, the main content of the paper and conclusions. Expression should be short and to the point, with maximum clarity.

Units of measurement and marking used should comply with the Law on Units of Measurement and Measures (Official Gazette of the Republic of Slovenia 1/1995), i.e. international IS units and certain other permissible units (ISO 31:1992). As a rule, only nonnumerical equations should be used. In special cases, where the use of numerical equations cannot be avoided, corresponding units of measurement and domains of validity must be indicated.

Equations should be marked on the right-hand side of the text with numbers in round brackets. Equations form part of the text, so numbers of equations in round brackets should be followed by a comma or a full stop.

Symbols of physical quantities in the text should be written in italics (e.g.  $v$ ,  $T$ ,  $n$ , etc.), depending on the font used and the surrounding text.

Symbols of units which consist of letters should be normal (not in italics) (e.g.  $m/s$ ,  $K$ ,  $min^{-1}$ ,  $\mu m$ , etc.). If symbols with indices are used, indices should be written in italics if they represent symbols of physical quantities, otherwise they should be normal (ISO 31 1992).

Physical quantities where the product of the measure and the measure exponent is zero are quantities with a measure product of 1 (or a measure of 1, e.g.  $dim \varepsilon = 1$ ,  $dim \alpha = 1$ ,  $dim Re = 1$ ; in accordance with ISO 31:1992 standard). In the past, an inappropriate term, "dimensionless quantity" was used for this.

Units derived from basic units which form a product should be written with a space or semi-raised full stop to indicate a product: e.g.  $N m = N \cdot m$ .

Texts should be written in A4 format, with double spacing and an empty edge of 3 cm on the left-hand side (to enable editors to write in their corrections) in one of the widely used word processors, such as Word for Windows or Word Perfect. If you use any other word processor, please convert the final product into normal ASCII (text) format.

Please do not use the LaTeX text editor, since the program used to prepare the Journal of Mechanical Engineering does not use its format. However, you may design graphs, tables and equations in LaTeX and then print them on a high-quality laser printer, so that they can be copied.

Footnotes should be indicated by marking the word (term) with a number; this number is then repeated in the footnotes together with the note.

#### Tables

Written names of quantities should not be used in tables, only corresponding symbols.

In addition to the physical quantity, e.g.  $t$  (in italics), units e.g. in min (normal text), should be added at the square brackets.

All captions should be bilingual.

#### Figures

Figures should be drawn and saved in any supported format, e.g. BMP, GIF, JPG. Use CorelDraw if available, since figures in this program are vector images and may be reduced or enlarged during final processing of the paper.

za risanje program CorelDraw, saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi povečujemo ali pomanjšujemo.

Razdelitev abscise in ordinate je treba oštevilčiti s številskimi vrednostmi, ki morajo biti berljive, ne da bi vrteli sliko. Ničlišči abscise in ordinate označimo z ničlami, tudi če obe ničlišči sovpadata. Številke pišemo podobno. Navpično napisani meri, ki pripadajo številskim vrednostim, stojita na desnem koncu abscise in na zgornjem koncu ordinate med zadnjima številka razdelbe. Pri pomanjkanju prostora lahko predzadnje, mogoče tudi predpredzadnje, število opustimo, če ta ne označuje ničlišča. Mere nikakor ne smemo vstaviti v oglati oklepaj.

Če je število manjše kakor 1, mora biti napisana ničla (0) in nato decimalna vejica. V dokumentih ISO je vejica edini decimalni znak.

Pri označevanju osi naj bi se uporabljale označbe veličin (pisane morajo biti poševno). To ima prednost, da lahko diagrame pri vključevanju angleškega besedila uporabljamo brez prevajanja in nam ni treba vrteti lista tudi pri razbiranju ordinate.

Če diagram nima samo ene krivulje, temveč več krivulj, je treba na vsako krivuljo niza napisati njen parameter, oziroma je treba vsako krivuljo opremiti s poševnimi napotilnimi številkami ali pokončnimi napotilnimi črkami, katerih pomen je treba pojasniti, najbolje v podnapisu slike.

V diagramih označite merilne točke (ki so dobljene z meritvami) z naslednjimi znamenji:

●, ○, ■, □, ▲, △, ▼, ▽, ×, +.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvime fotografije, ki so ostre, kontrastne in primerno velike.

