

STROJNIŠKI VESTNIK 11/12

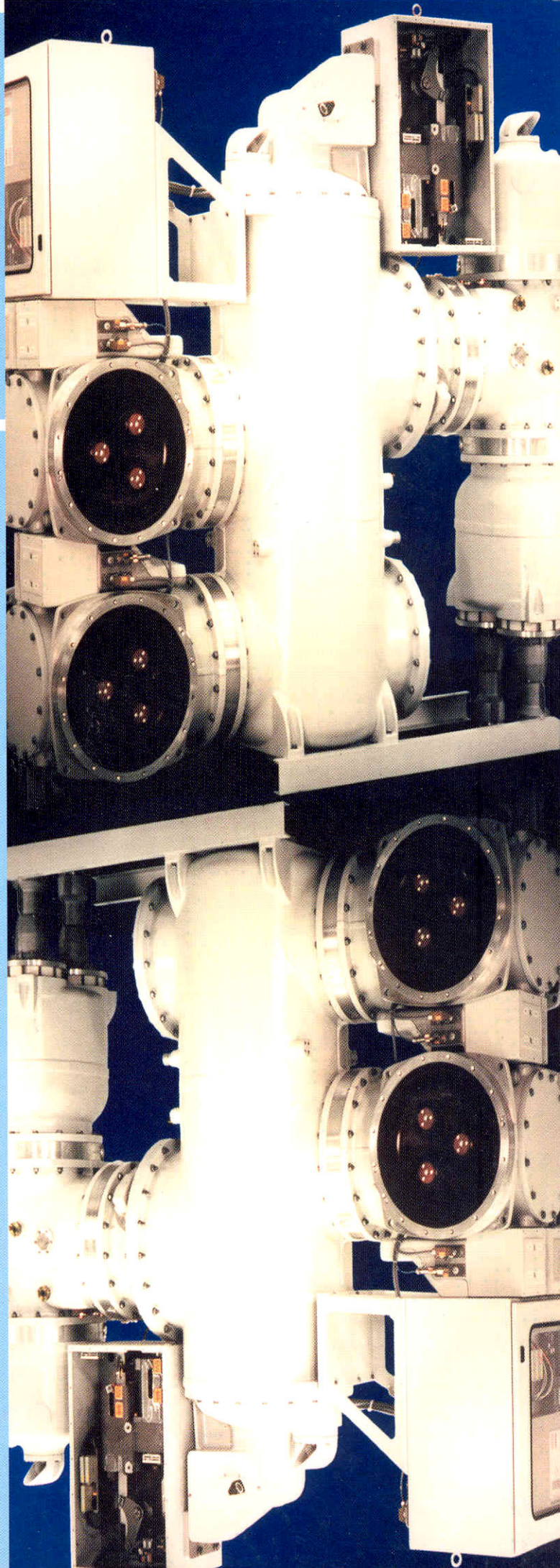
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 717 - 798

ISSN 0039-2480 . Stroj V . STJVAX

cena 800 SIT

1. Analiza občutljivosti toplotne obdelave jekel
A Sensitivity Analysis of Heat Treatment of Steel
2. Razvoj in preskušanje odbojnikov železniških vozil z elastomernim vzmetnim paketom
The Development and Testing of Rail-Vehicle Buffers Filled with Elastomer Spring Packages
3. Analiza vibracij gonilnika turbopuhala
An Analysis of Turbocharger Impeller Vibrations
4. Vpliv vibriranja med varjenjem in po njem na mehanske lastnosti zvarov, zavarjenih v zaščiti močno ioniziranega večkomponentnega plina
The Effect of Vibrational Treatment During and After Welding on the Mechanical Properties of a Transferred Ionized Molten Energy Weld
5. Izkušnje pri uvajanju računalniško podprtega konstruiranja in smeri razvoja v ADRIA Mobil d.o.o.
Experiences of CAD Implementation and Trends in Development at ADRIA Mobil Ltd.
6. Prednosti in omejitve pri uporabi materialov z oblikovnim spominom za praktične uporabe
The Advantages and Problems of Using Shape-Memory Materials in Practical Applications



Vsebina

Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 46, (2000), številka - number 1 1/12

Razprave

Batista, M., Kosel, F.: Analiza občutljivosti toplotne
obdelave jekel

718

Legat, J., Gubelj, N., Predan, J.: Razvoj in
preskušanje odbojnikov železniških vozil z
elastomernim vzmetnim paketom

732

Sekavčnik, M.: Analiza vibracij gonilnika
turbopuhala

750

Pučko, B.: Vpliv vibriranja med varjenjem in po njem
na mehanske lastnosti zvarov, zavarjenih v
zaščiti močno ioniziranega večkomponentnega
plina

762

Hren, G., Jezernik, A., Lukšič, S.: Izkušnje pri
uvajanju računalniško podprtega konstruiranja
in smeri razvoja v ADRIA Mobil d.o.o.

770

Ptičar, M., Dolinšek, S., Kosel, F.: Prednosti in
omejitve pri uporabi materialov z oblikovnim
spominom za praktične uporabe

780

Strokovna literatura

789

Osebnosti

792

Navodila avtorjem

797

Papers

Batista, M., Kosel, F.: A Sensitivity Analysis of
Heat Treatment of Steel

Legat, J., Gubelj, N., Predan, J.: The Develop-
ment and Testing of Rail-Vehicle Buffers Filled
with Elastomer Spring Packages

Sekavčnik, M.: An Analysis of Turbocharger Im-
peller Vibrations

Pučko, B.: The Effect of Vibrational Treatment
During and After Welding on the Mechanical
Properties of a Transferred Ionized Molten
Energy Weld

Hren, G., Jezernik, A., Lukšič, S.: Experiences of
CAD Implementation and Trends in Develop-
ment at ADRIA Mobil Ltd.

Ptičar, M., Dolinšek, S., Kosel, F.: The Advantages
and Problems of Using Shape-Memory Mate-
rials in Practical Applications

Professional Literature

Personal Events

Instructions for Authors

Analiza občutljivosti toplotne obdelave jekel

A Sensitivity Analysis of the Heat Treatment of Steel

Milan Batista - Franc Kosel

Prispevek obravnava matematični model toplotne obdelave podeutektoidnih ogljikovih jekel. Pri izračunu zaostalih napetosti, ki so posledica faznih premen in temperaturnih sprememb, sta v modelu upoštevana tako kinetika faznih prehodov kakor termoelasto-plastične konstitutivne enačbe. Izdelani računalniški program je bil preverjen na že objavljenih rezultatih. Z uporabo analize občutljivosti je ocenjena napaka v izračunanih zaostalih napetostih na temelju ocenjenih napak podatkov o lastnostih materiala.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: obdelave jekel, obdelave toplotne, analize občutljivosti, modeli matematični)

This paper presents a mathematical model of the heat treatment of hypoeutectoid carbon steel. In the model, the kinetics of phase changes and a thermo-elasto-plastic constitutive relation have been applied to calculate the residual stresses resulting from phase changes and temperature variations. The computer code has been verified for internal consistency with previously published results. The sensitivity analysis has been applied to predict errors in the residual stresses from the estimated errors in the material data.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: steel treatment, heat treatment, sensitivity analysis, mathematical models)

0 UVOD

Matematično modeliranje toplotne obdelave jekel je bilo predmet številnih raziskav v zadnjih desetletjih [10]. Te raziskave so pokazale, da se da toplotna obdelava analizirati z mehaniko kontinuov in naslednjimi predpostavkami:

- reološki model kontinu je termoelastoplastični material;
- model mora vključevati deformacije zaradi strukturnih sprememb in preoblikovalno plastičnost;
- enačba prevoda toplote mora vsebovati člen, ki popisuje toploto fazne premene;
- za popis difuzijskih faznih premen se uporablja Avramijeva enačba;
- za obravnavo austenitno-martenzitne transformacije se uporablja Koistinen-Marburgerjeva enačba;
- vse lastnosti materiala so linearne funkcije prostorninskih deležev posameznih faz.

S temi predpostavkami je proces toplotne obdelave določen kot deterministični mehanski model kontinu. S tem modelom se da ob predpostavki, da so znani podatki o mehanskih

0 INTRODUCTION

Mathematical modeling of the heat treatment of steel was intensively investigated over the last two decades [10]. It was shown that the problem of heat treatment can be analyzed by using the theory of continuum mechanics with the following assumptions:

- a continuum rheologic model is thermo-elasto-plastic;
- in the mechanical model the structural phase deformation and transformation plasticity have to be included;
- the equation of heat transfer is added to the part which represents the heat of the phase transformation;
- the Avrami equation is used for treating the kinetics of the diffusion-controlled transformation of phases;
- Koistinen-Marburger's equation is used for treating the austenite-martensite transformation;
- all the properties of the continuum are linear functions of the volume fractions of the phases.

With these assumptions, the heat-treating process is defined by a deterministic mechanical model of continuum. Using this model, and provided that the data of the mechanical properties and bound-

lastnostih in ob znanih robnih pogojih izračunati zaostale napetosti.

Poglavitni namen tega prispevka je oceniti napako izračunanih zaostalnih napetosti na podlagi ocene napak vhodnih podatkov o materialu. V ta namen je bil izdelan matematični model toplotne obdelave. Na temelju modela je bil izdelan računalniški program, ki izračuna razvoj temperature, strukturnih sprememb in zaostalnih napetosti pri ohlajanju neskončnega valja, izdelanega iz podeutektoidnega ogljikovega jekla. Računalniški program je bil primerjalno testiran z rezultati objavljenimi v literaturi. V nadaljevanju so bili izračunani koeficienti občutljivosti za valje premera 10 mm, 30 mm in 50 mm izdelanih, iz izbranega materiala. Na podlagi koeficientov občutljivosti smo ocenili vplivnost vhodnih podatkov in nadalje, na podlagi ocenjenih napak vhodnih podatkov smo ocenili še napako v izračunu zaostalnih napetosti.

1 MATEMATIČNI MODEL

Matematični model toplotne obdelave mora vključevati izračun temperature, strukture in napetosti. V tem poglavju podajamo pregled osnovnih enačb, ki so vključene v model.

1.1 Opis materiala

Jeklo, ki je izpostavljeno toplotni obdelavi, obravnavamo kot zmes N sestavin. Te so: austenit, ferit, perlit, bainit in martenzit. Če je ξ_k prostorninski delež k -te sestavine, potem velja:

$$\sum_{k=1}^N \xi_k = 1 \quad (1).$$

Če je w_k masni delež k -te sestavine, potem velja podobno:

$$\sum_{k=1}^N w_k = 1 \quad (2).$$

Vsaka sestavina zmesi ima gostoto ρ_k . Če je ρ gostota zmesi, potem sta prostorninski in masni delež k -te sestavine povezana na naslednji način:

$$w_k = \frac{\rho_k}{\rho} \xi_k \quad (3).$$

Pri jeklu so razlike med gostotami posameznih sestavin majhne, zato velja ocena $w_k \approx \xi_k$. Iz (1) do (3) se da izpeljati naslednji zvezi, ki ju bomo uporabili v nadaljevanju:

$$\rho = \sum_{k=1}^N \rho_k \xi_k \quad (4)$$

$$\frac{1}{\rho} = \sum_{k=1}^N \frac{w_k}{\rho_k} \quad (5).$$

any conditions are known, the residual stresses in a treated element can be calculated.

The main aim of this paper was to estimate the error in the calculated residual stresses from the estimated error in the input material data. In order to do this a mathematical model of the heat treatment was developed. This model was converted to a computer program which performed the calculation of the thermal and structural evaluations and the residual stresses during the cooling of an infinitely long cylinder made of hypoeutectoid carbon steel. The computer code was verified for internal consistency with previously published results. Next, the sensitivity coefficients of the selected material data were calculated for cylinders of 10 mm, 30 mm and 50 mm diameter. On the basis of the sensitivity coefficients we estimated the importance of the input data and, in addition, using the estimated errors of the material data we determined the error in the calculated residual stresses.

1 MATHEMATICAL MODEL

A consistent mathematical model of heat treatment must include thermal, structural and stress calculations. In this section we shall review the essential equations which were used in the model.

1.1 Material description

The steel used in the heat-treatment process is considered to be a mixture of N constituents: austenite, ferrite, pearlite, bainite and martensite. If ξ_k is the volume fraction of the k th constituent then:

Similarly, if w_k is the mass fraction of the k th constituent then:

Each constituent of the mixture has a density ρ_k . If ρ is the mixture density, then the volume fraction and the mass of the k th constituent are connected by:

In the case of steel, the differences between the densities of the constituents are small, so in this case we have $w_k \approx \xi_k$. On the basis of (1) to (3), the following relations, which will be used later, can be derived:

1.2 Elastičnost

Če predpostavimo, da je material izotropen, potem so elastične deformacije ε_{ij}^e podane z:

$$\varepsilon_{ij}^e = \frac{1}{E} \left[(1 + \nu) \sigma_{ij} - \nu \sigma_{mm} \delta_{ij} \right] + \alpha \vartheta \delta_{ij} + \left(\sum_{k=1}^N \gamma_k \xi_k \right) \delta_{ij} \quad (6).$$

Pri tem so σ_{ij} napetostni tenzor, E , ν in α Youngov modul, Poissonovo razmerje in koeficient termičnega raztezanja, γ_k pa dilatacijski koeficient k -te sestavine. Nadalje predpostavimo, da so ν in γ_k konstante, E in α pa linearni funkciji prostorninskih deležev:

$$E = \sum_{k=1}^N E_k(\vartheta) \xi_k \quad (7)$$

$$\alpha = \sum_{k=1}^N \alpha_k \xi_k \quad (8),$$

pri čemer je $E(\vartheta)$ temperaturno odvisni Youngov modul k -te sestavine in α_k njen razteznostni koeficient, za katerega predpostavimo, da je nespremenljiv.

Dilatacijski koeficient γ_k lahko izračunamo takole: če so deformacije majhne, potem po zakonu ohranitve mase in (4) dobimo:

$$\varepsilon_v = 1 - \frac{\rho}{\rho_0} = \sum_{k=1}^N \frac{\rho_k - \rho_0}{\rho_0} \xi_k \quad (9),$$

pri čemer je ε_v prostorninska deformacija in ρ_0 gostota zmesi v referenčnem stanju. S primerjavo te enačbe in (6) dobimo za $\sigma_{ij} = 0$ in $\vartheta = 0$:

$$\gamma_k = \frac{1}{3} \frac{\rho_0 - \rho_k}{\rho_0} \quad (10).$$

1.3 Plastičnost

Prirastek plastičnih deformacij $d\varepsilon_{ij}^p$ izračunamo z uporabo klasične teorije plastičnosti in Missesovega kriterija tečenja:

$$F = s_{ij}s_{ij} - \frac{2}{3} \sigma_f^2 \quad (11)$$

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\Lambda^p s_{ij} \quad (12),$$

pri čemer je s_{ij} deviatorični napetostni tenzor, definiran kot:

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{mm} \delta_{ij} \quad (13)$$

in σ_f napetost tečenja. Pogoji $F < 0$ pomeni, da ni plastičnega tečenja, pogoj $F = 0$ pa, da je. Če združimo (11) in (12), dobimo:

$$d\Lambda^p = \frac{3}{2} \frac{d\varepsilon^p}{\sigma_f} \quad (14)$$

pri čemer je $d\varepsilon^p$ dejanski prirastek plastičnih deformacij, podan z:

1.2 Elasticity

If we assume that a material is isotropic, then the elastic strain ε_{ij}^e is given by:

$$\varepsilon_{ij}^e = \frac{1}{E} \left[(1 + \nu) \sigma_{ij} - \nu \sigma_{mm} \delta_{ij} \right] + \alpha \vartheta \delta_{ij} + \left(\sum_{k=1}^N \gamma_k \xi_k \right) \delta_{ij} \quad (6).$$

Here σ_{ij} is the stress tensor, E , ν and α are the Young's modulus, Poisson's ratio and thermal expansion coefficient, respectively, and γ_k is the dilatation coefficient of the k th constituent. We assume that ν and γ_k are constants. E and α are taken as linear functions of the volume fractions of the constituents:

$$E = \sum_{k=1}^N E_k(\vartheta) \xi_k \quad (7)$$

$$\alpha = \sum_{k=1}^N \alpha_k \xi_k \quad (8),$$

where $E(\vartheta)$ is the temperature-dependent Young's modulus of the k th constituent and α_k is its thermal expansion coefficient, which is assumed to be constant.

We shall now describe a method for calculating the dilatation coefficients γ_k . If deformations in the material are small, then from the conservation of mass and equation (4) we obtain:

$$\varepsilon_v = 1 - \frac{\rho}{\rho_0} = \sum_{k=1}^N \frac{\rho_k - \rho_0}{\rho_0} \xi_k \quad (9),$$

where ε_v is the volume deformation and ρ_0 is the mixture density in a reference state. By comparing this equation with equation (6) at $\sigma_{ij} = 0$ and $\vartheta = 0$ we obtain:

$$\gamma_k = \frac{1}{3} \frac{\rho_0 - \rho_k}{\rho_0} \quad (10).$$

1.3 Plasticity

The plastic strain increment $d\varepsilon_{ij}^p$ is calculated using the classical theory of plasticity with the Misses yield criterion and the associated flow rule. Thus:

$$F = s_{ij}s_{ij} - \frac{2}{3} \sigma_f^2 \quad (11)$$

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\Lambda^p s_{ij} \quad (12),$$

where s_{ij} are the components of the deviatoric stress tensor given by:

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{mm} \delta_{ij} \quad (13)$$

and σ_f is the flow stress. The condition $F < 0$ means that there is no plastic flow and $F = 0$ means that plastic flow takes place. Combining of (11) and (12) gives:

$$d\Lambda^p = \frac{3}{2} \frac{d\varepsilon^p}{\sigma_f} \quad (14)$$

where $d\varepsilon^p$ is the effective plastic strain increment given by:

$$d\varepsilon^p = \sqrt{\frac{2}{3}} d\varepsilon_{ij}^p d\varepsilon_{ij}^p \quad (15).$$

Predpostavimo, da je napetost tečenja podana z linearnim zakonom utrjevanja:

We assume that the flow stress is given by the linear hardening rule:

$$\sigma_f = \sigma_Y + H\varepsilon^p \quad (16),$$

pri čemer je σ_Y napetost tečenja in H koeficient utrjevanja. Nadalje predpostavimo, da sta napetost tečenja in koeficient utrjevanja linearni funkciji prostorninskih deležev posameznih sestavin:

where σ_Y is the yield stress and H is the strain-hardening coefficient. In addition, we assume that the yield stress and the strain-hardening coefficient are linear functions of the volume fractions of constituents:

$$\sigma_Y = \sum_{k=1}^N \sigma_{Y,k}(\vartheta) \xi_k \quad (17)$$

$$H = \sum_{k=1}^N H_k(\vartheta) \xi_k \quad (18).$$

Pri tem sta $\sigma_{Y,k}$ in H_k napetost tečenja in koeficient utrjevanja k -te sestavine.

Here, $\sigma_{Y,k}$ and H_k correspond to the yield stress and the strain-hardening coefficient of the k th constituent, respectively.

1.4 Preoblikovalna plastičnost

1.4 Transformation Plasticity

Za izračun prirastka preoblikovalne plastičnosti $d\varepsilon_{ij}^{tp}$ uporabimo model, ki so ga predlagali v [11] in [15]:

For the calculation of the transformation plasticity strain increment $d\varepsilon_{ij}^{tp}$ we applied the model proposed in [11] and [15]:

$$d\varepsilon_{ij}^{tp} = d\Lambda^{tp} s_{ij} \quad (19),$$

pri čemer je:

where

$$d\Lambda^{tp} = 3 \sum_{k=2}^N K_k (1 - \xi_k) d\xi_k \quad (20)$$

in K_k konstante, ki jih je treba določiti s preskusi.

and K_k are constants which must be determined experimentally.

1.5 Prevod toplote

1.5 Heat Conduction

Temperaturno polje dobimo z rešitvijo enačbe prevoda toplote:

The temperature field is calculated by solving the basic equation of heat conduction:

$$c \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial x_i} \right) + \sum_{k=2}^N l_k \xi_k \quad (21),$$

pri čemer so t čas, ϑ temperatura, c specifična toplota, λ koeficient prevoda toplote in l_k latentne toplote premen.

where t is time, ϑ is the temperature, c is the heat capacity, λ is the coefficient of thermal conductivity and l_k are the enthalpies of transformation.

Temperaturno odvisna c in λ vzamemo kot linearni funkciji prostorninskih deležev sestavin:

Both c and λ are temperature dependent and are taken as linear functions of the volume fractions of the constituents:

$$c = \sum_{k=1}^N c_k(\vartheta) \xi_k \quad (22)$$

$$\lambda = \sum_{k=1}^N \lambda_k(\vartheta) \xi_k \quad (23),$$

pri čemer sta $c_k(\vartheta)$ in $\lambda_k(\vartheta)$ specifična toplota in toplotna prevodnost sestavine k . Enačbo (21) rešujemo skupaj s konvekcijskim robnim pogojem:

and $c_k(\vartheta)$ and $\lambda_k(\vartheta)$ the heat capacity and the thermal conductivity for phase k . Equation (21) is solved together with convection, boundary condition:

$$-\lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial n} = h(\vartheta - \vartheta_e) \quad (24),$$

pri čemer je h konvekcijski koeficient, ki je lahko temperaturno odvisen in ϑ_e temperatura okolice.

where h is the convection heat-transfer coefficient, which may be temperature dependent and ϑ_e is the environmental temperature.

1.6 Fazne premene

Opazujemo fazni prehod faze m v fazo n . V ta namen prepišimo (1) v obliko:

$$\xi_m + \xi_n = 1 - \sum_{k \neq m, n} \xi_k \quad (25)$$

in uvedimo novo spremenljivko ζ , definirano kot:

$$\zeta = \frac{\xi_n}{1 - \sum_{k \neq m, n} \xi_k} \quad (26),$$

ki jo bomo uporabili za opis napredovanja premene. Pri izotermnih pogojih se da heterogena premena opisati z Avramijevo enačbo ([5],[6] in [16]):

$$\zeta = 1 - \exp\left[-(\beta t)^n\right] \quad (27),$$

pri čemer je

where

$$\beta(\vartheta) = K_0 (\vartheta_e - \vartheta)^n \exp\left[-\frac{Q}{T}\right] \quad (28).$$

K_0 in Q sta konstanti, n je Avramijev eksponent, ki je odvisen od geometrijske oblike rastočih kristalnih zrn in je temperaturno neodvisen [6], T je absolutna temperatura, ϑ_e pa ravnotežna temperatura premene. Za neizotermne pogoje se da Avramijeva enačba zapisati v obliki:

K_0 and Q are constants, n is the Avrami exponent, which is dependent on grain growth geometry and can be taken as temperature independent [6], T is the absolute temperature, and ϑ_e is the equilibrium temperature of the transformation. For nonisothermal conditions the Avrami equation can be written in the form:

$$\frac{d\zeta}{dt} = n\beta(\vartheta) (1-\zeta) \left[-\ln(1-\zeta)\right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (29),$$

ki jo dobimo, če iz (27) izločimo čas t .

Ko je n konstanta, se da K_0 in Q dobiti iz diagramov TTT takole: čas t_0 , ki je potreben za premeno ζ_0 pri dani temperaturi T , je iz (27):

$$t_0 = t_0(\vartheta) = \frac{K_0 e^{\frac{Q}{T}}}{(\vartheta_e - \vartheta)^n} \left[-\ln(1-\zeta_0)\right]^{\frac{1}{n}} \quad (30).$$

Če sta (t_m, ϑ_m) koordinati ekstrema na krivulji TTT, potem je v tej točki $dt/d\vartheta = 0$. Iz tega pogoja in (30) izhaja:

which is obtained by eliminating t from (27).

When n is constant, K_0 and Q can be determined from TTT diagrams in the following way. The time t_0 for a fixed amount of transformation ζ_0 at a given temperature T is, from (27):

If (t_m, ϑ_m) are coordinates of the nose in the TTT curve then $dt/d\vartheta = 0$ at this point. From these conditions and (30) it follows that:

$$Q = \frac{nT_m^2}{\vartheta_e - \vartheta_m} \quad (31).$$

Ko poznamo Q , lahko iz (30) izračunamo K_0 :

By knowing Q we can calculate K_0 :

$$K_0 = t_m (\vartheta_e - \vartheta_m)^n e^{\frac{Q}{T_m}} \left[\ln(1-\zeta_0)\right]^{\frac{1}{n}} \quad (32).$$

Martenzitna premena je odvisna le od temperature, zato ima v tem primeru kinetični zakon obliko $\zeta = f(\vartheta)$. Iz te enačbe je prirastek premene $d\zeta = f'(\vartheta)d\vartheta$.

A martensitic transformation depends only on temperature, therefore the kinetic law is, in this case, given by $\zeta = f(\vartheta)$. From this equation the increment of

Iz osnovnega kinetičnega zakona lahko izrazimo ϑ kot funkcijo ζ , zato je $d\zeta = g(\zeta)d\vartheta$. Ko je premena končana, tj. ko je $\zeta = 1$, mora biti $g(\zeta) = 0$. Najpreprostejša funkcija, ki ustreza temu pogoju, je linearna, torej:

$$d\zeta = k_M(1 - \zeta)d\vartheta \quad (33).$$

Z integracijo dobimo:

$$\zeta = 1 - \exp[-k_M(\vartheta - M_s)] \quad (34),$$

pri čemer je M_s temperatura, pri kateri se začne martenzitna premena. Enačba (34) je identična Koinstinen-Marburger empirični enačbi [10]. Za večino jekel ima konstanta k_M vrednost 0,011.

transformation is $d\zeta = f'(\vartheta)d\vartheta$. From the kinetic law we can express ϑ as a function of ζ , hence $d\zeta = g(\zeta)d\vartheta$. When the transformation is completed i.e. when $\zeta = 1$, we must have $g(\zeta) = 0$. The simplest equation compatible with this requirement is linear, namely:

By integrating this equation we obtain:

where M_s is the martensitic starting temperature. Equation (34) is identical with the Koinstinen-Marburger empirical formula [10]. The constant k_M is equal to 0.011 in most steels.

2 LASTNOSTI MATERIALA

V tej raziskavi smo za material izbrali podeutektoidno ogljikovo jeklo, ker je za ta material v literaturi dostopnih dovolj podatkov, s katerimi lahko zgradimo analitični model materiala. V nadaljevanju bomo uporabili oznake A, B, M, P in W za austenit, bainit, martenzit, perlit in cementit. Simbole C, Si in Mn bomo uporabili za masne deleže ogljika, silicija in mangana v jeklu.

2.1 Youngov modul in Poissonovo število

Za ogljikova jekla se da Youngov modul perlita izračunati po naslednjem obrazcu:

$$E_p = 209,3 - 0,076 \vartheta \pm 1,62 \text{ GPa} \quad (35).$$

Ta obrazec je dobljen na podlagi regresijske analize podatkov, ki jih je podal [7]. Predpostavljamo, da ta obrazec velja prav tako za bainit in martenzit. Obrazec, ki podaja Youngov modulu austenita, smo dobili iz podatkov, ki jih navaja [22] in ima obliko:

$$E_A = 200,2 - 0,08 \vartheta \pm 0,32 \text{ GPa} \quad (36).$$

Predpostavljamo, da ima Poissonovo število vrednost 0,3 za vse sestavine.

2.2 Razteznostni koeficient

V literaturi ni zaslediti enotnih podatkov za vrednost razteznostnih koeficientov, zato smo vzeli naslednje vrednosti [10]:

$$\begin{aligned} \alpha_A &= 22 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \\ \alpha_B &= 13 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \\ \alpha_M &= 12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \\ \alpha_P &= 14 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \end{aligned} \quad (37).$$

2 MATERIAL PROPERTIES

As a target material in this investigation we chose hypoeutectoid carbon steel because there were enough data available in the literature to construct a material model as well as the analytical formulas. In the following we use the indices A, B, M, P and W for austenite, bainite, martensite, pearlite and cementite, respectively. We will also use the symbols C, Si and Mn to denote the weight percent of carbon, silicon and manganese in the steel.

2.1 Young's Modulus and Poisson's Ratio

For carbon steel the Young's modulus of pearlite is calculated by:

This formula was obtained on the basis of a regression analysis from the data [7]. We assume that the same formula holds for bainite and martensite. The formula for the Young's modulus of austenite was obtained from data reported by [22] and has the form:

The Poisson's number is assumed to be constant and is equal to 0.3 for all constituents.

2.2 Coefficient of Expansion

There is no single value in the literature for the expansion coefficient of the different phases so in the present model we adopted the following values [10]:

Iz podatkov v literaturi ocenjujemo, da so podane vrednosti znotraj območja $\pm 1 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

From the data published in the literature we conclude that all the above values are within the range $\pm 1 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

2.3 Preoblikovalna deformacija

Večina znanih del uporablja za dilatacijske koeficiente eksperimentalne vrednosti iz [10]. V tem delu bomo dilatacijske koeficiente izračunali na temelju kristalografskih podatkov iz preglednice 1 in (10). Iz kristalografskih podatkov izračunamo linearizirane gostote sestavin jekla:

$$\begin{aligned}\rho_A &= 8156 - 216C \text{ kg/m}^3 \\ \rho_B &= 7897 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_M &= 7676 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_F &= 7897 - 248C \text{ kg/m}^3\end{aligned}\quad (38).$$

2.3 Transformation Strain

Most previous studies used experimental values for the dilatation coefficients [10]. We have chosen to calculate these values on the basis of the crystallographic data in table 1 and equation (10). From crystallographic data the following linearised densities of the steel constituents are obtained:

Preglednica 1. Kristalografski podatki

Table 1. Crystallographic data

Faza Phase	Tip Type	Fe	C	Lattice parameters [Å]	Vir Source
Austenit Austenite	fcc	4	-	$a = 3,5735 + 0,0316C$	[19]
Cementit Cementite	ort	12	3	$a = 4,5234$ $b = 5,0883$ $c = 6,7426$	[4]
Ferit Ferrite	bcc	2	0	$a = 2,8664$	[4]
Martenzit Martensite	bct	2	-	$a = 2,8664 - 0,013C$ $c = 2,8664 + 0,116C$	[4]

Iz (4) je gostota perlita:

From (4) we have for the pearlite density:

$$\frac{1}{\rho_P} = \frac{0,12}{\rho_W} + \frac{0,88}{\rho_F} \quad (39),$$

iz katere dobimo, če vstavimo vrednosti iz (38):

which gives, by substituting values from (38), the following value:

$$\rho_P = 7861 \text{ kg/m}^3 \quad (40).$$

Podobno dobimo gostoto zmesi ferita in perlita:

For the ferrite-pearlite mixture we then obtain, by a similar procedure, the result:

$$\rho_{P+F} = 7897 - 45C \text{ kg/m}^3 \quad (41).$$

Če vzamemo za referenčno strukturo jekla zmes ferita in perlita, dobimo na podlagi (10):

If we take the mixture of ferrite-pearlite as a steel reference structure then from (10) we obtain:

$$\begin{aligned}\gamma_A &= -0,0109 + 0,0072C \\ \gamma_M &= 0,0086C\end{aligned}\quad (42).$$

Prav tako predpostavimo, da je $\gamma_B = 0$.

We also assume that $\gamma_B = 0$.

2.4 Meja tečenja in koeficient utrjevanja

Iz podatkov, ki sta jih objavila [12] in [10], dobimo naslednje obrazce za mejo plastičnega tečenja:

$$\begin{aligned}\sigma_{Y,A} &= 123 - 0,19 - 0,01C \pm 1,3 \text{ MPa} \\ \sigma_{Y,P} &= 434 - 0,649 + 0,77C \pm 34,4 \text{ MPa} \\ \sigma_{Y,B} &= 491 + 757C - 1,02C \pm 26,1 \text{ MPa} \\ \sigma_{Y,M} &= 445 + 1375C \pm 30,4 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (43)$$

in koeficient plastičnega utrjevanja:

2.4 Yield Strength and Strain-Hardening Coefficient

From the data published by [12] and [10] we derive the following formulas for the yield stresses:

and the coefficient of strain hardening:

$$\begin{aligned}H_A &= 45,3 - 0,049 \pm 0,63 \times 10^2 \text{ MPa} \\ H_B &= 5,88 + 226,2C \pm 19,7 \times 10^2 \text{ MPa} \\ H_F &= 29,5 + 0,33C \pm 41,7 \times 10^2 \text{ MPa} \\ H_M &= 179 + 1,3C \pm 29,9 \times 10^2 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (44)$$

2.5 Koeficienti preoblikovalne plastičnosti

Na temelju poskusov, opisanih v [18], smo vzeli naslednje vrednosti konstant K_k :

$$\begin{aligned}K_B &= 4,18 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1} \\ K_M &= 5,08 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1} \\ K_P &= 4,18 \cdot 10^{-5} \text{ MPa}^{-1}\end{aligned}\quad (45)$$

2.5 Transformation Plasticity Coefficient

From the experimental work of [18] the following values for the constant K_k were adopted:

2.6 Specifična toplota

Podatki za regresijsko analizo specifične toplote so vzeti iz [9]. Iz teh podatkov je specifična toplota perlita:

$$c_p^P = 3,76 + 0,3C + 6,210^{-6} \vartheta^2 \pm 0,15 \text{ MJ/m}^3\text{K} \quad (46)$$

Predpostavimo, da ta obrazec velja tudi za bainit in martenzit. Za specifično toploto austenita smo uporabili obrazec:

$$c_p^A = 4,152 + 8,410^{-4} \vartheta \text{ MJ/m}^3\text{K} \quad (47)$$

dobili smo ga iz podatkov v [22].

2.6 Specific Heat Capacity

The data for the regression analysis of the specific heat capacity were taken from [9]. From this we obtain the following formula:

We take this formula to be valid also for bainite and martensite. For the austenite heat capacity we use the formula:

which was obtained from data published in [22].

2.7 Toplotna prevodnost

Regresijsko formulo za toplotno prevodnost perlita smo dobili iz podatkov, objavljenih v [3] in [8]:

$$\lambda^P = 66,2 - 37,9C - 0,0499 \pm 1,74 \text{ W/mK} \quad (48)$$

Predpostavimo, da ta obrazec velja tudi za bainit. Za martenzit smo vzeli vrednost $\lambda_M = 30 \pm 5 \text{ W/mK}$, kakor jo predlaga [10]. Iz podatkov, objavljenih v [22], smo dobili naslednji obrazec za izračun toplotne prevodnosti austenita:

$$\lambda_A = 15 + 0,019 \vartheta \text{ W/mK} \quad (49)$$

2.7 Thermal Conductivity

The regression formula for thermal conductivity was obtained from published data in [3] and [8]:

We assume that the above formula is also valid for bainite. For martensite we take the thermal conductivity to be $\lambda_M = 30 \pm 5 \text{ W/mK}$, as suggested by [10]. From the data of [22] we obtain the following formula for the thermal conductivity of austenite:

2.8 Fazne temperature

Za izračun ravnotežnih temperatur, ki se uporabljajo v (28), smo uporabili naslednje empirične obrazce:

$$\begin{aligned} A_1 &= 723 - 10,7 Mn + 29,1 Si \pm 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ A_2 &= 910 - 203C + 44,7 Si \pm 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ B_s &= 830 - 270C - 90 Mn \pm 25 \text{ } ^\circ\text{C} \\ M_s &= 539 - 423C - 30,4 Mn \pm 25 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (50).$$

Obrazce za A_1 , A_3 in M_s je podal [1], temperaturo začetka tvorjenja bainita B_s pa [21].

3 POSTOPEK REŠEVANJA

Opisani model je bil uveden v računalniški program, ki omogoča izračun temperature, strukture in zaostalih napetosti pri hlajenju neskončnega valja, izdelanega iz podeutektoidnega jekla. Temperaturno polje se računa na temelju implicitne metode končnih razlik, napetosti pa z metodo zaporednih približkov, ki jo podaja [17].

Vhodni podatki so:

- premer valja
- kemična sestava jekla
- začetna in končna temperatura procesa ohlajanja
- konvekcijski koeficient
- koordinate ekstremnih točk na diagramu TTT

Izhodni podatki so:

- porazdelitev zaostalih napetosti in struktur
- temperaturni in napetostni potek v osi in na površini valja

4 PRESKUS MODELA

Kot prvi primer smo obravnavali valj s premerom 60 mm, izdelan iz 0,43% ogljikovega jekla, gašenega v vodi s temperature 870°C. Ta primer je teoretično in eksperimentalno obdelan v [13] in [14] in prav tako teoretično v [20].

Iz objavljenih podatkov smo ocenili, da mora biti koeficient prestopa toplote blizu 25 kW/m²K. Omenimo, da tudi s tako visokim konvekcijskim koeficientom nismo dobili take hitrosti ohlajanja osi valja, kakor jo navaja [13]. Kljub temu pa so izračunane zaostale napetosti v skladu z eksperimentalnimi vrednostmi, kakor se vidi s slike 1.

Kot drug primer so obravnavali valje s premeri 10 mm, 30 mm, 50 mm in 100 mm izdelane iz 0,44% ogljikovega jekla. Porazdelitev zaostalih napetosti za take valje eksperimentalno obravnava [2], teoretično pa [23]. Vsi valji so gašeni v vodi na 20 °C s temperaturo 850 °C. Vrednosti konvekcijskega koeficienta smo vzeli med 3200 W/m²K in

2.8 Transformation temperatures

For the calculation of the equilibrium temperatures which are used in (28) we chose the following empirical formulae:

The formulae for A_1 , A_3 and M_s were given by [1], and for bainite the start temperature B_s was given by [21]

3 SOLUTION METHOD

The described model was converted into a computer program which performed the calculation of thermal and structural evaluations and the internal stresses during cooling of an infinitely long cylinder made from hypoeutectoid carbon steel. The temperature field was calculated using the implicit finite-difference method and the stress evaluation was based on the successive approximation method described by [17].

The input data for the program are:

- cylinder diameter,
- chemical composition of the steel,
- process start and end temperature,
- heat convection coefficient,
- coordinates of the extreme point of the TTT curves.

The output of the program is:

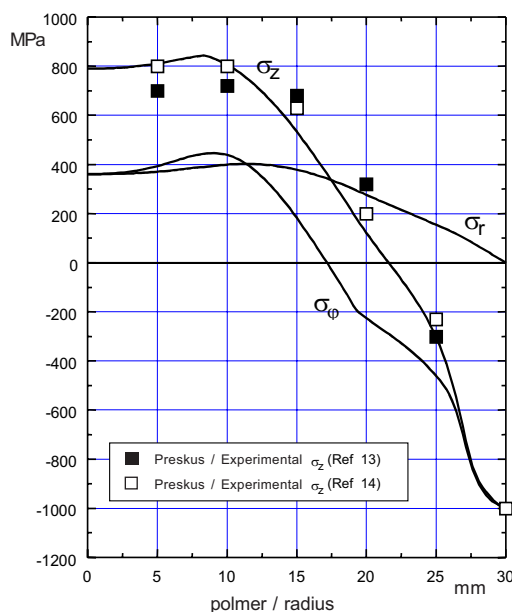
- residual stress and structure distribution,
- temperature-time and axial stress-time evaluation on the surface and center of the cylinder.

4 MODEL VERIFICATION

For the first example we took a 60-mm-diameter cylinder of 0.43% carbon steel quenched from 870°C into water. This example was analyzed theoretically and experimentally by [13] and [14] and also theoretically by [20].

From the published data we estimated the value of the coefficient of heat transfer to be near 25 kW/m²K. It should be mentioned that even with such a high value for the coefficient of convection heat transfer we could not obtain the cooling speed at the centre of the cylinder which was reported by [13]. Nevertheless, the calculated residual stresses were in good agreement with experimental values, as can be seen from Fig. 1.

As a second example we considered cylinders of diameters 10 mm, 30 mm, 50 mm and 100 mm made from 0.44% carbon steel. The axial residual stress distribution for these cylinders was investigated experimentally by [2] and theoretically by [23]. All the cylinders were quenched into water at 20 °C from a temperature of 850 °C. For the coefficient of convective heat transfer we



Sl 1. Zaostale napetosti v gašenem valju premera 60 mm

Fig. 1. Residual stress distribution in a 60 mm-diameter quenched cylinder

5700 W/m²K. Prav tako smo izvedli izračun s konvekcijskim koeficientom, ki je temperaturno odvisen in katerega odvisnost je iz podatkov [12].

took values for the constants between 3200 W/m²K and 5700 W/m²K. We also performed calculations with the temperature-dependent coefficient of convective heat transfer, which was calculated from the experimental data given by [12]

$$h = 1029 + 63,9 - 0,14 g^2 + 0,7510^{-4} g^3 \quad \text{W/m}^2\text{K} \quad (51).$$

Na slikah 2 do 5 so poleg izračunanih osnih napetosti podane tudi eksperimentalne vrednosti, ki so jih podali [2] in [23]. Kakor se vidi iz teh slik, se izračunane vrednosti za valje s premeri 30 mm, 50 mm in 100 mm dobro ujemajo z eksperimentalnimi vrednostmi. Za valj premera 10 mm so vrednosti zaostalih napetosti, ki jih podaja [2] negativne, tiste, ki jih podaja [23], pa so pozitivne, zato se nismo mogli odločiti, ali so izračunane vrednosti prave.

In figures 2 to 5 the calculated residual axial stresses are shown together with the experimental values given by [2] and [23]. As can be seen from these figures the calculated residual stresses for the cylinders of diameter 30 mm, 50 mm and 100 mm are in very good agreement with the experimental values. For the 10 mm-diameter cylinder the value of the residual stress given by [2] is negative and that given by [23] is positive, so we could not conclude that the calculated values are correct.

5 ANALIZA OBČUTLJIVOSTI

Z namenom, da določimo zanesljivost modela, smo izvedli analizo občutljivosti. Kot izhodni parameter modela smo vzeli osne zaostale napetosti na osi in robu valja. Za nadzor smo vzeli 36 materialnih parametrov. Če z a_k označimo parameter, potem je njegov relativni koeficient občutljivosti definiran z:

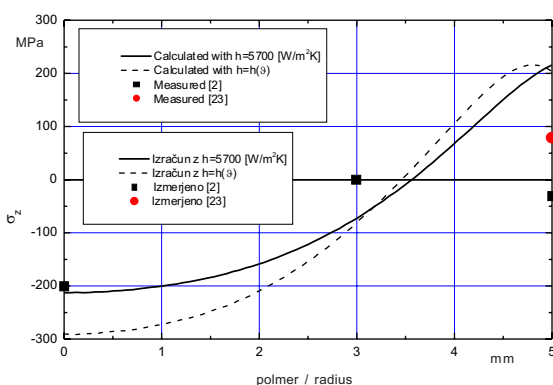
$$s_k = \frac{a_k}{\sigma_z} \frac{\partial \sigma_z}{\partial a_k} \quad (52).$$

Izračun koeficientov občutljivosti smo izvedli za valje s premerom 10 mm, 30 mm in 50 mm. Parcialne odvode v (52) smo izračunali numerično. Podatki in rezultati izračuna so podani v preglednici 2.

5 SENSITIVITY ANALYSIS

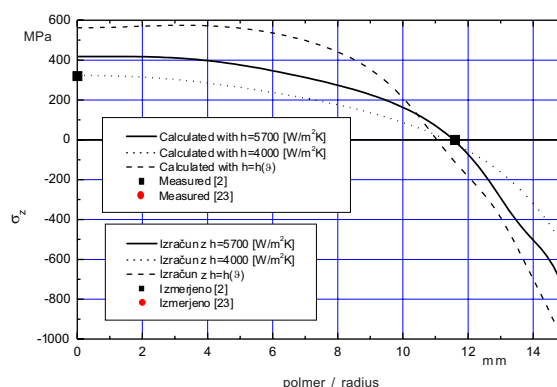
In order to estimate the accuracy of the model we performed a sensitivity analysis. As an output parameter from the model we took the axial residual stress on the axis of the cylinder and on its boundary. For the control parameters we took 36 material parameters. If we denote these parameters as a_k then the relative sensitivity coefficient is defined by:

We carried out the calculation of the sensitivity coefficients for cylinders of diameter 10 mm, 30 mm and 50 mm. The partial derivatives in (52) were performed by numerical differentiation. The data and the results of the calculation are shown in Table 2.



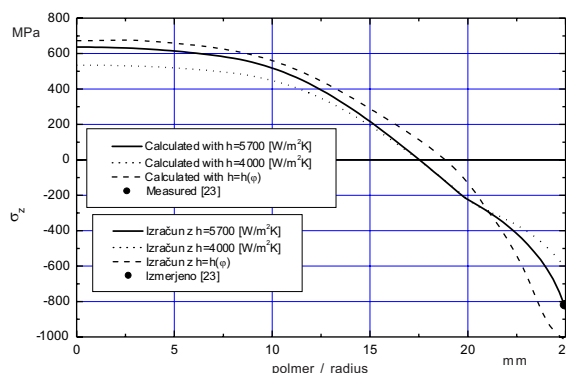
Sl. 2. Osne zaostale napetosti v gašenem valju premera 10 mm

Fig. 2. Axial residual stress distribution in a quenched 10 mm diameter cylinder



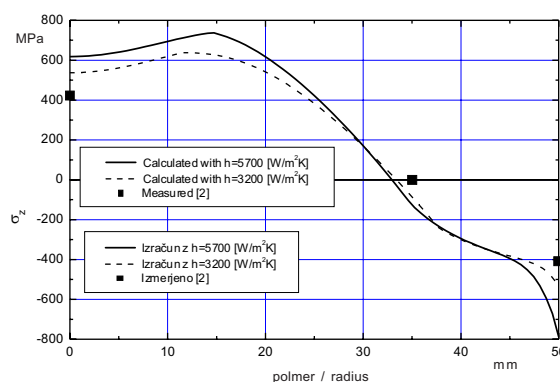
Sl. 3. Osne zaostale napetosti v gašenem valju premera 30 mm

Fig. 3. Axial residual stress distribution in a quenched 30 mm diameter cylinder



Sl. 4. Osne zaostale napetosti v gašenem valju premera 50 mm

Fig. 4. Axial residual stress distribution in a quenched 50 mm diameter cylinder



Sl. 5. Osne zaostale napetosti v gašenem valju premera 100 mm

Fig. 5. Axial residual stress distribution in a quenched 100 mm diameter cylinder

Iz preglednice 2 vidimo, da so v skoraj vseh primerih najvplivnejši parametri model temperaturni razteznostni koeficient austenita α_A , dilatacija austenita γ_A in martenzita γ_M , ekstremna točka na krivulji TTT za perlit (t_p, P_m) in bainit (t_b, B_m) in nazadnje temperaturi A_3 in B_s . Prav tako je model nekoliko občutljiv za konvekcijski koeficient h in masni delež ogljika C .

Iz povedanega sklepamo, da je model zelo občutljiv za kinetiko prehoda austenita v perlit in bainit. V primeru valja s premerom 10 mm, ko se skoraj celoten valj spremeni v martenzit, je model tudi zelo občutljiv za parametre kinetične enačbe (34). Po drugi strani pa je model razmeroma neobčutljiv za mejo plastičnega tečenja in druge mehanske in fizikalne lastnosti.

Na temelju koeficientov občutljivosti smo ocenili relativno napako izračunanih zaostalnih napetosti po obrazcu:

$$\varepsilon_\sigma = \sqrt{\frac{1}{M} \sum_{i=1}^M (s_i \varepsilon_i)^2} \quad (53),$$

From table 2 we can see that the most important parameters in the model are, in almost all cases: the thermal expansion of austenite α_A ; the dilatation of austenite γ_A and martensite γ_M ; the extreme points on the TTT curve for pearlite (t_p, P_m) and bainite (t_b, B_m); and finally, the temperatures A_3 and B_s . Also, the model is only moderately sensitive to the coefficient of convective heat transfer (h) and the weight percent of carbon.

From the above we can conclude that the model is very sensitive to the kinetics of phase change from austenite to pearlite and bainite. In the case of the 10-mm-diameter cylinder, where almost all the cylinder is transformed to martensite, the model is also very sensitive to parameters in the martensite kinetic equation (34). On the other hand, the model is relatively insensitive to yield stresses and other mechanical and physical data.

On the basis of sensitivity coefficients we can estimate the relative error of the residual stress with the formula:

Preglednica 2. Podatki o materialu in izračunani koeficienti občutljivosti za valje premera 10, 30 in 50 mm
 Table 2. Material data and calculated sensitivity coefficients for cylinders with diameter 10, 30 and 50 mm

d				10 mm		30 mm		50 mm	
par.	enota unit	vrednost value	območje $\pm$ range $\pm$	središče center	površina surface	središče center	površina surface	središče center	površina surface
C_P	MJ/m ³ K	3,76	0,15	-0,379	0,133	0,980	0,053	-0,271	-0,110
C_A	MJ/m ³ K	4,15	0,2	-0,844	-0,857	-0,607	-0,577	0,144	-0,455
λ_P	W/mK	66,20	1,74	-0,126	-0,030	-4,280	-2,127	-0,198	-0,833
λ_A	W/mK	15	0,573	-0,021	0,678	0,573	-0,424	-0,448	-0,348
λ_M	W/mK	25	1,74	-0,279	-0,644	0,011	-0,082	0,007	-0,003
I_{PA}	MJ/m ³	630	30	-0,065	-0,074	0,420	0,042	0,063	-0,242
I_{MA}	MJ/m ³	660	30	-0,257	-0,090	-0,013	-0,013	-0,002	-0,002
E_P	GPa	209	1,26	0,646	1,680	1,654	1,227	1,034	0,129
E_A	GPa	200	0,32	-0,188	0,313	-0,188	-0,063	-0,188	0
ν	-	0,30	0,01	0,171	0,894	0,711	0,501	0,402	0,033
α_A	10 ⁻⁴ K ⁻¹	22	1	-3,971	-5,223	8,452	0,363	10,86	0,147
α_B	10 ⁻⁴ K ⁻¹	13	1	-0,138	-0,099	-1,017	0,049	-0,052	-0,044
α_P	10 ⁻⁴ K ⁻¹	14	1	-0,206	-0,218	-0,678	1,740	-4,572	0,078
α_M	10 ⁻⁴ K ⁻¹	12	1	0,714	1,188	-0,132	-0,634	0	0,002
γ_M	10 ⁻³	8,50	0,22	4,165	4,857	0,042	0,742	-0,008	0
γ_A	10 ⁻³	10,7	0,7	5,397	6,385	-6,629	0,214	-7,453	-0,113
K_M	10 ⁻⁵ MPa ⁻¹	4,18	0,1	-0,021	0,004	-0,217	-0,059	-0,385	0,008
K_B	10 ⁻⁵ MPa ⁻¹	5,08	0,1	-1,483	-0,320	-0,218	-0,742	0,005	0,005
σ_Y^P	MPa	434	34	-0,006	-0,049	0,005	0	0,794	0,128
σ_Y^B	MPa	491	34	-0,003	-0,023	0	0	0,143	0,459
σ_Y^A	MPa	123	2	-0,062	-0,597	0,068	0,012	0,062	-0,012
σ_Y^M	MPa	445	30	0	0	0	0	0,013	0,323
ϑ_s	°C	850	20	0,315	0,196	-1,441	-2,809	1,687	-2,265
ϑ_f	°C	20	5	-0,228	-0,145	-0,112	-0,246	-0,093	-0,153
h	W/m ² K	5700	700	2,017	1,228	0,812	2,018	0,571	1,523
k_M	-	0,011	0,0005	3,793	3,181	0,110	0,539	0,002	0,086
B_m	°C	460	20	3,190	2,082	-0,435	4,791	-0,520	2,272
P_m	°C	560	20	4,819	3,693	5,547	2,918	2,111	4,460
t_B	s	1,3	0,1	1,080	0,849	0,260	0,922	-0,030	0,524
t_P	s	1	0,1	1,330	1,126	-0,816	0,110	0,054	0,779
A_3	°C	910	10	-5,260	-4,186	4,150	-1,338	4,359	-3,749
B_s	°C	830	25	-3,552	-2,590	0,445	-3,801	-0,601	-1,829
M_s	°C	539	25	-0,388	-1,150	0,296	1,156	0,024	0,559
C	-	0,44	0,02	1,340	1,547	1,816	0,537	2,080	1,155
Mn	-	0,66	0,1	0,391	0,349	-0,145	0,237	-0,052	0,177
Si	-	0,22	0,07	-0,057	-0,046	0,045	-0,014	0,047	-0,041

pri čemer je ε_i relativna napaka i tega parametra. Z uporabo podatkov iz preglednice 2 smo izračunali oceno relativne napake izračunanih zaostalih napetosti. Rezultati so podani v preglednici 3.

where ε_i is the relative error of i th parameter. By using data from Table 2 the estimated relative error in the residual stresses are calculated. The results are shown in Table 3.

Preglednica 3. Ocenjene relativne napake osnih napetosti
Table 3. Estimated relative errors of the axial residual stresses

d [mm]	Središče Center	Površina Surface
10	0,11	0,11
30	0,11	0,07
50	0,13	0,05

6 SKLEP

Izdelan je bil matematični model toplotne obdelave in zbrani vsi potrebni podatki. Model smo uspešno preskusili na dveh primerih izračuna zaostalih napetosti, za katere so znani eksperimentalni rezultati. Nadalje smo izvedli analizo občutljivosti modela, s katero smo dobili kolikostno oceno vplivnosti posameznih podatkov v materialu. Prav tako je bila ocenjena relativna napaka v izračunu zaostalih napetosti.

Na podlagi tega so glavne ugotovitve:

1. model toplotne obdelave je izredno občutljiv za podatke, ki so vključeni v kinetičnih enačbah;
2. model je prav tako pomembno občutljiv za temperaturni razteznostni koeficient austenita in dilatacijski koeficient prehoda med austenitom in martenzitom;
3. relativna napaka pri izračunu zaostalih napetosti je ocenjena na 13%.

6 CONCLUSIONS

We have developed a mathematical model for heat treatment and collected the necessary data needed for practical calculations. We successfully tested the model in two examples for which the experimental data were available. We then performed a sensitivity analysis of the model which resulted in a quantitative determination of the relative importance of the various material data. The relative error in the calculated residual stresses was also estimated.

The main conclusions are as follows:

1. the model of heat treatment is very sensitive to the data which are used in the kinetic equations;
2. the model is also very sensitive to the austenite thermal expansion coefficient and the dilatation of austenite and martensite;
3. the calculated relative error for the residual stresses, using data published in the literature, are within 13%.

7 LITERATURA 7 REFERENCES

- [1] Andrews, K.W. (1965) Empirical formulae for the calculation of some transformation temperatures. *J. Iron and Steel Inst.*, 203, 721-727.
- [2] Büchler, H., A.Rose (1969) Representation of the origin of internal stresses in work pieces of steel by means of T-T-T diagrams. *Arch. Eisenhüttenwes.*, 40, 411-423.
- [3] Bungardt, K., W.Spyra (1965) Wärmeleitfähigkeit unlegierter und legierter Stähle und Legierungen bei Temperaturen zwischen 20 und 700 C. *Arch. Eisenhüttenwes.*, 36, 257-267.
- [4] Cheng, L., Brakman, C.M., Korevaar, B.M., E.J.Mittermeier (1988) The tempering of iron-carbon martensite; dilatometric and calorimetric analysis. *Metall. Trans A*, 19A, 2415-2426.
- [5] Burke, J. (1965) The kinetics of phase transformations in metals. *Pergamon*, London.
- [6] Christian, J.W. (1965) The theory of transformations in metals and alloys. *Pergamon Press*, Oxford.
- [7] Date, E.H.F. (1969) Elastic properties of steels. *J. Iron and Steel Inst.*, 207, 988-991.
- [8] Davies, J., P.Simpson (1979) *Induction Heating Handbook*, McGraw-Hill, London.
- [9] Esser, H., E.Friderich (1941) Die wahre spezifische Wärme von reinem Eisen und Eisen-Kohlenstoff-Legierungen von 20 bis 1100. *Arch. Eisenhüttenwes.*, 17, 617-626.
- [10] Fletcher, A.J. (1989) Thermal stress and strain generation in heat treatment. *Elsevier Applied Science*, London.
- [11] Giusti, J. (1981) Ph.D. Thesis, *University of Paris VI*.

- [12] Hildenwall, B., T.Ericsson (1978) Hardenability concepts with applications to steel, *D.Done and D.Kirkaldy (eds), AIME*, 579-606.
- [13] Inoue, T., K.Tanaka (1975) An elastic-plastic stress analysis of quenching when considering a transformation. *Int.J.mech.Sci.*, 17, 361-367.
- [14] Inoue, T., Nagaki, S., Kishino, T., M. Monkawa (1981) Description of transformation kinetics, heat conduction and elastic-plastic stress in the course of quenching and tempering of some steels. *Ing.Arch.*, 50, 315-327.
- [15] Leblond, J.B., Mottet, G., Devaux, J., J.C.Devaux (1985) Mathematical models of anisothermal phase transformations in steels, and predicted plastic behaviour. *Mater. Sci. Technol.*, 1, 815-822.
- [16] Lindemblom, B.E., Höglund, L., C. Andersson (1971) Computer simulation of hardening. *J. Iron and Steel Inst.*, 958-961.
- [17] Mendelson, A. (1968) Plasticity theory and application. *MacMilan*, New York.
- [18] Nagasaka, Y., Brimacombe, J.K., Hawbold, E.B., Samarasakera, I.V., Hernandet-Morales, B., S.E.Chidac (1993) Mathematical model of phase transformations and elasto-plastic stress in the water spray quenching of steel bars. *Metallurgical Transactions A*, 24a, 795-808
- [19] Ridley, N., H.Stuart (1970) Partial molar volumes from high temperature lattice parameters of iron-carbon austenites. *Met. Sci.* 4, 219-221.
- [20] Sjöström, S. (1983) Berechnung der Abschreckeigenspannungen in Stahl. *Proc. Int. Conf. Eigenspannung-Entstehung-Berechnung-Messung-Bewertung*, Karlsruhe, *Deutsche Gesellschaft für Metallkunde*, 155-185.
- [21] Steven, W., A.G. Haynes (1956) The temperature of formation of martensite and bainite in low-alloy steels. *J. Iron and Steel Inst.*, 349-359.
- [22] Yu, H.J., Wolfstieg, U., E.Macherauch (1978) Calculation of residual stresses with special finite element program. *Arch. Eisenhüttenwes.*, 49, 499-503.
- [23] Yu, H.J., Wolfstieg, U., E.Macherauch (1980) On the influence of the diameter on the residual stresses in oil and water quenched steel cylinders. *Arch. Eisenhüttenwes.*, 51, 195-200.

Naslova avtorjev: Dr. Milan Batista

Fakulteta za pomorstvo
in promet
Univerze v Ljubljani
Pot pomorščakov 4
6320 Portorož

Prof.dr. Franc Kosel
Fakulteta za strojništvo
Univerza v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Authors' Addresses: Dr. Milan Batista

Faculty of Maritime Studies
and Transport
University of Ljubljana
Pot pomorščakov 4
6320 Portorož, Slovenia

Prof.Dr. Franc Kosel
Faculty of Mechanical Eng.
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 10.10.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Razvoj in preskušanje odbojnikov železniških vozil z elastomernim vzmetnim paketom

The Development and Testing of Rail-Vehicle Buffers Filled with Elastomer Spring Packages

Janko Legat - Nenad Gubeljak - Jožef Predan

V skladu z zahtevami po posodobitvi odbojnih in vlečnih naprav na tirnih vozilih Slovenskih železnic so bili razviti vzmetni paketi z vzmetnimi elementi na podlagi vezave elastomer kovina. Pomemben del raziskav pri preskušanju vzmetnih paketov, po vgradnji v odbojne naprave železniških vozil, je naletno preskušanje vagonov. Z naletom obteženega vozila na mirujoče natovorjeno vozilo se ocenjuje zmožnost odbojne naprave in vzmetnega paketa, da obdrži pojemek mirujočega vozila v dopustnih mejah. V prispevku je predstavljen potek izvajanja preskusov z različnimi hitrostmi naleta in način določevanja koeficienta trka za razviti vzmetni paket. Rezultati opravljenih meritev kažejo, da največji pojemek med trkom obeh vozil tudi pri največjih hitrostih ne preseže dovoljene vrednosti po mednarodnih železniških predpisih. Prav tako so naletni preskusi pokazali, da razviti vzmetni paket poleg dušenja omogoča tudi počasno vračanje povratnega dela.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: vozila železniška, odbojniki, razvoj, preskušanje)

The decision of the Slovenian Railway Company to modernise the shock absorbing and traction equipment of its existing rolling stock initiated the development of novel spring packages consisting of elastomer-metal-based elements. The crash testing of rail vehicles represents an important part of the testing of spring packages after their installation into buffers. The collision of a loaded rail vehicle with another loaded rail vehicle at a standstill is used to evaluate the capacity of buffers to retain the deceleration of the vehicle at standstill within the permissible limits. The results of tests at different collision velocities and the way of determining the collision coefficient for the developed spring package is described in this paper. The results of measurements show that the maximum deceleration during the collision of two rail vehicles does not exceed the permissible values defined in international railway regulations even at the highest velocities. Crash tests have also revealed that in addition to damping, the developed spring package enables slow reaction work.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

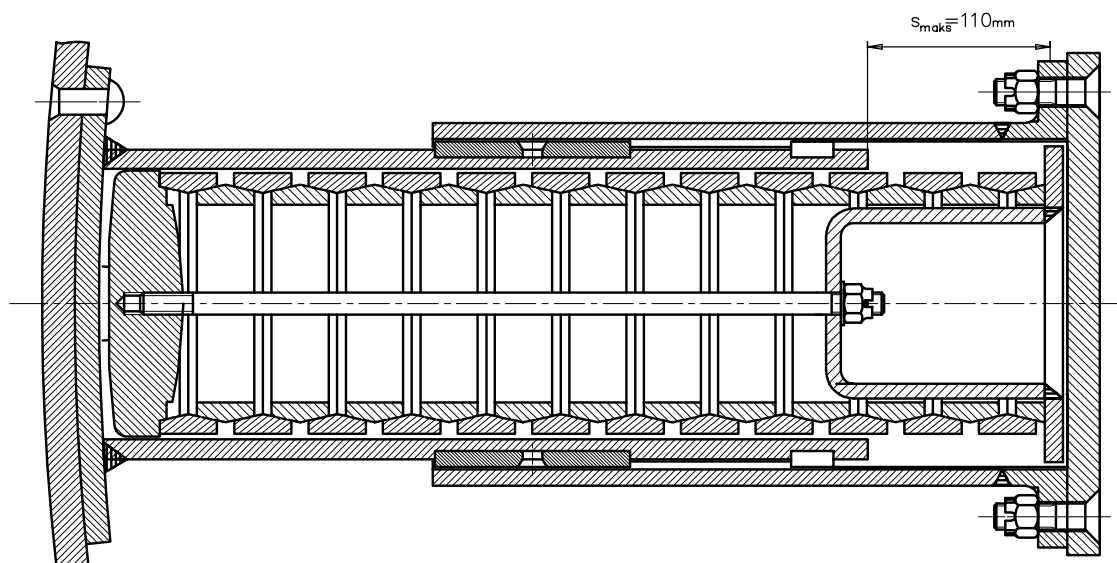
(Keywords: rail vehicles, buffers, development, testing)

0 UVOD

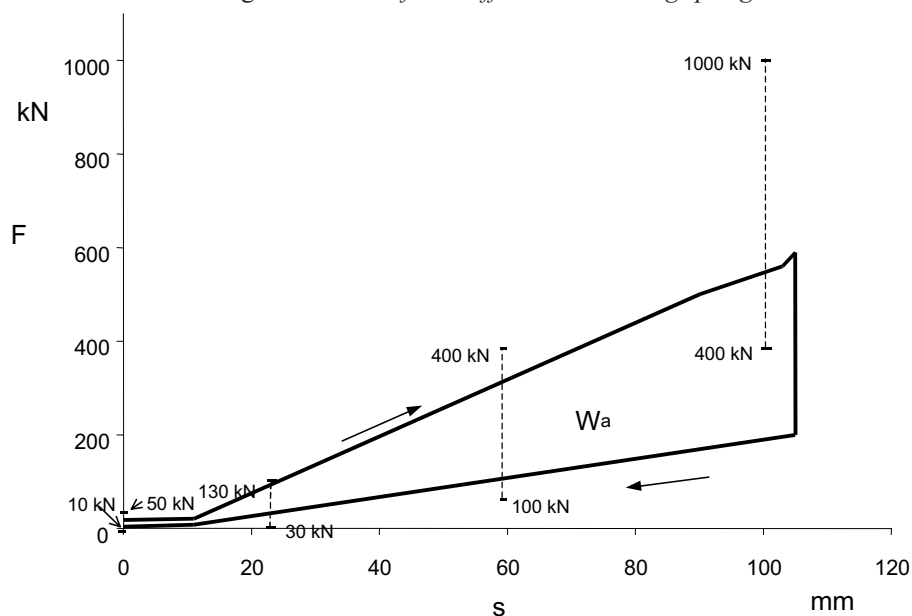
Pri Slovenskih železnicah (SŽ) so se v začetku devetdesetih let lotili posodobitve vozniških značilnosti sedanjih tirnih vozil. Odbojne naprave, ki neposredno vplivajo na udobje pri ustavljanju vozila, so bile v večini primerov izdelane z vzmetnimi paketi s kovinskimi obročastimi vzmetmi (sl. 1). Pri tovrstnih paketih je karakteristika sestavljena iz položnega in strmega dela. Potek karakteristike je bil v skladu s predpisi Mednarodnega združenja za železnice (UIC) ([1] in [2]), vendar v točki prehoda iz položnega na strmi del ima karakteristika nalom, zaradi česar je pri ustavljanju vozila prihajalo do sunka, ki se je prenašal čez ogrodje vozila na zavorne naprave.

0 INTRODUCTION

In the mid-1990s the Slovenian Railway Company decided to modernise the operating characteristics of its existing rolling stock. Buffers, which directly affect the comfort of passengers during stopping, mostly consisted of spring systems made of metal ring springs (Fig. 1). The characteristic curve of such spring systems is composed of the gradual and the steep part of the slope. The characteristic curve of the existing spring systems was in agreement with the UIC (Union Internationale des Chemins de Fer) regulations ([1] and [2]), but the rupture of the curve at the point of transition from the gradual to the steep part of the slope caused a shock which spread over the framework to the braking system during stopping.



Sl. 1a. Prerez odbojne naprave z vzmetnimi obroči
Fig. 1a. Section of the buffer with steel ring springs



Sl. 1b. Statična karakteristika vzmetnega paketa z vzmetnimi obroči
Fig. 1b. Static characteristic of the spring system with steel ring springs

Problem naloma karakteristike pa tudi ovirana oskrba z rezervnimi deli sta bila poglavitna razloga, zaradi katerih so se lotili razvoja elastomernega vzmetnega paketa.

Zaradi nižjih stroškov posodobitve so Slovenske železnice kot naročnik zahtevale, da je treba razviti vzmetni paket vgraditi v sedanje odbojne naprave, s čimer so omejile dolžino in premer vzmetnega paketa. Prav tako mora biti karakteristika vzmetnega paketa v skladu s standardi UIC ([1] in [2]). Oba standarda UIC predpisujeta statične in dinamične pogoje, ki jih mora vzmetni paket izpolniti. Tako je tudi preskušanje vzmetne karakteristike razdeljeno na statično in dinamično.

The problems of the broken characteristic curve and unreliable supply of spare parts were the main reasons to begin the development of elastomer spring packages.

In order to lower the costs of modernisation the Slovenian Railway Company demanded that the developed spring package should be built into the existing buffers, thus limiting the length and the diameter of the spring package. In addition, it was required that the characteristics of the spring package be in accordance with UIC standards ([1] and [2]). These standards define the static and the dynamic conditions that a spring package should fulfil. As a consequence, the testing of the spring characteristics is also divided into

Pri statičnih preskusih poteka stiskanje vzmetnega paketa z nespremenljivo hitrostjo osnega pomika, pri čemer se beleži sprememba sile v odvisnosti od poti. Dinamični preskusi se izvajajo z naletnimi preskusi tirnih vozil z vgrajenimi odbojnimi napravami, pri čemer se merita delo vzmetnega paketa in največji pojemek med trkom.

Ključni pogoj, ki ga mora vgrajen vzmetni paket pri statičnih preskusih izpolniti, je predpisan z višino dela deformacijske energije, ki jo mora odbojnik za določeno pot - deformacijo prevzeti. Od tega pogoja je odvisno, kateri elastomer je treba uporabiti za izdelavo vzmetnega elementa oz. vzmetnega paketa. Za napoved deformacijskega dela je treba definirati reološke parametre, ki se lahko določijo le na podlagi eksperimentalnega obnašanja vzorca, ki je izdelan iz načrtovanega elastomera.

1 DEFINIRANJE REOLOŠKIH PARAMETROV

V primeru visoko - elastičnih materialov [3], material ni opisan s konstantami, temveč s tri-parametrično funkcijo s tremi invariantami v smeri glavnih koordinatnih osi:

$$\beta_r = \beta_r(I_1, I_2, I_3) \quad (1),$$

za invariante I_k v smeri glavnih koordinatnih osi v Cauchy-Greenovem deformacijskem tenzorju [4]. Komponenta Cauchyveve komponente napetosti t_k v smeri glavnih koordinatnih osi je določena z izrazom:

$$t_k = \beta_0 + \beta_1 \cdot \lambda_k^2 + \beta_{-1} \cdot \lambda_k^{-2} \quad k = 1, 2, 3 \quad (2),$$

kjer je λ_k^2 kvadrat defomacije v smeri glavnih koordinatnih osi (vrednosti tenzorja $\mathbf{B}$); $\Gamma = -1, 0, 1$.

Za nestisljiv material se lahko konstitutivni zakon zapiše:

$$t_k = -p + \beta_1 \cdot \lambda_k^2 + \beta_{-1} \cdot \lambda_k^{-2} \quad k = 1, 2, 3 \quad (3),$$

kjer so p hidrostatična napetost, $\beta_r = \beta_r(I_1, I_2, I_3)$; $\Gamma = -1, 1$ pa dve odzivni funkciji. Beatty and Stalnaker [3] sta pokazala, da omejitev, ki jo je uporabil Bell za različne deformacije v primeru enoosnega obremenjevanja, podana z izrazom:

$$\text{tr} \mathbf{B}^{1/2} = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 3 \quad (4),$$

velja tudi za stisljiv in izotropen material. Dejansko se tudi stisljiv material v področju malih deformacij obnaša enako kot nestisljiv. To ustreza trivialnemu primeru, ko so deformacije $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1$.

Povezava med inženirskimi deformacijami ε_k in deformacijo λ_k v smeri glavne koordinatne osi je podana z izrazom:

the static and the dynamic part. The static tests consist of compression loading of the spring system at a constant axial displacement velocity, where the change in force is recorded as a function of the path. The dynamic testing is performed in the form of crash tests of rail vehicles with spring packages installed in buffers, where the work of the spring package and the maximum deceleration during the collision are measured.

The key condition that a spring package must fulfil in static testing is defined by the amount of work (strain energy) the buffer must absorb for a certain path (deformation). The choice of the elastomer to be used in the spring package depends on this condition. To be able to predict the deformation it is necessary to define the rheological parameters. These can only be determined on the basis of the experimental behaviour of the specimen made from the chosen elastomer.

1 DEFINING THE RHEOLOGICAL PARAMETERS

In the case of highly elastic materials [3] the material is not expressed in terms of constants but by a three-parametric function with three invariants in the direction of the principal coordinate axes:

for the invariants I_k in the principal coordinate axes in the Cauchy-Green deformation tensor [4]. The component of Cauchy's stress component (t_k) in the direction of the principal coordinate axis is expressed by:

where λ_k^2 is the square of strain in the direction of principal coordinate axes (the values of tensor β_r); $\Gamma = -1, 0, 1$.

The constitutive law for an incompressible material can be written as:

where p is the hydrostatic stress, while $\beta_r = \beta_r(I_1, I_2, I_3)$; $\Gamma = -1, 1$ are two response functions. Beatty and Stalnaker [3] have shown that Bell's constraint formulation for different deformation in simple tension is given by:

which is also valid for isotropic material. For small deformations, the deforming material may be considered incompressible, where the deformation can be given in trivial deformation state $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 1$.

The connection between the engineering strains (ε_k) and the strain (λ_k) in the direction of the principal coordinate axis is given by expression (5):

$$\varepsilon_k = \lambda_k - 1 \quad k = 1, 2, 3 \quad (5).$$

Če obravnavamo nestisljiv izotropen hiperelastičen material kot funkcijo deformacijske energije $W = W(J_1, J_2, J_3)$ na enoto prostornine, lahko zapišemo, da ustreza enačbi (2) v odvisnosti le od J_3 oz. $\beta_r = \beta_r(J_3)$. Posamezni parametri se lahko izrazijo z invariantami I_1, I_2, I_3 :

$$J_1 \equiv I_1 = \text{tr} \mathbf{B} \quad J_2 \equiv \frac{I_2}{I_3} = \text{tr} \mathbf{B}^{-1} \quad J_3 \equiv I_3^{1/2} = \det \mathbf{B} \quad (6a,b,c).$$

Za hiperelastične materiale sta Truesdell in Noll [7] izpeljala naslednje vrednosti za parametre enačbe (2):

$$\beta_o(J_3) = \frac{\partial W}{\partial J_3} \quad (7)$$

$$\beta_1(J_3) = \frac{2}{J_3} \frac{\partial W}{\partial J_1} \quad (8)$$

$$\beta_{-1}(J_3) = \frac{-2}{J_3} \frac{\partial W}{\partial J_2} \quad (9),$$

Z upoštevanjem predpostavljene funkcijske odvisnosti je ugotovljeno [4], da podana razmerja v enačbah (6 a,b,c) veljajo takrat in le takrat, če sta parcialna odvoda v enačbah (8) in (9) enaka nespremenljivi vrednosti, in sicer:

$$\frac{2\partial W}{\partial J_1} = \alpha \quad \frac{2\partial W}{\partial J_2} = \beta \quad (10).$$

Z vpeljavo konstant α, β v izraze ((7) do (9)) za Cauchy-Greenove deformacijske tenzorje dobimo:

$$\beta_o = W \quad \beta_1 = \frac{\alpha}{J_3} \quad \beta_{-1} = \frac{-\beta}{J_3} \quad (11a,b,c).$$

Za nestisljiv elastomer velja $J_3=1$ in razlika med koeficientoma $\beta_1(1) - \beta_{-1}(1) = \alpha + \beta = \mu_o$ ustreza strižnemu modulu v naravnem stanju materiala [5]. Konstanti α, β sta povezani tudi s konstanto f , ki ima vrednost med $0 < f \leq 1$. To omogoča uvedbo izrazov $\alpha = \mu_o f$ in $\beta = \mu_o (1-f)$. Z vstavitvijo enačb (11a,b,c) v enačbo (2) dobimo splošni izraz za konstitutivno enačbo hiperelastičnega materiala:

$$\mathbf{T} = W \cdot \mathbf{I} + \mu_o \cdot f \cdot \mathbf{B} - \mu_o (1-f) \mathbf{B}^{-1} \quad (12).$$

Za izotropen hiperelastičen material v odvisnosti od prirejenih deformacijskih invariant je bilo deformacijsko delo izračunano po Yeohovem modelu [6]:

$$W = C_{10} (I_1 - 3)^2 + C_{20} (I_2 - 3)^2 + C_{30} (I_3 - 3)^2 \quad (13),$$

kjer so C_{10}, C_{20}, C_{30} konstante materiala, ki se določajo iz eksperimentalno izmerjene odvisnosti napetost-deformacija. Yeohov model daje primerne rezultate v

If an incompressible isotropic hyperelastic material is treated as a function of the strain energy $W = W(J_1, J_2, J_3)$ per volume unit we can say that it corresponds to equation (2) by depending only on J_3 or $\beta_r = \beta_r(J_3)$. Individual parameters can be expressed by the invariants I_1, I_2, I_3 :

In their discussion of hyperelastic materials, Truesdell and Noll [7] derived the following values for the parameters of equation (2):

It has been found, by considering the assumed functional relationships, [4], that the relations presented in equations (6 a,b,c) are valid only in the case when the partial derivations in equations (8) and (9) are equal to the constant value:

After introducing the constants α and β into expressions ((7) to (9)) the following is obtained for the Cauchy-Green deformation tensors:

It has been shown that $J_3=1$ is valid for an incompressible elastomer, and that the difference between the coefficients $\beta_1(1) - \beta_{-1}(1) = \alpha + \beta = \mu_o$ corresponds to the shear modulus of the material's natural state [5]. The constants α and β are also related to the constant f whose value is between $0 < f \leq 1$. Thus it is possible to introduce the expressions $\alpha = \mu_o f$ and $\beta = \mu_o (1-f)$. The general expression for the constitutive equation for a hyperelastic material is obtained by inserting Equations (11a,b,c) into Equation (2):

The deformation work for an isotropic hyperelastic material depending on the modified strain invariants was calculated according to Yeoh's model [6]:

where C_{10}, C_{20}, C_{30} are the material constants determined from the experimentally measured stress-strain relation. Yeoh's model yields acceptable results in

primeru, ko se konstante materiala določajo z enoosnim tlačnim ali nateznim preskusom. Prav tako so parametri Yeohovega modela C_{10} , C_{20} in C_{30} linearno odvisni od prostornine, kar pomeni, da je mogoče na podlagi preskušenelega vzorca ugotoviti celotno delo sestavljenega paketa za enako območje deformacije.

1.1 Eksperimentalna določitev odvisnosti σ - ϵ

Vzorec je izdelal Razvojno tehnološki inštitut podjetja Sava Kranj. Vzorec je bil izdelan iz mešanice elastomera in naravnega kavčuka z dodatki saj in aditivov. Trdota vulkaniziranega vzorca je znašala 68° Sh. Izhodiščna predpostavka je, da je elastomer nestisljiv, kar pomeni, da ohranja nespremenljivo prostornino, le oblika vzorca se spreminja zaradi delovanja zunanje obremenitve. Za tlačni preskus je bil uporabljen standardni valjni vzorec s premerom 29 mm in višino 12 mm (prostornina $V=7926\text{mm}^3$). Med preskusom so bile spremljane spremembe prečne in vzdolžne deformacije v odvisnosti od sile. Statično obremenjevanje s stalno hitrostjo pomika ($v=20\text{ mm/min}$) je bilo zvezno ponavljano do dosega ponavljajoče se karakteristike sila - osni pomik po 5. krogu obremenitve. Karakteristika 1. in 5. kroga je podana na sliki 2. S slike 2 je razvidno, da je razmerje med celotnim delom (površina pod obremenilno krivuljo) in dušenim delom (površina med obremenilno in razobremenilno krivuljo) ugodno ($W_a/W_e=71,5\%$). Zaradi tega je nadaljnja analiza namenjena le določitvi celotnega deformacijskega dela W_e .

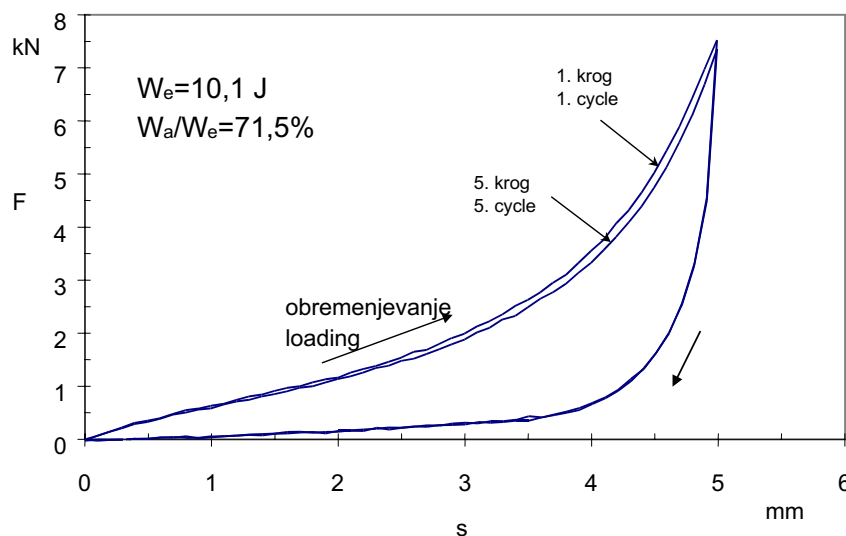
Sprememba oblike med tlačnim preskusom je prikazana na sliki 3. Zaradi trenja med podlago in razporeditve napetosti med tlačnim preskusom so

the case when the material constants are obtained by uniaxial compression or tensile tests. The parameters of Yeoh's model C_{10} , C_{20} , C_{30} are linearly volume dependent, which means that it is possible to determine the cumulative work of the assembled spring package from the tested specimen for the same range of deformation.

1.1 Experimental determination of the relation σ - ϵ

The specimen was made in the R&D Institute of the Sava company in Kranj, Slovenia. The material used was an elastomer/rubber mixture containing soot and some additives. The hardness of the vulcanised specimen is 68°Sh. The basic assumption is that the elastomer is incompressible, which means that its volume remains constant, only the shape of the specimen changes due to the action of external loading. A standard cylindrical specimen with a diameter of 29 mm, a height of 12 mm and a volume (V) of 7926mm^3 was used in the compression-loading test. During the test the radial and the axial strains were recorded as the force was varied. Static loading at a constant displacement velocity ($v=20\text{ mm/min}$) was continuously repeated until the reproducibility of the force-axial displacement characteristic was reached during the fifth loading cycle. The characteristics of the first and the fifth cycles are shown in Fig. 2. It is evident from Fig. 2 that the ratio of the cumulative work (the surface under the loading curve) to damping work (the surface between the loading and the decompression curve) is favourable ($W_a/W_e=71,5\%$). Further analysis will therefore be focussed only on the determination of the cumulative work of deformation W_e .

The change in shape during the compression test is shown in Fig. 3. Due to the friction between the specimen surface and the steel base sur-



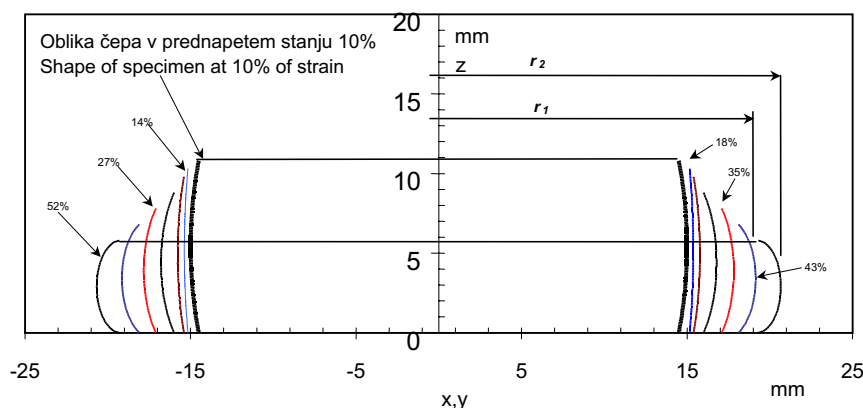
Sl. 2. Statično (tlačno) obremenjevanje valjnega vzorca
Fig. 2. Static (compression) loading of cylindrical specimen

najmanjše deformacije izmerjene v stičnem delu med vzorcem in podlago (premer r_1), medtem ko so največje deformacije dosežene v srednjem delu vzorca (premer r_2).

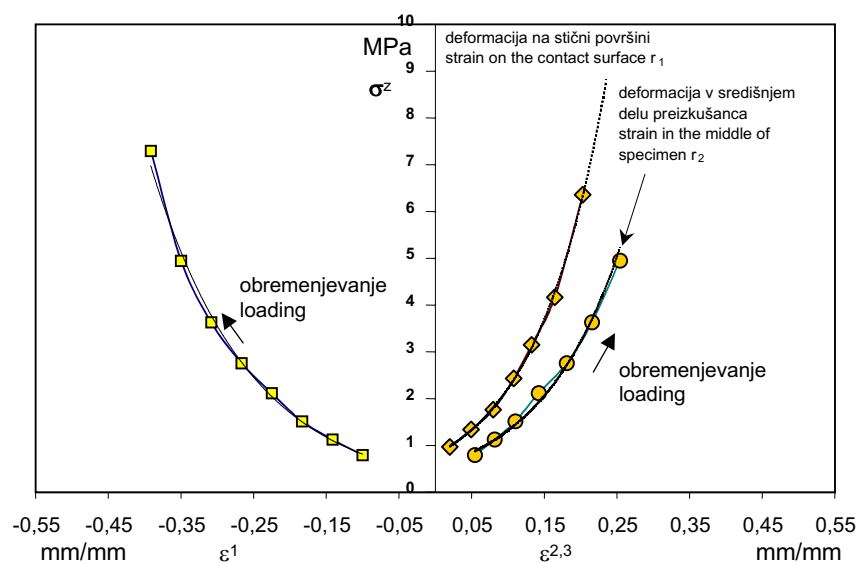
Na podlagi spremembe oblike in višine obremenitve so določene odvisnosti med deformacijami $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ in tlačno napetostjo σ_z , kakor je prikazano na sliki 4.

face, and also due to the compressive stress distribution, the smallest strains were measured on the contact surface between the specimen and the base (diameter r_1), and the largest strains in the middle part of the specimen (diameter r_2).