### Pregled literature

V pregledu literature naj bo vsak vir oštevilčen s tekočo številko v oglatih oklepajih, ki jih uporabljamo tudi med besedilom, kadar se želimo sklicevati na določen literaturni vir.

Vsak vir mora biti opremljen s podatki, ki omogočajo bralcu, da ga lahko poišče. Pri knjigah navajamo: avtorja (priimek, ime), naslov knjige, izdajo, ime založbe in kraj ter leto izdaje. Če je avtorjev več, jih ločimo z vejico; pri večjem številu avtorjev pa navedemo prvega z dodatkom [et al.]. Pri člankih in revijah navajamo: avtorja (priimek in ime), naslov članka, ime revije in kraj izhajanja, letnik (volumen), številko (revije), leto ter strani.

### Povzetek (sinopsis)

Avtorji naj na začetku članka prilože povzetek v omejenem obsegu 10 do 15 vrstic ter ključne besede, in sicer v slovenščini in angleščini.

### Podatki o avtorju

Rokopisu morajo biti dodani tudi podatki o avtorju: ime in priimek, akademski naslov in poklic, ime delovne organizacije, v kateri dela, telefonska številka in naslov stanovanja.

### Avtorske pravice

Avtor mora priložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvirno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Deli članka so lahko že bili podani kot referati. Prav tako mora avtor pisno izjaviti, da besedilo ne vsebuje žaljivih in nezakonitih sporočil, kakor tudi da ne posega v pravice drugih oseb.

Uredništvo SV si pridržuje pravico do: odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovne ocene in morebitnega predloga za krajšanje ali izpopolnitev, terminološke in jezikovne korekture.

Z objavo preidejo avtorske pravice na Strojniški vestnik. Pri morebitnih kasnejših objavah mora biti SV naveden kot vir.

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV. Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo STROJNIŠKEGA VESTNIKA  
Aškerčeva 6  
L J U B L J A N A  
Pisma: 1001 Ljubljana, p.p. 197/IV  
Telefon: (061) 1771-428  
Telefaks: (061) 218-567  
E-mail: strojnicki.vestnik@fs.uni-lj.si

Scales on the abscissa and ordinate must be marked with numbers which can be read without turning the figure around. The zero points of the abscissa and ordinate should be marked with two zero points even if the zeros coincide. Numbers should be written in the same way. Vertical units which apply to numerical values should be on the right side of the abscissa and at the upper end of the ordinate between the last two numbers on the scale. In the event of a lack of space, the last or even the penultimate number may be left out if they do not indicate a zero. Units may not be given in square brackets.

If numbers are less than 1, they should be written with a zero (0) and a decimal point.

In labeling axes, quantity markings should be used (they must be written in italics). The advantage of this is that when adding the English translation, diagrams may be used without translation and there is no need to turn the journal around to read what is written on the ordinate.

If the diagram contains more than one curve, each curve should be marked with its parameter; alternatively, reference numbers in italics or normal text should be written by each curve, and their meaning should be explained, which is best done in the caption.

Indicate measurement points in diagrams with the following signs:

●, ○, ■, □, ▲, △, ▼, ▽, ×, +.

Original photographs which should be in sharp focus, of good contrast and of appropriate size should be enclosed for all pictures in the paper based on photographs.

### Review of references

Each source should be numbered with a number in square brackets which should also be used thereafter in the text to refer to that source of reference.

Each source must come with data to enable the reader to find it. Please state the following. For books: the author (full name), title, issue, name of the publisher and place and year of publication. If there are several authors, they should be separated by commas; if there are many authors, state the first one and add [et al.]. For papers in journals: the author (full name), title, name of the journal and place of publication, year (volume), number (of the journal), year and pages.

### Abstract (Summary)

At the beginning, all papers should have abstracts limited to 10 to 15 lines, with key words in Slovene and English.

### Author information

The following information on authors should be enclosed with manuscripts: full name, academic title and profession, name of organisation in which he/she is employed, telephone number and home address.

### Copyright

Along with their papers, authors must also enclose a written statement that the paper is his/her original work and has not been published in that form anywhere else. However, parts of the paper may have been given in the form of reports. Authors must also state in writing that the text of the paper does not contain any insulting or illegal messages and that it does not infringe upon the rights of third parties.