The relations between the strains $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ and the compressive stress σ_z were determined from the change in shape and the loading, as shown in Fig. 4.



Sl. 3. Sprememba oblike vzorca med tlačnim preskusom
Fig. 3. Changes in specimen shape during compression loading



Sl. 4. Sprememba deformacij $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ v smeri glavnih osi pod vplivom tlačne napetosti σ_z
Fig. 4. Relationship between principal strains $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ and compressive stress σ_z

Deformacijske invariante I_1, I_2 in I_3 , ki so normirane s prostornino vzorca, so določene na podlagi deformacij v posameznih smereh $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ po enačbah (5) do (7) po posameznih točkah. Iz znanih vrednosti za delo W_{ei} v posamezni točki deformacije in pripadajočih vrednosti deformacijskih invariant in rešitve sistema linearnih enačb so določene vrednosti koeficientov $C_{10} = -4,9 \cdot 10^{-4}$, $C_{20} = 3,53 \cdot 10^{-4}$, $C_{30} = 1,72 \cdot 10^{-4}$ v Yeohovem modelu v območju od 10 do 43 % deformacije na enoto prostornine.

Z izračunanimi koeficienti Yeohovega modela je bila opravljena primerjava med

The strain invariants I_1, I_2 and I_3 that are normed by the volume of the specimen are determined on the basis of principal strains $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ and ε_3 according to equations (5) to (7) in individual points. On the basis of the known values for work W_{ei} in individual strain points and the corresponding values of strain invariants, and by solving the system of linear equations, we can determine the values of the coefficients $C_{10} = -4,9 \cdot 10^{-4}$, $C_{20} = 3,53 \cdot 10^{-4}$, $C_{30} = 1,72 \cdot 10^{-4}$ in Yeoh's model in the range of 10 to 43% of strain per volume unit.

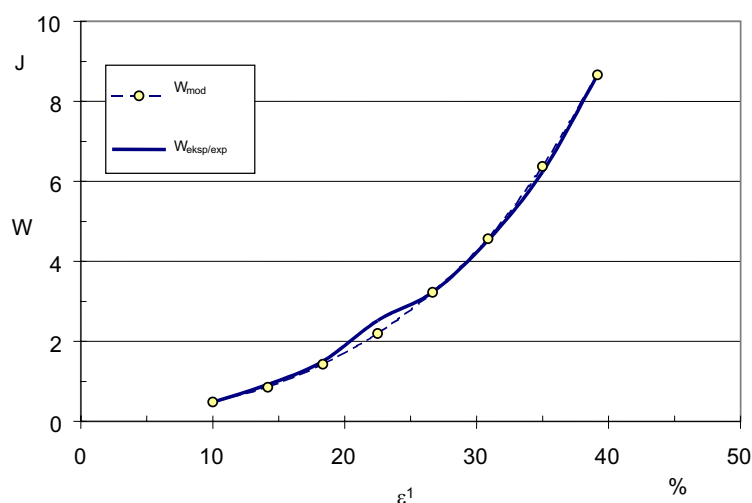
The calculated coefficients of Yeoh's model were used to compare the experimentally determined

deformacijsko energijo, določeno s preskusom, in z modelom izračunano deformacijsko energijo v odvisnosti od osne deformacije ε_1 . Eksperimentalne vrednosti za deformacijsko energijo $W_{\text{eksp},i}$ so izračunane kot integral pod obremenilno krivuljo F - z (sl. 2), za posamezno stopnjo deformacije $\varepsilon_1 = z/h_o$ (kjer je z pomik v smeri osi in h_o začetna višina vzorca). Z upoštevanjem pripadajočih vrednosti invariant I_1 , I_2 in I_3 pri pripadajočih deformacijah $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ v smeri glavnih osi po enačbi (13) so izračunane vrednosti deformacijske energije po modelu $W_{\text{mod},i}$. Primerjava med obema deformacijskima energijama kaže dobro ujemanje med eksperimentalno izmerjeno in z modelom izračunano vrednostjo.

Tako je na podlagi konstant modela v enačbi (13) mogoče izračunati deformacijsko energijo istega elastomera v razpoložljivi prostornini odbojne naprave. Ker elastomer pri največjem stisku ne sme priti v stik z ogrožjem odbojnika, mora biti deformiranje elastomera vodeno v prečni in vzdolžni smeri. To je doseženo z vulkanizacijo elastomera na jekleno ploščo, s čimer je dobljen vzmetni element, ki je prikazan na sliki 6. Za zagotovitev enakomerne radialne deformacije vseh elementov v paketu so med vzmetne elemente vstavljene drsne plošče, ki so enake jeklenim ploščam za vzmetne elemente. Sestavljen vzmetni paket [6] iz vzmetnih elementov in drsnih plošč je prikazan na sliki 7. Izvrtina 20mm na drsnih ploščah in vzmetnih elementih je prirejena za vodilni drog, ki omogoča nastavitev sile prednapetja in dolžine vzmetnega paketa pred vgradnjo v odbojno napravo, kakor je prikazano na sliki 8a. Za optimalno izkoriščenost razpoložljive prostornine v odbojniku, kar pomeni polno popolnitev prostora z elastomerom pri stisnjenem paketu, smo obliko bočnice določali tako, da smo opazovali potek drsenja bočnice elastomera po drsni plošči med razbremenjevanjem.

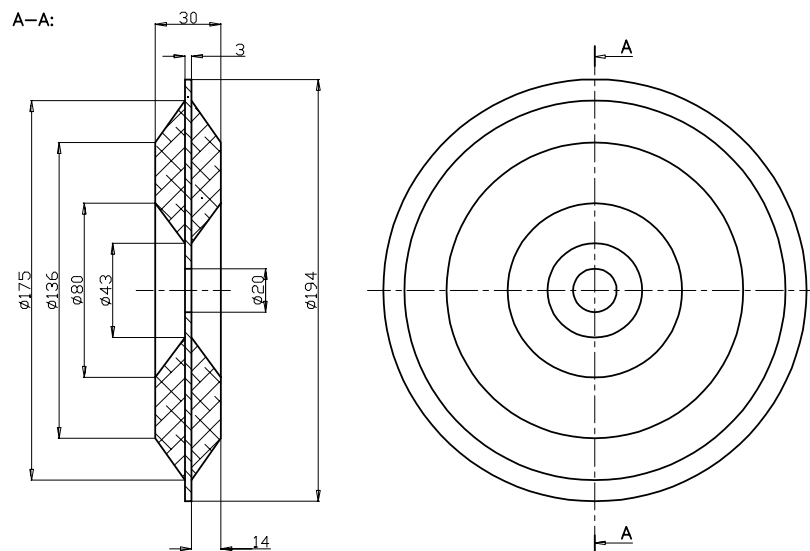
strain energy with the strain energy calculated by the model depending on the principal strain ε_1 . The experimental values for the strain energy $W_{\text{eksp},i}$ were calculated as an integral under the load curve F - z (Fig. 2) for individual strain rates $\varepsilon_1 = z/h_o$, where z stands for the displacement in the direction of the axis and h_o represents the initial height of the specimen. The strain energy values calculated according to the model $W_{\text{mod},i}$ were obtained by taking into account the corresponding values for the invariants I_1 , I_2 and I_3 for the corresponding principal strains $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ according to equation (13). The comparison of both strain energies shows a good agreement between the experimentally measured and the calculated values, as shown in Fig. 5.

On the basis of the model constants in equation (13), it is possible to calculate the strain energy of the same elastomer in the available buffer volume. As the elastomer should never come in contact with the body of the buffer, not even at maximum compression, the deforming of the buffer must be guided in the radial and axial directions. This is achieved by vulcanising the elastomer on a steel plate, which produces the element shown in Fig. 6. Sliding plates, equal to those used for spring elements, were installed between the individual spring elements of the whole package in order to assure equal radial deformation of all the elements. The spring elements and sliding plates assembled in the spring package [6] are shown in Fig. 7. A borehole (20 mm) in the sliding plates and in the spring elements is made for the guiding rod which serves to set the prestressing force and the length of the spring package before installation into the buffer body, as shown in Fig. 8a. To achieve optimal use (efficiency) of the available buffer volume, i.e. full filling of the space with the elastomer when the spring package is contracted, the shape of the edge had to be defined, which was achieved by observing the sliding of the elastomer's edge over the sliding



Sl. 5. Primerjava med eksperimentalno izmerjeno deformacijsko energijo in deformacijsko energijo, izračunano po modelu

Fig. 5. Comparison between the experimentally determined and modelled strain energy vs. principal strain ε_1



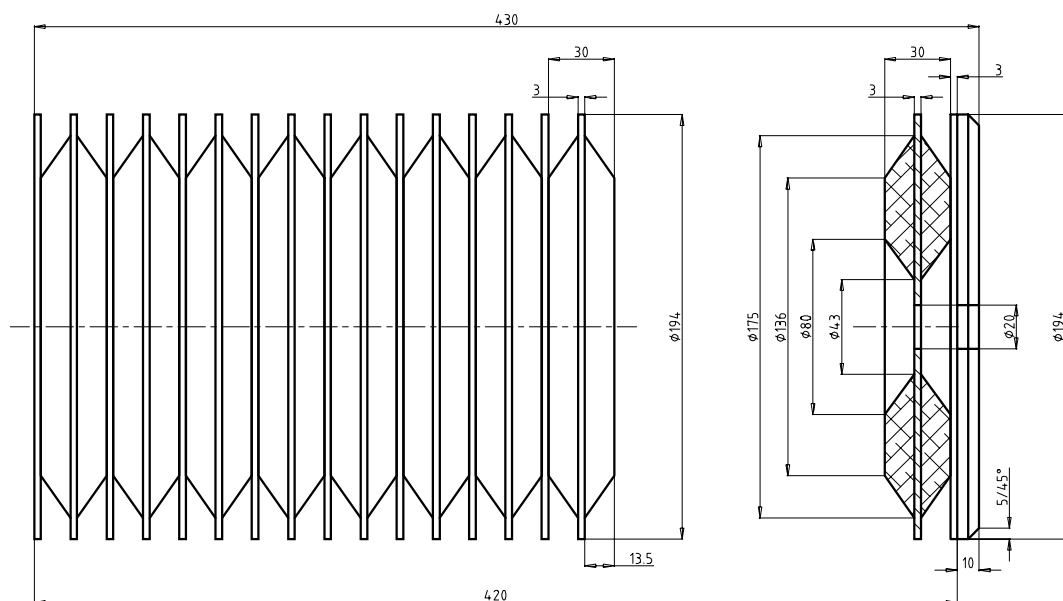
Sl. 6. Vzmetni element
Fig. 6. Spring element

Vpeljan vzmetni paket ima statično karakteristiko v celoti gladko zvezno ter hkrati izpolnjuje pogoje v skladu s standardi UIC ([1] in [2]), kakor je prikazano na sliki 8b. To pomeni, da mora obremenitvena krivulja potekati med predpisanimi najmanjšima in največjima vrednostima (npr. pri 60 mm pomika mora biti sila med 100 in 400 kN) ter mora biti celotno delo vzmetnega paketa večje od 20 kJ pri razmerju $W_a/W_c > 50\%$.

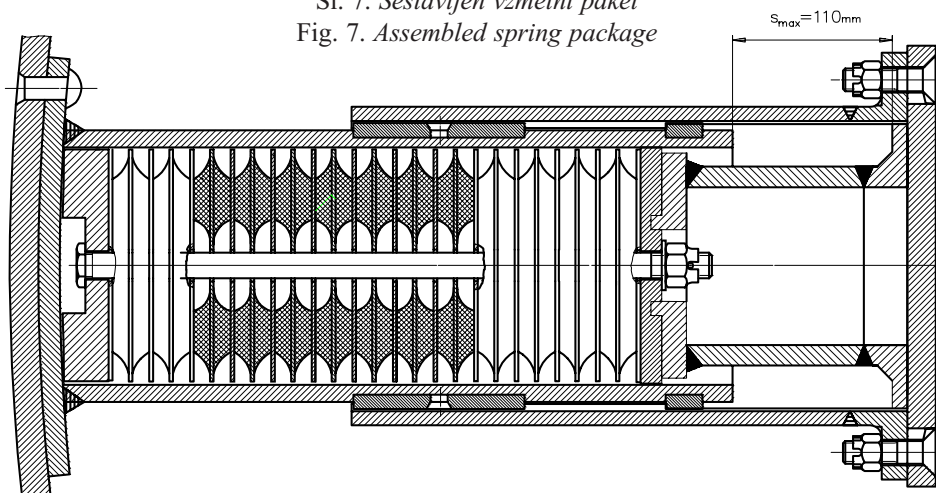
Za izbrano prostornino elastomera ($V=25,135\text{ l}$) v vzmetnem paketu iz 14 vzmetnih elementov je mogoče z upoštevanjem izračunanih konstant Yeohovega modela oceniti deformacijsko delo - energijo celotnega vzmetnega paketa. Primerjava med napovedanim in eksperimentalno izmerjenim delom celotnega paketa je podana na sliki 9. Izrazito odstopanje v območju med 20 do 35% deformacije je posledica omejitve ene proste površine pri vzmetnem elementu, v nasprotju od vzorca, pri katerem sta bili obe površini prosti. Prav tako je razlog za odstopanje med napovedanim in s preskusom izmerjenim delom lahko v razliki med sestavo elastomera pri vzorcu in elastomerom, ki je uporabljen za izdelavo vzmetnega paketa. Čeprav so odstopanja v sestavi elastomera v dopustnih mejah, se lahko lastnosti med serijo razlikujejo tudi do 10% [7]. Kakorkoli že, na podlagi slike 9 lahko pričakujemo, da bo vzmetni paket pri tlačni deformaciji med 35 do 38% (kar ustreza pomiku vzmetnega paketa med 90 do 100 mm) presegel 20 kJ in s tem izpolnil pogoj po standardih UIC ([1] in [2]). Namen vzmetnega paketa je, da kinetično energijo trka pri tlačnem obremenjevanju porabi za povratno in dušeno delo. Delo pri stiskanju paketa je sestavljeno iz dela deformacije elastomera, pri katerem prihaja do razmreženja elastomera [8] ter dela kotaljenja in drsenja proste površine

plate during restitution. The static characteristic of the developed spring package is smoothly continuous and fulfils the requirements of the UIC standards ([1] and [2]) (Fig. 8b). This means that the loading curve must run between the prescribed minimum and maximum values (e.g. the force must be between 100 and 400 kN at a displacement of 60 mm) and that the cumulative work of the spring package must be higher than 20 kJ at the ratio $W_a/W_c > 50\%$.

It is possible to evaluate the cumulative work-strain energy of the whole spring package consisting of 14 spring elements for the planned elastomer volume ($V=25,135\text{ l}$) by taking into account the calculated constants of Yeoh's model. The comparison between the anticipated and the experimentally measured work of the whole package is given in Fig. 9. A substantial deviation in the range between 25 to 35% of strain is a consequence of one missing free surface of the spring element in contrast to the specimen where both surfaces were free. Another reason for the difference between the predicted and the measured work may result from the difference between the composition of the elastomer specimen and the elastomer used for the spring package. Although the deviations in the composition of elastomers are within the permissible limits, the properties of the series may vary by up to 10% [7]. In any case, it is evident from Fig. 9 that we can reasonably expect the spring package to exceed 20 kJ at the pressure strain of 35 to 38 %, which corresponds to the displacement of the spring package from 90 to 100 mm, and thus to fulfil the condition stated in the UIC standards ([1] and [2]). The purpose of the spring package is to use the kinetic energy of collision during compression loading for the work of restitution and damping. The work during package compression consists of the elastomer deformation work, where de-crosslinking of the elastomer takes place [8], and the work of rolling and sliding of the elastomer's free

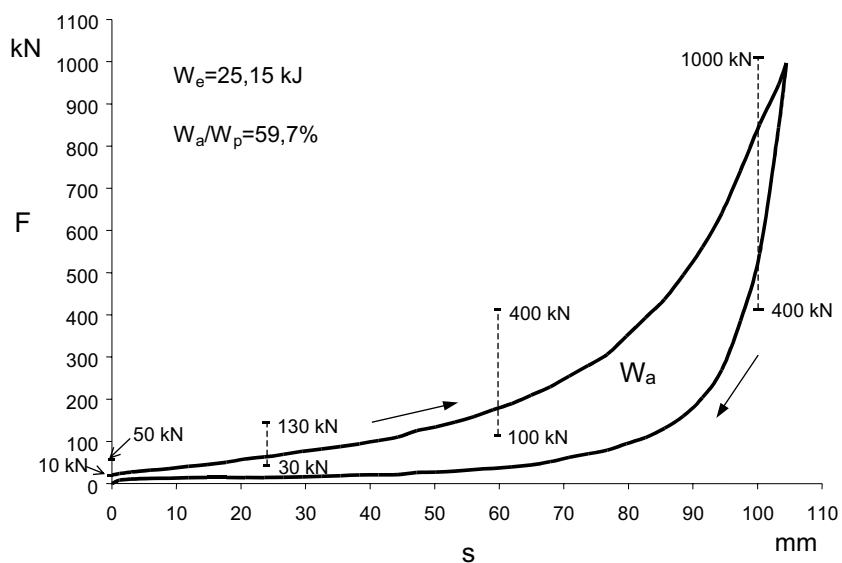


Sl. 7. Sestavljen vzmetni paket
Fig. 7. Assembled spring package



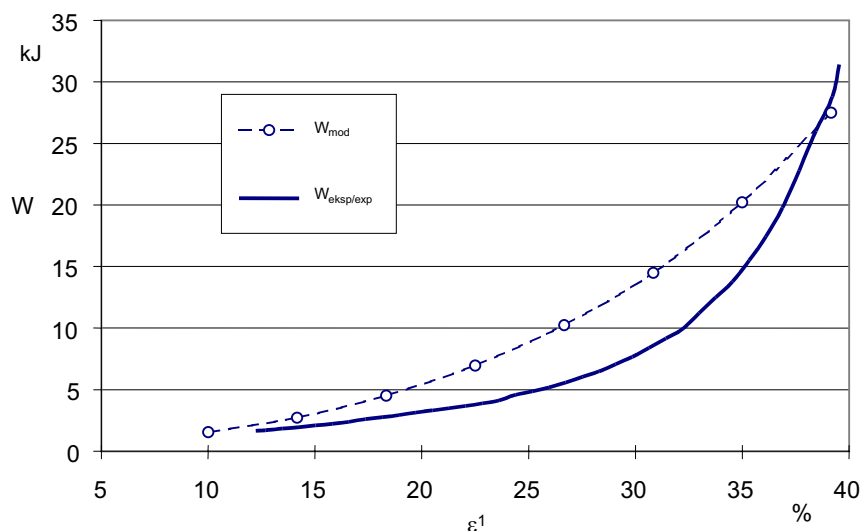
Sl. 8a. *Prerez odbojne naprave z elastomernim vzmetnim paketom*

Fig. 8.a. Section of the buffer with the assembled elastomer spring package



Sl. 8b. *Statična karakteristika vzmetnega paketa z elastomerom*

Fig. 8.b. *Static characteristic of the spring package with elastomer*



Sl. 9. Primerjava med napovedano in eksperimentalno izmerjeno deformacijsko energijo vzmetnega paketa
Fig. 9. Comparison between the predicted and the measured strain energy of the spring package

elastomera po drsni plošči. Mešanico za elastomer, kakor tudi tehnologijo vezave elastomera na kovino, je razvil Razvojno tehnološki inštitut (RTI) Sava Kranj [7].

surface over the sliding plate. The elastomer mixture and the technology of binding the elastomer on the metal were developed at the R&D Institute of the Sava company in Kranj, Slovenia [7].

2 NALETNO PRESKUŠANJE ŽELEZNIŠKIH ODBOJNIKOV

2 CRASH TESTING OF BUFFERS

V nasprotju s statičnimi preskusi pri dinamičnih naletnih preskusih ni predpisan potek obremenitvene krivulje, temveč le višina celotnega in dušenega dela ter največje dopustne vrednosti za pospeške, pri čemer sila v odbojni napravi ne sme preseči 1000 kN.

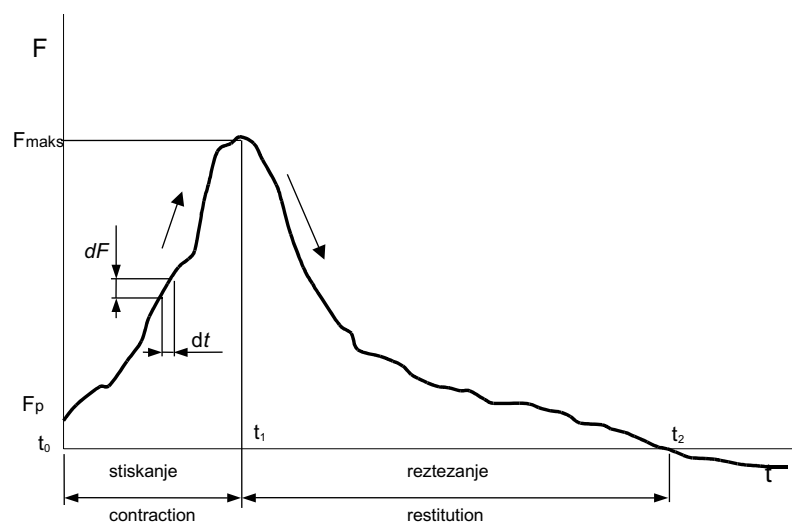
In dynamic crash tests, unlike static tests, the loading curve is not prescribed, just the magnitude of the cumulative and damping work and the maximum permissible acceleration values. In addition, the force in the buffer must not exceed 1000 kN.

Predpisi UIC ([1] in [2]) določajo tudi pogoje, pod katerimi so meritve odločujoče. Tako sta bila oba vagona (m_1 in m_2) postavljena na ravni in ne visečih tirih z najmanjšimi napakami na tirnicah. Zaradi varnosti je bilo načrtovano, da bo preskuševalni raven del proge dolg 1000 m. Tako je bilo mogoče predpostaviti, da se bo trk vagonov opravil v smeri normale, ki povezuje težišča obeh vagonov. Dinamiko naletnega preskusa je mogoče teoretično opisati kot trk dveh teles [9]. Vagon mase m_1 se giblje s hitrostjo v_1 proti mirujočemu vagonu ($v_2 = 0$). V času trka so vagoni v kratkem časovnem stiku, pri čemer ločimo dva časa: čas stiskanja in čas raztezanja. V času stiskanja vzmetnih paketov se zaradi sil na dotikalnih površinah (odbojnikih) vzmetni paketi vse bolj deformirajo. V tem času, ki traja od nekega začetnega časa t_0 do t_1 , se povečuje sila F v odbojniku od sile prednapetja F_p do največje sile F_{maks} (sl. 10).

The UIC regulations ([1] and [2]) also define the conditions under which measurements are recognised to be competent. Thus two rail vehicles (m_1 and m_2) were placed on a straight horizontal track with minimum rail defects. For the sake of safety the testing track was 1000 m long. In this way we could expect the vehicles to collide in the direction of the normal that connects the centres of gravity of both vehicles. The dynamics of the crash test can be theoretically described as a collision of two bodies [9]. The vehicle with mass m_1 moves at velocity v_1 towards the vehicle at rest ($v_2 = 0$). During the collision the vehicles are in contact for a short time interval that consists of the contraction and the restitution time. During the contraction time the deformation of spring packages keeps increasing due to the forces acting on the contact surfaces (buffers). During this time interval, which lasts from the initial time (t_0) to the time t_1 , the force F in the buffer increases from the prestressing force F_p to the maximum force F_{max} (Fig. 10).

V času t_1 so vzmetni paketi najbolj stisnjeni. Čas raztezanja traja od časa t_1 do t_2 , ko vzmetni paket opravlja povratni gib. V času t_1 se oba vagona gibljeta z enako hitrostjo c_N v smeri normale.

Spring packages are maximally contracted at the time t_1 . The restitution time lasts from t_1 to t_2 when the spring package performs the recovery movement. In the time t_1 both vehicles move in the direction of the normal at the same velocity c_N .

Sl. 10. Sprememba sile F na vzmetnem paketu v času stiskanja in raztezanjaFig. 10. Example of measured force F in the spring package during compression and decompression

Parametri naletnega preskusa, to so pot, sila, hitrost in delo, so časovno odvisne spremenljivke, zaradi česar se podaja izraz za zakon o gibalni količini le v posameznem trenutku naleta. Komponenta zakona o gibalni količini v smeri normale je za oba vagona med stiskanjem (od t_0 do t_1) podana z enačbami:

$$m_1 \cdot \frac{dc_N}{dt} + m_1 \cdot \frac{dv_1}{dt} = F(t) \quad (14)$$

$$m_2 \cdot \frac{dc_N}{dt} - m_2 \cdot \frac{dv_2}{dt} = -F(t) \quad (15).$$

Podobno velja za čas raztezanja (t_1 do t_2):

$$m_1 \cdot \frac{dc_N}{dt} - m_1 \cdot \frac{dv_1}{dt} = F(t) \quad (16)$$

$$-m_2 \cdot \frac{dc_N}{dt} - m_2 \cdot \frac{dv_2}{dt} = -F(t) \quad (17).$$

Enačbe od (14) do (17) prikazujejo spremembo sile $F(t)$ na obeh vozilih zaradi spremembe hitrosti med trkom.

Med naletom in trkom se nenadzorovano porabi del kinetične energije naleta zaradi trenja v ležajih osnih dvojic ter trenja med kolesi in tiri, kakor tudi zaradi nihanja amortizerjev in ogrodja vozila. Zaradi tega je mogoče reološke lastnosti odbojnika določiti šele z neposredno meritvijo spremembe sile in pomika v odvisnosti od časa na samem odbojniku. Meritev na odbojniku se izvaja tako, da je sonda za silo postavljena med odbojnikom in ogrođjem vozila, medtem ko sonda pomika meri pomik med odbojno ploščo in pritrdjenim ogrođjem odbojnika, kar je prikazano na sliki 11. S tem postopkom je mogoče neposredno opredeliti energijo, ki je potrebna za določen povos odbojnika, ter z meritvijo povratnega dela določiti delež izgube kinetične

The parameters of the crash test (path, force, velocity and work) are time-dependent variables, so the expression for the momentum law is given for individual instants of the impact only. The component of the momentum law in the direction of the normal during the contraction time is expressed for both vehicles by the equations:

A similar situation applies to the restitution time (t_1 to t_2):

Equations (14) to (17) show the change in force $F(t)$ due to velocity changes during the collision for both vehicles.

During the collision a part of the kinetic energy is spent uncontrolled, which is ascribed to the friction in bearings and the friction between wheels and rails, and also to the oscillations of the vehicle body and shock absorbers. This is the reason why the rheological properties of the buffer can be determined only on the buffer by direct measurements of force and displacement as a function of time. For the measurements on the buffer the gauge for force measurements is placed between the buffer and the vehicle body, while the displacement gauge lies between the movable buffer plate and the fixed buffer body, as shown in Fig. 11. In this way it is possible to directly define the energy needed for a certain flexure (deflection) of the buffer. The kinetic energy loss is obtained with the help of reaction work measurements as the difference between the cumulative work and the restitution work.

energije kot razliko med celotnim in povratnim delom. Izgubljena kinetična energija pri stiskanju odbojnika je porabljena za deformacijo in razmreženje elastomera ter toplotno energijo trenja med ploščami in v samem elastomeru.

Potrebno delo (W_e) za stiskanje vzmetnega paketa in s tem odbojnika se izračunava z numerično integracijo krivulje sila - pomik. Delo dušenja W_a se lahko določi kot razlika med celotnim in povratnim delom, oziroma se lahko določa enako kakor W_e , le da se upošteva numerična integracija v razponu od t_1 do t_2 . Odbojnik odda povratno delo W_p v obliki kinetične energije, ki je izražena kot sprememba relativne hitrosti vozila po trku:

$$u_2 - u_1 = \Delta u = \sqrt{\frac{2W_p}{m_1}} \quad (18).$$

Razmerje med relativno hitrostjo po trku $\Delta u = u_2 - u_1$ in relativno naletno hitrostjo $\Delta v = v_1 - v_2$ pomeni koeficient trka k :

$$k = \frac{\Delta u}{\Delta v} = \frac{u_2 - u_1}{v_1 - v_2} \quad (19).$$

Vrednost koeficienta trka je za popolnoma plastičen trk $k=0$, oziroma za popolnoma elastičen trk $k=1$.

Naletno preskušanje železniških vagonov je izvajal Zavod za raziskavo materialov in konstrukcij - ZRMK pod nadzorom nosilca razvojne naloge - Fakultete za strojništvo Maribor, na delu proge med Ptujem in Moškanjci.

Obe železniški vozili sta bili natovorjeni z bremenom nominalne mase 40 t ($m_1=40230$ kg, $m_2=40125$ kg) in opremljeni z razvitimi vzmetnimi paketi. Hitrost gibajočega se vagona (v_1) pred trkom je bila merjena z dvema fotocelicama na referenčni razdalji. Sile, pomiki in pospeški so se merili z ustreznimi zaznavali. Sila je bila merjena s sondo Hotinger Baldwin Messtechnik-HBM 200C6A, z merilnim območjem do 2 MN in z natančnostjo $\pm 0,5\%$. Pomik je bil merjen s sondo WA 100 z merilnim območjem do 100 mm in natančnostjo $\pm 1\%$. Ojačani signali (ojačevalnik HBM KWS 6A-5) iz zaznaval so se prek analognog-digitalnega pretvornika DAP 2400/6 zbirali z računalnikom. Povezovalna shema je prikazana na sliki 11.

Posnete karakteristike odvisnosti sile in pomika od časa na enem odbojniku med naletom so za posamezne hitrosti naleta prikazane na slikah 12 do 15.

Za vse posnete karakteristike na slikah 12 do 15 je značilno, da je čas stiskanja (čas doseganja najvišje sile med trkom) bistveno krajši od dolžine trajanja raztezanja povratnega giba, in sicer praviloma tako, da se z večanjem naletne hitrosti čas stiskanja znižuje ob hkrati daljšem trajanju celotnega trka, kar

The kinetic energy lost during buffer compression is spent for the deformation and de-crosslinking of the elastomer, and also for the heat energy of friction between the plates and in the elastomer.

The work (W_e) needed for the contraction of the spring package and the buffer is calculated by the numerical integration of the force-displacement diagram. The work needed for damping (W_a) is determined as the difference between the cumulative work and the restitution work, or may be defined in the same way as W_e , only that the numerical integration is considered in the interval from t_1 to t_2 . The buffer gives out the restitution work (W_p) in the form of kinetic energy, which is expressed as a change in the relative velocity of the rail vehicle after collision:

The ratio of the relative velocity after collision $\Delta u = u_2 - u_1$ to the relative initial velocity $\Delta v = v_1 - v_2$ is presented by the coefficient of collision (k):

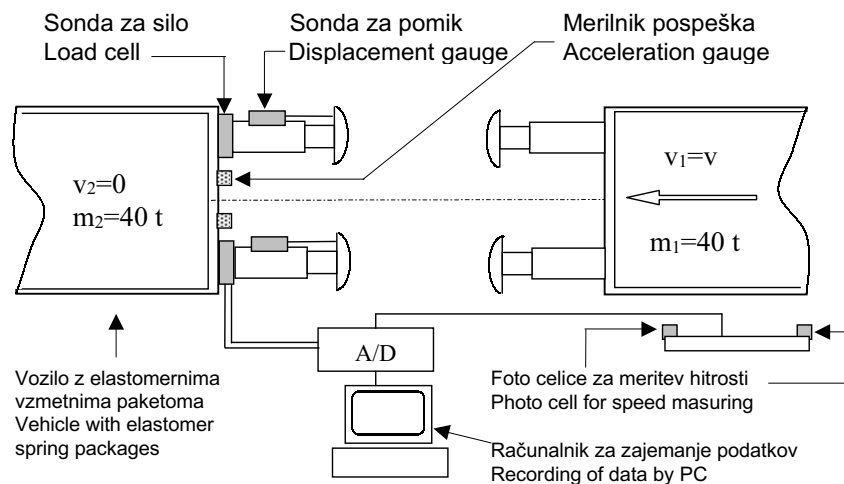
The value of the collision coefficient for a plastic collision is $k=0$, and $k=1$ for an elastic collision.

Crash testing of rail vehicles was performed by the ZRMK (Materials and Structure Testing Institute) under the supervision of the chief investigator of the Faculty of Mechanical Engineering in Maribor on the railway line between the towns Ptuj and Moškanjci.

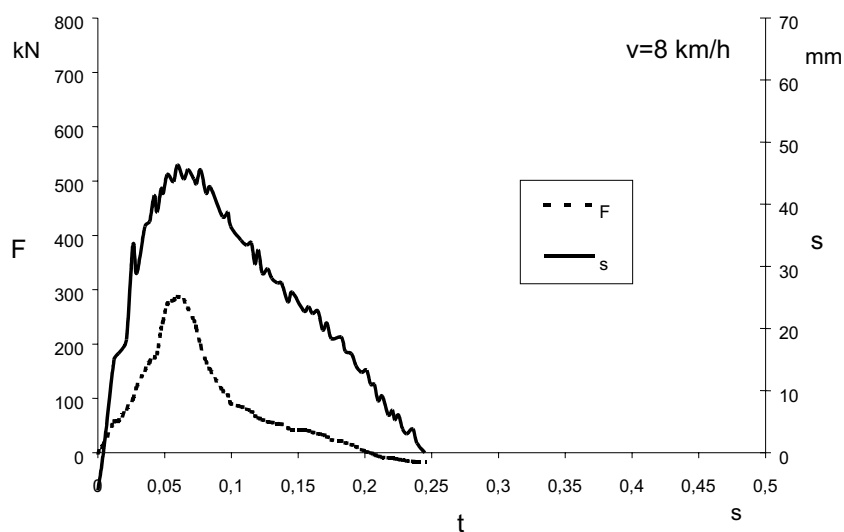
Both railway vehicles, equipped with the developed spring packages, were loaded by a cargo of nominal weight 40 t ($m_1=40230$ kg, $m_2=40125$ kg). The speed of the moving vehicle (v_1) before collision was measured by two photocells at a reference distance. Forces, displacements and accelerations were measured by gauges. The force was measured by a Hotinger Baldwin Messtechnik 200C6A-type gauge, with a measuring range of up to 2MN and an accuracy of $\pm 0.5\%$. The displacement was measured by a WA 100-type gauge, with a measuring range up to 100 mm and an accuracy of $\pm 1\%$. Data acquisition of the amplified signals from the gauges was performed via an A/D converter (Fig. 11).

The recorded characteristics of the time dependency of force and displacement on one buffer during the collision are given in Figs. 12 to 15 for individual velocities.

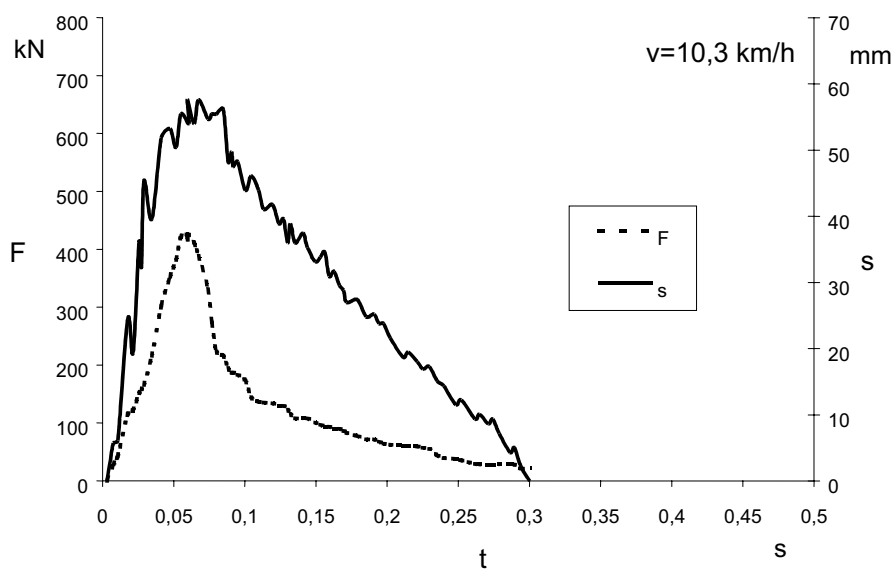
It is typical of all the recorded characteristics shown in Figs. 12 to 15 that the contraction time (the time to reach the highest force during the collision) is substantially shorter than the time of restitution. As a rule, the contraction time decreases with increasing initial velocity, while the total collision time



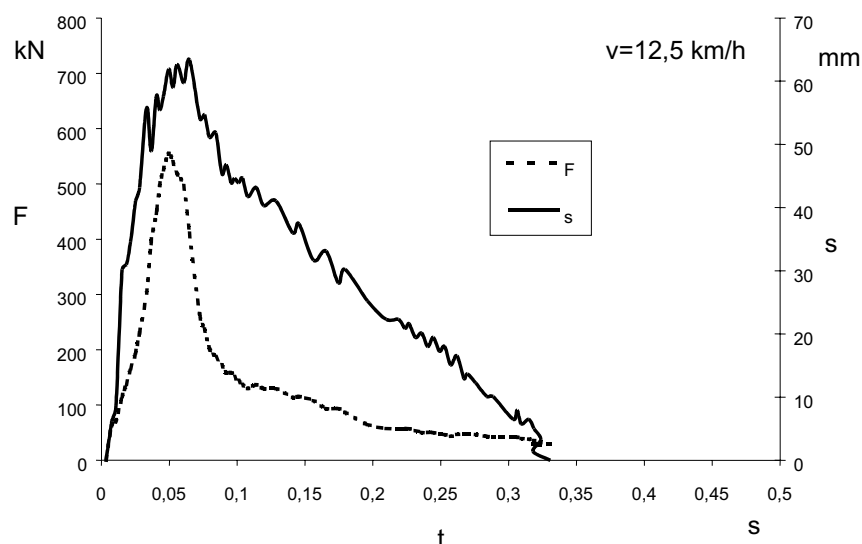
Sl. 11. Shematski prikaz razporeditve merilne opreme med izvajanjem naletnega preskusa
Fig. 11. Schematic presentation of the measuring equipment during the crash test



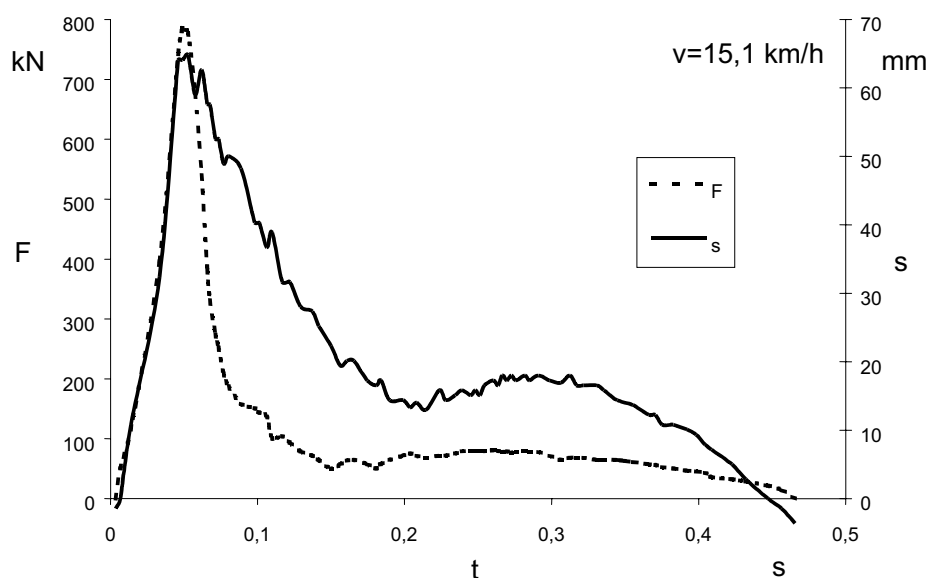
Sl. 12. Posneta karakteristika pri hitrosti naleta $v = 8\text{ km/h}$
Fig. 12. The recorded characteristic for initial velocity $v=8\text{ km/h}$



Sl. 13. Posneta karakteristika pri hitrosti naleta $v = 10,3\text{ km/h}$
Fig. 13. The recorded characteristic for initial velocity $v=10,3\text{ km/h}$



Sl. 14. Posneta karakteristika pri hitrosti naleta $v = 12,5$ km/h
 Fig. 14. The recorded characteristic for initial velocity $v = 12,5$ km/h



Sl. 15. Posneta potek sile in pomika v odvisnosti od časa pri hitrosti naleta $v = 15,1$ km/h
 Fig. 15. The recorded force and displacement depending on time at initial velocity $v = 15,1$ km/h

je prikazano na sliki 16. Omenjena značilnost ima za posledico, da se pospešek z večanjem hitrosti naleta tudi zvišuje.

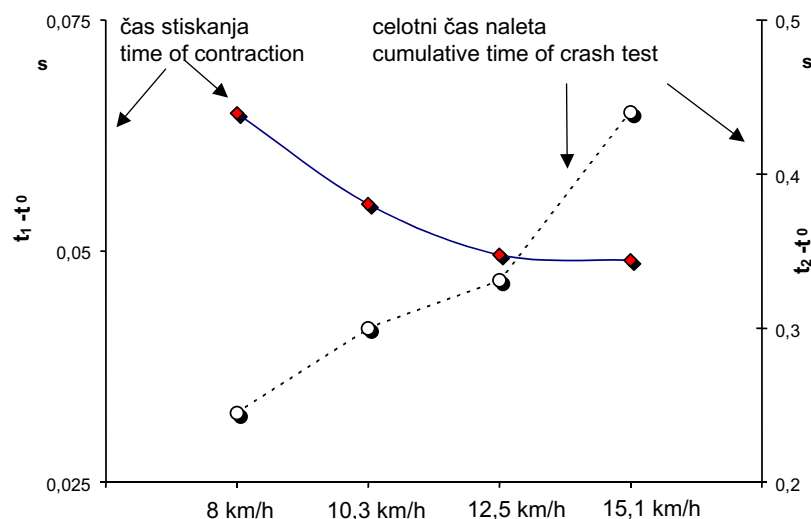
Ker sta zajeta signala sile in pomika podana v istem času t , je iz posnetih karakteristik opazno, da je največja vrednost sile vedno dosežena nekaj časa pred največjim pomikom odbojnika. To je posledica velikih deformacij elastomera, pri katerih mrežne vezi postanejo šibke.

Prav tako je ena od glavnih značilnosti posnetih karakteristik tudi dejstvo, da so krivulje, ki kažejo potek sile v odvisnosti od časa, bolj gladke od krivulj, ki prikazujejo časovni potek pomika. Narebričenost krivulj pomikov je posledica vibracij, ki jih merilnik pomika zaznamuje. Vibracije se med trkom prenašajo prek ograj vozila na drugi odbojnik in nasprotno.

increases, as shown in Fig. 16. The consequence of this fact is that acceleration increases with increasing initial velocity.

As the recorded force and displacement signals are given in the same time t , we can see from the characteristics that the highest force value is always reached slightly sooner than the highest displacement of the buffer. This is a consequence of high strains in the elastomer which weaken the crosslinking bonds.

Another typical feature of the recorded characteristics is the fact that the curves showing the force depending on time are smoother than the curves showing the displacements depending on time. The chattering of displacement curves is ascribed to the vibrations recorded by the gauge. During the collision, vibrations travel over the framework of the rail vehicle to the buffers of the next vehicle, and vice versa.

Sl. 16. Čas trajanja stiskanja ($t_1 - t_0$) in celotnega trka ($t_2 - t_0$) pri različnih hitrostih naletaFig. 16. The duration of contraction ($t_1 - t_0$) for different initial velocities

Za določitev celotnega dela odbojnika med trkom, je treba izmerjene karakteristike vzmetnega paketa prikazati kot potek sile F v odvisnosti od pomika s . Odvisnost sile - pomik je za vsako hitrost posebej prikazana na slikah 17 do 20.

Nihanja pomika med trkom imajo za posledico izrazita osciliranja krivulje dinamičnega obremenjevanja v vodoravni smeri, zaradi česar lahko določevanje dela kot integrala pod krivuljo $F-s$ povzroči napako.

Zaradi tega je bila posneta krivulja za pomik poenostavljena. Vrednosti za celotno delo so izračunane z integracijo približne krivulje in so podane v preglednici 1.

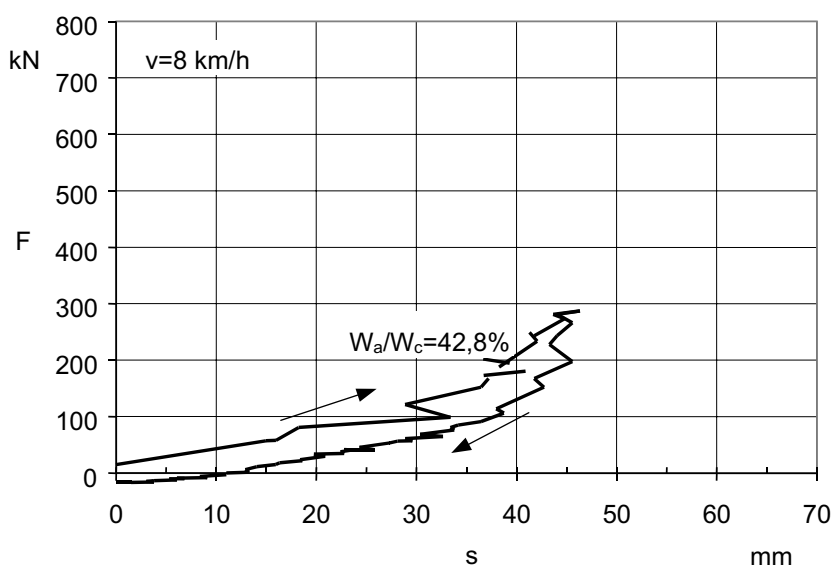
Iz vrednosti povratnega dela vzmetnega paketa sta določena relativna hitrost vozil po trku

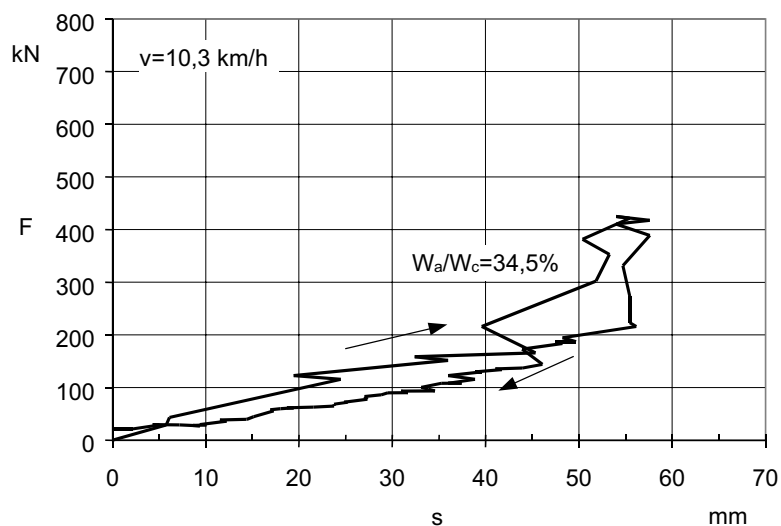
In order to determine the cumulative work of the buffer during the collision, the measured characteristics of the spring package have to be expressed by the force F as function of the displacement s . The force/displacement relationship for individual velocities is shown in Figs. 17 to 20.

Displacement variations occurring during the collision result in distinctive oscillations of the dynamic loading curve in the horizontal direction, which is the reason why the determination of work as an integral under the $F-s$ curve may result in an error.

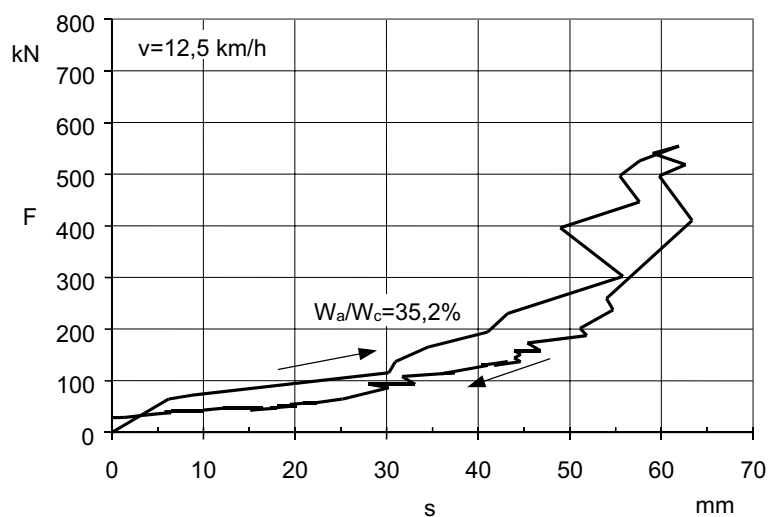
Consequently, the recorded displacement curve was approximated. The values for cumulative work were calculated by the integration of the approximated curve (Table 1).

The value of the restitution work of the spring package was used to calculate the relative velocity of

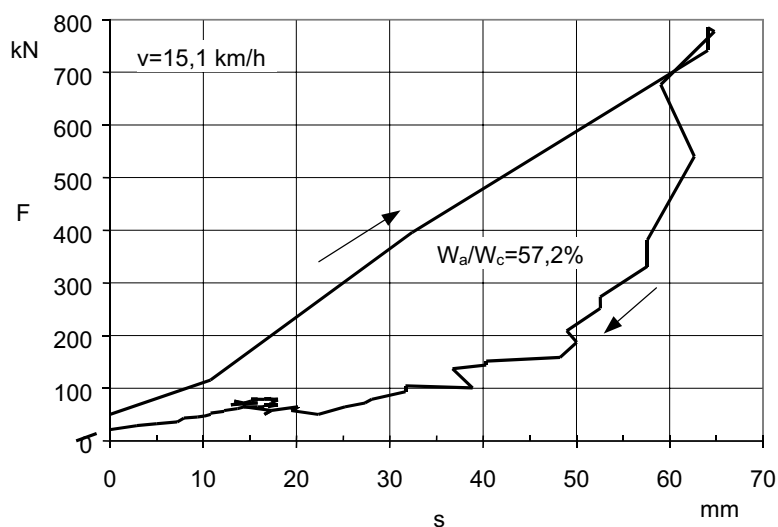
Sl. 17. Karakteristika sila - pomik ($F-s$) pri hitrosti naleta $v = 8$ km/hFig. 17. Force/displacement ($F-s$) characteristic at initial velocity $v = 8$ km/h



Sl. 18. Karakteristika sila - pomik (F-s) pri hitrosti naleta $v = 10,3 \text{ km/h}$
Fig. 18. Force/displacement (F-s) characteristic at initial velocity $v = 10,3 \text{ km/h}$



Sl. 19. Karakteristika sila - pomik (F-s) pri hitrosti naleta $v = 12,5 \text{ km/h}$
Fig. 19. Force/displacement (F-s) characteristic at initial velocity $v = 12,5 \text{ km/h}$



Sl. 20. Karakteristika sila - pomik (F-s) pri hitrosti naleta $v = 15,1 \text{ km/h}$
Fig. 20. Force/displacement (F-s) characteristic at initial velocity $v = 15,1 \text{ km/h}$

u_2-u_1 in koeficient trka k po enačbi (18). Izračunane vrednosti za povprečen pospešek mirujočega vozila in koeficienta trka s preostalimi značilnostmi razvitega vzmetnega paketa so podane v preglednici 1.

vehicles after collision u_2-u_1 and the collision coefficient k following equation (18). The calculated values for the average acceleration of a vehicle at standstill (at rest) and the collision coefficient with the remaining characteristics of the developed spring package are given in Table 1.

Preglednica 1. Izmerjene značilnosti razvitega vzmetnega paketa med naletnim prekusom

Table 1. Measured characteristics of the developed spring package during collision test

V_1		t_2-t_0	F_{maks}	a/g	W_c	W_a	W_a/W_c	u_2-u_1	K
km/h	m/s	s	kN		kJ	kJ	%	m/s	
8	2,22	0,25	281	1,4	5,0	2,1	42,8	0,535	0,241
10,3	2,86	0,30	421	2,1	9,4	3,2	34,5	0,785	0,274
12,5	3,47	0,33	554	2,8	11,8	4,2	35,2	0,875	0,252
15,1	4,19	0,44	784	4,0	25,0	14,1	56,2	1,047	0,249

3 SKLEP

Z uporabo cenenega standardnega vzorca iz elastomera je mogoče definirati reološke parametre, potrebne za izračun deformacijskega dela in s tem v grobem oceniti primernost elastomera za izdelavo prototipa oz. za vgradnjo v odbojno napravo. Odstopanja med deformacijskim delom, izračunanim po modelu, in eksperimentalno izmerjenim delom so predvsem posledica razlike v vezavi površine elastomera med standardnim vzorcem in realnim vzmetnim elementom. Zaradi tega je treba, da so pogoji preskušanja standardnega vzorca, kolikor se le da podobni pogojem obremenjevanja in vezave na dejanskem vzmetnem elementu. Razvit vzmetni paket izpolnjuje pogoje v skladu s standardi UIC glede poteka statične obremenitvene karakteristike (sila - pot) ter velikosti celotnega in dušenega dela. Prav tako vzmetni paket izpolnjuje pogoje za dinamična naletna preskušanja po standardih UIC.

Opravljeni naletni preskusi so pokazali, da je koeficient trka mogoče določiti le na podlagi neposrednih meritev na samem odbojniku, ker dejanski trk dveh natovorjenih železniških vozil spremljajo težje določljivi dinamični in geometrijski parametri. Iz primerjave časa dolžine stiskanja in raztezanja je mogoče sklepati, da odbojnik opravlja svojo vlogo blažilnika tako, da hitro akumulira energijo naleta ter nato počasi vrača del energije v obliki povratnega dela. Na temelju raziskave smo opazili, da razviti vzmetni paket nima vloge le vsrkati del energije naleta, temveč tudi preostali del energije povrniti v daljšem času, kar pa je doseženo z lastnostmi elastomera.

Opravljen raziskava je pokazala, da je mogoče na temelju kombiniranja eksperimentalnih meritev in reološkega modela številsko oceniti primernost elastomera za vgradnjo v zelo obremenjene - naletne konstrukcijske sklope in s tem uspešno nadomestiti kovinske vzmetno-dušilne elemente z elastomerom.

3 CONCLUSION

It is possible to define the rheological properties needed to calculate the deformation work by the use of a standard inexpensive elastomer specimen, and thus to evaluate the suitability of the elastomer for the development of a prototype spring package installed in a buffer. The deviation of the by-the-model calculated deformation work from the experimentally measured work is mainly a consequence of the difference in the binding of the elastomer surface in the case of the standard specimen and in the real spring element. For this reason it is imperative that the testing conditions of the standard specimen be as similar as possible to the loading and binding conditions of the real spring element. The developed spring package satisfies the requirements of the UIC standards regarding the static loading characteristic (force-path) and the magnitude of the cumulative and damping work. It also complies with the UIC dynamic crash testing standards.

The performed crash tests have shown that it is possible to determine the collision coefficient only by direct measurements on the buffer, which is explained by the fact that a real collision of two loaded vehicles is accompanied by dynamic and geometric parameters that are harder to determine. A comparison of the duration of contraction and restitution reveals that the buffer accumulates the crash energy quickly and then slowly returns a part of the energy in the form of restitution work. It is evident from the performed research that the developed spring package not only absorbs a part of the collision energy, but also recovers the non-absorbed part of the energy over a longer period of time, which is a consequence of the properties of the elastomer.

The performed research has also shown that by combining experimental measurements and the rheological model it is possible to quantitatively evaluate the suitability of the elastomer for installation into highly loaded crash-subjected parts, and to efficiently replace metal springs with elastomer elements.

ZAHVALA

Pričujoči prispevek prikazuje le del dejavnosti, ki so potekale pri raziskovalnem projektu "Razvoj, izdelava prototipa in preskušanje odbojnika za železniška vozila" (42-0909-795), v okviru raziskovalnega projekta Ministrstva za znanost in tehnologijo, ki so ga sofinancirale Slovenske železnice, RTI Sava Kranj in Tovarna vzmeti Ptuj. Avtorji se prav tako iskreno zahvaljujejo sodelavcem pri projektu mag. Andreju Jereletu in spec. Janezu Pičerku za njun prispevek k uspešnem delu pri omenjeni nalogi, kakor tudi RTI Sava Kranj pri dejavni vključitvi v razvoj, pripravo in izdelavo elastomera.

ACKNOWLEDGEMENT

The presented paper describes only a part of the research work performed within the research project "Development and Testing of Prototype Buffers for Railway Vehicles" (No. 42-0909-795). The authors wish to thank the Ministry of Science and Technology of Slovenia, the Slovenian Railway Company, R&D Sava in Kranj and Tovarna vzmeti in Ptuj for their financial support. The authors also wish to thank Mr. Andrej Jerele and Mr. Janez Pičerk for their successful cooperation on the project, and to the R&D Sava company in Kranj for their activities in the development and preparation of the elastomer.

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] UIC 526-1 (1981) Güterwagen – Puffer mit 100 mm Hub. *Internationaler Eisenbahnverband*.
- [2] UIC 827-2 (1981) Technische Lieferbedingungen für stählerne Pufferfederringe.
- [3] Beatty, M.F., D.O. Stalnaker (1986) The Poisson function of finite elasticity. *Jour. Applied Mechanics*, Vol. 53, 807-813.
- [4] Truesdell, C., W. Noll, The nonlinear field theories of mechanics. *Flügge's Handbuch der Physik*, Vol. III/3, 139-141, 153-158 and 317-319.
- [5] Blatz, P.J., W.L. Ko, Application of finite elasticity theory to the deformation of rubbery materials. *Transaction of the Society of Rheology*, Vol. 6, 223-251.
- [6] Legat, J., N. Gubelj, Č. Primec, J. Pičerk (1994) Razvoj, izdelava prototipa in preizkušanje odbojnika za železniška vozila 42-0909-795. Končno poročilo.
- [7] Jerele, A. (1994) Delovno poročilo o preizkusih v RTI Sava Kranj.
- [8] Gubanc, M., P. Murih, Z. Šusterič, A. Šebenik (1996) Vpliv mehčanja in zamreževanja naravnega kavčuka na dušenje vulkanizatov. *Sava Kranj, Razvojno tehnološki inštitut, Univerza v Ljubljani, FKKT*.
- [9] Jecić, S. (1989) *Mehanika II, Kinematika in dinamika, Školska knjiga Zagreb*.

Naslov avtorjev: prof.dr. Janko Legat
doc.dr. Nenad Gubelj
Jožef Predan
Fakulteta za strojništvo
Univerza v Mariboru
Smetanova 17
2000 Maribor

Authors' Address: Prof.Dr. Janko Legat
Doc.Dr. Nenad Gubelj
Jožef Predan
Faculty of Mechanical Engineering
University of Maribor
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 5.8.1999
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Analiza vibracij gonilnika turbopuhala

An Analysis of Turbocharger Impeller Vibrations

Mihael Sekavčnik

V prispevku so predstavljeni rezultati eksperimentalnih raziskav lastnih nihanj lopatic turbopuhala. Za vzbujanje strukture gonilnika turbopuhala (sestavljene sistem lopatice-disk) sta bili uporabljeni impulzna motnja in akustično harmonsko vzbujanje. Odziv sistema je bil merjen z merilniki pospeškov, prilepljenimi na lopaticah gonilnika. Za določitev razmernika dušenja je bila uporabljena metoda logaritemskega zmanjševanja. Meritve so pokazale, da se lopatice na motnje odzivajo najbolj intenzivno (največje amplitude) z upogibnimi lastnimi nihanji, ki pripadajo prvi lastni obliki. V izmerjenih odzivih so bili ocenjeni razmerniki dušenja. Izkazalo se je, da je razmerje dušenja za prve lastne oblike pri obeh načinih vzbujanja enak in konstanten $\delta = 5E-05$. Razmerniki dušenja za preostale lastne oblike nihanj so za velikostni razred večje. Analiza dinamičnih karakteristik lastnih nihanj lopatic s prvo lastno obliko nakazuje možnosti numeričnega modeliranja mehanizmov dušenja, ki bi omogočilo simuliranje obratovanja v resonanci in njeni bližini.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: turbopuhala, gonilniki, analize vibracij, dušenje vibracij)

The paper presents the results of experimental studies of natural vibrations of turbocharger blades. In order to excite the structure of a turbocharger impeller (composite blade-disc system), impulse disturbance and acoustic harmonic excitation were used. The response of the system was measured using accelerometers attached to the impeller blades. The logarithmic decrement method was used to determine the damping ratio. Measurements showed that the blades are most responsive (the largest amplitudes) to disturbances with bending natural vibrations, classified as the first mode. The damping ratios were estimated from the measured responses. It turned out that the damping ratio for the first free form is equal and constant for both excitation methods: $\delta = 5E-05$. The damping ratios for other free forms of the oscillations were greater by one order of magnitude. The analysis of the dynamic characteristics of the blades' natural vibrations with the first free form indicated possibilities for numerical modeling of damping mechanisms that would enable the simulation of operation at, or near, resonance frequency.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: turbocharger, impellers, vibration analysis, vibrations damping)

0 UVOD

Lopatice gonilnikov modernih turbinskih strojev postajajo zaradi aerodinamičnega optimiranja čedalje tanjše, zaradi česar so izpostavljene vse večjim statičnim in še zlasti dinamičnim, mehanskim obremenitvam. Mehanske poškodbe zaradi utrujanja gradiva ali celo trenutni lom konstrukcije so najpogostejše posledice dinamičnih obremenitev, povzročenih zaradi vibracij lopatic. Te so lahko vzbujane z različnimi mehanizmi, to so: izsrednost rotorja, neustaljene aerodinamične sile, turbulenca in akustična resonanca [1]. Zaradi velikega vpliva značilnosti geometrijskih oblik turbinskega gonilnika na njegovo dinamično obnašanje so bili v dosedanjih raziskavah razviti in uporabljeni različni modeli in

0 INTRODUCTION

The impeller blades used in modern turbomachinery are being produced in increasingly thinner form due to the demands of aerodynamic optimisation. A consequence of this is that blades are being subjected to increasing static, and especially dynamic, mechanical loads. Mechanical damage resulting from material fatigue or even the instantaneous fracture of the structure are most frequently the result of dynamic loads caused by the blade vibrations. These can be created by various mechanisms such as rotor eccentricity, nonstationary aerodynamic forces, turbulence and acoustic resonance [1]. Due to the large influence of the geometric characteristics of turbine impellers on their dynamic behavior, various

numerične metode za popis dinamičnih lastnosti konstrukcije ([2] do [4]).

V nasprotju z vitkimi, elastičnimi lopaticami v aksialnih turbinskih strojih (npr. aksialni kompresorji ali nizkotlačne stopnje parnih in plinskih turbin), so lopatice v turbopuhalih izpostavljene vibracijam z visokimi frekvencami in majhnimi amplitudami, zaradi česar je vpliv samovzbujevalnih učinkov zanemarljivo majhen [2]. Omeniti velja, da kljub majhnim amplitudam pomikov lopatic, lahko napetosti dosežejo precejšnje vrednosti.

Pri obravnavi vibracij so poleg vzbujevalnih sil pomembni tudi mehanizmi dušenja, zlasti v področju resonance in njeni okolici. Pri turbinskih strojih razlikujemo tri vrste dušenja:

- strukturno dušenje,
- sistemsko dušenje in
- aerodinamično dušenje.

Strukturno dušenje predstavlja različne disipacijske procese v materialu. Pri tem se napetostna in kinetična energija vibrirajočega sistema spreminja v toploto. Za modeliranje sestavljenih sistemov lopatice – disk je ta vrsta dušenja najpomembnejša. Analizirano in predlagano je bilo nekaj primernih metod za identifikacijo parametrov dušenja in modeliranja, ki temeljijo na poznavanju lastnih nihanj konstrukcije ([3] in [4]).

Sistemsko dušenje se pojavlja na spojih posameznih elementov konstrukcije. Določa ga disipacija energije zaradi trenja in strižnih učinkov na površinah med posameznimi sestavnimi deli konstrukcije (npr. v korenskem spoju lopate in gredi). V primerjavi z vzdolžnimi in torzijskimi vibracijami gredi turbine, je tovrstno dušenje pri vibracijah lopatic nepomembno.

Aerodinamično dušenje se pojavlja kot posledica interakcije konstrukcije (lopatice) in obtekaajočega toka tekočine. Ta je tem večja, čim večje so amplitude deformacij vibrirajočih lopatic. Pri aksialnih kompresorjih in nizkotlačnih stopnjah plinskih in parnih turbin so deformacije lopatic zaradi njihove vitkosti razmeroma velike, zato je treba aerodinamično dušenje upoštevati. Nasprotno pa so lopatice na gonilniku turbopuhala kratke in zato izpostavljene vibracijam z zelo majhnimi amplitudami. V tem primeru je vpliv aerodinamičnega dušenja prav tako zanemarljivo majhen.

Raziskava je osredotočena na eksperimentalno določevanje odzivov sestavljenega sistema lopatice - disk na motnje in na oceno pripadajočih razmernikov dušenja.

Gonilnik, ki je predmet raziskave, ima premer 130 mm in ima 11 lopatic (sl. 1). Izdelan je iz temperaturno obstojne nikel-kromove zlitine INCONEL 713 LC, ki ima naslednjo sestavo: Ni (76%), Cr (17%) in Fe (7%). Vroči izpušni plini vstopajo v gonilnik skozi spiralni okrov brez lopatic

models and numerical methods for the description of the dynamic properties of the structure have been developed and used in research ([2] to [4]).

As distinct from the thin, elastic blades in axial turbomachinery (e.g. axial compressors or low-pressure stages of steam and gas turbines), the blades in turbochargers are exposed to high-frequency small-amplitude vibrations, making the influence of self-excitation effects negligible [2]. It should be mentioned that in spite of the small blade-displacement amplitudes, the stresses can be very high.

In addition to the excitation forces, damping mechanisms are also important for the study of vibrations, especially at, or near, resonance frequencies. Three types of damping can be distinguished in turbomachinery:

- structural damping,
- system damping,
- aerodynamic damping.

Structural damping includes various dissipation processes within the material. The strain and kinetic energy of the vibrating system is converted to heat. This type of damping is the most important for the modeling of composite blade-disc systems. A few suitable methods based on the knowledge of free-structure vibrations were analysed and proposed for the identification of damping and modeling parameters ([3] and [4]).

System damping occurs at the joints between individual elements of a structure. It is determined by the energy dissipation due to friction and shear forces on the surfaces between individual components of the structure (e.g. at the base of the joint between the blade and the shaft). In contrast to longitudinal and torsional vibrations in turbine shafts, such damping is insignificant for blade vibrations.

Aerodynamic damping occurs as a result of the interaction between the structure (blade) and the fluid flow surrounding it. It increases in proportion to the displacement amplitudes of the vibrating blades. In axial compressors and low-pressure stages of gas and steam turbines, blade deformations are relatively large due to their thinness, therefore aerodynamic damping has to be taken into account. On the other hand, the blades of turbocharger impellers are short and are thus subjected to vibrations with very small amplitudes. In this case, the influence of aerodynamic damping is also negligible.

Our research focused on the experimental determination of the responses of a composite blade-disc system to disturbances and the assessment of the corresponding damping ratios.

The impeller which is the subject of this research has a diameter of 130 mm and 11 blades (Figure 1). It was produced from a heat-resistant nickel-chromium alloy, INCONEL 713 LC, which has the following composition: Ni (76%), Cr (17%), Fe (7%). Hot exhaust gases enter the impeller through a spiral cas-

s krožnim prečnim prerezom. Glavni obratovalni podatki so:

- največja vstopna temperatura 1020 K,
- največji masni tok 1 kg/s,
- tlačno razmerje 3,5,
- največja krožna frekvenca 60 000 min⁻¹.

ing without blades and with a circular cross-section.

The basic operating data are as follows:

- max. inlet temperature: 1020 K,
- max. mass flow: 1 kg/s,
- pressure ratio: 3.5,
- max. rotating speed: 60,000 rpm.



Sl. 1. Gonilnik turbopuhala z 11 lopaticami
Fig. 1. Turbocharger impeller with 11 blades

V prejšnji raziskavi [5] je bila z metodo končnih elementov izvedena numerična analiza dinamičnega obnašanja obravnavanega gonilnika. S pomočjo modalne analize so bile izračunane lastne frekvence rotorja. Poudarek je bil na določevanju tistih lastnih oblik, pri katerih so lopatice upogibno nihale. Številu lopatic ustrezno je bilo izračunanih 11 različnih lastnih frekvenc, pri katerih so lopatice nihale upogibno z vozlom v korenu lopatic. Ta nihanja so v nadaljevanju imenovana s skupnim pojmom 1. lastna oblika. Lastna nihanja s 1. lastno obliko se med seboj razlikujejo s številom t.i. vozelnih črt po premeru gonilnika (imenovanih tudi vozelnih premeri), ki razmejujejo lopatice, nihajoče v protifazi.

V zgoraj omenjenem modelu dušenje ni bilo upoštevano. Pri numeričnem simuliranju resonance tak model odpove, saj se amplitude s časom zvečujejo v neskončnost. Znano pa je, da se v obratovalnem območju krožnih frekvenc radialnih turbopuhala pojavlja več resonanc.

V literaturi [6] so predstavljeni zanimivi podatki o meritvah vibracij lopatic gonilnika turbopuhala v celotnem obratovalnem območju v dejanskih obratovalnih razmerah. Pri teh raziskavah je bila uporabljena tehnika merjenja dinamičnih sil z visokotemperaturnimi uporovnimi lističi, prilepljenimi na lopatico gonilnika. Pri tem je bil signal prenesen z rotirajočega se rotorja z uporabo enokanalnega telemetrijskega sistema. Pokazano je bilo, da se v

In a previous study [5], the finite-element method was used to perform the numerical analysis of the impeller's dynamic behaviour. The rotor's free frequencies were calculated using modal analysis. Emphasis was on determining those free forms in which the blades oscillated by bending. In accordance with the number of blades, 11 different free frequencies were calculated in which the blades experienced bending vibrations with the node at the blade root. Later on, these oscillations were jointly named the "first free form". Natural vibrations with the first free form differ in the number of node lines along the impeller diameter (also called nodal diameters), which delimit the blades oscillating in counterphases.

Damping was not taken into account in the above-mentioned model. Such a model fails in the numerical simulation of resonance, since amplitudes increase to infinity over time. It is known, however, that several resonant frequencies occur within the operating range (circular frequencies) of radial turbochargers.

The literature [6] presents interesting data on measurements of turbocharger impeller-blade vibrations over the entire operating range under actual operating conditions. In this research, the technique of measuring dynamic forces using highly temperature-resistant rods attached to the impeller blade was used. The signal was transferred from a rotating rotor using a single-channel telemetry system. It was shown that several resonances occur in the turbo-

obratovalnem območju turbopuhala pojavlja več resonanc, ki so bile vrisane v Campbellov diagram.

Dušenje turbinskih lopatic je bilo predmet eksperimentalnih raziskav različnih avtorjev. Velika večina prispevkov se zaradi njihove razširjenosti nanaša na lopatice aksialnih turbinskih strojev. Te so izdelane posamično in ločeno vpete v turbinsko kolo, zato eksperimentalni podatki vsebujejo informacijo tako o strukturnem kakor tudi o sistemskem dušenju. V literaturi [2] so zbrani rezultati podrobnih raziskav dušenja lopatic nizkotlačnega gonilnika aksialne, parne turbine. Predmet raziskav je bila določitev soodvisnosti dušenja, amplitude vibracij, geometrijske oblike lopatic, vzdolžne obremenitve lopatic, oblike nihanja, gradiva in tokovnega polja. Rezultati kažejo, da imajo na dušenje pretežni vpliv histerezni pojavi (strukturno dušenje), medtem ko trenje na korenskih spojih lopatic, kakor tudi tokovno polje zanemarljivo malo prispevata k celotnemu dušenju.

Glavni nameni teh raziskav so bili:

- s preskusi določiti lastnosti strukturnega dušenja nihanja lopatic pri lastnih nihanjih lopatic gonilnika (upogibna nihanja lopatic sistema lopatice - disk);
- določiti obliko lastnega nihanja, ki pripada najmanjšemu dušenju;
- z metodo logaritemskega dekrementa oceniti velikost razmernika dušenja, in sicer z različnimi načini vzbujanja lastnih nihanj.

1 DOLOČANJE DISIPACIJE ENERGIJE ZARADI DUŠENJA

Za določitev velikosti strukturnega dušenja smo opravili meritve odziva turbinskih lopatic na začetno motnjo. Meritve so bile opravljene na gonilniku brez okrova v atmosferskih razmerah v laboratoriju.

Merilni sistem je bil sestavljen iz štirih merilnikov pospeškov (Brüel & Kjær, frekvenčno območje do 80 kHz) in pripadajočih nabojnih predojačevalnikov. Izmerjeni signali so bili posneti na računalnik s pomočjo 4-kanalne 16-bitne merilne kartice. Ločljivost zbiranja rezultatov je bila nastavljena na 80 kHz. Merilni sistem in sistem za zbiranje podatkov sta prikazana na sliki 2. Časovni signali odzivov so bili sočasno merjeni na 4 od 11 lopatic. Slika 3 prikazuje namestitev merilnikov pospeškov. Razvidno je, da sta bila uporabljena dva para merilnikov pospeškov – prvi z maso 0,2 g in drugi z maso 2 g. Merilno območje vseh merilnikov pospeškov je za velikostni razred večje od izračunanih lastnih frekvenc sestavljenega sistema lopatice - disk [5]. Mesto namestitve merilnika pospeškov na lopatici je bilo izbrano s poprejšnjo numerično analizo lastnih nihanj, in sicer na mestu največjih deformacij (in pospeškov) pri lastnih nihanjih s 1. lastno obliko. S

charger operating range, and these were drawn on a Campbell diagram.

The damping of turbine blades has been the subject of experimental research by various authors. A large majority of the contributions refer to the blades of axial turbomachinery, because of their widespread use. These blades are produced individually and attached to the turbine wheel separately, so experimental data contains information on both structural and system damping. The literature [2] states the collected results of a detailed study of damping of the blades of low-pressure impellers in axial steam turbines. The subject of this research was the determination of the interdependence of damping, vibration amplitude, blade geometry, axial blade loads, type of oscillation, material and flow field. The results indicate that hysteresis phenomena (structural damping) have a predominant influence on damping, while friction at the blade-root joints and the flow field contribute negligibly to the total damping.

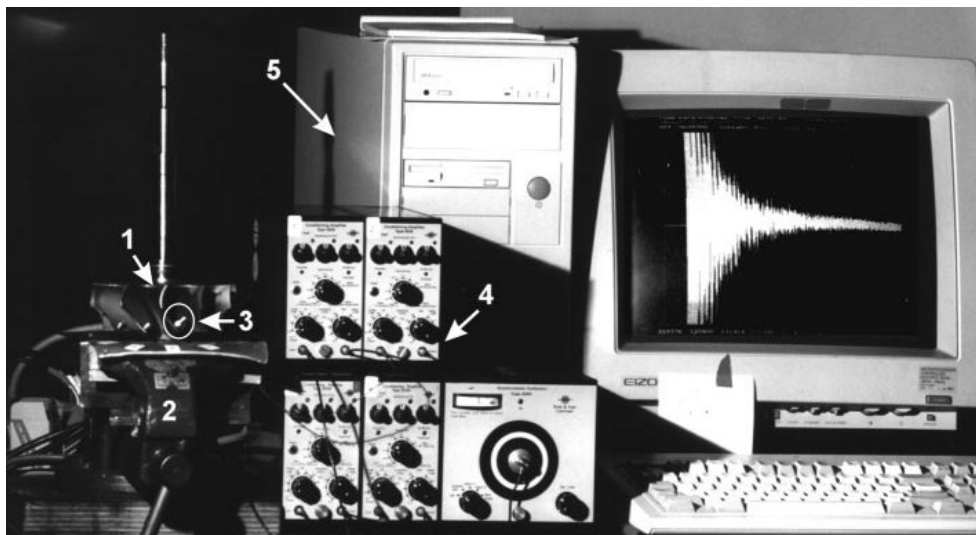
The main objectives of this study were:

- to experimentally determine the properties of structural damping of blade oscillations during free impeller-blade oscillations (bending oscillations of the blades in a blade-disc system);
- to determine the type of free oscillation which corresponds to the lowest amount of damping;
- using the logarithmic decrement method, to assess the magnitude of the damping ratio using various methods to excite natural vibrations.

1 DETERMINATION OF ENERGY DISSIPATION DUE TO DAMPING

In order to determine the magnitude of structural damping, we performed measurements on turbine-blade response to the initial disturbance. The measurements were performed on an impeller without a casing under atmospheric conditions in the laboratory.

The measurement system consisted of four accelerometers (Brüel&Kjær, frequency range up to 80 kHz) and matching signal pre-amplifiers. The measured signals were recorded on a computer using a 4-channel 16-bit measurement card. The resolution of the data acquisition was set to 80 kHz. The measurement system and the data acquisition system are shown in Figure 2. The time signals of the responses were measured simultaneously on 4 of the 11 blades. Figure 3 shows the positions of the accelerometers. Two pairs of accelerometers were used – the first pair with a mass of 0.2 g and the second pair with a mass of 2 g. The measurement range of all the accelerometers was greater than the calculated free frequencies by one order of magnitude of the composite blade-disc system [5]. The position of the accelerometer on the blade was selected with the aid of a previous numerical analysis of the natural vibrations, i.e. at the location of the largest strains (and accelerations) in natural vibrations of the first free form.



Sl. 2. Preskuševališče in merilni sistem za merjenje odziva gonilnika na impulzno motnjo: 1 – gonilnik z gredjo; 2 – primež z vpenjalno glavo; 3 – merilnik pospeškov (eden od štirih); 4 – nabojni predojačevalniki; računalnik z merilno kartico in programsko opremo za zbiranje in obdelavo izmerjenih podatkov

Fig. 2. Test rig and the measurement system for measuring impeller response to impulse disturbances: 1 – impeller with shaft; 2 – clamp with clamping head; 3 – accelerometer (one of four); 4 – signal pre-amplifiers; computer with measurement card and software for acquisition and processing of measured data

poprejšnjimi meritvami je bil preverjen vpliv mase na lastna nihanja lopatic obeh uporabljenih tipov merilnikov pospeškov. Rezultati kažejo zanemarljivo majhna odstopanja pri meritvi lastne frekvence, ki se zelo dobro ujema z izračunanimi.

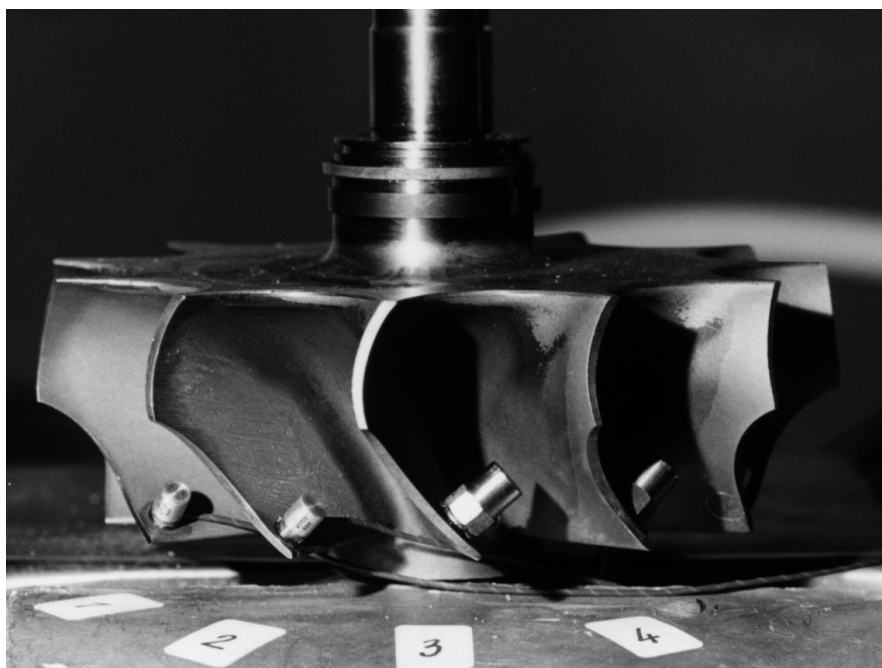
Pri meritvah odzivov sta bila uporabljena dva različna načina vzbujaanja:

- impulzno in
- harmonsko-akustično vzbujaanje.

Preliminary measurements verified the influence of mass on the free blade oscillations in both types of accelerometer. The results show negligible deviations in the measurement of free frequency, which compares very well with the calculations.

Two types of excitation were used in the measurement of responses:

- impulse,
- harmonic-acoustic excitation.



Sl. 3. Pritrditev pospeškometerov na lopatice gonilnika
Fig. 3. Attachment of accelerometers to impeller blades

Ker vibracije lopatic povzročajo rezultirajoče dinamične sile pretežno v obodni smeri gonilnika, je treba preprečiti rotacijo osi z dovolj togim vpenjem v vpenjalno pripravo (primež s podstavkom). Prav tako so bile, v izogib kakršnimkoli vplivom interakcije dinamičnih lastnosti merilnega mesta (podstavka s primežem) z gonilnikom kot merjenim objektom, izmerjene lastne frekvence merilnega mesta samega. Rezultati so pokazali, da so le-te za dva velikostna razreda manjše od analiziranih lastnih frekvenc gonilnika.

2 OCENA METODE ZA DOLOČITEV RAZMERNIKA DUŠENJA

Teoretično ozadje temelji na lastnem harmonskem nihanju sistema z eno prostostno stopnjo [7]. Razmernik dušenja, ki je vpeljan v različne modele dušenja za uporabo metode končnih elementov, je določen kot razmerje med ekvivalentnim viskoznim dušenjem sistema in kritičnim dušenjem:

$$\delta = \frac{c}{c_{kr}} \quad (1).$$

Pogost primer v tehnični praksi je, da je dušenje sistema zelo majhno, zato se frekvence lastnih nihanj dušenega in nedušenega sistema le neznatno razlikujejo. Razmernik dušenja se v tem primeru da izpeljati iz logaritemskega dekrementa:

$$\delta \approx \frac{\Delta}{2\pi} \quad (2),$$

kjer je logaritemski dekrement Δ naravni logaritem razmerja sosednjih amplitud harmoničnega dela odziva sistema:

$$\Delta = \ln \left(\frac{x_i}{x_{i+1}} \right) \quad (3).$$

Logaritemski dekrement je bil za izmerjene signale izračunano z uporabo diskretne Fourierjeve transformacije (DFT) na ekvidistantnih intervalih signala. Kot merilo za srednjo amplitudo na intervalu je vzeta vektorska vsota koeficientov realnega in imaginarnega dela Fourierjeve vrste pri 1. lastni frekvenci (z največjo vsebnostjo v signalu). Na ta način se logaritemski dekrement izrazi iz enačbe:

$$\Delta = \ln \left(\frac{a_i}{a_{i+1}} \right) \quad (4),$$

kjer sta a_i in a_{i+1} srednji amplitudi dveh zaporednih intervalov merjenega signala.

Since blade vibrations cause dynamic forces primarily in the tangential (circumferential) direction of the impeller, axis rotation needs to be prevented by a sufficiently rigid attachment to the clamping device (vice with stand). In addition, in order to avoid any influence of the interactions between the dynamic properties of the measurement site (vice with stand) with the impeller as the measured object, the free frequencies of the measurement site itself were measured. The results show that these were smaller by two orders of magnitude than the analysed free frequencies of the impeller.