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to: decide whether to accept a paper for publication, obtain professional reviews for papers and possibly propose that the authors shorten or complete them, correct terminology and edit language.

On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The Journal of Mechanical Engineering must be stated as a source in all later publications.

Manuscripts of papers will be kept in the archives of the Journal of Mechanical Engineering. You can receive all further information from:

Editorial Board of the  
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING  
Aškerčeva 6  
L J U B L J A N A  
Letters: 1001 Ljubljana, P.O.Box 197/IV, Slovenia  
Telephone: + 386 61 1771-428  
Fax: + 386 61 218-567  
E-mail: strojnicki.vestnik@fs.uni-lj.si

## Vsebina 1999

### Contents 1999

#### Uvodnik

- Novak, P.: Vstopamo v 45. leto izhajanja  
 Mencinger, S.: Predlog prevzema izdajateljskih  
 pravic za ZSITS  
 Čudina, M.: Prvi kongres Slovenskega društva za  
 akustiko (SDA)  
 Novak, P.: Ali se bo z demokracijo vrnila na  
 fakultete tudi pravna samostojnost?  
 Alujevič, A.: Znanstveni ali strokovni Strojniški  
 vestnik?  
 Kuzman, K.: Orodjarstvo - priložnost za  
 Slovenijo?  
 P. Novak: Kako v prihodnje?  
 A. Alujevič: Stopetdeset let železnice Celje-Lju-  
 bljana  
 M. Tuma: Alma mater  
 Trenc, F.: 4. konferenca IAT (Inovativna  
 avtomobilska tehnologija)  
 Novak, P.: Do 2000 in potem ...

#### Razprave

- Balantič, Z., Novak, P., Šorli, J.: Antropometrični  
 merilni stol (AMC) - naprava za ugotavljanje  
 veličin prsnega koša, potrebnih za oceno  
 delovanja pljuč pri ljudeh  
 Simonovski, I., Boltežar, M., Kuhelj, A.: Osnove  
 bispektralne analize  
 Predin, A.: Vpliv sekundarnega toka na  
 obratovalno karakteristiko radialnega rotorja  
 normalne širine  
 Marn, J., Delić, M.: Analiza toka newtonskih in  
 newtonskih tekočin s tokovno funkcijo in  
 vrtinčnostjo  
 Tičar, I.: Tridimenzionalna analiza toplotnega  
 prehodnega pojava v talnih zbirnih sistemih  
 iz betonskih cevi z metodo končnih  
 elementov  
 Muršec, B., Čuš, F.: Integracija podatkovnih baz v  
 računalniško podprtem sistemu upravljanja  
 orodij  
 Drobnič, B., Senegačnik, A., Oman, J.: Vpliv  
 netesnosti kotlovske naprave na njihovo  
 učinkovitost  
 Prek, M., Novak, P.: Vpliv geometrijske oblike  
 poenostavljenega modela ventila na nastanek  
 hidrodinamičnega hrupa  
 Deželak, F.: Nekateri analitični prijemi v sobni  
 akustiki  
 Pušlar-Čudina, M., Čudina, M.: Barva in hrup  
 Čudina, M.: Hrup kot indikator pojava kavitacije  
 in nestabilnosti pri radialnih črpalkah  
 Polajnar, I., Esmail, E.A.: Viri akustične emisije  
 pri uporovnem točkovnem varjenju

#### Editorial

- 2 Novak, P.: The JME Marks 45 Years  
 46 Mencinger, S.: Proposal of Editorial Rights Trans-  
 fer to AMETS  
 96 Čudina, M.: First Congress of Slovenian Acousti-  
 cal Society (SAS)  
 132 Novak, P.: Will Democracy Bring About Legal In-  
 dependence for University Faculties  
 168 Alujevič, A.: The Journal of Mechanical Engineer-  
 ing: a Scientific or a Professional Periodical?  
 222 Kuzman, K.: Toolmaking - a Renewed Opportu-  
 nity for Slovenia?  
 266 P. Novak: Where do We Go from Here?  
 308 A. Alujevič: 150th Anniversary of the Celje-  
 Ljubljana Railway  
 346 M. Tuma: Alma mater  
 402 Trenc, F.: 4th Conference IAT (Innovative Auto-  
 motive Technology)  
 490 Novak, P.: To 2000 and beyond ...