2 ASSESSMENT OF THE METHOD FOR DETERMINING THE DAMPING RATIO

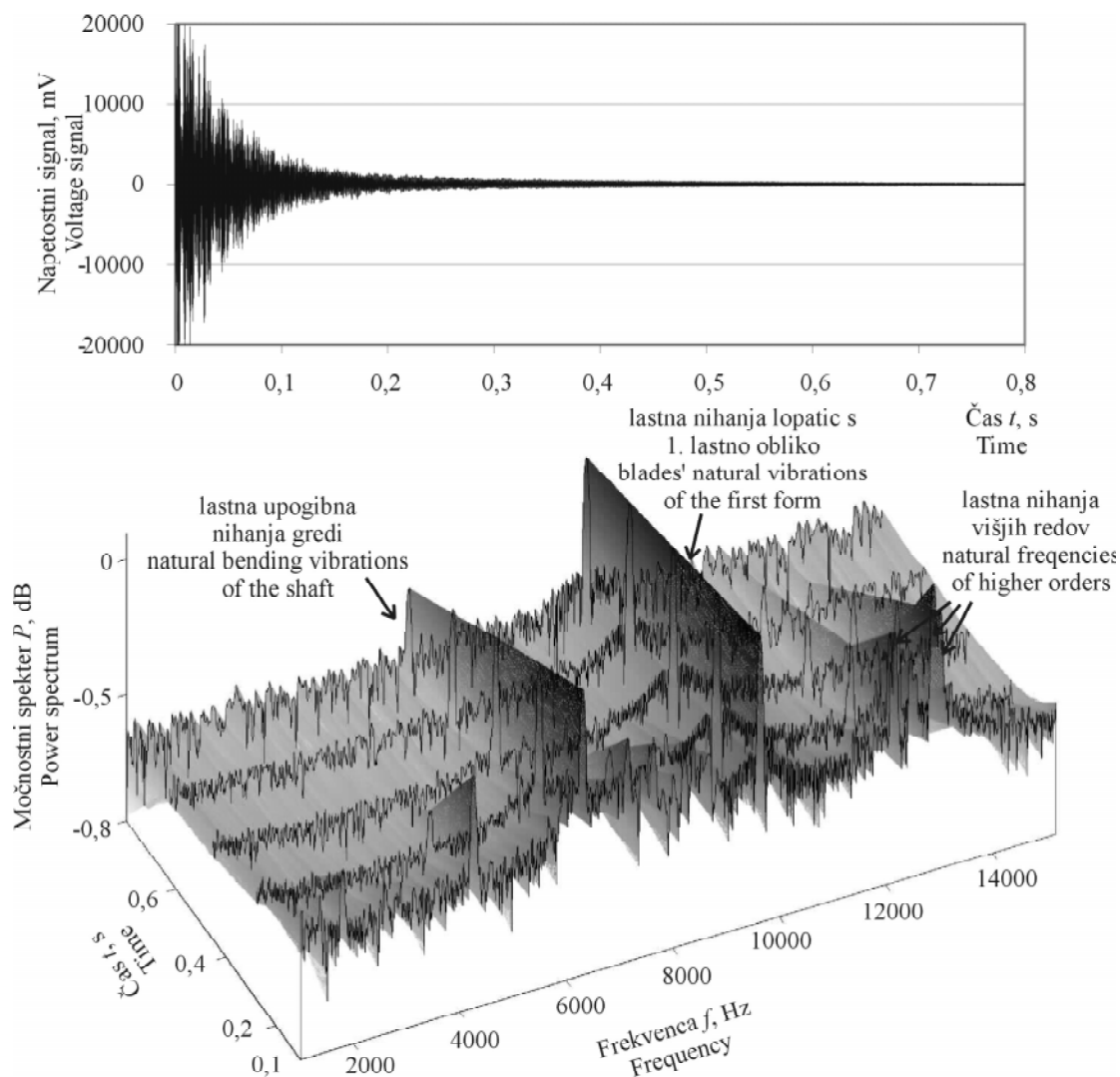
The theoretical background is based on free harmonic oscillation of the system with a single degree of freedom [7]. The damping ratio which was introduced into various damping models for the use of the finite-element method was determined as a ratio between equivalent viscous damping of the system and critical damping:

A case frequently encountered in engineering practice is that the damping of the system is very small, therefore the frequencies of the natural vibrations of a damped and undamped system differ insignificantly. In this case it is possible to derive the damping ratio from logarithmic decrement:

where the logarithmic decrement Δ is the natural logarithm of the ratio between adjacent amplitudes of the harmonic part of the system's response:

For the measured signals, the logarithmic decrement was calculated using the discrete Fourier transformation (DFT) on equidistant signal intervals. As a criterion of mean amplitude on the interval we used the vector sum of the coefficients of the real and imaginary part of the Fourier series at the first free frequency (with the highest content in the signal). In this way the logarithmic decrement can be expressed by the following equation:

where a_i and a_{i+1} are the mean amplitudes of two successive intervals of the measured signal.



Sl. 4. Značilni signal odziva lopatice na impulzno motnjo (zgoraj) in pripadajoči spektrogram (spodaj)
 Fig. 4. Characteristic signal of blade response to an impulse disturbance (above) and corresponding spectrogram (below)

3 REZULTATIMERITEV

3 RESULTS OF MEASUREMENTS

3.1 Impulzno vzbujanje

3.1 Impulse excitation

Frekvenčna razstavitev impulznega signala pokaže širok frekvenčni spekter, zato je ta način vzbujanja primeren za vzbujanje lastnih nihanj v širokem frekvenčnem pasu. Izvajanje je bilo z udarci kovinske palice po merjeni konstrukciji. Preskušeno je bilo več načinov vpetja turbinskega gonilnika v vpenjalno glavo in različna mesta izvajanja vzbujanja. Iz analize dobljenih rezultatov je bila za vse različice ugotovljena enaka frekvenčna vsebnost signalov, vendar se je izkazalo, da vpetje, kakor je prikazano na sliki 3, omogoča najboljše rezultate.

The frequency decomposition of an impulse signal shows a broad spectrum of frequencies, therefore this method of excitation is suitable for exciting natural vibrations over a wide frequency band. It was performed by hitting the measured structure with a metal bar. Several methods for clamping the turbine impeller in the clamping head and various places at which excitation was performed were tested. The analysis of the obtained results showed that all the variants had the same frequency signal content, but it turned out that the clamping method presented in Figure 3 afforded the best results.

Na sliki 4 je prikazan izmerjeni signal odziva lopatic na impulzno motnjo in njegov spektrogram. Impulzna motnja vzbudi lastne

Figure 4 shows the measured signal of the blade response to an impulse disturbance and corresponding spectrogram. Impulse disturbances excite the free fre-

frekvence celotne konstrukcije (gonilnika z gredjo) v širokem frekvenčnem območju. Po pričakovanjih je večina močnejše dušenih, zato se v začetnem delu odziva zelo hitro izniha (sl. 5, interval A), kar se lepo vidi tudi iz spektrograma na sliki 4 spodaj. V nadaljevanju signala prevladuje samo še lastna frekvenca z najmanjšim dušenjem, ki pripada 1. lastni obliki: 9,84 kHz. Lastna nihanja višjih redov sistema lopatice - disk imajo za velikostni razred večje dušenje od nihanj v 1. lastni obliki, zato v resonanci amplitude teh nihanj lopatic niso kritične. Začetni deli signalov, ki imajo vsebnost lastnih frekvenc višjih redov, so bili zato izločeni iz analize.

Diagram na sliki 5 prikazuje časovno odvisnost sočasno merjenih amplitud lastnih nihanj s 1. lastno obliko za 4 sosednje lopatice (pr. slika 3). Signal je zajet v časovnem intervalu 5 s, v katerem so izmerjeni celotni odzivi na tri zaporedne impulzne motnje. V logaritemski skali ima potek amplitud (oznaka *a*) linearno naravo (sl. 5, interval z oznako B) z enakim nagibom za vse merjene lopatice. Za opazovano 1. lastno obliko je razmernik dušenja konstanten in znaša: $\delta = 5 \text{ E-}05$. Ta ugotovitev ima dvojni pomen:

- Dušenje vibracij sestavljenega sistema lopatice - disk s 1. lastno obliko je ustrezno opisano z razmernikom viskoznega trenja, kar omogoča primerno uporabo uveljavljenih modelov dinamičnega dušenja, temelječih na sistemu z eno prostostno stopnjo.
- Signali vseh štirih merilnikov pospeškov se ujemajo (izmerjena lastna frekvenca in razmernik dušenja), kar dokazuje, da so mase merilnikov pospeškov samih dovolj majhne, da zanemarljivo malo vplivajo na dinamično obnašanje lopatic.

3.2 Harmonsko akustično vzbujanje

Drugi način vzbujanja je bil izveden z akustično metodo. V ta namen so bili za vzbujanje uporabljeni: frekvenčni generator kot izvor električnega signala, ojačevalnik in zvočnik s primerno frekvenčno karakteristiko (sl. 6). Frekvenca in oblika (harmonska) signala sta bili nastavljeni s frekvenčnim generatorjem. Z uporabo 4-kanalnega digitalnega osciloskopa so bile najprej zaznane lastne frekvence gonilnika. Odzivi nihanja merjenih lopatic se tako po frekvenci, kakor tudi po obliki dobro ujemajo s signalom vsiljenega nihanja (akustičnega signala). Za vsako resonanco je potekalo snemanje signala takole:

- Po ugotovitvi resonance (lokalni maksimum amplitude merjenega odziva), se je začela meritev.

frequencies of the entire structure (impeller and the shaft) over a wide frequency band. As expected, most of them are strongly damped, therefore in the initial part of the response they dissipate very rapidly (see also Figure 5, interval A), which can also be seen nicely from the spectrogram in Figure 4. Later on in the signal, only the free frequency with the smallest damping predominates, which belongs to the first free form: 9.84 kHz. Natural vibrations of higher orders of the blade-disc system have greater damping, by an order of magnitude higher than the natural vibrations in the first free form, therefore at resonance frequency the amplitudes of these blade oscillations are not critical. The initial part of the signals, which contained free frequencies of higher orders, were therefore eliminated from the analysis.

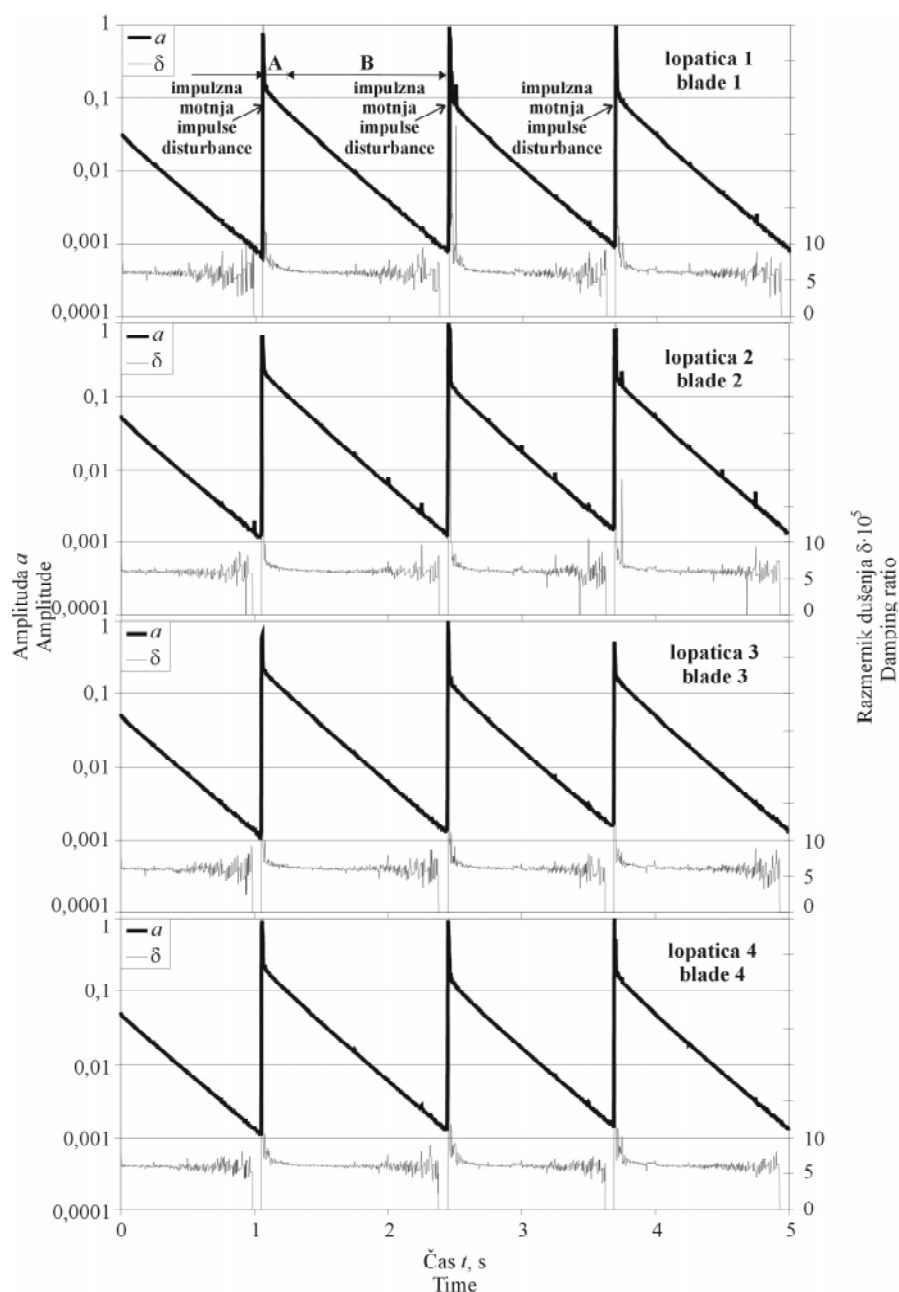
The diagram in Figure 5 shows the time dependence of simultaneously measured amplitudes of natural vibrations with the first free form for 4 adjacent blades (cf. Figure 3). The signal occurs within a time interval of 5 s, during which the entire responses to three consecutive impulse disturbances were measured. On the logarithmic scale, the course of amplitudes (*a*) is linear (Figure 5, interval designated B) with the same slope for all the measured blades. For the observed first free form, the damping ratio is constant and amounts to $\delta = 5 \text{ E-}05$. This finding has a twofold meaning:

- The damping of vibrations of a composite blade-disc system with the first free form is described satisfactorily by the viscous friction ratio, which enables the convenient use of the established models of dynamic damping based on a system with one degree of freedom.
- The signals of all four accelerometers agree (the measured free frequency and the damping ratio), which proves that the masses of the accelerometers themselves are sufficiently small so as to have a negligible effect on the dynamic behavior of the blades.

3.2 Harmonic acoustic excitation

The following elements were used for acoustic excitation: a frequency generator as the source for the electrical signal, an amplifier and a loudspeaker with the appropriate frequency response characteristics (Figure 6). The frequency and the shape (harmonic) of the signal were set using the frequency generator. By means of a 4-channel digital oscilloscope, the impeller's free frequencies were first detected. The responses in the form of oscillations of the measured blades agreed well, both in terms of frequency and shape, with the signal of the forced oscillation (acoustic signal). For each resonance frequency, the signal was recorded as follows:

- When resonance was established (local maximum of the measured response amplitude), measurements began.



Sl. 5. Izmerjene vrednosti amplitud odziva štirih sosednjih lopatic na tri zaporedne impulzne motnje ter pripadajoči razmernik dušenja

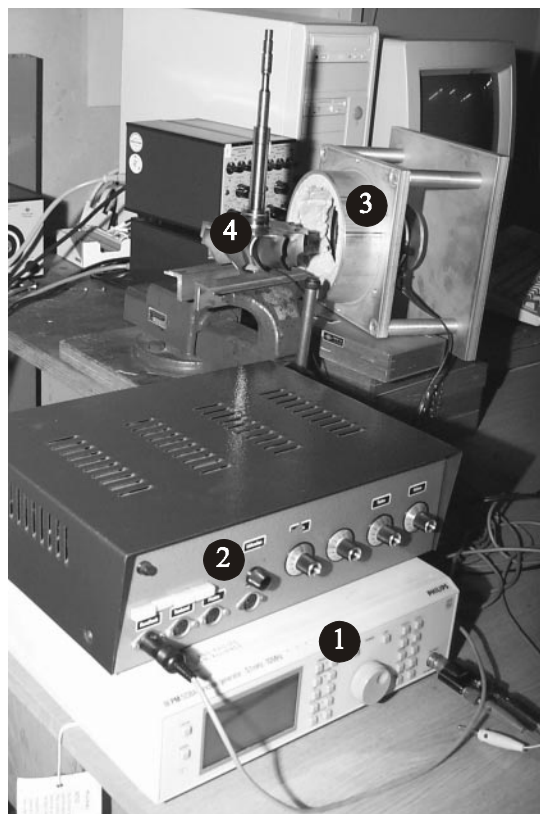
Fig. 5. Measured values of amplitudes of the response of four adjacent blades to three consecutive impulse disturbances and the corresponding damping ratio

- Med meritvijo je bil akustični signal prekinjen s stikalom na zvočniku. Dobljeni odziv lastnega nihanja je bil uporabljen za analizo signala.

Glede na pričakovanja iz prejšnjih numeričnih analiz [5] in frekvenčne razstavitve odzivov pri impulznem vzbujanju je bilo območje med 8,5 kHz in 11,5 kHz, kjer ležijo vse lastne frekvence, ki pripadajo 1. lastni obliki, podrobno raziskano. Med kar nekaj resonancami v tem frekvenčnem območju je zanimiva tista, pri frekvenci 9,64 kHz, saj ima od drugih za velikostni

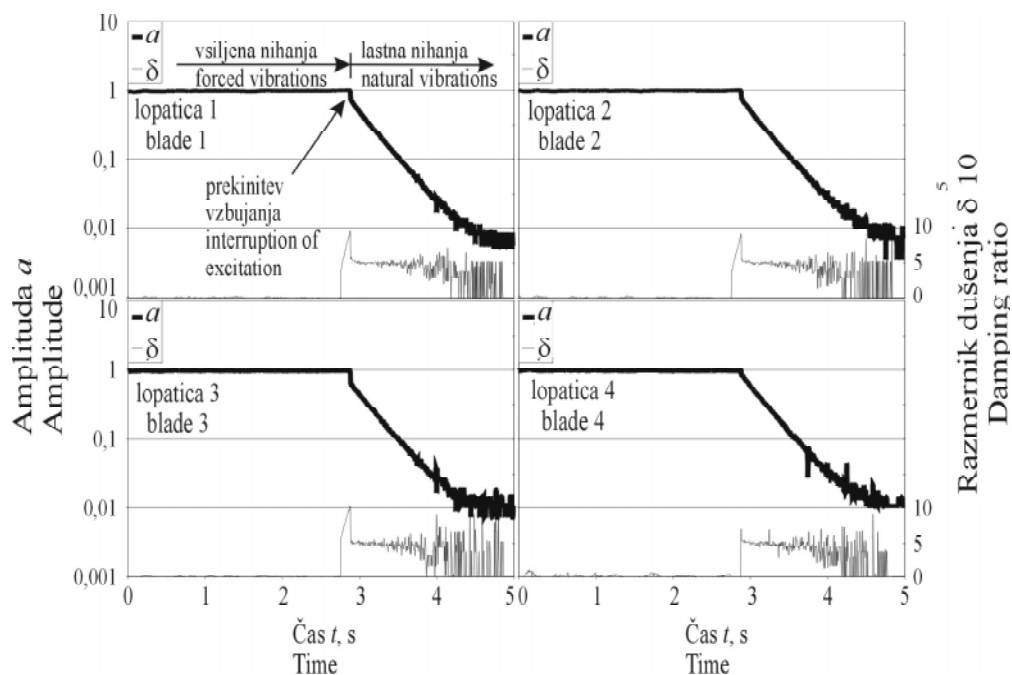
- During the measurement, the acoustic signal was interrupted using a switch on the loudspeaker. The obtained free oscillation response was used for signal analysis.

Based on our expectations from previous numerical analyses [5] and the frequency decomposition of responses in impulse excitation, the frequency range between 8.5 kHz and 11.5 kHz was studied in detail, because all the free frequencies corresponding to the first free form were located in this range. Of the many resonant frequencies in this range, the most interesting one was at 9.64 kHz, because its damping was smaller than



Sl. 6. Sistem za akustično harmonsko vzbujanje: 1 – frekvenčni generator; 2 – ojačevalnik; 3 – zvočnik; 4 – turbinski gonilnik z gredjo

Fig. 6. System for acoustic harmonic excitation: 1 – frequency generator; 2 – amplifier; 3 – loudspeaker; 4 – turbine impeller with shaft



Sl. 7. Izmerjene vrednosti amplitud odziva štirih sosednjih lopatic na harmonsko vsiljeno nihanje ter pripadajoči razmernik dušenja

Fig. 7. Measured values of response amplitudes for four adjacent blades – harmonic forced oscillation and the corresponding damping ratio

razred manjše dušenje in enako obliko, kakor pri impulznem vzbujanju. Kakor je razvidno iz diagramov na sliki 7, ki prikazujejo odzive lastnega nihanja 4 sosednjih lopatic, so nagibi amplitudnega odziva sistema, prikazanega v logaritemski lestvici enaki, kakor pri impulznem vzbujanju, zato je razmernik dušenja enak: $\delta = 5 \text{ E-05}$.

V primerjavi z omenjeno lastno frekvenco, so preostala nihanja povezana z znatno večjim dušenjem. Razen tega ima dušenje teh lastnih frekvenc močno nelinearno karakteristiko, zato ga ni mogoče popisati z uporabljenim modelom. Zaradi velikosti dušenja je bilo vzeto, da te lastne frekvence niso kritične pri obravnavi vibracij med obratovanjem in so bile zato izvzete iz obravnave.

4 SKLEPI

V raziskavi so bile analizirane dinamične lastnosti vibracij gonilnika turbopuhala, ki predstavlja sestavljen sistem lopatice - disk.

Eksperimentalno je bil določen koeficient dušenja, in sicer z dvema različnima načinoma vzbujanja sistema: z impulzno motnjo in z akustičnim harmonskim vzbujanjem. Iz analize izmerjenih signalov je mogoče povzeti naslednje:

- lastna nihanja višjih redov se zaradi relativno velikega dušenja zelo hitro iznihajo;
- v signalu po iznihanju lastnih frekvenc višjih redov ostane samo še nihanje prvega reda (1. lastna oblika).

V obeh primerih vzbujanja se za lastna nihanja s 1. lastno obliko izkaže linearna narava dušenja, pri čemer znaša razmernik dušenja za obravnavano gradivo $\delta = 5 \text{ E-05}$.

Eksperimentalno dobljeni podatki o dušenju so koristna informacija za oblikovanje numeričnega modela, katerega namen je simuliranje in analiza obratovanja gonilnika turbopuhala v resonanci in njeni okolici.

Zahvala

Predstavljeno raziskovalno delo je bilo opravljeno v okviru raziskovalnega usposabljanja na Inštitutu za toplotne turbinske stroje Tehniške univerze Karlsruhe, Nemčija, s finančno podporo Sklada Alexandra von Humboldta. Obema ustanovama se za podporo pri tem delu iskreno zahvaljujem.

that of the others by an order of magnitude, and its shape was the same as in impulse excitation. As can be seen from the diagrams in Figure 7, which show the responses of the free oscillation of 4 adjacent blades, the slopes of the amplitude response of the system shown on the logarithmic scale are the same as in impulse excitation, therefore the damping ratio is the same: $\delta = 5 \text{ E-05}$.

In contrast to the above-mentioned free frequency, the other oscillations are associated with a considerably greater damping. In addition, the damping of these free frequencies has a strongly nonlinear characteristic, therefore it cannot be described using the above model. Due to the magnitude of the damping it is assumed that these free frequencies are not critical in the study of vibrations during operation and were therefore excluded from the analysis.

4 CONCLUSION

This study analyses the dynamic properties of the vibrations of a turbocharger impeller, representing a composite blade-disc system.

The damping coefficient was determined experimentally using two different methods of exciting the system: impulse disturbance or acoustic harmonic excitation. The analysis of the measured signals leads to the following conclusions:

- natural vibrations of higher orders dissipate very quickly due to a relatively large degree of damping;
- after free frequency oscillations of higher orders have dissipated, the signal contains only oscillations of the first order (first free form).

In both methods of excitation, natural vibrations of the first free form exhibit linear damping, whereby the damping ratio for the studied material is $\delta = 5 \text{ E-05}$.

Experimentally obtained data on damping can serve as useful information for the development of a numerical model for the purposes of simulation and analysis of the operation of turbocharger impellers at or near resonance frequency.

Acknowledgement

The described research work was performed within the framework of research training at the Institute of Thermal Turbomachinery of the Technical University of Karlsruhe, Germany, with the financial assistance of the Alexander von Humboldt Foundation. I gratefully acknowledge the support of both institutions in my work.

5 LITERATURA

5 REFERENCES

- [1] Baumgartner, M., Dameier, F., J. Hourmouziadis (1995) Non-engine blade vibration in a high pressure compressor. *Paper ISABE 95-7094*.
- [2] Rieger, N., C.M. Beck (1980) Damping tests on steam turbine blades. *EPRI Project, RP-1185-1*.
- [3] Hillerin, C.A. (1989) Free response to an initial displacement for a s.d.o.f. system in presence of dry friction and viscous damping. *Proc. of the 7th International Modal Analyses Conference*, Volume 2, p. 1123-1127.
- [4] Badrakhan, F. (1985) Separation and determination of combined dampings from free vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, 100(2): p 243-255.
- [5] Filsinger, D., Sekavčnik, M., Kreuz-Ihli, T., Schulz, A., S. Wittig (1999) Finite element analyses of the vibration characteristics of a turbocharger impeller. *Proc. of First International Conference of Structural Engineering and Mechanics*, Seoul, Korea.
- [6] Ludewig, H. (1969) Schwingungsmessungen an Turbinenschaufeln von Abgasturboladern mit Hochtemperatur-Dehnmessstreifen. *Messtechnische Briefe 1*.
- [7] Genta, G. (1998) Vibrations of structures and machines. *Springer Verlag*.

Naslov avtorja: dr. Mihael Sekavčnik
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 LJUBLJANA

Author's Address: Dr. Mihael Sekavčnik
Faculty of Mechanical Engineering
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 14.9.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Vpliv vibriranja med varjenjem in po njem na mehanske lastnosti zvarov, zavarjenih v zaščiti močno ioniziranega večkomponentnega plina

The Effect of Vibrational Treatment During and After Welding on the Mechanical Properties of a Transferred Ionized Molten Energy Weld

Bogdan Pučko

Vibriranje za odpravo napetosti (VON - VSR) je eden od načinov odpravljanja zaostalih notranjih napetosti v zvaru. Pri tem se lahko spremenijo tudi nekatere druge mehanske lastnosti zvarnega spoja.

Namen raziskave je bil primerjati lastnosti večvarkovnih zvarnih spojev, zavarjenih in vibriranih v različnih razmerah. Z osnovnim stanjem smo primerjali žarjeno stanje, stanje z vibriranjem med varjenjem in po njem ter kombinacijo vibriranja in žarjenja. Varili smo po postopku T.I.M.E. (varjenje v zaščiti močno ioniziranega večkomponentnega plina). Z metodami verifikacije varilnega postopka in dodatnimi raziskavami lomne žilavosti smo ocenili razlike med različnimi stanji. Opravili smo mehanske preskuse natezne trdnosti, udarne žilavosti, lomne žilavosti in meritve trdot. Med seboj smo primerjali lastnosti v strjenem zvaru. Izsledki raziskav kažejo izboljšanje udarne in lomne žilavosti, če so zvari vibrirani med varjenjem ali po njem. Na druge mehanske lastnosti ni bilo bistvenega vpliva. Žarjenje nasprotno poslabša omenjene lastnosti ter povzroči zvečanje trdote v toplotno vplivanem področju (TVP) zvara preskušanege jekla.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: VSR, vibriranje, odprava napetosti, postopek TIME)

The vibrational stress relief (VSR) technique has been shown to reduce the internal residual stresses caused by welding. By lowering or redistributing the stress it is possible to alter the mechanical properties of the weld joint.

The aim of this study was to determine the effect of vibration on the properties of multilayer weld specimens which were welded and vibrated under various conditions. Specimens which were stress annealed, vibrated after and during welding were compared with specimen in the as-welded condition. Each specimen was welded using the T.I.M.E. (transferred ionized molten energy) process. Using weld-procedure-specification methods and the fracture-toughness method we established differences in the properties of the different specimens. Properties were also assessed using the tensile stress test, the Charpy V-notch test, the fracture mechanics test and hardness measurements. Measurements were made primarily in the weld metal. The results show an effect of vibration after, and during, welding on the Charpy and fracture toughness, the other mechanical properties were not seriously affected. Stress annealing, in contrast, lowers the toughness and increases the hardness in the heat-affected zone (HAZ) of the weld.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: VSR, vibrational stress relief, TIME process)

0 UVOD

Že v tridesetih letih dvajsetega stoletja zasledimo, da se v konstrukcijah poleg napetosti, kot posledici zunanje obremenitve, pojavljajo tudi tako imenovane notranje zaostale napetosti. V štiridesetih in petdesetih letih so objavili vrsto člankov, v katerih se ukvarjajo s študijem vira, nastanka in meritev teh napetosti. Hkrati s tem so se razvijale tudi metode za

0 INTRODUCTION

By the 1930s researchers had discovered that all stresses in a structure were not just the result of loading. Residual stresses are also formed. In 1940s and 1950s many publications referred to the origin, development and measurement of residual stresses. During that time the reduction or methods for elimination of stresses were devel-

njihovo zmanjševanje ali odpravljanje. Šele v sredini šestdesetih let se močno razširijo raziskave z mehanskim vibriranjem kot možnim načinom za zmanjševanje napetosti. V velikem številu člankov ugotavljajo ugoden učinek vibriranja na zmanjšanje notranjih mikro napetosti z meritvijo zaostalih napetosti in deformacij ([1] do [9]).

Manj jasen ostaja vpliv vibriranja na mehanske lastnosti osnovnega materiala in zvara. Različni avtorji ugotavljajo zanemarljiv [10] ali celo negativen [2] vpliv na mehanske lastnosti. Vibriranje med varjenjem lahko vpliva na zmanjšanje trdote [11]. Novejše raziskave [12] med drugim podajajo ugoden vpliv višjih frekvenc (80 do 400 Hz) med varjenjem na mehanske lastnosti aluminija. Gnirss [13] v svojem članku poudarja tudi vpliv na delež vodika in njegove razporeditve. Zaradi večje gibljivosti vodika pri vibriranju se ta ugodneje razporedi in tudi lažje prodre od dislokacij, kar zmanjša nevarnost hladne pokljivosti. Zmanjšanje zrna pod vplivom vibriranja med varjenjem bi naj bilo premo sorazmerno prostorninski spremembi med strjevanjem ([14] in [15]). Nasprotno Crawmer [16] dokazuje, da pri varjenju ni vpliva na velikost zrna, kar lahko pojasnimo z veliko hitrostjo ohlajanja v primerjavi z litjem. Prav tako je najti trditev [11], da ni vidne spremembe velikosti zrna varka in TVP pri vibriranju med varjenjem. Nekateri avtorji dokazujejo, da vibriranje pospešuje učinke toplotne obdelave [17]. S tem se povečuje hitrost odtaljevanja dodajnega materiala za 10 odstotkov ([16] in [18]), hitrost ohlajanja taline [19] in s tem globina prekalitve [20]. Razlaga teh procesov je povezana z nastankom večjega števila praznin v kristalni strukturi in tako povečanja difuzijskih koeficientov [21]. Z nastankom praznin je povečana gibljivost dislokacij, kar je tudi ena od razlag in je v prid zmanjšanju deformacij kristalne mreže ([1], [6], [11] in [22]). Kot posledica povečane hitrosti odtaljevanja je lahko tudi povečanje hitrosti varjenja, kar je opisano v članku [6]. Vpliv na globino pretaljevanja je opisan v člankih ([11] in [23]). Članki ne ugotavljajo bistvenega vpliva vibracije na globino uvara in na geometrijsko obliko prereza varka.

Da bi se izognili številnim vplivnim dejavnikom, ki se pojavljajo pri varjenju, je večina raziskav izvedena na preprostih preskušancih, običajno na manjših ploščah ali palicah. Varjenje se največkrat omejuje na navarjanje ali pa se simulira vnos napetosti pri varjenju, na primer z valjanjem. Rezultati, predstavljeni v tem članku, so rezultati meritev na večvarkovnih zvarnih spojih, ki po svoji obliki in velikosti ustrezajo zvarom na konstrukcijah. Izmerjene so bile mehanske lastnosti (natezna trdnost, trdota, udarna in lomna žilavost).

1 TEORIJA

VON je v prvi vrsti namenjeno zmanjšanju zaostalih mikro napetosti in povečanju dimenzijske stabilnosti. Metoda se je pokazala uporabna pri vseh

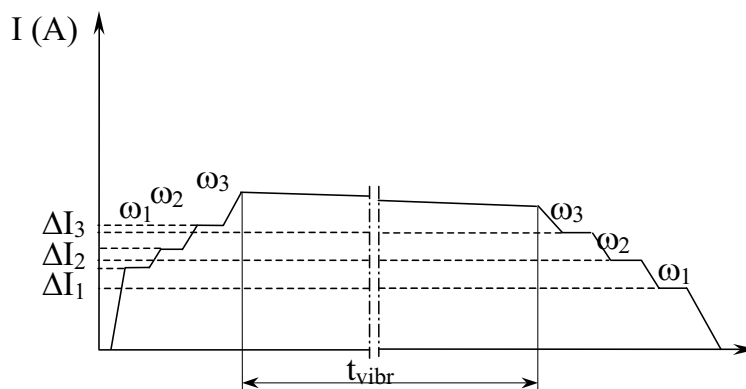
oped. During the 1960s research on mechanical vibrations as a possible method for stress reduction began. Many papers reported positive results with regard to measurements of internal stresses and deformation ([1] to [9]).

The effect of vibration on the base material and the weld metal mechanical properties remains unclear. Many authors found negligible [10] or negative [2] effects on the mechanical properties. Vibration during welding was observed to lower hardness [11] and the latest research on aluminum [12] has shown a positive effect on the mechanical properties when the aluminium is vibrated (80 to 400 Hz) during welding. In his paper [13] Gnirss discusses the effect of vibration on hydrogen distribution. Because of the higher mobility of atoms during vibration, the hydrogen can easily move from dislocations and therefore lower the cold crack sensitivity. Grain refining caused by the vibration during welding should be directly correlated to the volume change during solidification ([14] and [15]), however, Crawmer [16] showed no effect on grain refinement, which could be the result of a very short solidification time within welding in comparison to casting. No change in the grain size has been reported also by other authors [11]. Other reports suggest that vibration can increase the effects of heat treatment [17]. The deposition rate can be increased for about 10 % ([16] and [18]), cooling time can be shortened [19] and weld penetration can be affected [20]. The explanation of these processes is connected with an increase in the number of vacancies in the crystal lattice and therefore an increase in the diffusion rate [21]. With vacancy formation, dislocation movement is increased, which is important in recovery mechanisms ([1], [6], [11] and [22]). A higher deposition rate can also increase welding speed [6]. Penetration of the weld has been discussed ([11] and [23]) and a connection between vibration and weld geometry could not be found.

To avoid a number of the parameters which affect the welding process, most of the research was carried out on simple specimens, usually on small plates or bars. Welding was often reduced to surfacing or residual stresses were simulated, for example, with rolling. Results obtained from welding multilayer weld specimens, which, because of their shape and dimensions, can be compared to construction welds are presented. Mechanical properties were obtained from tensile tests, hardness tests, Charpy toughness and fracture toughness measurement.

1 THEORY

The VSR technique is used to reduce the residual microstresses in a material and increase of dimensional stability. This technique is used for rolled,



Sl. 1. Shematski prikaz postopka vibriranja po varjenju
Fig. 1. Method of vibrational treatment after welding - schematically

vrstah valjanih, litih, varjenih, kovanih in mehansko obdelanih izdelkih. Primerna je za konstrukcijska, normalizirana, popuščena, kaljiva in nerjavna jekla. VON ni zamenjava za toplotno obdelavo, pri kateri poleg odpravljanja makro napetosti povzročamo metalurške spremembe v mikrostrukturi materiala. V literaturi se učinki te metode največkrat primerjajo z učinki naravnega staranja.

Vsaka konstrukcija ima svojo lastno frekvenco. Resonančne vrhove določimo z meritvijo pred pričetkom vibriranja. S spreminjanjem frekvence od vrednosti nič do končne vrednosti ω merimo velikost toka vibratorja pri nekaj (3 do 5) resonančnih vrhovih (ω_i). Na sliki 1 je shematsko prikazan postopek vibriranja po varjenju. Po vibriranju, običajno 15 do 30 minut pri najvišji harmonični frekvenci, zmanjšujemo hitrost rotorja na vrednost nič in medtem merimo vrednost toka vibratorja pri istih frekvencah kakor pred vibriranjem. Razlika tokov (ΔI_i) rabi kot merilo zmanjšanja napetosti. Včasih, če je padec toka premajhen, je treba postopek ponoviti. Pri tem se lahko napetosti dodatno zmanjšajo. Če ne zaznamo spremembe toka v primerjavi s prejšnjo meritvijo, pomeni, da smo element stabilizirali. Opisan postopek velja za vibriranje po varjenju.

Pri vibriranju med varjenjem v času strjevanja materiala varjenja vibriramo s stalno frekvenco in ne merimo resonančnih vrhov. Med varjenjem se vibriranje izvaja v podresonančnem področju, da ne bi dobili prevelikih nihanj zaradi resonančnih pojavov, kar lahko neugodno vpliva na stabilnost obloka.

V materialu se z vibriranjem pojavlja tako imenovano notranje trenje oziroma dušenje, ki mehansko (vibracijsko) energijo spreminja v toploto. Pojavljajo se mikroplastične deformacije. To se dogaja znatno pod makroskopsko mejo elastičnosti.

Poškodbe materiala pri vibriranju z majhnimi amplitudami so v primerjavi z utrujanjem pri dinamičnem preskušanju izredno majhne [24], prvič zaradi majhne energije vibriranja, drugič zaradi majhnega števila obremenitvenih ponovitev.

Ločimo lahko tri osnovne modele vibriranja. Pri prvem s preobremenitvijo konstrukcije dosežemo

cast, welded, forged and machined parts. We can use it for normalized, tempered, quenched, structure and stainless steels. It cannot be a substitute for thermal annealing, where the relief of macrostresses is accompanied by changes in the microstructure. It is common to compare the VSR technique to natural aging.

Every structure has its own resonant frequency. The method of vibration is schematically presented in Figure 1. The resonant peaks can be found before the vibration starts by changing the frequency from zero to the final value of ω . The values of the vibrator-current consumption at a few (3 to 5) resonant peaks ω_i are recorded. After vibration, usually 15 to 30 min at the highest frequency, the rotor frequency is reduced to zero, and the current consumption at the same resonant peaks is recorded. The current difference (ΔI_i) is an indication of the stress reduction. If the current drop is too small, the procedure has to be repeated to obtain stress reduction. If there is no change in the current compared to the previous measurements, the part or specimen is stabilized.

During welding the resonant peaks are not measured but maximum frequency is used during the weld solidification. In fact, the frequency has to be adjusted to a subresonant value to avoid maximum amplitudes which can have a negative effect on arc stability.

According to internal friction and attenuation, mechanical (vibrational) energy in the material changes to heat. Microplastic deformations can occur, and this process takes place under the macroscopic yield point.

Low-amplitude vibration causes no serious material damage and is smaller than during fatigue testing [24]. The energy of vibration is very low and there is a relatively small number of duty cycles.

We can distinguish three different basic models to explain the vibration effects. The first model

zmanjšanje napetosti na račun makroskopskih deformacij. Drugi (standardni) model razlaga zmanjšanje napetosti kot posledico mikroplastičnega tečenja v področju elastično obremenjene konstrukcije ([25] in [26]). Ta model je uporaben pri vibriranju po varjenju. Tretji model je model stabilizacije dislokacij ([11], [21] in [27]). V odvisnosti od temperature je pod vplivom vibracij povečana gibljivost dislokacij in s tem možnost za prenos materiala in medsebojno reakcijo dislokacij ali dislokacij s tujimi atomi, kar zmanjša skupno elastično energijo. Ta model lahko uporabimo pri vibriranju med varjenjem.

2 EKSPERIMENT

Preiskave, omenjene v tem prispevku, so bile opravljene na jeklu domačega proizvajalca S500 NL1 (EN 10027) s trgovsko oznako NIOMOL 490K, na zavarjenih talonih izmer 1200x400 mm. Zagotovljene mehanske lastnosti so $R_m = 560$ MPa ter $R_p = 470$ MPa za izbrano debelino pločevine 25 mm. Za dodatni material smo izbrali polno žico G3 NiMo (EN 12534) z nekoliko večjimi vrednostmi natezne trdnosti. Kemijska sestava osnovnega (OM) in dodatnega materiala je podana v preglednici 1.

Preglednica 1. Kemijska sestava osnovnega (OM) in dodatnega materiala
Table 1. Chemical composition of base (BM) and filler material

element	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Nb	Al
OM/BM	0,07	0,54	0,56	0,008	0,002	0,67	0,35	/	0,062	/
dodatni/filler mat.	0,09	0,62	1,77	0,011	0,003	0,31	0,95	/	/	/

Za postopek varjenja je bil izbran novejši, zelo produktiven postopek, imenovan T.I.M.E. Parametri varjenja so izbrani tako, da je bil vnos toplote do 1,5 kJ/mm zvara, oziroma so bili časi ohlajanja $t_{8/5}$ krajši od 10 s, kar po zagotovitvi proizvajalca pločevine še zagotavlja ugodne mehanske lastnosti TVP. Oblika zvara je zaradi načina odvzema preskušancev simetrični zvar K.

Izhodišče za primerjavo rezultatov je bil preskusni talon, zavarjen po načrtovani tehnologiji, brez dodatne obdelave (S1). Drugi talon v seriji je v nasprotju od prvega vključeval žarjenje za odpravo napetosti po varjenju (S2). Tretji način priprave preskusnega talona pomeni standardni način vibriranja (S3). Po končanem varjenju smo ohlajen varjenec vibrirali okoli 20 min. Uporabili smo napravo za vibriranje, ki deluje v frekvenčnem področju do 75 Hz. Podobno kakor pri žarjenju prihaja pri vibriranju po varjenju do premika posameznih atomov in dislokacij, vendar na lokalnih področjih in v isti drsni ravnini. Ne pride do plezanja dislokacij, ampak le do drsenja. Pod vplivom vibriranja pride do manjših premikov dislokacij ter do njihovih reakcij s tujimi atomi, kar vodi do stabilnejše kristalne strukture. Manj uporabljano možnost vibriranja pomeni vibriranje med varjenjem (S4). V tem primeru izrabljamo

suggests that overloading of a structure and macroscopic plastic deformation are the main reason for stress reduction. The second (classical) model explains stress reduction as the result of microplastic flow in elastic stress structure ([25] and [26]). This model can properly explain vibration after welding. The third model refers to dislocation stabilization ([11], [21] and [27]). Dislocation mobility is increased with temperature. With vibration excitation there is a greater possibility of material transport and the reaction of dislocations with dislocations or impurity atoms resulting in a lowering of the elastic energy of the system. This model can explain processes by vibration during welding.

2 EXPERIMENT

The material used in this study was S 500 NL1 (EN 10027) with the trade name NIOMOL 490K. The dimensions of the welded test plate were 1200x400 mm. The minimum mechanical properties were $R_m = 560$ MPa, $R_p = 470$ MPa for 25 mm plate thickness. The filler material used was G3 NiMo (EN 12534) solid wire with overmatched material properties. The chemical composition of the base (BM) and filler materials is shown in Table 1.

The welding process used was the highly efficient T.I.M.E. process. The welding parameters were defined so that heat input did not exceed 1.5 kJ/mm and the cooling time $t_{8/5}$ was shorter than 10 s; this should, according to the steel producer, ensure proper mechanical properties in the heat-affected zone (HAZ). To facilitate and ensure the cutting out of the specimens the symmetrical K weld type of joint was used.