#### Papers

- Balantič, Z., Novak, P., Šorli, J.: Measuring De-  
 vice AMC (Anthropometric Measuring  
 Chair) for Lung Function Prediction in Nor-  
 mal, Disproportional and Paralysed People  
 Simonovski, I., Boltežar, M., Kuhelj, A.: Theoret-  
 ical Background of the Bispectral Analysis  
 Predin, A.: Influence of Secondary Flow on the  
 Operating Characteristics of a Radial Impel-  
 ler with Normal Width  
 Marn, J., Delić, M.: Newtonian and Non-  
 Newtonian Fluid Flow Analysis Using the  
 Stream Function and Vorticity  
 Tičar, I.: Three Dimensional Finite Element Analy-  
 sis of the Transient Thermal Behavior of  
 Ground-Coupled System Using Concrete  
 Tubes  
 Muršec, B., Čuš, F.: Integration of Data Bases in a  
 Computer-Supported Tool Management Sys-  
 tem  
 Drobnič, B., Senegačnik, A., Oman, J.: The Infl-  
 uence of Air Leakage on the Efficiency of Boil-  
 ers  
 Prek, M., Novak, P.: Influence of the Simplified  
 Valve Model Geometry on Hydrodynamic  
 Noise Generation  
 Deželak, F.: Some Analytical Aspects of Room  
 Acoustic  
 Pušlar-Čudina, M., Čudina, M.: Colour and Noise  
 Čudina, M.: Noise as an Indicator of Cavitation  
 and Instability in Centrifugal Pumps  
 Polajnar, I., Esmail, E.A.: Sources of Acoustic  
 Emission in Resistance Spot Welding

Harl, B., Lazovič, M.: Notranji hrup v sodobnih traktorskih kabinah	154	Harl, B., Lazovič, M.: Interior Noise Level of Contemporary Tractor Cabs
Kalin, M., Vižintin, J.: Mehanika in značilne oblike fretinga	170	Kalin, M., Vižintin, J.: Mechanics and Characteristic Forms of Fretting
Kalin, M., Vižintin, J.: Primeri fretinga v sodobnih strojih in napravah	185	Kalin, M., Vižintin, J.: Occurance of Fretting in Modern Devices and Machinery
Podgornik, B., Vižintin, J., Leskovšek, V.: Tribološke lastnosti jekla AISI 4140 nitriranega v plazmi in pulzirajoči plazmi	199	Podgornik, B., Vižintin, J., Leskovšek, V.: Tribological Properties of Plasma and Pulse Plasma Nitrided AISI 4140 Steel
Medved, S., Domjan, S., Novak, P.: Učni pripomočki pri predmetu "Obnovljivi viri energije in varstvo okolja"	210	Medved, S., Domjan, S., Novak, P.: Teaching Aids at "Renewable Energy Sources and Protection of the Environment"
Godec, D., Čatić, I., Nardin, B., Rujnić-Sokele, M., Adamlje, A.: Podpora odločitvenih diagramov za projektiranje orodij za injekcijsko brizganje termoplastov	227	Godec, D., Čatić, I., Nardin, B., Rujnić-Sokele, M., Adamlje, A.: Decision Diagrams Aided Conceptual Mould Design for Injection Moulding of Thermoplastics
Kuzman, K.: Prispevek k hitremu razvoju in izdelavi orodij za globoki vlek pločevine	238	Kuzman, K.: Contribution to the Fast Sheet Metal Deep Drawing Tool Development and Production
Nardin, B., Kadiš, F.: Kalibracija simulirnih rezultatov	250	Nardin, B., Kadiš, F.: Calibration of Simulation Results
Cajner, F., Grilec, J., Landek, D.: Razvoj modela procesa in strukture krmilnega sistema delovne enote za indukcijsko kaljenje	267	Cajner, F., Grilec, J., Landek, D.: The Development of a Model for the Process and Structure of a Control System for an Induction Hardening Cell
Hussu, A.: Analiza dinamičnih sistemov s povezovalnimi grafi	278	Hussu, A.: Analysis of Dynamic Systems with Bond-Graphs
Holeček, N.: Zmanjšanje hrupa pralnih strojev z uporabo dušilnih materialov	287	Holeček, N.: The Reduction of Washing Machine Noise by the Use of Muffling Materials
Meško, J., Leždič, V., Mičian, M.: Parametri optimizacije varjenja za novo stržensko žico tipa RD 971	294	Meško, J., Leždič, V., Mičian, M.: Optimisation of Welding Parameters for the New Tubular Cored Electrode Type RD 971
Lenart, L., Kos, L., Kariž, Z.: Osnove za konstrukcijo algoritmov minimalne porabe goriva pri vleku	310	Lenart, L., Kos, L., Kariž, Z.: Basic Background for Minimum Fuel Consumption Algorithms in Traction
Grum, J., Jemec, V., Beci, A.: Preskušanje gredi kolesnih dvojic na dizelskih motornih vlakih	321	Grum, J., Jemec, V., Beci, A.: Testing of Axles in Wheel and Axle Sets of Diesel-Engine Trains
Kronovšek, S., Poredoš, A.: Tehnično ekonomska analiza izrabe odpadne toplote pri hlajenju strojev	333	Kronovšek, S., Poredoš, A.: Engineering Economic Analysis of Waste Heat at Machine Cooling
F. Lobe: Moje delovanje na Univerzi v Ljubljani	347	F. Lobe: My Activity at the University of Ljubljana
B. Černigoj: Prispevek k zgodovini Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani	361	B. Černigoj: On the History of the Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana
B. Kraut: 30 let visokošolskega študija strojništva pri nas	365	B. Kraut: 30 Years of University Study of Mechanical Engineering in Slovenia
M. Tuma: Študij strojništva na Univerzi v Ljubljani (1919 - 1960)	371	M. Tuma: Study of Mechanical Engineering at the University of Ljubljana (1919 - 1960)
L. Šolc: Zasl.prof.dr.h.c. Albert Struna, strokovnjak in človek - nekaj spominov nanj	377	L. Šolc: Emeritus Prof.Dr.h.c. Albert Struna, Expert and Human - Some Memories
J. Hlebanja: Profesor Franček Kovačec	380	J. Hlebanja: Professor Franček Kovačec
J. Kramar: Prvi vpis na Tehniško fakulteto Univerze v Ljubljani v šolskem letu 1919/1920	382	J. Kramar: First Inscription to Technical Faculty, University of Ljubljana in Academic Year 1919/1920
J. Kopač: Pregled vpisanih študentov na nekdanji Tehniški fakulteti in naslednici, sedanji Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani	385	J. Kopač: Overview of Inscribed Students on Former Technical Faculty and Present Faculty of Mechanical Engineering, University of Ljubljana
J. Stropnik: Študijski programi strojništva na Univerzi v Ljubljani 1919 - 1999	388	J. Stropnik: Study Programmes of Mechanical Engineering at University of Ljubljana 1919 - 1999
T. Kšela: 40 let študija tehnike v Mariboru	391	T. Kšela: 40 Years of Engineering Study in Maribor
J. Puhar: 45 let Strojniškega vestnika	399	J. Puhar: 45 Years of Journal of Mechanical Engineering