The (S1) specimen, without further mechanical or heat treatment, was used as a control sample. The second specimen in the series (S2) was stress annealed after welding. The third specimen represents (S3) the classical vibration treatment after welding with vibration for about 20 min. The vibration device can operate with frequencies up to 75 Hz. With vibration after welding we can expect the movement of some dislocations and atoms in the same way as with annealing, but in the local area and in the same gliding plane. There is no climbing of the dislocations. The vibrational treatment during welding can promote dislocation movement and hence reactions with impurity atoms, the reaction results in the stabilization of the crystal struc-

dobro gibljivost atomov zaradi visokih temperatur in notranje trenje na kritičnih mestih kristalne strukture. Primerjalno smo zavarili tudi talon z vibriranjem med varjenjem, ki smo ga po končanem varjenju tudi odžarili za odpravo napetosti (S5). Tako smo želeli oceniti kombinacijo vplivov vibriranja in žarjenja. V preglednici 2 so prikazane oznake za posamezna stanja, ki se pojavljajo tudi v diagramih.

ture (S4). In this case we use the advantage of good atom mobility because of the high temperatures and the internal friction at critical points in the crystal lattice. To evaluate the correlation between vibrating and annealing, one specimen was vibrated during welding and then stress annealed after welding (S5). Table 2 shows the specimens' symbol designation with preparation conditions.

Preglednica 2. Oznaka talonov glede na stanje zavaritve

Table 2. Specimen designation according to condition of preparation

oznaka/ symbol	stanje / condition
S1	osnovno stanje / as welded
S2	žarjeno / annealed
S3	vibrirano po varjenju / vibrated after welding
S4	vibrirano med varjenjem / vibrated during welding
S5	vibrirano in žarjeno / vibrated and annealed

3 REZULTATI

Pred preskušanjem vzorcev iz zavarjenih talonov so bile najprej izmerjene zaostale vzdolžne in prečne napetosti glede na zvar, merjene prečno čez zvar v sredini talona [28]. Temelj za ovrednotenje mehanskih lastnosti je standard za verifikacijo varilnih postopkov [29] z ustreznimi spremljevalnimi standardi.

Na sliki 2 so prikazani rezultati nateznega preskusa vzorcev, vzeti vzdolžno iz zvara. Vsak stolpec pomeni poprečje dveh meritev. Meritev raztezka in skrčka ni pokazala vpliva vibriranja.

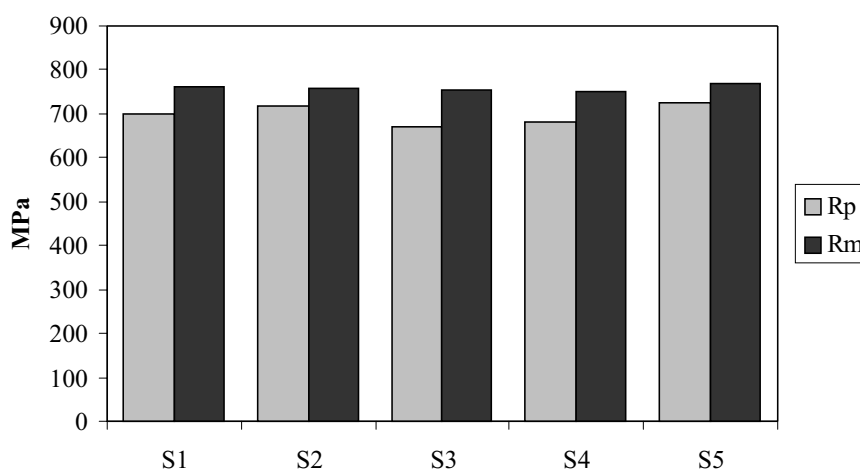
Trdote, prikazane na sliki 3, so bile izmerjene v temenu varka, približno 2 mm pod površino, skozi področje OM-TVP-zvar-TVP-OM.

3 RESULTS

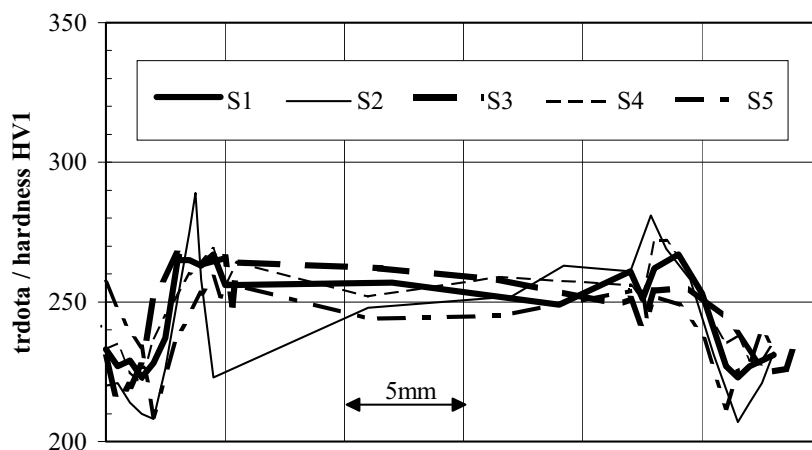
Before testing the welded specimens longitudinal and transverse residual stresses near the center line of the weld were measured across the weld [28]. The basis for the mechanical testing methods was a standard for weld-procedure specification [29] with corresponding standards.

In Figure 2 results of the tensile test specimens are shown. The tensile specimens were machined from the weld metal in the longitudinal direction. Each column represents an average value of two specimens. The measurement of elongation and contraction showed no significant difference.

The hardness measurements in Figure 3 were at the top of the weld, about 2 mm under the surface, across the region BM-HAZ-weld-HAZ-BM.



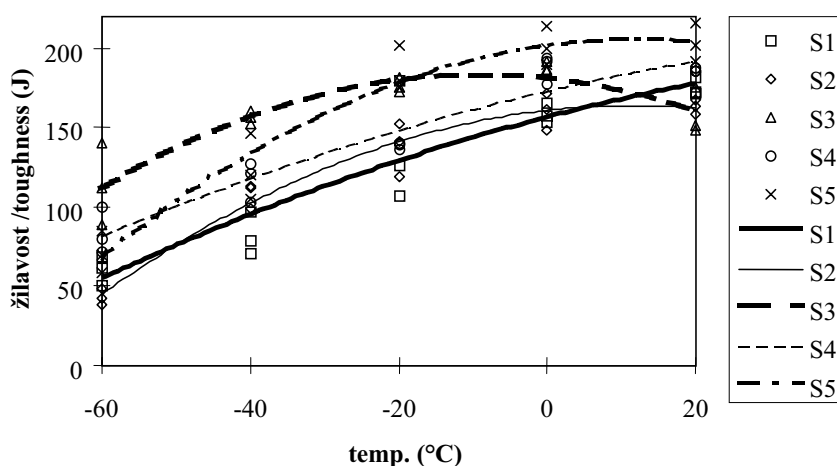
Sl. 2. Natezna trdnost in napetost tečenja zvara
Fig. 2. Tensile strength and yield stress of weld metal



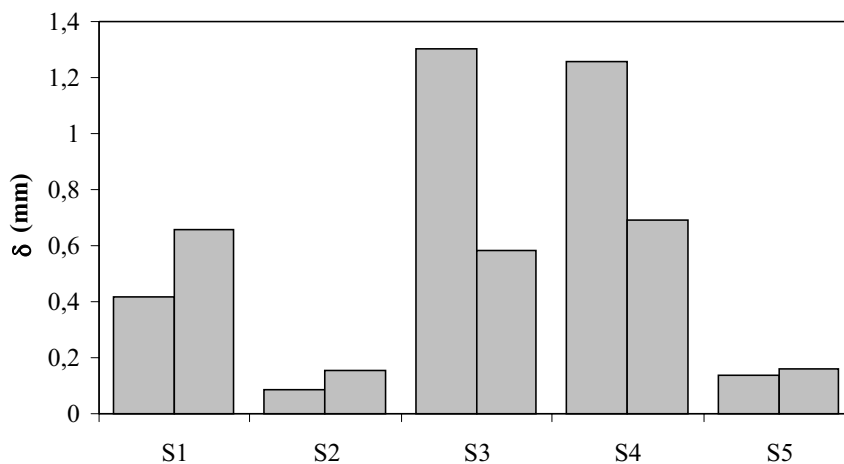
Sl. 3. Trdota v temenu zvara
Fig. 3. Hardness at the top of the weld

Za vsak način varjenja je bilo izdelanih pet serij preskušancev za preskus udarne žilavosti po Charpyju. Z njimi smo izmerili udarno žilavost v temperaturnem področju od -60°C do $+20^{\circ}\text{C}$, to je področje, za katero proizvajalec jekla zagotavlja določene mehanske lastnosti. Na sliki 4 velja opozoriti,

For each weld preparation, five series of Charpy V-notch specimens were made. Charpy toughness was measured in the range from -60°C to $+20^{\circ}\text{C}$, which is the range of guaranteed specified mechanical properties. In Figure 4 it should be noted that all values for the vibrated specimens are higher than for



Sl. 4. Udarna žilavost zvarov
Fig. 4. Charpy toughness of welds



Sl. 5. Lomna žilavost zvarov
Fig. 5. Fracture toughness of welds

da so vrednosti žilavosti pri vseh vibriranih stanjih večje kakor osnovno in žarjeno stanje.

Vrednosti lomne žilavosti posameznih epruvet so bile določene na podlagi koncepta lomne mehanike COD (Crack Opening Displacement). Temperatura preskušanja je bila -40 °C. Na sliki 5 vsak stolpec pomeni eno izračunano vrednost parametra lomne žilavosti δ .

4 SKLEPI

Natezna trdnost se z vibriranjem praktično ne spreminja. Vibriranje po varjenju ali med njim za malenkost zmanjša napetost tečenja, kar bi morali potrditi z natančnejšimi preiskavami. Zmanjšanje je v mejah natančnosti metode. Na raztezek in skrček vibriranje nima bistvenega vpliva. Sprememba trdnostnih lastnosti pri vibriranju po varjenju in med njim nismo opazili.

Trdota v strjenem zvaru se z žarjenjem zmanjša, vendar se v TVP pojavijo konice trdot, ki so najverjetneje posledice izločilnih pojavov. V primerjavi z osnovnim stanjem (S1) vibriranje med varjenjem (S3) ali po varjenju (S4) pri tem postopku vidno ne vpliva na trdote v temenu zvara. V stanju vibrirano med varjenjem in žarjeno (S5) pa so se trdotne konice z vibriranjem glede na samo žarjeno stanje (S2) znižale.

Z vibriranjem med varjenjem se žilavost zvara poveča. Vibriranje po varjenju in med njim izboljša žilavost v primerjavi z osnovnim stanjem.

Opaziti je nagnjenje k povečevanju lomne žilavosti zaradi vibriranja. Vendar glede lomne žilavosti ni bistvene razlike pri vibriranju med varjenjem in po njem. Vrednost parametra lomne mehanike δ se zaradi vibriranja močno poveča glede na osnovno stanje.

Žarjenje močno zmanjša lomno žilavost strjenega zvara, tudi kadar ga kombiniramo z vibriranjem. Za obravnavano jeklo žarjenje ni primeren način zmanjševanja zaostalih napetosti.

the unvibrated specimens.

Fracture toughness values are obtained with the Crack Opening Displacement fracture (COD) mechanics method. The testing temperature was -40 °C. In Figure 5 each column refers to one value of the calculated fracture mechanics parameter δ .

4 CONCLUSIONS

There is no significant change in the tensile strength. Vibration after, or during, welding slightly lowers the yield stress, but we should confirm this with additional research. It seems there is no effect on the ductility and contraction. Vibrating after and during welding has a similar effect on the mechanical properties.

The weld hardness drops with annealing, but peaks in the HAZ occur. These peaks are obviously the result of the precipitation of carbides in the HAZ. In comparison to the as-welded condition (S1) vibration after welding (S3) and during welding (S4) seems to have no significant effect on the hardness for this welding process. But the specimen vibrated before annealing (S5) exhibits no hardness peaks in the HAZ compared to annealed-only condition (S2).

An increase in the fracture toughness due to vibration is apparent.

There is no difference between vibrating the specimen after or during welding. The increase in fracture toughness is reflected in an increase in the parameter of fracture mechanics δ .

Annealing has a significant effect on the fracture toughness for this material. Vibration cannot remove this effect. For this material annealing is certainly not a suitable method for lowering the residual stresses.

5 LITERATURA

5 REFERENCES

- [1] (1968) Vibratory stress relieving, *Welding and Metal fabrication*
- [2] Kalna, K. (1987) Mechanical stress-relief treatment of welded pressure vessels by warm pressure test, Stress relieving heat treatments of welded steel constructions, *Proceedings Conference*, Sofia.
- [3] Batyuk, V.V., A.A. Khryplivy (1987) Efficiency of application of heat- and vibro-treatment to reduce residual stresses in weldments, Stress relieving heat treatments of welded steel constructions, *Proceedings Conference*, Sofia, 1987
- [4] Sedek, P. (1988) Vibratory stress relief of welded components, *Welding International*.
- [5] Noskova, N.I., N.F. Vil'danova (1986) Relaksacija ostatočnyh naprjaženij metallov v pole uprugih kolebanij, *Problemy pročnosti*.
- [6] N.N. (1969) A Vibration Shakedown, *Welding Design & Fabrication*.
- [7] Döbler, von E. (1981) Abbau von Eigenspannungen durch Vibration, *Werkstatt und Betrieb*.
- [8] Ohol, R.D., Nagendra Kumar, B.V., R.A. Noras (1988) Measurement of vibration-induced stress relief in the heavy fabrication industry, Mechanical relaxation of residual stresses, *American Society for Testing and Materials*, Philadelphia.

- [9] Bouhelier, C., P. Barbarin (1988) Vibratory stress relief of welded parts, Mechanical relaxation of residual stresses, *American Society for Testing and Materials*, Philadelphia.
- [10] Jesensky, M. (1987) Vibratory lowering of residual stresses in weldments, Stress relieving heat treatments of welded steel constructions, *Proceedings Conference*, Sofia.
- [11] Weidner, C.W. (1967) A study of the effects of low frequency mechanical vibration during welding on the resulting residual stresses and microstructure, *The Ohio State University*.
- [12] Tewari, S.P., A. Shanker (1994) Effects of longitudinal vibration on tensile properties of weldments, *Welding Journal*, Vol. 73.
- [13] Gnrss, G. (1986) Rütteln und Vibrationsentspannen, *Werkstofftechnik*, Bd.27-11.
- [14] Freedman, A.H., J.F. Wallace (1957) The influence of vibration on solidifying metals, *American Foundryman's Society Transactions*, Vol. 65.
- [15] Garlick, R.G., J.F. Wallace (1959) Grain refinement of solidifying metals by vibration, *American Foundryman's Society Transactions*, Vol. 67.
- [16] Crawmer, G.R. (1965) The effect of sonic or ultrasonic vibration of a consumable electrode during arc welding, *Ohio State University PhD. Thesis*.
- [17] Pogodin-Alekseev, G.I., V.S. Mirovovskii (1966) Use of ultrasonics in metal science and heat treatment of metals, *Metal Science and Heat Treatment*.
- [18] Szekeros, E.S. (1961) A Discussion of arc physics and metal transfer in manual arc welding and experiments with ultrasonic vibrated electrodes, *Ohio State University PhD. Thesis*.
- [19] Nakarni, S.V (1988) Modern arc welding technology, New Delhi.
- [20] Chacin, V.N., V.E. Eremin (1966) Effect of ultrasonic vibrations on the cooling capacity of the quenching medium, *Metal Science and Heat Treatment*.
- [21] Brown, A.F. (1966) The effect of vibrational deformation on diffusion-controlled reactions in metals, *Applied Materials Research*, Vol. 5.
- [22] Rappen, A.: Vibration nach dem VSR-Verfahren zur Verminderung des Eigenspannungsverzugs
- [23] Xiao, Y.H., G. den Ouden (1993) Weld pool oscillation during GTA welding of mild steel, *Welding Journal*.
- [24] Munz, D., Schwalbe, K., P. Mayr (1971) Dauerschwingverhalten metallischer Werkstoffe, *Fridr. Vieweg & Sohn GmbH, Verlag*, Braunschweig.
- [25] Dawson, R., D.G. Moffat (1980) Vibratory stress relief: A fundamental study of its effectiveness, *Journal of Engineering Materials and Technology*, Vol. 102.
- [26] Wohlfahrt, H. (1973) Zum Eigenspannungsabbau bei der Schwingungsbeanspruchung von Stählen, *Härterei-technische Mitteilungen* 28.
- [27] Walker, C.A., A.J. Waddell (1995) Vibratory stress relief – an investigation of the underlaying processes, *Journal of Process Mechanical Engineering*.
- [28] Vuherer, T. (1999) Analiza zaostalnih notranjih napetosti s posebnim poudarkom na ponovnem vnosu toplote in njih meritev v sočelnih zvarnih spojih, *Univerza v Mariboru*, magistrsko delo.
- [29] SIST EN 288-3 (1996) Zahteve in priznavanje varilnih postopkov za kovinske materiale – 3. del: Preskušanje varilnih postopkov za obločno varjenje jekel.

Avtorjev naslov: mag. Bogdan Pučko
Univerza v Mariboru
Fakulteta za strojništvo
Smetanova 17
2000 Maribor

Author's Address: Mag. Bogdan Pučko
University of Maribor
Faculty of Mechanical Eng.
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 30.6.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Izkušnje pri uvajanju računalniško podprtega konstruiranja in smeri razvoja v ADRIA Mobil d.o.o.

Experiences of CAD Implementation and Trends in Development at ADRIA Mobil Ltd.

Gorazd Hren - Anton Jezernik - Stanislav Lukšič

Adria-Mobil d.o.o. je znano slovensko podjetje počitniških prikolic in avtodomov, ki se je za uvajanje dvodimenzionalnega sistema računalniško podprtega konstruiranja (RPK - CAD) odločilo že pred leti. V članku je opisan način uvajanja, pa tudi izkušnje, pridobljene ob uvajanju in uporabi sistema RPK. Danes je podjetje prisiljeno v menjavo sistema RPK in se srečuje z nekaterimi dilemami, ki so posledica hitrega razvoja sistemov informacijske tehnologije (IT) pa tudi pridobljenih spoznanj. Pred nadaljnjimi investicijami v napredne tehnologije mora biti določena strategija podjetja na tem področju.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: uvajanje CAD, resničnost navidezna, prototipi navidezni, razvoj)

Adria-Mobil Ltd. is a well-known Slovenian caravan and motorhomes producer, which introduced a 2D CAD system some years ago. In the article, the implementation, development and experiences since are system's introduction are described. The company is about to change its CAD system and is faced with certain dilemmas due to rapid IT-systems development. A company strategy is required before making any major advanced-technology-related investment decisions.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: CAD implementation, virtual reality, virtual prototyping, development)

0 UVOD

ADRIA Mobil d.o.o. je znan kot eden vodilnih evropskih izdelovalcev počitniških prikolic in avtodomov in ta položaj ima podjetje namen obdržati tudi v prihodnosti. Že od samih začetkov, ki segajo v leto 1965, sodi Adria med tradicionalno zanesljive izdelovalce prikolic. Velik tržni delež na najzahtevnejših in najbogatejših evropskih trgih je posledica zelo kakovostnih proizvodov ter široko razvejane prodajne mreže po vsej Evropi.

Podjetje izdeluje tri osnovne serije prikolic, ki se razlikujejo predvsem po dolžini in seveda opremljenosti, približno štirideset tlorisnih razporeditev ter tri izvedbe avtodomov. Podjetje je usmerjeno večinoma v izvoz v zahodnoevropske države, pojavlja pa se tudi na tržiščih srednje Evrope in Japonske. Vsak trg ima svoje specifične zahteve, tako glede tehničnih predpisov kakor okusa in potreb kupcev, kar seveda še povečuje število izvedb. Glede na velikost proizvodnje (pribl. 6000 enot) in števila zaposlenih (342) spada med srednje velika podjetja v svoji veji.

0 INTRODUCTION

ADRIA Mobil Ltd. is well known as one of the leading European producers of caravans and motorhomes, and the company's intention is to preserve this status. Since the beginning of caravan production in 1965, Adria has been one of the most important traditional producers of caravans. A large market share in the most lucrative and demanding of European markets is the result of high-quality products and a European-wide sales network.

The company produces the three basic types of caravan, which differ mainly in terms of length, equipment and layout, as well as three varieties of motorhome. The company is mainly focused on exporting to Western European countries but is also present in the markets of Central Europe and Japan. Every market has its own technical regulations, different customer preferences and needs; and this increases the number of different models which are produced. Considering the level of production (ca. 6000 units) and the number of employees (342), the company is classed as a medium-sized enterprise in this area.



Sl. 1. Počitniška prikolica Adrie nekoč in danes
Fig. 1. Adria caravans from yesterday and today

Konkurenca na tržišču je izredno huda, zato je nujno potrebno sproti izboljševanje kakovosti in osveževanje proizvodov, tako zunanosti kakor notranjosti, ter zmanjševanje časa proizvodnega kroga. Precej značilen je tudi proizvodni krog, saj se dokumentacija in prototipi izdelajo do predstavitve na specializiranih sejnih in nato glede na odzive spremenijo in dopolnijo. Enako pomemben je sklop poprodajnih dejavnosti, ki močno vpliva na nadaljnje smernice razvoja in zagotavljanje kakovosti. Letna proizvodnja dokumentacijskih risb je okrog 6000.

1 UVAJANJE IN RAZVOJ

1.1 Opis uvajanja RPK

V času, tj. v osemdesetih letih, ko se je podjetje odločalo za uvajanje sistema RPK, je že uporabljalo standardno zasnovan mrežni poslovni informacijski sistem ULTRA na platformi VAX. Sistem za obvladovanje kosovnic in načrtovanja potreb pomaterialnih (NPM - MRP) je bil del poslovnega informacijskega sistema. Pred odločitvijo o izboru programske in aparature opreme je bilo izvedeno izobraževanje o temeljnih znanjih s področja računalništva, baz podatkov in sistemov RPK. Odločitev o nabavi sistema za RPK je bila sprejeta po testiranjih več programskih paketov. Izbran je bil DIAD, produkt CADCentre iz Cambrida. Odločitvi so botrovali naslednji dejavniki:

- zaradi razmeroma preproste geometrijske oblike prikolic je bil potreben le 2D paket (risanje), pa tudi 3D paketi še niso bili na nivoju polne industrijske uporabe;
- delovanje na platformi VAX, kar je obljubljalo sorazmerno preprosto povezljivost s poslovnim informacijskim sistemom;
- paket je sorazmerno preprost za uporabo, z zelo kakovostnimi rešitvami uporabe knjižnic standardnih elementov, pa tudi ustvarjanja lastnih knjižnic objektov;
- zelo zmogljiv makro jezik za parametrizacijo objektov in variantno konstruiranje,
- tehnična podpora in izobraževanje ter odprt programski paket, ki ga je sorazmerno preprosto prilagajati željam uporabnika;
- cena.

Competition in the market is very tight and so companies are forced to continuously improve the quality of their products, very often by adding new features or updating the interior design. The production cycle is predictable, prototypes are presented at the specialised fairs and feedback is used for improvement in the final documentation preparation. Equally important are the after-sales activities, which have a great impact on quality improvement and further development guidelines. The annual number of drawings is approximately 6000.

1 CAD IMPLEMENTATION AND DEVELOPMENT

1.1 Description of the CAD implementation

The company invested in a CAD/CAM system in the early 1980s and has reached an enviable position in the design process. At the time of the CAD/CAM installation the company was already using a classically framed information system ULTRA, running on a VAX platform. The maintenance of the parts lists and the MRP (Material Requirements Planning) were performed with this system. Education with respect to computer usage, data bases and CAD systems was undertaken prior to the CAD system's implementation. The decision to purchase the DIAD CAD system from the CADCentre Cambridge, was made after extensive testing of all the available major software packages. This system was chosen because of:

- our requirement for only a 2D system, caravans have a comparatively simply geometry and 3D systems were still in their infancy;
- its ability to work on a common hardware platform, which promised relatively easy connection to the existing parts lists and MRP database;
- the systems ease of use, with powerful solutions for using libraries of standard elements and creating our own libraries of objects;
- the powerful macro language for an object parameterisation and variant design;
- good technical support and education as well as an open, and for special requests, easily adapted program system;
- price.

V začetni fazi uvajanja sistema je bila oblikovana skupina konstrukterjev, ki se je aktivno spoznala s paketom in delom z njim. V tem času je že potekala nabava programske in aparature opreme. Prilagoditev na delo s RPK z običajnih ročnih metod pomeni veliko spremembo pri obvladovanju risb. Sprememba sistema je na začetku vplivala na zmanjšanje produktivnosti, kar je neizbežno in je znan podatek iz raziskav. Trajanje zmanjšanja produktivnosti je zelo odvisno od kakovosti in količine usposabljanja na sistemu. Grafi na sliki 2 prikazujejo rezultate neodvisnih raziskav Richarda Sheperda o odvisnosti usposabljanja in metod usposabljanja na produktivnost konstrukcijskih oddelkov, pa tudi razmerje med produktivnostjo in uporabo tehnologij RPK. Raziskava je bila narejena v podjetjih v Veliki Britaniji in predstavljena na MCAD'95. Zaradi dobrega usposabljanja in velike motivacije je bil ta čas v Adria zelo kratek (raven s RPK nepodprte produktivnosti konstrukcijskega oddelka je bila dosežena že v dveh mesecih). Izbira prvega projekta, ki je zelo pomembna, je bila zelo hrabra. Izbran je bil projekt konstruiranja prikolice za novo sezono, katerega terminski načrt je bil že določen. Sprva je bilo delo zelo zamudno, saj je bilo treba hkrati pripravljati še knjižnice v podjetju standardiziranih objektov in pripravljati nove metode konstruiranja ter sistem shranjevanja dokumentacije. Kljub dodatnemu delu je bila dokumentacija pripravljena pred časovnim rokom, načrtovanje za običajno konstruiranje.

Za samo uvajanje je pomembno, da so določeni uspehi vidni zelo hitro, kar bistveno pripomore k motiviranosti kadra. S tem delom je konstrukcijski oddelk podjetja uspešno končal ta del uvajanja in dokazal, da je bila naložba upravičena. Vsi načrti so bili izdelani na novo.

V času končevanja projekta se je izvajalo dodatno izobraževanje in širjenje kroga uporabnikov. Glavni konstrukter je kot najboljši uporabnik nadaljeval delo z izboljšavo metod in uporabo knjižnic in je pri izobraževanju sodeloval le občasno s seznanjanjem uporabnikov z najnovejšimi metodami. Po tej fazi je podjetje razširilo uporabo paketa na celoten konstrukcijski oddelk. Hkrati je začelo tudi sodelovati s tehnološkim oddelkom za čimbolj primerno uporabo geometrijskih podatkov paketa RPK v tehnologiji. Uporaba makro programiranja je zelo močno orodje, ki omogoča parameterizacijo objekta in sprotne določanje teh parametrov. Zgradili smo splet makro programov za popolnjevanje kosovnic na risbi, izdelavo prereзов, spreminjanje geometrijske oblike prikolic, pozicioniranje standardnih delov v sklop, kot so okna in vrata, kuhinjski ali kopalniški blok ipd. Z uporabo makro programov se je produktivnost konstrukterjev izredno zvečala in kar je še bolj pomembno, pogostost napak se je zmanjšala.

Podobni makro programi so bili narejeni tudi za programiranje številsko krmiljenih strojev (ŠKS - CNC). Posebnosti paketa so bile uporabljene za izdelavo številsko krmiljenega programa za rezkanje stene prikolice. Ti

In the initial phase of the implementation a group of designers was formed that were on active training with the system. At that time the software and hardware were purchased. Adapting to 2D CAD from manual methods was a major change in the mechanics of working with drawings. As is often reported, the change to a new system inevitably produces an initial drop in productivity, the length of which depends on the amount and level of the training given. Figure 2 shows results from a UK survey by Richard Shepherd, a researcher, presented at MCAD'95 which show the impact of training and training methods on design productivity as well as the productivity growth, depending on the use of CAD technology. Because of the well-trained and highly motivated staff the effect of the initial productivity drop at Adria was very low (the pre-implementation level of productivity was recovered within 2 months). Choosing the first CAD project was also a crucial decision. It was a very brave decision to start on a project with a fixed deadline. During the work the standard elements were produced for libraries as well as novel procedures and design methods. In spite of this the project was successfully finished before the deadline.

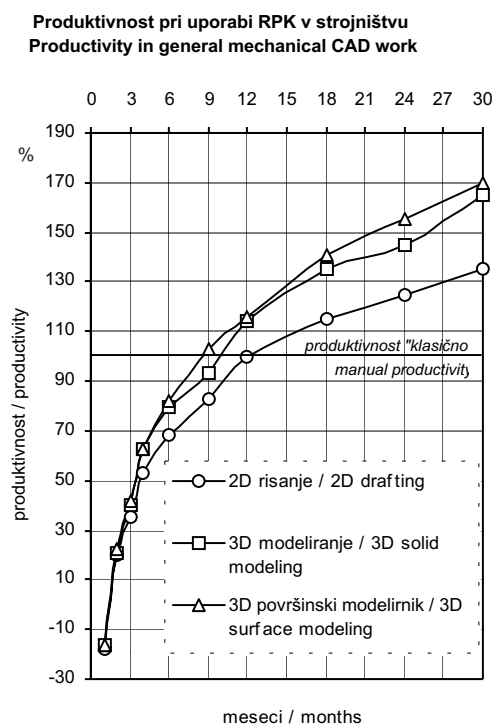
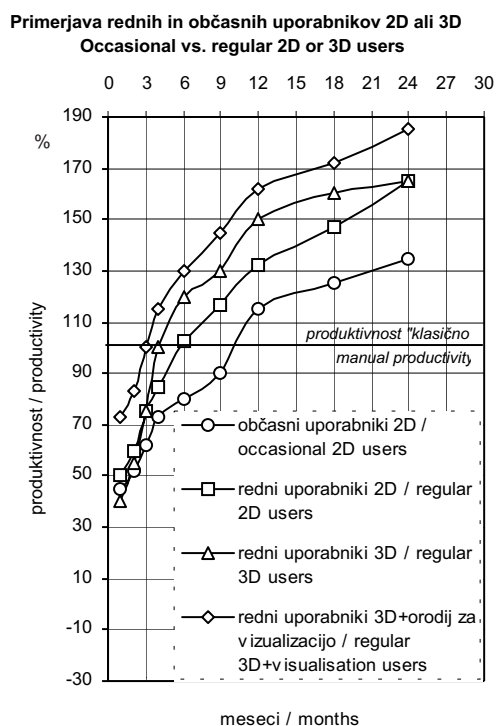
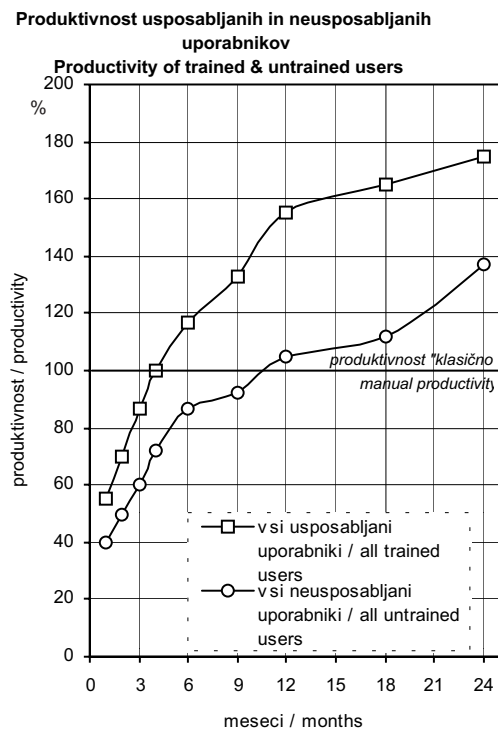
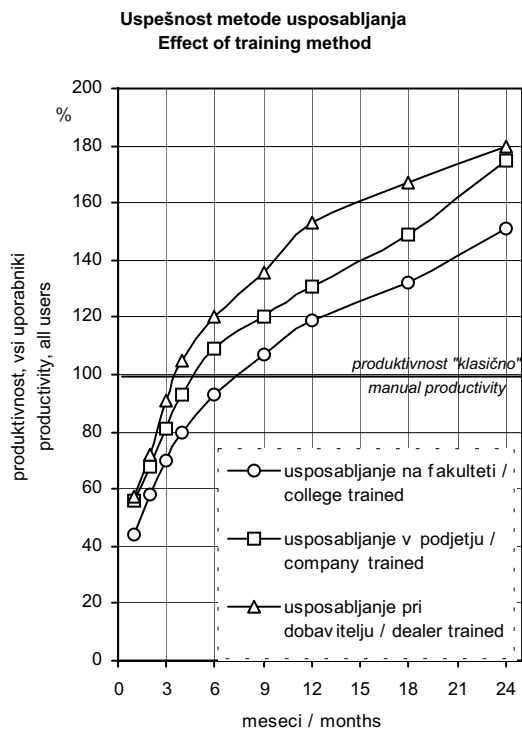
In terms of confidence in the system it was very important that encouraging results were achieved quickly. It should also be pointed out that no blueprints were scanned or included in any other way, everything was designed from scratch.

When the first project was finished the in-house training for the other designers was introduced. During this time the best user-designer was pushing the development of the methods and libraries further and occasionally providing rapid and more relevant answers at the training. The new technology was expanded to the whole design department. Later, as all designers worked on projects with the CAD technology the system was extended to support the manufacturing process with the geometry data. Macro programming is a very powerful tool where human interaction with decisions and input parameters is available. We built a set of macro programs to fill the parts list on drawings, to mark sections; to extend or shorten the caravan walls, positioning the assembly of parts such as windows, doors, cooking or shower blocks; etc. With the introduction of macro programs the productivity of the users increased significantly, and even more importantly, common mistakes were avoided.

Macro programs for design were used and upgraded for NC machine coding. Their ability to recognise geometry was used for a macro program that writes the NC code for a CNC machine used for

elementi so precej veliki, vendar geometrijsko nezahtevni (čeprav so postale določene krivulje bistveno bolj gladke). Makroprogrami za krmiljenje številskega krmiljenega stroja so pospešili delo tudi do desetkrat.

milling the caravan wall. As the elements are quite large but geometrically not very complex (although some curves become much smoother) the code was produced up to ten-times faster than before.



Sl. 2. Odvisnost produktivnosti od usposabljanja uporabnikov in uporabe sistemov za RPK (R. Shepherd)
Fig. 2. Productivity related to user training and the CAD systems used (R. Shepherd)

1.2 Prednosti in pomanjkljivosti sistema

Uvedba sistema za RPK je prinesla številne prednosti, ki se ugodno kažejo na stroških, rokih in kakovosti. Sistem zadovoljivo pokriva potrebe konstrukcije. Dosegli smo bistveno povečanje kakovosti konstrukcijske dokumentacije ob zmanjšanju potrebnega časa za njeno izdelavo. Povečala se je produktivnost konstrukterjev, pa tudi njihova motiviranost. Dosegli smo hitrejšo in lažje uvajanje sprememb, ki so posledica nenehnih zahtev naročnikov in samih izboljšav. Izboljšala se je funkcionalna analiza v času razvoja, zaradi česar so se zmanjšala potrebna testiranja prototipov. Vse to je vplivalo na večje prilagajanje željam in potrebam kupcev. Uvedba sistema za RPK je imela velik vpliv na povečanje standardiziranosti konstrukcij, kar je vplivalo na zmanjšanje porabe materialov ter na lažjo in cenejšo proizvodnjo. Posebni optimizacijski algoritmi, ki so vgrajeni v makro programe za izdelavo številsko krmiljenih programov, so prispevali k zmanjšanju izdelovalnih časov.

Na drugi strani so očitne tudi pomanjkljivosti. Poglavitni problem pomeni nepovezanost in neodvisnost sistemov za RPK in NPM, čeprav delujeta na enaki osnovi. Informacij med različnimi podatkovnimi skladišči ni mogoče povezovati, niti jih ni mogoče med skladišči prenašati. Izdelava ustreznih vmesnikov je v večini primerov neizvedljiva. Zmožnosti sistema za RPK so bile dosežene po približno petih letih uporabe, ko so bile izrabljene vse možnosti tehnik konstruiranja in prenašanja podatkov v tehnologijo. V tem času se je pokazala nujnost po dograditvi ali zamenjavi sistema. Tehnologija sama ni zadovoljivo informacijsko pokrita. Izrisane risbe pomenijo začetek tehnološkega postopka, pri katerem so tehnološki podatki dodani v tekstovni obliki. Te podatke je skoraj nemogoče uporabiti v drugih primerih. Programirani so makro programi za zbiranje elementov iz enakega materiala, ki pa ne morejo dodajati imen ali kataloških števil. Podsystem za NPM je del poslovnega informacijskega sistema. V njem so podatki o materialih, standardih, zbirnikih časov, cenah in sestavnice vseh prikolic. Med sistemom za RPK in sistemom za NPM oz. med geometrijskim modelom prikolic in med sestavnico prikolic ni povezave. To je največja pomanjkljivost sedanjega informacijskega sistema. Vse sestavnice je treba ročno vnašati, v primeru sprememb na prikolicah je treba skrbeti za takojšnje popraviljanje. Zaradi takega načina dela je določevanje porabljenega dela in izdelovalnih časov v veliki meri ročno. Napake pri delu so pogoste. Ocenjujemo, da je porabljen čas za izdelavo sestavnic tako velik kakor za samo konstruiranje, kar je nesorazmerno veliko. Z zmanjšanjem tega časa in z odpravo napak, bi podjetje veliko pridobilo.

Druge službe, npr.: trženje, kakovost, servis, prodaja, nabava, vodstvo itn., so si zgradile informacijske podsisteme, ki niso povezani niti s sistemom za RPK niti s poslovnim sistemom. Katalogi,

1.2 The benefits and drawbacks of the system

The introduction of the CAD system brought a number of benefits to the engineering design department that are reflected in cost savings, quality of design and time reduction. The system is able to provide the designers with what they need and significantly increase the productivity of these designers. We achieved a faster and an easier incorporation of changes or re-design resulting from different customer requirements. The consistency of the drawings improves both prototype production and testing. All of this allows us to adapt to customer wishes and requirements. The CAD-system implementation had big influence on the standardisation of the elements used, reduced material consumption, and resulted in an easier and cheaper manufacturing process. The special macro programs, which included an optimisation algorithm for the NC machines, reduced the coding time.

There are, however, some drawbacks. The main problem was the unconnected, independent information systems of CAD and MRP; even though they were on the same platform. As a consequence there was a lack of information, feedback, data sharing and manual data transfer. The different systems use a different code record so interfacing is almost impossible. The possibilities of this CAD system were exhausted after approximately five years, after this time nothing can be done to improve the CAD system any further. The need for a new system was evident. The manufacturing part of the production process had not had enough IT support. The plotted drawings were the starting point, where some technological data were added in text form. This data could not be used in other applications. Macro programs were created for collecting all the parts made from the same material, but they were not able to add part names or catalogue numbers. The MRP system is where the data on materials, standards, production-time calculations, parts prices and production costs, and parts lists of all the caravans are maintained. We had no direct connection between the CAD system and the MRP system or between the geometry model and the parts list of the caravan. The parts list from the drawing was manually transferred to the MRP system. Avoiding mistakes was almost impossible, especially when some changes were needed. It is a very time consuming job and the time to design the caravan is almost equal to the time to rewrite the data to the MRP system. Simply by eliminating this data-transfer time and avoiding the errors in data entry the company will benefit enormously.

Other services, such as marketing, quality control, sales management, administration, etc. built their own information systems that were not integrated with the CAD system nor with the company information system. Brochures, catalogues, service

prospekti, servisne knjižice, različne sheme, dokumentacija za službo kakovosti, dokumentacija za dobavitelje in poslovne partnerje ter preostala dokumentacija, nastajajo na neodvisni sistemih.

2 RPK V PRIHODNOSTI

Pomembnost tridimenzionalnega modeliranja dandanes v industriji ni več vprašljiva. Inženirji delajo s 3D modelirniki rutinsko pri razvoju in preverjanju rešitev. Ob doseženi stopnji razvoja 3D sistemov so tudi drugi udeleženci proizvodnega procesa spoznali in začeli ceniti možnosti te tehnologije za povezavo in načrtovanje.

3D modeliranje je v konstruiranju že dodobra uveljavljeno, novejša usmeritve pa nakazujejo vpeljevanje računalniške podpore v zgodnje faze konstruiranja, predvsem v fazo izdelave osnutka. To je faza konstrukcijskega procesa, v kateri je sprejetih večina odločitev o izdelku, ki bistveno vplivajo na njegovo funkcionalnost, lastnosti in stroške izdelave. To je tudi faza, ki je računalniško najmanj podprta in hkrati faza največjih inovativnosti pri razvoju izdelkov. Vse podatke, dobljene pri procesu konstruiranja bi bilo treba integrirati z naslednjimi fazami, kakor je nakazano v [1] in [2]. Še več, uporaba najnovejših večpredstavnostnih interaktivnih tehnologij za predstavitev in pripravljanje navideznih okolij omogoča izboljšanje in pospešitev procesa preverjanja in testiranja izdelka [3]. Tehnike navideznih prototipov (TNP - VP) med drugim omogočajo predstavitev kalkulacij, simuliranj obnašanja izdelkov pri uporabi, teste ergonomičnosti, preverjanje in testiranje možnosti montaže in izdelave izdelkov pa tudi potrditev lastnosti izdelka. TNP je pravzaprav uporaba dinamičnega 3D modeliranja za natančno predstavitev in razvoj potencialnih konstrukcijskih rešitev. Modeli TNP natančno predstavljajo geometrijsko obliko in kinematične lastnosti nekega objekta v resničnem svetu, pa jih kljub temu ni treba fizično izdelati. Naslednja zanimiva zamisel je digitalni model (DM - DMU) [4], ki temelji na integraciji vseh podatkov o izdelku v njegovi celotni dobi trajanja, od zasnove skozi prototip, izdelavo, uporabo do recikliranja v enotnem podatkovnem skladišču.

Zmanjševanje časa in sredstev za razvoj novega izdelka sta dandanes v industriji nujna pogoja za konkurenčnost in zmanjševanje stroškov izdelave. Prav s tem namenom se izdelujejo računalniški modeli v sistemih za RPK za predstavitev različnih idejnih rešitev. Pred procesom izdelave je treba za vsak izdelek preveriti, ali izpolnjuje vse podane funkcionalne zahteve in ali ga je mogoče izdelati. To je lahko zelo preprosto ali pa terja veliko časa in sredstev, kar je seveda odvisno od izdelka. Kot alternativa izdelave fizičnega prototipa in testiranja na njem se vse več uporabljajo računalniške simulacije, ki ponazarjajo

books, schemes, quality-control documentation, documentation for partners and co-operation companies and all other documentation is maintained manually or with separate systems.

2 CAD IN THE FUTURE

There is no question that 3D solid models have become critical to manufacturing industry. Engineers routinely rely on them to develop, verify and communicate their designs. And as 3D technology has matured, people outside of the engineering domain have begun to appreciate the value of the technology for communication and planning purposes.

As 3D modelling is well established in the design process, the trend is now to introduce computer support to earlier phases of the design process such as conceptual design. In these phases, important decisions about the product, that have a great influence on functionality, properties and the costs of a product are taken. All the data relating to a product which is collected at these stages of the product life cycle should be integrated with the downstream application of the product development process as in [1] and [2]. Moreover, using the new multimedia interactive and real-time visualisation techniques, virtual environments are used for improving and speeding-up the process of verifying and testing the product [3]. Virtual Prototyping (VP), among others incorporates the visualisation of calculations, simulations of product behaviour and ergonomic tests, prediction and checking of production and assembly possibilities and the validation of product properties. VP is the use of dynamic 3D graphic models to accurately visualise and evaluate potential designs for physical devices or manipulators. The VP models precisely represent the geometry and kinematics associated with an actual physical (real-world) model, without the need to physically fabricate the item. Another interesting concept is a digital mock-up (DMU) [4], integrating all the data about a product collected during the product life cycle, beginning from the early design phases, through prototyping, on to production, maintenance, and even recycling.

Because of competition and cost reduction, the time and resources needed for developing a new product are nowadays very important in industry. For this reason, computer models of an engineer's ideas about design objects are created and outlined in CAD systems. Before the manufacturing process a design object should be verified in two ways: first, that all construction constraints are obeyed, and second, that the object is manufacturable. Whether this is an easy or time consuming and expensive process depends on the object. As an alternative to physical prototyping and testing, computer techniques are increasingly used to present and test the functionality

funkcionalnost izdelka. Stroški izdelave navideznega prototipa so v veliki večini primerov bistveno manjši od testiranja fizičnih prototipov.

Navidezno okolje (NO - VE) je v bistvu projekcija resničnega sveta. NO ne obstaja, vendar deluje dovolj resnično za inženirsko prakso, ki je večinoma manj zahtevna, kakor so aplikacije v svetu zabave, kjer se ta tehnologija uporablja že dalj časa. Največja posebnost navidezna resničnost (NR - VR) je občutek človeka, da deluje v navideznem svetu, ki je videti dovolj realistično. NR je kompozicija 3D računalniške grafike, orodij za simuliranje in tehnologije večpredstavnosti, ki omogočajo interaktivno v realnem času vodenje in delovanje znotraj računalniško nastalega okolja.

Obogatena resničnost (OR - AR) je mešana oblika, pri kateri so v realno okolje dodani računalniško generirani objekti. Sliki realnega sveta so dodani znaki, navodila ali računalniško generirane slike. Uporabe OR morajo imeti enake lastnosti kakor NR, prostorsko in dinamično predstavljanje objektov in interaktivnost v realnem času, dodana pa je možnost kombiniranja realnega in navideznega sveta [3]. Če NR omogoča zmanjševanje sredstev pri razvoju izdelkov in omogoča zgodnje odkrivanje napak, omogoča OR kombiniranje realnih in računalniško generiranih objektov, kar je sploh velika prednost, kadar nekateri objekti že obstajajo.

Nobena druga tehnologija dandanes ne omogoča uporabniku bolj stvarnega pogleda in testiranja novih izdelkov pred njihovo izdelavo. Glede na sposobnosti aparature opreme pa je treba poiskati kompromis med kakovostjo računalniško generiranega sveta in možnostjo interaktivnosti [5].

V procesu razvoja izdelkov je večina odločitev o obliki, funkcionalnosti, izdelavi, montaži, vzdrževanju in načinu uporabe izdelka sprejeta v zgodnji fazi razvoja izdelka [3]. Te odločitve so sprejete na temelju poznavanja teorije, modelov za RPK in izkušenj, dobljenih z delom. Mnogo težav, ki se pojavijo pri izdelavi ali vzdrževanju, je odkritih zelo pozno ali celo potem, ko je izdelek že prodan. Odpravljanje takih težav pomeni ponavljanje in popravljanje postopka razvoja izdelka, kar je zelo drago in dolgotrajno. Tehnike NR omogočajo izvedbo testov funkcionalnosti in preverjanje vnaprej, česar ni mogoče izvesti samo s sistemi za RPK. Večpredstavnostni sistemi omogočajo interaktivnost med človekom in objekti, pa tudi med ljudmi, vpletenimi v postopek razvoja.

3 SKLEPI

Kot posledica zgodovinskega razvoja in vključevanja računalnikov v proizvodni proces so v podjetjih nastali ločeni poslovni in tehnični informacijski sistemi kot samostojne in nepovezane baze podatkov, kar dandanes predstavlja glavni problem pri povezovanju.

of an object. The costs involved in VP are often very much less than doing a similar test on real prototypes.

The Virtual Environment (VE) is actually a projection of the real environment on a different scale. The VE does not exist, but it is fairly realistic, real enough for engineering purposes, which do not have the demands of the entertainment world. The key feature of Virtual Reality (VR) is immersion (a realistic or believable outlook) and interaction. VR is a composition of 3D graphics, simulation tools and multimedia technologies that allows the user to control and operate within a computer-generated environment on an interactive basis and in real time.

Augmented Reality (AR) is a mixed form where computer-generated images are superimposed on a real environment. The image of the real world is augmented by signs, instructions or computer-generated images. The application in AR must have the same characteristic as VR: spatial and dynamic registration in 3D and real-time interaction, but it must also have a combination of real and virtual objects [3]. While VR reduces costs and conserves resources by detecting design errors early with a fast evaluation of the design, AR offers the possibility to mix physical and virtual objects, which is very helpful because only some objects have to be reconstructed while others exist already.

At the moment no other technology can allow the user to see and explore new products or concepts before they exist in reality in a more realistic manner. Today's hardware performance means a compromise between the realism, the image quality and rate for interactivity [5].

In industrial product development, major decisions about the design, functionality, mechanical construction, production and assembly planning, maintenance and user interface are taken at early stages of the design or development [3]. These decisions are made on a theoretical basis, CAD systems and experiences from earlier work. Many problems that emerge in production and maintenance are discovered at late stages of the production, practical tests or even after the final product is sold. To fix such problems, feedback loops are required to a design stage for modifications, which is a very time consuming and expensive procedure. The VR techniques offers the possibility of performing the functionality tests and verifications in advance, a procedure which cannot be done just from the CAD data. The multimedia techniques support the man-machine interaction as well as dialogue among the users.

3 CONCLUSIONS AND REMARKS

Typically, the MRPs which are supplied from the company information database and the technical information systems have their own databases. This represents the fundamental problem in industry, and is the result of historical

Pogosto je pojavljanje večkrat zapisanih podatkov za isti objekt in neusklajenih podatkov. To je poglavitni razlog, zakaj morajo podjetja izboljšati svoje podatkovne sisteme. Zagotovljeno mora biti načelo, da je vsaka informacija zapisana le enkrat in da je na voljo vedno in vsem, ki jo potrebujejo. Vse funkcije podjetja ali vse službe morajo biti ustrezno informacijsko podprte. Vsaka informacija mora biti zapisana v takšni obliki, da ni uporabna le za avtorja, ampak za najširši krog uporabnikov. Načelo avtomatiziranih otokov znotraj proizvodnega procesa, ki ga je vnašal osnutek RPP (CIM), se je izkazal za napačnega. Posamezni avtomatizirani otoki so se razvijali neodvisno in postali vedno bolj specializirani. Razvoj je šel tako daleč, da so posamezni otoki uporabljali različne sisteme na različnih načelih, tako da je izdelava vmesnikov skoraj nemogoča.

Poglavitna napaka je bila v našem primeru ustavitev razvoja sistema, kar pa se je zgodilo iz več vzrokov: dobavitelj je ustavil razvoj sistema za RPK in se preusmeril na novo področje, zaradi nedefiniranosti lastnika v prehodnem postopku in ustavitve investicij v podjetju. Poglavitna investicija v RPK ni le začetna nabava opreme in šolanje ter seveda samo uvajanje, temveč tudi vzdrževanje sistema, posodabljanje strojne in programske opreme, stroški obratovanja, dodatno šolanje kadra na posodobljeni opremi in uvajanje novosti. Zelo pogosto je spregledano dejstvo, da so stroški vzdrževanja večji od stroškov nabave in uvajanja.

Pri omenjanju usposabljanja lahko omenimo tudi strah in nenaklonjenost vodstva kakovostnem treningu zaradi mišljenja, da bo dober kader po usposabljanju zapustil podjetje. Takšno razmišljanje je samouničujoče, saj nezadovoljen kader zapusti podjetje v vsakem primeru. Bistveno bolje in ceneje je primerno nagrajevanje dobrega in izkušenega kadra preden se odloči zapustiti podjetje in s seboj odnese dragoceno znanje in izkušnje. Podobna napaka je aktiviranje pogodbenega kadra (ali drugega podjetja), ki je večinoma še manj dovzeten za trening in je hkrati nemogoče pričakovati velik prispevek zaradi nepoznavanja specifičnosti podjetja in njegovih proizvodnih značilnosti.

Zelo znan problem je tudi sprotno šolanje in sledenje vsem novostim v sistemih IT, ki jih je treba vnesti v znane tehnike in metode konstruiranja, seveda pri vsakodnevnem delu. Tudi proizvajalci programskih paketov se tega zavedajo, saj lahko v zadnjem času opazimo bolj pogosto dopolnjevanje sistemov z manj spremembami, kar omogoča lažje vključevanje novosti.

Kljub razmeroma preprosti geometrijski obliki v Adrii, je uporaba 3D modeliranja nujna, zaradi uporabe modelov pri sestavljanju sklopov, upravljanje prodaje, predstavitvi modelov, administraciji, predstavitvenih izdelkih, katalogih, servisnih knjižic, dokumentaciji za zagotavljanje kakovosti, dokumentaciji za poslovne partnerje in kooperante. Preskok iz 2D risanja v 3D modeliranje pomeni enako stopnjo spremembe v mišljenju in obvladovanju modelov ter organizacijski shemi dela, kakor prehod in uporaba iz ročnega dela na 2D risanje.

The appearance of duplicated data and unadjusted records for different applications is frequent. The principle of once-only registered data should be achieved and that data should be accessed from anywhere, and at anytime that it is needed. The entire company should use a common database and the data should be useful for a broad set of users. The principle of automated islands from the time of the CIM philosophy were definitely wrong. That automated islands developed independently from each other and became more and more specialised. The development went so far that the different systems used different code records so interfacing became almost impossible.

The problem in our case was the stopped development for various reasons: the supplier stopped the development of the drafting system due to, undefined ownership in the transformation process and investment drawback. The investment is not the only initial system implementation. There is also hardware, software tools and training; and afterwards, the system support, maintenance costs, development of design methods and updating staff with new versions and introducing them: all are more costly. Quite frequently the fact that the later costs are larger than initial ones is overlooked.

When training is planned, companies are sometimes reluctant to train staff to the highest level, feeling that they are then more likely to lose them. This is self-defeating, as unsatisfied staff will leave anyway. Far better to reward well-qualified and experienced staff before they decide to take that vital experience of your products and methods elsewhere. A compounding error is to take on increasing numbers of contract staff who you are even more reluctant to train, and who are unlikely to be able to contribute fully to concurrent engineering and manufacturability exercises.

A common problem is following the development of systems, where new possibilities should be introduced in existing design methods simultaneously with every day work. The software suppliers are aware of this, and so it is noticeable that new versions are more frequent with less changes, which makes it easier to follow the changes.

In spite of relatively simple geometry, the 3D modeller is necessary at Adria due to the use of models for assembly design, marketing efforts, sales management, administration, brochures, catalogues, service books, schemes, quality-control documentation, documentation for partners and co-operation companies. The move from 2D drafting to 3D solid modelling involves an equivalent level of change in the way of thinking about designs and in the management of the design model as an adaptation of 2D drafting from manual methods.

Ob uvajanju novih tehnologij, ki tako zelo vplivajo na celotno organizacijsko shemo podjetja, ni nujno treba poznati le specifičnosti lastne proizvodnje, ampak razumeti tudi posledice, ki jih uvajanje sproži, ne samo v konstrukcijskem oddelku, temveč v celotni sestavi podjetja. Ena najpomembnejših stvari je zagotovo prenos podatkov med posameznimi oddelki podjetja, kakor tudi z zunanji partnerji. Večina izdelovalcev programske opreme omogoči prenos podatkov z vmesniki in standardnimi zapisi vhoda in izhoda, ki pa jih je večinoma treba prilagoditi, da omogočajo uspešno delo med več sistemi. Prav tako je pomembna možnost uporabe sedanjih objektov in datotek v novem sistemu. Snemanje in digitalizacija risb sta zelo zamudna in nenatančna prenosa, zato nista zaželeni. Prenos prek (vprašljivo) standardnih vmesnikov (npr. IGES) je uporaben le za prenašanje osnovnih oblik in kot pomoč pri ustvarjanju modelov na novo.

Razvoj svetovnega spleta (WWW) je pomemben korak pri razvoju računalniških tehnologij in komunikacije, ki močno vpliva na razvoj aplikacij. Vedno več sistemov vsebuje orodja za komuniciranje prek spleta. V bližnji prihodnosti bo vsaka pomembna računalniška aplikacija zmožna komunicirati prek spleta kot informacijskega kanala.

Sestava projektne ekipe je zelo pomembno in težavno dejanje, saj morajo člani obvladati večšine vodenja projektov, tehnične posebnosti, ekonomske učinke in organizacijske zmožnosti. Zelo pomembna je nenehna podpora in spremljanje projekta od vodstva podjetja med celotnim trajanjem projekta. V našem primeru je uvajanje 2D RPK v konstrukcijski oddelk spodbujal predvsem konstrukcijski oddelk, zaradi boljšega in bolj uspešnega dela, dopolnjevanje pa je prevzelo vodstvo podjetja, ki je spoznalo vse prednosti podatkov konstrukcijskega oddelka in vpliv ter možnosti uporabe teh v vseh dejavnostih podjetja.

Nove tehnologije NR so več ali manj še vedno v fazi raziskav in presegajo sprejemljive meje investicij, predvsem v majhnih in srednjih podjetjih. Vsekakor pa je treba biti pozoren na kasnejše možnosti širitve sistema za RPK in njihovo vključevanje v enovito podatkovno skladišče. Za izmenjavo podatkov morajo biti zagotovljeni razširjeni in dobri podatkovni vmesniki, kakršen je na primer STEP. Na sliki 3 je predstavljen 3D model priklovice in avtodoma kot startna točka za uporabo tehnik NP in NR.

Uspešnost podjetja je utemeljena na lastnih konstrukcijskih izkušnjah, tako dobrih kakor slabih. Osnutek hkratnega inženirskega dela načrtuje sočasne konstruktorske dejavnosti in preverjanje posledic teh odločitev na lastnosti in funkcionalnost izdelka, pa tudi možnosti izdelave in kalkulacije stroškov.

Glede na hitrost razvoja IT je pogosto opaziti neodločnost o primernem času vpeljave novih tehnologij. Reči je mogoče le: *„Idealnega časa za začetek ni, edini zanesljiv dejavnik je potreba po spremembi.“*

It is not enough to understand the production process in the company, the understanding of the process from the new-technology point of view should be attained together with all possible consequences for the organisation of production and interfaces to other processes. Data exchange with external partners should be considered, with the responsibilities for converting and adapting data input and output. Most vendors publish specified input and output formats, but these may need adaptation for successful working between different systems. It is also important to re-use the existing CAD system as much as possible, to convert existing system files into a new system. The scanning and digitising of drawings from paper are very time consuming and inaccurate processes, and should be avoided. Converting existing files through (questionable) standard interfaces (e.g. IGES) is useful only for the basic transfer of geometry data or for assistance in the creation of new models.

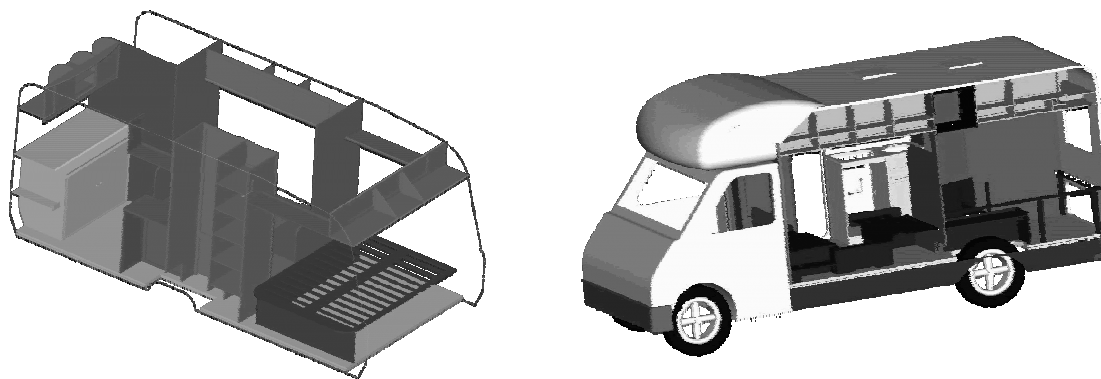
The WWW is the step in the evolution of computing that communication and immediately makes a big impact. Everyday more software products contain tools to interact with the WWW. In the very near future every major application will be able to operate with the WWW as a communication channel.

To establish the project team is a crucial and difficult task due to the need for project, technical, commercial and organisational skills. The full engagement of senior management is important and necessary. The first implementation benefitted the design department, the next one was put forward by the company management who recognised the benefits of data quality from the design department and the influence and possibilities of using design data.

New VR techniques are still in the research stage and therefore too expensive for small and medium-sized companies. What should be taken into consideration is the possibility of extending chosen CAD system with new techniques at a later stage and incorporation into the overall product-data management. For effective and easy data exchange, data formats must be widespread or at least good and reliable interfaces like STEP should be available. In figure 3, 3D CAD models of a caravan and a motorhome are presented as the starting points for VP and VR techniques.

Concurrent engineering is defined as the concept of running design activities and reflecting the effect of design influences simultaneously. A company's success is built on its own design experience, successes and failures. Clearly, concurrent engineering requires interaction between the early and later stages of design, as well as manufacture feasibility and cost analyses.

It is always a question when to start with the introduction and implementation of new IT, especially because it is developing so rapidly. But the only thing to be said is: *„There is no ideal start time, the only certain factor is the necessity for change.“*



Sl. 3. 3D RPK model prikolice in avtodoma
Fig. 3. 3D CAD models of caravan and motorhome

4 OKRAJŠAVE 4 ABBREVIATIONS

informacijske tehnologije
računalniško podprto konstruiranje
računalniško povezana proizvodnja
navidezna resničnost
navidezni prototip
obogatena resničnost
digitalni model
svetovni splet

IT - IT
RPK - CAD
RPP - CIM
NR - VR
NP - VP
OR - AR
DM - DMU
WWW

Information Technologies
Computer Aided Design
Computer Integrated Manufacturing
Virtual Reality
Virtual Prototype
Augmented Reality
Digital Mock-up
World Wide Web

5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] Hsu, W., I.M.Y. Woon (1998) Current research in the conceptual design of mechanical products. *Computer-Aided Design*, Vol. 30, No. 5, 377-389, Elsevier Science Ltd.
- [2] Brunetti, G., B. Golob (accepted in January 2000) A Feature-based approach towards an integrated product model including conceptual design information; to be published in: *Computer-Aided Design*, Elsevier Science Ltd, Special Issue: *Conceptual Design: Issues and Challenges*.
- [3] Matthias, B. (1997) Immersive user interaction within industrial virtual environments, *Virtual Reality for Industrial Applications* (ed. Fan Dai), Springer-Verlag.
- [4] Gomes de Sa, A. (2000) Digital mock-up und virtual prototyping in der Automobilindustrie-Einsatz, Erfahrung und Potential. *Forum 2000*, Velenje, Slovenia.
- [5] Mahoney, D.P. (1999) Better than real. *Computer Graphics World*, www.cgw.com.
- [6] Jezernik, A., Golob, B., G. Hren (2000) Conventional CAD/CAM and virtual engineering for design and manufacturing. *DESIGN 2000-International Design Conference*, Dubrovnik.

Naslova avtorjev: mag. Gorazd Hren
prof.dr. Anton Jezernik
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Mariboru
Smetanova 17
2000 Maribor

mag. Stanislav Lukšič
ADRIA Mobil d.o.o.
Skalickega 1
7000 Novo mesto

Authors Address: Mag. Gorazd Hren
Prof.Dr. Anton Jezernik
Faculty of Mechanical Eng.
University of Maribor
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia

Mag. Stanislav Lukšič
ADRIA Mobil Ltd.
Skalickega 1
7000 Novo mesto, Slovenia

Prejeto:
Received: 16.6.2000

Sprejeto:
Accepted: 20.12.2000

Prednosti in omejitve pri uporabi materialov z oblikovnim spominom za praktične uporabe

The Advantages and Problems of Using Shape-Memory Materials in Practical Applications

Matjaž Ptičar - Slavko Dolinšek - Franc Kosel

Novi materiali omogočajo v strojništvu doseganje ciljev, ki do odkritja teh materialov niso bili uresničljivi. Razvoj materialov se usmerja predvsem k izboljševanju najpogostejše zahtevanih lastnosti, nekateri materiali pa izkazujejo določene posebnosti, zaradi katerih je področje njihove uporabe še posebej široko. Med slednje spadajo tudi materiali z oblikovnim spominom, ki so pod vplivom temperaturnih sprememb zmožni spreminjati obliko in pri tem tudi opravljati delo. V prispevku so opisane posebnosti teh materialov ter njihove prednosti in pomanjkljivosti pri uporabi za praktične primere.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: materiali pomnilni, spomin oblikovni, superelastičnost, varovala termična)

New materials lead to advances in mechanical engineering, advances which could not be realized before these materials were discovered. In most cases, materials are developed to improve their most frequently used properties, but some of these materials also exhibit specific properties which make them useful in a wide variety of applications. An example are the shape-memory materials, which, under the influence of temperature changes, are capable of changing their shape and producing work. In this paper the specific properties of shape-memory materials and the advantages and disadvantages of using these materials in practical applications are discussed.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: shape-memory materials, superelasticity, safety valves, thermal valves)

0 UVOD

Materiali z oblikovnim spominom so pri segrevanju oziroma ohlajanju prek določenega temperaturnega območja zmožni spreminjati obliko iz deformirane v prvotno in nasprotno. Čeprav so jih odkrili že pred več desetletji in bi lahko njihove lastnosti uporabljali v mnogih, zelo različnih primerih, so ti materiali oziroma njihove lastnosti mnogim še vedno neznani. V raziskovalne namene je bilo preučenih že mnogo možnosti uporabe, vendar pa je le redko uporaba teh materialov res nujno potrebna. V večini primerov je zaradi njihove visoke cene, ki se zaradi povečevanja uporabe teh materialov sicer znižuje, vsaj za zdaj še vedno ceneje uporabiti običajne materiale, želeno gibanje, ki bi ga drugače opravljali elementi z oblikovnim spominom, pa omogočiti z uporabo elektromotorjev, pnevmatskih in

0 FORWARD

If heated or cooled through a certain temperature range, shape-memory materials can change their shape from deformed to original or vice versa. Even though they were discovered decades ago and their properties have been used in various applications, these materials are still unknown to many people. Scientists have already found many ways to use shape-memory materials, but in only a few cases is the use of these materials really necessary. Shape-memory materials are expensive, however, their increasing use is leading to a reduction in these costs. In most cases it is still less expensive to use standard materials, with the movement - which would otherwise come from the shape-memory elements - provided by electromotors, hydraulic or

hidravličnih ventilov ali kako drugače. Pri tem pomeni največjo težavo dejstvo, da so cenovno najbolj neugodne prav TiNi zlitine, ki imajo najboljše mehanske in oblikovne spominske lastnosti in se zato uporabljajo v skoraj 90% uporab. Raziskovalci so sicer odkrili že mnogo cenejših materialov z oblikovnim spominom, vendar pa so le redki od teh primerni za uporabo v praksi. Razlogi za to so premalo izrazita lastnost oblikovnega spomina, izgubljanje te lastnosti med uporabo ter zahtevna izdelava in termomehanska obdelava. Poleg TiNi in Cu zlitin, ki so že precej raziskane in se tudi največ uporabljajo, raziskujejo učinek oblikovnega spomina predvsem še v Fe zlitinah, ki obetajo nižjo ceno. Cenovno gledano je torej uporaba materialov z oblikovnim spominom ustrezna le v primeru, če so elementi iz teh materialov dovolj majhni.

Naslednja težava je izdelava takšnega elementa. Materiali z oblikovnim spominom so sicer na voljo v različnih oblikah, v različnih termomehanskih stanjih in z različnimi temperaturami, pri katerih pride do spremembe oblike, vendar ima načrtovani element v mnogih primerih povsem specifično obliko in tudi želene termomehanske lastnosti so pogosto drugačne od lastnosti materialov, ki so na voljo. V tem primeru lahko element želene oblike in z ustreznimi termomehanskimi lastnostmi izdelajo kar proizvajalec materialov z oblikovnim spominom, vendar pa ima to za posledico še večje stroške in daljšo čakalno dobo.

1 TEMELJI OBLIKOVNEGA SPOMINA

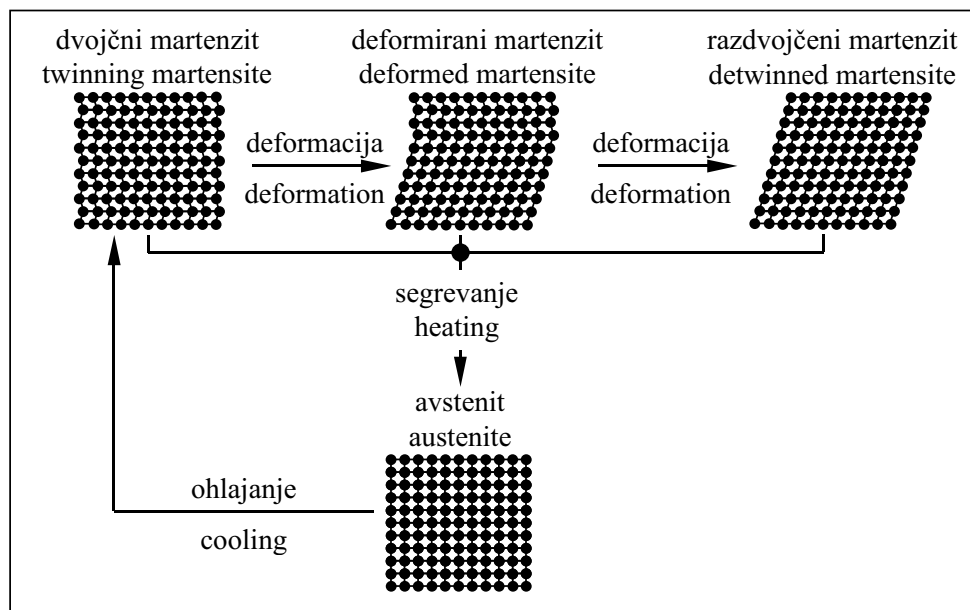
Osnovo oblikovnega spomina pomeni nasprotna martenzitna transformacija, ki se pojavi pri segrevanju dovolj malo plastično deformirane nizkotemperaturne faze. O martenzitni transformaciji običajno govorimo pri kaljenju jekel, vendar pa jo lahko najdemo tudi v materialih z oblikovnim spominom. Z martenzitno transformacijo namreč v splošnem označujemo brezdifuzijski način nastajanja nove faze, pri katerem pride do strižnega premika atomov, med katerim se atomi v posameznih kristalnih ravninah premikajo odvisno eden od drugega, ter prestanejo strižni premik kot celota. Slednje je tudi razlog, da martenzit ohrani sestavo in razporeditev atomov avstenita, kar je eden od pogojev za pojav oblikovnega spomina. [1] Deformirana in prvotna oblika izdelka namreč ustrezata martenzitu oziroma avstenitu, povezava med obema oblikama pa je na neki način zapisana v materialu, zato pri preoblikovanju iz ene strukture v drugo ne sme priti do nikakršnih nepovratnih sprememb. To je tudi razlog, da se mora popačenje kristalnih rešetk, do katerega pride med martenzitno transformacijo, nadomestiti z dvojčenjem in ne z zdrsi. Pri zdrsi namreč pride do trganja medatomske vezi, zato je takšna transformacija nepovratna. V dvojčenem martenzitu so atomske vezi nepretrgane in ostanejo takšne tudi pri dovolj majhnih deformacijah, zato se pri segrevanju tako nedeformirana kakor tudi deformirana dvojčena martenzitna struktura preoblikujeta v enako avstenitno strukturo, kakor prikazuje slika 1.

pneumatic valves. It is unfortunate that TiNi alloys, which have the best mechanical and shape-memory properties and are therefore used in almost 90% of the applications, are also the most expensive. Many cheaper shape-memory materials have been discovered, but only a few of them are suitable for practical applications. The reasons for this are a too weak shape-memory effect, a fading of the effect during use and complicated manufacturing or thermomechanical treatments. Besides TiNi and Cu alloys, which have been thoroughly investigated and are also the most frequently used materials, the shape-memory effect in Fe alloys is being looked into because of the potentially low price of these alloys. The use of shape-memory materials tends to be economic only if the elements made from this material are small.

The manufacturing of such elements represents another problem. Even though shape-memory materials are available in different shapes, with different thermomechanical treatments and with different characteristic temperatures, the desired shape and thermomechanical properties often differ from the properties of available materials. In such a case the shape-memory element can be produced by a specialized manufacturer, but this means higher costs and longer delivery times.

1 THE BASICS OF SHAPE MEMORY

A reverse martensitic transformation which occurs during the heating of a moderately plastically deformed low-temperature phase represents the basics of the shape-memory effect. Martensitic transformations are usually mentioned in connection with steel quenching, but can also be found in shape-memory materials. A martensitic transformation generally means the diffusionless formation of a new phase, with the atoms in particular crystallographic planes moving as a unit rather than individually. In this way martensite retains the chemical composition and atomic arrangement of the austenite, which is necessary for the shape-memory effect to occur [1]. The deformed and initial shape of the product correspond to martensite or austenite, while the connection between these two shapes is somehow written in the material. As a result, no irreversible changes should occur during the transformation from one structure to the other. This is also the reason why lattice distortion, which occurs during the martensitic transformation, should be compensated by twinning and not by slip. During slip the atomic bonds are broken, which makes such a transformation irreversible. Twinning does not break the atomic bonds, which can remain unbroken even for small deformations. Therefore, the undeformed and the deformed martensite structures are transformed into the same austenite structure during heating, as shown in Figure 1.

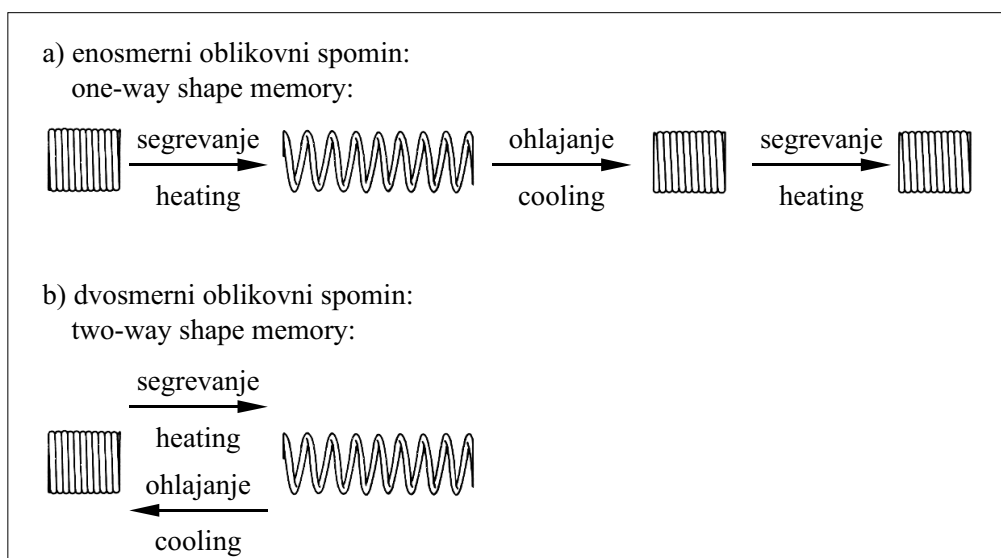


Sl. 1. Sprememba martenzita v avstenit in nasprotno

Fig. 1. Transformation from martensite to austenite and in the opposite way

Oblika v martenzitem stanju deformiranega izdelka se torej pri segrevanju do avstenitnega področja spremeni nazaj v tisto obliko, ki jo je imel izdelek pred deformacijo. Tega procesa ne moremo ponoviti brez ponovne deformacije, zato imenujemo ta pojav enosmerni oblikovni spomin. S posebnimi termomehanskimi postopki pa je mogoče v materialu povzročiti mikronapetosti, ki omogočajo dvosmerni oblikovni spomin. Tako obdelanemu materialu se oblika spremeni pri vsakem ohlajanju ali segrevanju prek temperature preoblikovanja. Eno- in dvosmerni oblikovni spomin sta prikazana na sliki 2.

The shape-memory material which was deformed in the martensitic state returns to its original shape when heated to the austenite temperature range. This process is called the one-way shape-memory effect because it cannot be repeated without a new deformation. Microstresses which cause the appearance of two-way shape memory can be induced in the material with a special thermomechanical treatment. The shape of such material changes during every cooling or heating through the transformation temperature. One- and two-way shape memory are shown in Figure 2.

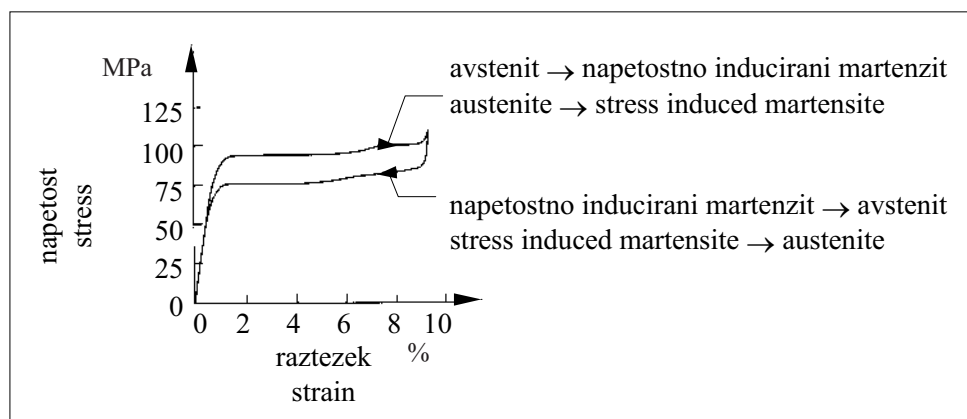


Sl. 2. Eno- in dvosmerni oblikovni spomin [2]

Fig. 2. One- and two-way shape memory [2]

Nastanek martenzita lahko z zunanjimi napetostmi povzročimo tudi v tistem temperaturnem območju, v katerem je običajno že avstenit, tako nastalemu martenzitu pa pravimo napetostno inducirani martenzit. Zunanje napetosti namreč širijo stabilnost martenzita pri višjih temperaturah in torej širijo temperaturno območje, v katerem je martenzit. Pri višjih temperaturah je za nastanek martenzita potrebna večja napetost, vendar je temperaturno območje, v katerem lahko dobimo napetostno inducirani martenzit, navzgor omejeno, saj bi prevelike napetosti povzročile v materialu pojavljanje zdrssov. Glavna prednost napetostno inducirane martenzita je ta, da zunanje napetosti povzročijo enako usmerjenost kristalnih rešetk, zato pride pri premeni avstenita v napetostno inducirani martenzit do velikih povračljivih raztezkov. Že rahla razbremenitev povzroči destabilizacijo martenzita oziroma nastanek avstenita. Ta lastnost je zelo uporabna, imenujemo pa jo superelastičnost. Na sliki 3 je prikazana napetostna krivulja materiala z oblikovnim spominom v temperaturnem območju superelastičnosti [2].

Loading the material in the austenite temperature range can result in the appearance of the so-called stress-induced martensite, because the stresses increase the stability of the martensite at high temperatures and therefore broaden the temperature range where martensite can be found. Martensite can appear at higher temperatures if larger stresses are applied, but the temperature range of stress-induced martensite has an upper limit, because stresses which are too big would cause the material to slip. The most useful characteristic of the stress-induced martensite is that during the transformation from austenite to stress-induced martensite the stress causes an equal orientation of all the crystal lattices which results in the maximum reversible strain. Even slight unloading can cause martensite destabilisation and the appearance of austenite. This property is called superelasticity and is used very often. Figure 3 shows a stress-strain curve of a shape-memory material in the temperature range of superelasticity [2].



Sl. 3. Superelastična zanka [2]

Fig. 3. Superelastic loop [2]

Materiali z oblikovnim spominom imajo torej kar tri posebne lastnosti, po katerih se razlikujejo od drugih materialov. Katero od teh lastnosti se odločimo izkoristiti, pa je odvisno od namena izdelka.

2 PRIMERI PRAKTIČNE UPORABE MATERIALOV Z OBLIKOVNIM SPOMINOM

Materiale z oblikovnim spominom lahko uporabljamo na mnogo različnih načinov, ki jih lahko v grobem razdelimo v štiri glavne kategorije.

Prosta povračljivost: Edina naloga izdelkov, ki spadajo v to kategorijo, je sprememba oblike oziroma opravljanje določenega giba ob minimalni sili. Sem spadajo na primer igrače, katerih namen je predvsem razvedrilo in prikaz učinka oblikovnega spomina.

Ovirana povračljivost: Če je med preoblikovanjem materiala sprememba oblike izdelka

Shape-memory materials therefore have three specific properties by which they differ from other materials. Which of these properties we decide to use, depends on the purpose of the product.

2 SOME EXAMPLES OF THE USE OF SHAPE-MEMORY MATERIALS

Shape-memory materials can be used in many different ways, these uses can be roughly divided into four main categories:

Free recovery: The only function of products in this category is to move with minimum force during the shape change. Examples of such products are toys, whose purpose is entertainment and the presentation of the shape-memory effect.

Constrained recovery: If, during the transformation of the material, the change of product's

onemogočena, nastaja med njim in oviro sila. Premik in zato tudi delo sta minimalna. Nastala sila se pogosto uporablja za spajanje elementov.

Aktuatorji: Aktuatorji med gibanjem, do katerega pride med spremembo oblike, s silo delujejo na okolišne elemente in opravljajo delo. Ker se oblika izdelkov z oblikovnim spominom ne spremeni pri določeni temperaturi, temveč v nekem temperaturnem območju, lahko aktuatorje ob natančnem uravnavanju temperature uporabimo tudi za pozicioniranje različnih mehanizmov v nekem območju, katerega meji sta definirani s prvotno in deformirano obliko elementa z oblikovnim spominom.

Superelastične uporabe: Superelastičnost največkrat uporabljamo v tistih primerih, v katerih je pri majhnih spremembah sile potreben velik raztezek. Uporabna pa je tudi pri izdelkih, ki se med uporabo večkrat zvijajo ali kako drugače deformirajo, po uporabi pa mora njihova oblika ostati nespremenjena. [2]

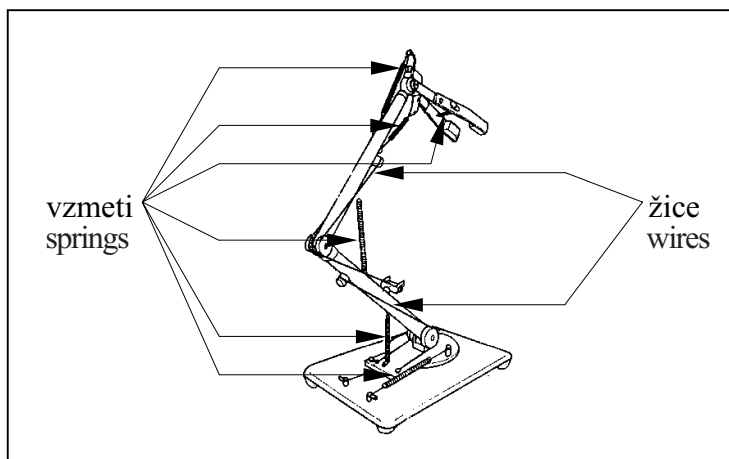
Raziskave možnosti uporabe materialov z oblikovnim spominom so potekale predvsem v smeri nadomeščanja elektromotorjev in podobnih naprav z elementi z oblikovnim spominom. Tak primer je uporaba tankih žic in vzmeti z oblikovnim spominom za krmiljenje manjšega robota, kakor prikazuje slika 4. Te elemente je mogoče hitro segreti z uporabo majhnih električnih tokov, zaradi majhne mase pa je tudi ohlajanje na zraku dovolj hitro. S tem je omogočeno hitro delovanje robota, poleg tega pa je njegova teža bistveno manjša kakor pri uporabi elektromotorjev. Izdelava žic in vzmeti iz materialov z oblikovnim spominom je že dovolj razširjena, da je uporaba takšnih elementov tudi cenovno upravičljiva.

shape is constrained, force is generated between this product and the obstacle. The movement and work are therefore minimal. This generated force is often used to assemble elements.

Actuators: During the movement caused by the change of shape, actuators act with force on nearby elements and produce work. Because the shape of the products with shape memory does not change at a certain temperature but over a temperature range, actuators can also be used to position different mechanisms in a range, the limits of which are defined by the initial and deformed shape of the shape-memory element. In this case, the temperature must be very precisely controlled.

Superelastic applications: Superelasticity is often used in situations where large strains are needed with small forces. It is also useful in those products which are frequently bent or otherwise deformed during their use but must keep the same shape after the use [2].

The research work on the use of shape-memory materials has focused on replacing electromotors or similar devices with shape-memory elements. An example is the use of thin shape-memory wires and springs to control a small robot, as shown in figure 4. These elements can be rapidly heated with low electric currents, while their light weight allows quick cooling in air. The robot is able to move quickly and its weight is much less than for on electromotor-based robot. Also, the manufacturing of shape-memory wire and springs is widespread enough to make the use of these elements economic.