Bizjan, F.: Lega svečke v simetričnem zgorevalnem prostoru	403	Bizjan, F.: Position of the Spark Plug in Symmetrical Combustion Chamber	
Čižman, J., Fajdiga, M.: Ugotavljanje nosilnosti materialov za aluminijaska platišča	142	Čižman, J., Fajdiga, M.: Load Carrying Capacity Analysis of Materials for Aluminium Rims	
Hribernik, A.: Simuliranje prehodnih režimov delovanja motorja z notranjim zgorevanjem	423	Hribernik, A.: Simulation of the Transient Operation of an Internal Combustion Engine	
Širok, B., Hočevar, M., Zupan, S., Prebil, I.: Študija dinamičnih karakteristik sklopa radialnega rotorja in vležajenja ventilatorja hladilnega sistema borbenih vozil M 84 in T 72	432	Širok, B., Hočevar, M., Zupan, S., Prebil, I.: Study of Radial Rotor and Bearing Arrangement Dynamic Properties of the Combat Vehicles M 84 and T 72 Cooling System Fan	
Ren, Z., Prašnički, M., Glavač, M.: Računalniško preverjanje ustreznosti zaščitne naprave pred podletom motornih tovornih vozil	442	Ren, Z., Prašnički, M., Glavač, M.: Computational Safety Inspection of a Rear Underrun Protection Device for Loadcarrying Vehicles	
Grum, J., Zuljan, D.: Analiza laserskega rezanja hladno valjane pločevine za zahteven globoki vlek	451	Grum, J., Zuljan, D.: Analysis of Laser Cutting of Cold-Rolled Plate for Demanding Deep Draw	
Lešinský, J.: Avtomobilizacija srednjeevropskih držav in usmeritve	463	Lešinský, J.: Automobilization of Central European Countries and Trends	
Mahalec, I., Lulić, Z., Bjelovučić, D., Jeras, D.: Homologacija vozila na Hrvaškem - zasnova sistema in prvi rezultati	470	Mahalec, I., Lulić, Z., Bjelovučić, D., Jeras, D.: Motor Vehicle Approval in Croatia - System Design and First Results	
Kegl, B.: Matematični model za numerično simuliranje procesa vbrizgavanja v visokotlačnem vbrizgalnem sistemu ECD-U2	493	Kegl, B.: A Mathematical Model for Numerical Simulation of the Fuel Injection Process in the ECD-U2 High Pressure Injection System	
Medica, V.: Numerična analiza zaporednega tlačnega polnjenja pri hitrotekočih dizelskih motorjih	503	Medica, V.: Numerical Analysis of Sequential Turbocharging for High Speed Diesel Engines	
Kernc, J., Jurejevčič, T.: Preskuševališče za testiranje pedalnega sklopa	513	Kernc, J., Jurejevčič, T.: Test Stand for Brake Pedal Tests	
Kostanjevec, A., Malnarič, V., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Homologacija elementov prototipnega vozila	522	Kostanjevec, A., Malnarič, V., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Test Certificate of Elements for Vehicle Prototype	
Kunc, R., Prebil, I., Hočevar, M., Širok, B.: Trdnostna analiza rotorja ventilatorja borbenega vozila	533	Kunc, R., Prebil, I., Hočevar, M., Širok, B.: Strength Analysis of a Combat Vehicle Fan Rotor	
Malnarič, V., Kostanjevec, A., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Raziskave nosilnega okvira vozila Šinkovec MM	542	Malnarič, V., Kostanjevec, A., Jurejevčič, T., Fajdiga, M.: Investigation of the Šinkovec MM Vehicle Tube Frame	
Tušek, J.: Varjenje polizdelkov za nadaljnjo obdelavo - tehnologija prihodnosti v avtomobilski industriji	551	Tušek, J.: Welding of Tailored Blanks for Further Treatment - Future Technology in Automotive Industry	
Avsec, J., Marčič, M.: Optimiranje motorjev - priprava motorja za elektronsko krmiljenje vbrizgavanja	563	Avsec, J., Marčič, M.: Optimisation of Engines - Preparation of an Engine for Electronic Injection Control	
<b>Poročila</b>	35	<b>Reports</b>	
	85		
	125		
	163		
	257		
	339		
	480		
	572		
<b>Novice ZSITS</b>	341	<b>News from AMETS</b>	
<b>Strokovna literatura</b>	37	<b>Professional Literature</b>	
	87		
	126		
	164		
	217		



<b>Strokovna literatura</b>	259	<b>Professional Literature</b>
	301	
	342	
	481	
	575	
<b>Osebne vesti</b>		<b>Personal Events</b>
Prof. dr. Hinko Muren, 1923-1998	39	Prof. Dr. Hinko Muren, 1923-1998
V spomin prof. dr. Francu Roethlu	39	In Memoriam Prof. Dr. Franc Roethel
Prešernove nagrade 1998	90	Prešeren Awards 1998
Doktorati, magisteriji in diplome	39	Doctor of Science Degrees, Master of Science
	90	Degrees and New Graduate Engineers
	127	
	164	
	218	
	261	
	303	
	484	
	578	
<b>Navodila avtorjem</b>	43	<b>Instructions for Authors</b>
	93	
	129	
	165	
	219	
	263	
	305	
	343	
	487	
	579	
<b>Vsebina 1999</b>	581	<b>Contents 1999</b>