Sl. 4. Robot z žicami in vzmetmi z oblikovnim spominom [1]

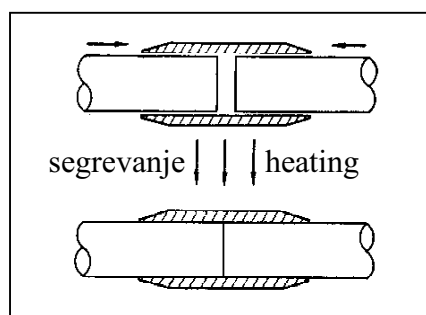
Fig. 4. Robot with shape-memory wires and springs [1]

Kakor je bilo že omenjeno, je zaradi manjših stroškov v večini primerov še vedno primerneje uporabiti elektromotorje oziroma podobne pogonske naprave, zato so bolj zanimive tiste možnosti uporabe materialov s spominom, pri katerih elementov iz teh materialov ni mogoče nadomestiti z drugimi

As mentioned earlier, the costs are, in most cases, still lower if electromotors or similar devices are used. However, this is what makes those uses where shape-memory elements cannot be replaced with other devices even more interesting. One such example is connecting pipes or other round elements

napravami. Eden takšnih primerov je spajanje cevi oziroma drugih valjastih predmetov z objemkami z oblikovnim spominom, kar kaže slika 5. Po vstavitvi obeh koncev cevi v objemko povzroči povišanje temperature zmanjšanje njenega notranjega premera, s čimer dobimo močan in tesen spoj. Temperatura, pri kateri se oblika objemke spremeni, je lahko nižja od temperature okolice, kar omogoča, da izvedemo spoj brez dodatnega segrevanja. Takšen način spajanja cevi je zato zelo primeren tam, kjer bi varjenje oziroma kakšna druga visokotemperaturna tehnika spajanja povzročila poškodbe sosednjih elementov [1].

with pipe couplings, as shown in Figure 5. After both ends are inserted into the pipe coupling, the temperature increase causes the inner diameter of the pipe coupling to contract, which results in a strong and tight connection. The temperature at which the shape of the pipe coupling changes can be below the outside temperature, allowing to make a connection without heating. This pipe-connecting method is therefore very useful in situations where welding or some other high-temperature method could damage nearby elements [1].



Sl. 5. Spajanje cevi z objemko z oblikovnim spominom [1]
Fig. 5. Pipe connecting with a shape-memory coupling [1]

Področje, na katerem so materiali z oblikovnim spominom že sedaj dokaj dobro uveljavljeni, je medicina. Na tem področju se uporabljajo le TiNi zlitine, ki imajo poleg ustreznih mehanskih lastnosti tudi dobro biološko združljivost, namenjene pa so izdelavi medicinskih instrumentov ter ortopedskih in zobozdravstvenih pripomočkov. Medicinski instrumenti in ortopedski pripomočki so običajno izdelani iz materiala, v katerem pride do spremembe oblike pri telesni temperaturi, v zobozdravstvu pa se uporablja predvsem superelastična žica. V nasprotju z medicinskimi instrumenti, katerih naloge so običajno kratkotrajne, lahko ortopedski pripomočki zaradi dobre združljivosti TiNi zlitine s telesnimi tkivi svojo nalogo v telesu opravljajo tudi po več mesecev [2].

Materiali z oblikovnim spominom se pogosto uporabljajo tudi v različnih varovalnih ventilih v vodovodnih, plinskih ali drugih napeljavah, njihova naloga pa je ustaviti pretok tekočine pri čezmernem povišanju temperature. Trenutno je predvsem zanimiva uporaba materialov s spominom v termičnih varovalih za plin, saj je uporaba teh naprav v mnogih državah že zakonsko predpisana. Uporaba materialov z oblikovnim spominom v teh napravah ima glede na druge izvedbe določene prednosti in pa tudi določene pomanjkljivosti, kar je opisano v nadaljevanju.

3 TERMIČNO VAROVALO Z OBLIKOVNIM SPOMINOM

Termična varovala za plin so naprave, ki jih vgrajujejo pred končne porabnike plina. Njihova naloga je

Medicine is a field where shape-memory materials are already well established. Only TiNi alloys, which have appropriate mechanical properties and good biocompatibility are used in medicine. These alloys are used for medical instruments as well as orthopedic and dental devices. Medical instruments and orthopedic devices are very often made of material in which the shape change occurs at body temperature, while in dentistry, superelastic wire is the most common material. Medical instruments are usually in contact with body tissues for only a short time, however, orthopedic devices can stay inside the body for a few months [2], which requires good biocompatibility.

Shape-memory alloys are also frequently used in safety valves for water, gas or other installations, where they are designed to stop the fluid flow if the temperature gets too high. The use of shape-memory materials in gas thermic safety valves is very interesting, because in many countries the use of these devices is already prescribed by law. The use of shape-memory materials in other devices has advantages and disadvantages, these are described in the following section.

3 THERMIC SAFETY VALVE WITH SHAPE MEMORY

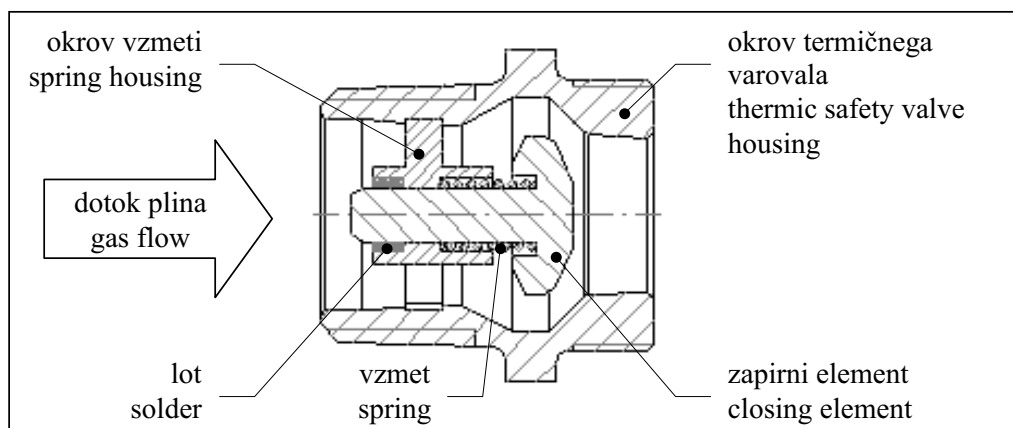
Thermic safety gas valves are devices which are inserted into gas pipelines. Their task is

zaustavitev dotoka plina v prostor v primeru čezmernega povišanja temperature, s čimer se v primeru požara bistveno zmanjša možnost eksplozije plina. Varnostni predpisi, ki zahtevajo uporabo termičnih varoval v plinskih napeljavah, so močno pospešili razvoj teh naprav, ta je potekal predvsem v smeri iskanja čim bolj preprostega in poceni, a kljub temu zanesljivega mehanizma za zapiranje ventila.

Za uspešno opravljanje svoje naloge mora torej mehanizem za zapiranje termičnega varovala vsebovati element za zaznavanje kritične temperature in aktiven element, ki omogoča ali povzroča premik zapirnega elementa. Izvedba takšnega mehanizma z uporabo toplotnega zaznavala in pnevmatskega valja ali druge pogonske naprave bi bila seveda povsem neprimerna, saj bi bili tako cena kakor velikost takšnih termičnih varoval neustrezni. Zaradi zahtev po enostavnosti, majhnih izmerah in nizki ceni so se kot najprimernejši za izdelavo mehanizmov za zapiranje termičnega varovala izkazali materiali, pri katerih je mogoče spremembo njihovih lastnosti, do katere mora priti pri ustrezni temperaturi, izkoristiti za sproženje zapirnega mehanizma. Takšni materiali, ki torej delujejo kot temperaturno zaznavalo in hkrati tudi kot aktivni element, so predvsem loti z ustrezno temperaturo tališča in pa materiali z oblikovnim spominom. Uveljavile so se predvsem izvedbe z loti, saj so loti v splošnem mnogo bolj poznani in raziskani kakor materiali s spominom. Zgradba ene od izvedb termičnega varovala z lotom je prikazana na sliki 6. Pri dovoljenih temperaturah je zapirni element z lotom utrjen v legi, ki dopušča pretok plina. Pri kritični temperaturi se lot stali, kar omogoča vzmeti, da se raztegne, potisne zapirni element ob izstopno odprtino termičnega varovala in s tem zapre pretok plina.

to stop the flow of a gas into the room if the temperature rises too much, this significantly decreases the possibility of a gas explosion. Safety regulations which demand the use of thermic safety valves in gas installations have stimulated the development of these devices, especially the search for a simple, cheap, but still reliable valve-closing mechanism.

The thermic safety valve mechanism should consist of a critical-temperature sensor and an active element to close the valve. To use a temperature sensor and a pneumatic valve or a similar device in this mechanism would, of course, be unsuitable, while the price and the size of the valve would lead to problems. Because of the demands for simplicity, small dimensions and low price, materials which change at a certain temperature to activate the closing mechanism seem to be the best choice. Materials which work as the temperature sensor and at the same time as the active element can be solders with an appropriate melting point or shape-memory alloys. Solders are more often used because they are much better known and researched than shape-memory alloys. A possible variant of the soldered thermic safety valve is shown in figure 6. At ordinary temperatures the closing element is fixed in position with a solder, this allows the gas to flow. At a critical temperature the solder melts and allows the spring to stretch, pushing the closing element against the outlet and stopping the gas flow.



Sl. 6. Primer termičnega varovala z lotom

Fig. 6. An example of a thermic safety valve with a solder

Takšno termično varovalo za plin v skoraj vseh pogledih ustreza zahtevam, manjše težave se pojavijo le pri sestavljanju notranjih elementov. Lotanje je namreč v tem primeru zaradi oblik spajanih elementov dokaj zahtevno, poleg tega pa je za strditev lota potreben določen čas, ki podaljša skupni čas montaže.

V termičnih varovalih z elementi z oblikovnim spominom je načelo delovanja običajno zelo podobno,

This type of thermic safety valve meets most of the requirements, only the assembly of the inner elements can cause problems. The shapes of the connected elements make soldering quite difficult and the time required for the solder to harden lengthens the total assembly time.

In thermic safety valves with shape-memory elements the working mechanism is very similar, ex-

le da zapirni element v osnovni legi ni utrjen z lotom, temveč s primerno oblikovanim elementom iz materiala z oblikovnim spominom. Ta element je vez med zapirnim elementom in okrovom termičnega varovala ali pa med zapirnim elementom in okrovom vzmeti. Sprememba oblike elementa z oblikovnim spominom, do katere pride pri ustrezni temperaturi, sprosti zapirni element, ki ga vzmet potisne v drugo lego in s tem onemogoči pretok plina.

Da bi element z oblikovnim spominom ustrezal zahtevam, mora biti zaradi razmeroma visoke cene materialov s spominom čim lažji oziroma čim manjši. Majhne izmere elementa so zahtevane tudi zaradi omejenega prostora v notranjosti termičnega varovala. Za doseganje konkurenčne cene izdelka je najbolj primerno, če je element izdelan iz žice, saj so materiali z oblikovnim spominom v tej obliki najcenejši in tudi ponudba je največja. Žica je ustrezna tudi zaradi preprostega oblikovanja, pri čemer pa je treba paziti, da polmeri ukrivljenosti žice niso premajhni, ker prevelike deformacije oziroma raztezki privedejo do poslabšanja ali celo izgube lastnosti oblikovnega spomina. Če elementa ni mogoče izdelati iz žice, lahko izbiramo med preostalimi oblikami, v skrajnem primeru pa je pri nekaterih ponudnikih materialov z oblikovnim spominom mogoče naročiti izdelavo elementov posebnih oblik.

Termična varovala z elementom z oblikovnim spominom je mogoče preprosteje in hitreje sestaviti kakor izvedbe z lotom, katerih edina težava je montaža. Uporaba materialov z oblikovnim spominom v termičnih varovalih za plin je torej teoretično idealna, vendar se zaradi težav pri konstrukciji elementa z oblikovnim spominom in pri nabavi materiala izdelovalci teh naprav raje odločajo za izvedbe z loti. Ponudniki materialov z oblikovnim spominom namreč tudi kupcem ne ponujajo dovolj informacij o tistih mehanskih lastnostih, ki so potrebne pri konstruiranju določenega izdelka. Preskušanje vzorcev in iskanje ustreznega materiala zahteva veliko časa in tudi denarja, zato se mnogi potencialni kupci raje odločijo za alternativne izvedbe svojih izdelkov.

4 SKLEP

Čeprav bi lahko posebne lastnosti materialov z oblikovnim spominom s pridom izkoristili v marsikaterem primeru, se uporaba teh materialov zelo počasi zvečuje. Razloga za to sta predvsem razmeroma visoka cena in slabo poznavanje teh materialov. Večina proizvajalcev, ki bi želela razviti uporabo z elementi z oblikovnim spominom, bi se morala najprej podrobno seznaniti z lastnostmi teh materialov, preučiti njihovo ponudbo na trgu in s preskusi priti še do preostalih podatkov, potrebnih za razvoj izdelka. Celoten razvojni proces bi bil zato dolgotrajen in drag, zato se poskuša večina proizvajalcev temu izogniti z uporabo bolj znanih materialov in naprav.

cept that in the initial position the closing element is not fixed with solder but with a shape-memory element. This element represents a bond between the closing element and the thermic safety-valve housing or between the closing element and the spring housing. The change in the shape of the shape-memory element at a particular temperature releases the closing element, which is pushed by the spring into opposite position, where it stops the gas flow.

For the shape-memory element to meet the requirements, it must be as light and as small as possible due to the high price of shape-memory materials. This element also has to be small because of the limited space inside the thermic safety valve. For the product to have a competitive price the element should be made from wire, because materials in this form are the least expensive. Wire is also a good choice because it is easily shaped, providing that the bending radii are not too small: large deformations can lead to fading or even to a complete loss of the shape-memory effect. If the element cannot be made from wire, another shape must be selected. In extreme situations it may be necessary to manufacture specially shaped elements.

Thermic safety valves with shape-memory elements are easier and faster to assemble than solder-based valves. The use of shape-memory materials seems to be ideal, but due to problematic shape-memory-element design and the ordering of the material, the manufacturers of these devices prefer to choose the soldered options. Even to their customers shape-memory material suppliers do not give enough information about the mechanical properties which are necessary to design a particular product. Because testing samples and searching for the right material take a lot of time and money, many potential customers prefer to choose products that are not loaded on shape-memory materials.

4 CONCLUSION

Even though the properties of shape-memory materials could be used in many applications, the use of these materials is increasing very slowly. The reasons are the relatively high price and the lack of knowledge associated with these materials. Most of the manufacturers wanting to develop a certain application with shape-memory elements would first have to learn about the specific properties of these materials, study the market and do tests to obtain the data necessary for the development of this application. Because this whole process would be time consuming and expensive, many manufacturers simply use standard materials and devices.

Dokler ti materiali ne bodo bolj razširjeni in poceni, bo njihova uporaba omejena predvsem na primere, pri katerih zaradi prostorskih omejitev uporaba elektromotorjev ali drugih pogonskih naprav ni mogoča, in tam, kjer imajo elementi z oblikovnim spominom funkcijo temperaturnega zaznavala ter pogonske naprave hkrati.

Kakor je bilo že omenjeno, pomeni izdelava elementov iz materialov z oblikovnim spominom eno večjih težav pri uporabi teh materialov, saj o možnostih njihove obdelave ni na voljo dovolj podatkov. Zato so v nadaljevanju raziskav uporabnosti materialov z oblikovnim spominom načrtovani testi, s katerimi bi dobili osnovne podatke o možnostih njihove obdelave. Ti podatki bi olajšali razvoj izdelkov z elementi iz materialov z oblikovnim spominom in tudi pripomogli k lažjemu odločanju proizvajalcev za uporabo teh materialov v njihovih izdelkih.

As long as these materials are in niche markets and their price remains high, their use will be limited either to those applications where space limitations do not allow the use of electromotors and similar devices or applications where shape-memory elements function as both the temperature sensor and the drive.

As already mentioned, the manufacturing of shape-memory elements represents a major problem in the use of these materials because there is not enough available information on the machining of these materials. Therefore, research which would give some basic information on machining is required. This would make the development of new products with shape-memory elements easier and would also help manufacturers of devices to use these materials in their applications.

5 LITERATURA

5 REFERENCES

- [1] Funakubo H. (1987) Shape Memory Alloys. *Gordon and Breach Science Publishers*, New York.
- [2] Duerig T. W., Melton K. N., Stoeckel D., C.M. Wayman (1990) Engineering aspects of shape memory alloys. *Butterworth-Heinemann Ltd.*, London.

Naslova avtorjev: Matjaž Ptičar
Ljubljanska 12
1241 Kamnik

Authors' Addresses: Matjaž Ptičar
Ljubljanska 12
1241 Kamnik, Slovenia

doc.dr. Slavko Dolinšek
prof.dr. Franc Kosel
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Doc.Dr. Slavko Dolinšek
Prof.Dr. Franc Kosel
Faculty of Mechanical Eng.
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 27.7.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Strokovna literatura

Professional Literature

Ocene knjig

K. Zimmermann: Technische Mechanik - multimedial

Zal.: Fachbuchverlag Leipzig Carl Hanser Verlag
München, Wien 2000.

Obseg: format 16 x 23 cm, 207 strani, 72 slik,
45 preglednic, CD-ROM.
Cena je 49,80 DEM.

Knjiga, ki jo avtor imenuje vadnica iz tehniške mehanike, je razdeljena na naslednja poglavja: naloge s potekom reševanja, reševanje nekaterih vrst nalog tehniške mehanike z uporabo računalniških programov, izbor izpitnih nalog na končnem izpitu iz mehanike na Tehniški univerzi v Ilmenau, zbirke formul iz mehanike, formule iz matematike in CD - ROM za modeliranje v tehniški mehaniki.

V prvem delu učbenika, ki obsega 6 poglavij, so naloge iz statike, trdnosti, kinematike, kinetike, nihanj in kritičnih vrtilnih frekvenc. Pri statiki je skupaj 54 nalog, ki obravnavajo sestavljanje in ravnotežje sil, grafično reševanje, določanje težišč, trenje ter notranje sile in momente v nosilcih. V glavnem so obravnavani ravninski primeri, nekaj nalog pa je tudi prostorskih. Področje trdnosti je zajeto v 90 nalogah, ki obravnavajo področje napetosti in deformacij, nateg in tlak, torzijo, geometrijske značilnosti prereзов, upogib, strig, uklon, Castiglianov in Menabreanov princip in sestavljene napetosti. Snov kinematike je zajeta v 23 nalogah. Pri kinematiki točke je obravnavano gibanje v kartezijskem, naravnem in polarnem koordinatnem sistemu, pri tem telesu pa so naloge iz vrtenja telesa okoli stalne osi in ravninskega gibanja telesa. Vsebine kinetike so zajete v 29 nalogah, največ iz masne točke in togega telesa, nekaj nalog je tudi iz sistema togih teles. V 37 nalogah je obravnavano mehansko nihanje, ki obravnavajo enomasna nihanja (lastna, nedušena in dušena ter vsiljena dušena), nihanja večmasnih sistemov, nihanja kontinuum in nelinearna nihanja. V sklepnem delu področja nalog je snov kritičnih vrtilnih frekvenc zajeta v 4 nalogah. Kratek potek reševanja in rezultati vseh nalog so podani v poglavju 9.

V poglavju 7 so podane nekatere naloge iz tehniške mehanike, ki jih lahko rešujemo z računalniškimi programi in so podani na CD-ROMu. Tako je podanih po 10 nalog za računanje trdnostnih geometrijskih značilnosti sestavljenih prereзов, pri reševanju ravninskega paličja, pri računanju osnih pritiskov pri različnih delovnih vozilih, ki prevažajo različno opremo in pri kinematični analizi robotov.

Podan je primer računalniške obdelave testa razbijanja pri avtomobilu ter upogibnih in torzijskih nihanj nosilca.

V osmem poglavju so podane naloge iz 16 izpitov na Tehniški univerzi v Ilmenau. Vsak izpit vsebuje štiri naloge, po eno nalogo iz statike, trdnosti, kinematike in kinetike. Naloge so brez rezultatov in poteka reševanja. S podanimi izpitnimi nalogami lahko študenti domnevajo o zahtevnosti stopnji pri izpitih, naši študenti in pedagoški delavci pa vidijo zahtevnost na izpitih druge.

V desetem poglavju je avtor zbral obrazce s področja tehniške mehanike za vsebine, ki jih obravnavajo naloge v poprejšnjih poglavjih tega učbenika. Obrazce so opremljene še s kratkimi komentarji, definicijami in pomembnimi sklepi.

Vsa tista matematična sredstva, ki so nujno potrebna za reševanje podanih nalog, je avtor zbral v enajstem poglavju pod naslovom matematične osnove. Tako študent pri reševanju nalog iz učbenika ne potrebuje še drugih priročnikov, saj ima praktično vse zbrano v njem.

V zadnjem delu je na kratko opisana uporaba CD-ROMa. Tukaj je obravnavano modeliranje inženirskih problemov. Vemo, da je prav to področje za študente najtežje, kako si torej pripraviti model, ki ga bomo z znanjem mehanike in matematično pomočjo nato obravnavali in rešili. Prepričan sem, da bo ta računalniška podpora marsikomu pomagala premagati ovire pri modeliranju praktičnih primerov.

Na podlagi vsega opisanega je vidna aktualnost in sodobnost učbenika, zato sem prepričan, da bo koristil študentom univerzitetnega in visokošolskega študija pri pripravi na izpite iz mehanike in tudi za kasnejše delo v praksi, zato ga toplo priporočam.

J. Stropnik

F. Neumann: Gusseisen-Schmelztechnik, Metallurgie, Schmelzbehandlung

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen –
Malmshelm, 2. predelana in dopolnjena izdaja, 1999.

Obseg: format 15 x 21 cm, 452 strani, 300 slik,
53 preglednic, 287 lit. pod.
Cena je 128 DEM.

Litje je izjemno pomembna tehnologija, s katero dosežemo končno obliko izdelka. Celotno tehnologijo torej vključujejo različni postopki taljenja

in litja taline dane zlitine in različni postopki formiranja oziroma oblikovanja livne votline. V omenjenem delu o litem železu so prikazani različni postopki pretaljevanja vhodnega materiala, ki vključujejo različne talilniške sisteme in pomožno opremo. Uvodoma avtor predstavi posamezne vrste železnih litin, njihove lastnosti in njihovo uporabnost v nemškem prostoru v zadnjih dvajsetih letih. Zaradi vse ostrejših zahtev po zelo trdnih ulitkih sledi vse večja uporaba nodularne litine ali legirane oziroma toplotno obdelane železne litine. Zelo pomembno je povečevanje porabe nodularne litine v avtomobilski industriji in s tem tudi zahteve po razvoju postopkov pridobivanja kakovostne nodularne litine in hkrati po zniževanju cene ulitka.

Zato delo prinaša pregled različnih tehnoloških postopkov in metalurške osnove talilniških procesov. Zbrani in podani so številni podatki za posamezne talilniške postopke. Avtor je ob pomoči sodelavcev opravil zelo obsežno eksperimentalno delo, ga primerno priredil za splošno uporabo v obliki številnih preglednic oziroma diagramov.

V delu je predstavljena naslednja problematika:

- pregled različnih talilniških postopkov na podlagi kupolk z metalurško tehnološkimi pogoji;
- pregled različnih talilniških postopkov na podlagi visokofrekvenčnih oziroma srednjefrekvenčnih talilniških peči in prikaz tehnoloških razmer;
- pregled različnih talilniških postopkov v bobnastih rotacijskih pečeh in prikaz metalurškotehnoloških razmer;
- postopki izboljšanja talilniških postopkov z računalniško podprtim nadzorom in vodenjem procesa;
- racionalizacija pretoka surovin;
- optimiranje talilnih postopkov z vidika prihranka energije;
- skrb za čisto okolje, glede na vse ostrejšje zahteve in predpise;
- spreminjanje kadrovske sestave v livarnah in uvajanje avtomatizacije v livarnah;
- zmanjševanje izgube materiala oziroma zmanjševanje stroškov izgubljenega materiala;
- izboljšanje kakovosti ulitkov glede na njihove trdnostne lastnosti z uporabo različnih vrst modifikatorjev in tehnik modificiranja različnih talin.

Delo je izjemno obsežno in specializirano, zato je namenjeno predvsem vodilnemu tehničnemu osebju v livarnah železnih litin, tehnikom in inženirjem, ki se ukvarjajo s tovrstnimi tehnologijami in študentom livarstva. Delo je pisano zelo preprosto, jasno in pregledno, s številnimi slikovnimi predstavitvami procesnih sistemov, posameznih naprav oziroma njihovih elementov. Posebno skrb so na eksperimentalni osnovi izdelani številni diagrami metalurško tehnološkega značaja, ki omogočajo praktikom v

proizvodnji boljše razumevanje talilniškega procesa.

J. Grum

H. Wenzl: Batterietechnik

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malsheim, 1999.

Obseg: format 15 x 21 cm, 253 strani, 73 slik, 13 preglednic.

Cena je 69 DEM.

Neodvisnost, premičnost, razpoložljivost itn. transportnih naprav, naprav za komuniciranje, naprav za zabavo itn. terjajo uporabo samostojnih, neodvisnih virov energije. Posledica takšnega razvoja je vse širša uporaba električnih baterij in akumulatorjev. Zaradi vplivov na okolje želijo tudi nekatere druge vire energije nadomestiti z električnimi, tako pospešeno razvijajo sončne celice, gorivne celice, nove tipe električnih akumulatorjev in podobno. Čeprav so novice o novih dosežkih na področju akumulatorjev pogoste, je dandanes, kot naprava za kemično shranjevanje električne energije, še vedno v najširši uporabi svinčev akumulator, ki deluje na osnovi kemičnih procesov, znanih skoraj 150 let. Svinčevemu akumulatorju po uporabi sledi nekoliko mlajši nikel-kadmijev akumulator.

Kakor je razvidno iz podnaslova knjige, avtor meni, da je za vključevanje akumulatorjev v uporabo in njihovo uspešno uporabo potrebno čimboljše poznavanje zgradbe, lastnosti in delovanja akumulatorjev. Tako obravnava v delu kemične procese in spremljajoče pojave v akumulatorjih, materiale za gradnjo, postopke polnjenja in praznjenja, nadomestna vezja, vplive temperature, korozijo, vplive na okolje, dobo trajanja akumulatorjev in na koncu tudi najznačilnejše vrste uporabe (akumulatorji, kot shranjevalniki električne energije, kot vir energije pri transportnih napravah, pomožni vir energije v vezanih sistemih napajanja in kot vir energije pri zagonu motornih vozil).

V delu zbrane informacije o najpogostejše uporabljanih akumulatorjih bodo dobrodošle vsem, ki imajo opraviti z akumulatorji, bodisi pri načrtovanju uporabe ali sami uporabi.

A. Hussu

R. Hürten: Function-Point Analysis

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malsheim 1999.

Obseg: format 16 x 23 cm, 1771 strani.

Cena je 98 DEM.

Function-Point Analysis (FPA) je metoda analize za merjenje nivoja funkcionalnosti, ki jo neka programska oprema ponuja uporabniku. Mera nivoja

funkcionalnosti ni odvisna niti od metodologije razvoja niti od uporabljene tehnologije programiranja. Zato daje mera nivoja funkcionalnosti osnovno značilnico, ki omogoča dolgoročno primerjavo produktivnosti pri razvoju programske opreme in s tem temelj za obvladovanje stroškov razvoja.

Pričujoča knjiga predstavlja predvsem splošno načelo FPA in njenih najpomembnejših uporabnih značilnosti. Uporaba FPA v praksi in opis ključnih predpostavk za uspešno rabo analize sta podrobno opisana in predstavljena na primerih. Priloženi preglednični izračuni ne pomenijo zgolj vrste poučnih primerov, ampak omogočajo, da jih pri konkretni metodi FPA lahko neposredno tudi uporabimo. Pri tem gre za niz raznovrstnih preglednic, ki se uporabljajo za izračun merske karakteristike funkcionalnosti vse od predštudij, analize problemov in za sam potek projektov. Pri tem upošteva metoda različne značilnosti, npr. kupca, naročila, zapletenost zahtev in podatkov, vključevanje že znanih rešitev, programskega okolja in jezika, v katerem poteka razvoj ipd.

Knjiga je zelo primerna za:

- izvajalce nadzora programske opreme, ki žele preglednost stroškovne sestave izdelave programske opreme;
- vodstveni kader s področja informacijske tehnologije, ki želi izboljševati produktivnost razvoja programske opreme;
- projektne vodje s področja informacijske tehnologije, ki hočejo imeti učinkovit nadzor nad obsegom projektov razvoja programske opreme;
- vodstveni kader podjetij, ki izdeluje programske opremo, za podporo pri izdelavi ponudb ter
- uporabnike programske opreme, ki jih zanima primerjava cenovne učinkovitosti za stroške njihove programske opreme.

A. Sluga

K. Felte: Verzahntechnik

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malmsheim 1999.

Obseg: format 15 x 21 cm, 171 strani, 66 slik, 7 pregl., 46 navedb literature.

Cena je 69 DEM.

V knjigi avtor razlaga zgodovino ozobja, osnove o geometrijski obliki posameznih vrst ozobja, postopke izdelave zobniških dvojic, termično

obdelavo čelnih in stožčastih zobnikov in postopke preverjanja geometrijske oblike zobniških dvojic.

Posebej obravnava valjaste zobnike z ravnimi in poševnimi zobmi in stožčaste zobnike. Pri vsakem postopku izdelave zobniških dvojic (litje, sintranje, natančno kovanje, stiskanje, freziranje, skobljanje itn.) so podane zahteve posebej za osnovne in toplotno obdelane materiale. Popisuje osnove tehnologij, kinematiko obdelovalnih strojev in oblike orodij, ki so v veliki meri odvisne od zelene kakovosti ozobja.

Knjiga je namenjena predavateljem in študentom strojništva kot spremljajoča literatura pri predavanjih in strokovnjakom, ki za pripravo in proizvodnjo zobniških dvojic potrebujejo natančne informacije.

I. Prebil

Z. Balantič: Človek – delo – učinek

Zal.: Moderna organizacija, Kranj 2000

Obseg: 17 tematskih sklopov, 20 predstavljenih uporab, 710 multimedijско podprtih strani, 260 slik, 353 avtorskih skic in 233 diagramov.

Cena je 1900 SIT.

Interaktivna elektronska publikacija je narejena v obliki zgoščenke, ki združuje študijsko vsebino sklopa človek – delo – učinek, povezano s praktičnimi izkušnjami delovne učinkovitosti, izvedene v izbranih uspešnih slovenskih podjetjih. Zgoščenska je razdeljena na dva dela, teoretični in praktični, ki sta medsebojno dinamično povezana in prepletena.

Vsebina zgoščenke: ergonomija, antropometrija, informacijski tokovi med človekom in okolico, biomehanika, raba energije pri človeku, čutila, mikroklimatsko okolje, oblikovanje in značaj dela, stopnja razvoja delovnih sistemov, varovanje pri delu, študij in oblikovanje dela, delovni čas, metode in tehnike izboljševanja dela, merjenje dela in ergonomsko ocenjevanje.

Zgoščenska je namenjena vsem, ki želijo spoznati vplivne elemente na človekovo delovno učinkovitost, spoznati problematiko razmerja med človekom in strojem, predvsem pa spodbuja inovativne dejavnosti s področja človek v delovnem procesu.

V. Butala

Osebnosti

Personal Events

V spomin prof. Stanetu Potrču

Sredi visokega poletja, 6. avgusta 2000, je preminil moj starejši kolega po stroki, prof. Stane Potrč, prvi učitelj s področja Transportnih naprav na Višji in nato Visoki tehniški šoli v Mariboru. Pokojni profesor Stane Potrč se je rodil v obrtniški družini 2. julija leta 1924 očetu Alojzu in materi Tonji. Osnovno šolo je obiskoval v Mozirju in v Mariboru. Kot zelo nadarjenega dijaka so ga starši usmerili v takrat osemletno Gimnazijo v Mariboru, ki jo je moral prekiniti zaradi druge svetovne vojne in se zaposliti. Že leta 1942 se je, star komaj 18 let, vključil v delo OF ter čez dobro leto vstopil v NOV kot aktivni bорец.

Gimnazijo je dokončal šele po vojni, pozno jeseni leta 1945 z maturo na Ptuj, ter se jeseni leta 1946 vpisal na Tehniško fakulteto, Oddelek za strojništvo v Ljubljani. Vse svoje študijske obveznosti je do absoltorija opravljal redno in zelo uspešno. V zadnjem semestru se je priključil znani konstruktorski skupini študentov in diplomantov pri prof. Frančku Kovačecu, ki je v prvih povojnih letih postavljал temelje nekaterim osnovnim konstruktorskim predmetom in še posebej predmetom s področja Transportnih naprav. Jeseni leta 1949 se je za tri leta zaposlil na Srednji tehnični šoli v Ljubljani kot predavatelj, kar je nekoliko upočasnilo njegov študij. Prof. Kovačec, ki je s konkretnimi projekti za industrijo uvajal mlade strojnike v konstruktorsko prakso, mu je bil mentor tudi pri diplomskem delu s področja projektiranja žerjavov. Diplomiral je marca leta 1953 kot 79. diplomant strojništva v Ljubljani.

Prof. Stane Potrč je pričel svojo inženirsko pot v Železarni Štore takoj po diplomi. Že julija istega leta se mu je ponudila zaposlitev v Metalni Maribor, katere proizvodni program je bil bliže univerzitetno diplomiranemu strojnemu inženirju in znotraj tematike, ki jo je podrobno spoznaval pri svojem mentorju v Ljubljani. Njegova prva zadolžitev je bilo vodenje montaže metalniške opreme v Železarni Zenica, in sicer: transportne opreme za pripravo rude pri visokih pečeh, jeklene konstrukcije pri aglomeraciji, jeklene konstrukcije za halo valjarne ter žerjave v njej.

Po vrnitvi s 'terena', najboljše pripravljavnice za samostojno projektiranje, je v Metalni postal projektant in vodja skupine v projektivnem biroju za



transportne naprave v letih 1954 do 1960 s prekinitvijo v letih 1956 do 1958, ko se je izpopolnjeval v Nemčiji. Pod njegovim vodstvom so bili zasnovani in izvedeni mnogi veliki in manjši objekti za jugoslovanski in izvozni trg. Naj naštejem samo nekatere: prekladalni mostovi razpetine 60 m s tračnimi transporterji in elevatorjem na samem žerjavu za TE Šoštanj, prekladalni most razpetine 50 m + 10 m + 15 m s tračnimi transporterji in vrtljivim mačkom z grabilom za Jugovisko Loznica (Bosna), prekladalni most razpetine 50 m s

tračnimi transporterji in dvema elevatorjema za TE Kolubaro (Srbija), prekladalni most za TE Kakanj (Bosna), težki mostni žerjavi za Železarno Zenica, več drugih industrijskih žerjavov, transporterji za rudnike, itn.

Novembra leta 1956 je prof. Stane Potrč odšel v nemško družbo Walter & Cie Aktiengesellschaft, Köln-Dellbrück, kjer je najprej deloval kot projektant na področju nosilnih ogrodij parnih kotlov ter okrovov različnih filtrov za odprševanje. Kmalu so mu poverili tudi dela statika na celovitih objektih s področja jeklenih konstrukcij, kjer se je izkazal s svojimi strokovnimi izkušnjami in širokim pogledom na zahtevno problematiko. V Metalno se je z novim znanjem in izkušnjami vrnil leta 1958.

Dve leti po njegovi vrnitvi v Metalno je bila ustanovljena Višja tehniška šola v Mariboru in prof. Stane Potrč je bil v prvi generaciji njenih učiteljev. S svojimi bogatimi strokovnimi izkušnjami je utemeljil vsebino, pripravil predavanja ter celih dvaindvajset let predaval naslednje aplikativne predmete: Transportne naprave na višješolskem študiju ter Transportne naprave I, Transportne naprave II in Transportne sisteme na visokošolskem študiju. V teh predmetih je zajel potrebno znanje o konstruiranju, projektiranju ter uporabi transportnih naprav v industriji, rudarstvu, na pretovornih mestih v prometu blaga in drugod. Na višješolskem študiju je predaval tudi predmeta Mehanika I in Mehanika II.

Po zgledu svojega učitelja in mentorja prof. F. Kovačeca je na šoli ustanovil projektivno skupino, v kateri so se urili ter nabirali svoje prve konstruktorske in projektantske izkušnje študentje v okviru seminarskih in diplomskih nalog. Za zasnovu in razvoj

novih in prenovljenih izdelkov ni dovolj samo teoretska podlaga, temveč je potrebno tudi obilo navdiha pri obvladovanju funkcionalnih zahtev ter iskanju optimalnih oblikovnih rešitev, ki morajo biti konkurenčno izvedljive. Ta pristop, ki ga dandanes na modernih univerzah gojijo kot 'študij na primerih', daje najboljše rezultate. Mladi ljudje, ki so ves čas šolanja reševali v veliki meri le kratke, največ enourne šolske naloge, se morajo spopasti s stvarno in zapleteno nekajmesečno nalogo z mnogimi robnimi pogoji in skupnimi podatki. Prav pri vodenju takih nalog je pokojni profesor dal v znanju svojih diplomantov svoj velik prispevek šoli in industriji. Poleg tega je projektivna skupina, ki jo je vodil, dala v samo desetih letih njenega obstoja (leta 1970 jo je šola ukinila) dokumentacijo za 24 večjih in manjših objektov s področja gradenj žerjavov, valjarniških in drugih železarniških naprav, ki so bili tudi izvedeni.

V šolskem letu 1966/67 je bil še enkrat na izpopolnjevanju v tujini, tokrat pri podjetju Wartmann & Cie.A.G. (Brugg v Švici). Kot samostojen projektant je izdeloval statične in trdnostne izračune ter pripravljaj ponudbe za velike rezervoarje, tlačne posode in tlačne cevovode. S statičnim preračunom in kontrolnim pregledom je sodeloval tudi pri gradnji zadrževalnega hrama JE Beznau (Švica).

Profesor Stane Potrč je bil do svojih kolegov profesorjev, svojih sodelavcev in študentov izjemen človek. Bil je ugleden strokovnjak ter odličen pedagog. Rad je imel glasbo in bil velik ljubitelj gora, kjer si je nabiral novih moči za predano delo. Prav je, da se njegovemu spominu oddolžimo tudi s temi skromnimi vrsticami v Strojniškem vestniku.

prof.dr. Janez Kramar

Prof.dr. Viktor Prosenc - 80 letnik

12. decembra praznuje visok jubilej – 80 letnico prof. dr. Viktor Prosenc, pionir varilstva na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani, upoštevan učitelj in uspešen znanstvenik – raziskovalec v Sloveniji in zunaj nje, mentor mlajšim učiteljem varilstva na matični fakulteti, redni profesor Fakultete za strojništvo v pokoju.

Profesor Prosenc je bil rojen v Zagorju ob Savi leta 1920. Tam je končal osemletno osnovno šolo in se nato vpisal na takratno I. državno realno gimnazijo v Ljubljani, kjer je maturiral leta 1941, ko je bil prisiljen prekiniti nadaljnje šolanje zaradi vojne. Zato se je zaposlil v rudniku v Zagorju, kjer je delal kot rudar.

Po končani vojni se je vpisal na Metalurški odsek Montanističnega oddelka takratne Tehniške fakultete v Ljubljani, kjer je diplomiral leta 1951 in je nato bil redni asistent pri Katedri za metalurško strojništvo na Fakulteti za rudarstvo in metalurgijo Tehniške visoke šole v Ljubljani do leta 1958.

Tedaj se je zaposlil na Zavodu za varjenje SRS (sedaj Institut za varilstvo) v Ljubljani, kar je bilo usodno za njegovo nadaljnje strokovno, pedagoško in znanstveno raziskovalno delovanje, saj se je tedaj zapisal varilstvu.

Na Zavodu za varjenje SRS se je usmeril v varilstvo s poudarkom na tehnologiji varilskih procesov in bil tri mesece na specializaciji na Institutu za varjenje (Institut de la soudure) v Parizu.



Že v šolskem letu 1962/63 je bil izvoljen na Odseku za montanistiko Fakultete za naravoslovje in tehnologijo Univerze v Ljubljani za honorarnega predavatelja za področje varjenja.

Po izvolitvi za predavatelja za varilske predmete in toplotno obdelavo na Fakulteti za strojništvo je bil tu nastavljen za predavatelja januarja 1964. Po poprejšnji habilitaciji za docenta je bil 15. julija 1966 izvoljen za docenta na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani.

Do tedaj je še bil od leta 1964 redni sodelavec Instituta za strojništvo na Fakulteti za strojništvo in predstojnik njegovega Tehnološkega odseka.

Doktoriral je leta 1975 na Tehniški univerzi v Hannoveru (TU Hannover) pri prof. dr. Friedrich Erdmann-Jesnitzer-ju, mednarodno uveljavljenem strokovnjaku za varilstvo.

Disertacijo je pripravljaj na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani in pri imenovanem profesorju na Institutu za kovinoznanstvo (B) Fakultete za strojništvo Univerze v Hannoveru. Naslednje leto 1976 je bil izvoljen za izrednega in leta 1981 za rednega profesorja na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani.

Na matični fakulteti je oblikoval in predaval predmete na višješolskem in visokošolskem univerzitetnem študiju strojništva: Tehnologija kovin II, Toplotna obdelava in zaščita, Tehnika spajanja, Fizikalno-kemijske osnove varilnih procesov in

tehnologija varjenja, za katere je izdelal učne programe. Za splošna predmeta Varjenje in Tehnika spajanja je spisal skripta pod naslovom Varjenje (leta 1980) ter za predmet Fizikalno kemijske osnove varilnih procesov in tehnologija varjenja pa še skripta pod naslovom Varilska tehnologija. Skripta je založila in izdala Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani.

Bil je mnoga leta tudi nosilec predmeta Varilni procesi na podiplomskem magistrskem študiju za področje Avtomatizacija in proizvodna kibernetika.

V zadnjih letih aktivnega dela na Fakulteti za strojništvo je predaval še predmet Nauk o kovinah. Že tedaj in po upokojitvi je predaval še na Visoki tehniški šoli oziroma Tehniški fakulteti Univerze v Mariboru praktično vse varilske predmete med sobotno odsotnostjo tamkajšnjega profesorja dr. Inoslava Raka.

Predaval je tudi na podiplomskem študiju na drugih univerzah (Univerza v Mostarju in druge). Gostoval je na drugih Univerzah kot član komisije za ocene in zagovore magistrskih in doktorskih disertacij (Univerza v Zagrebu, Univerza v Sarajevu idr.). Sicer je njegov opus na področju izobraževanje precej obsežnejši.

Takšno je tudi njegovo znanstveno – raziskovalno in strokovno delovanje. Že kot mlad asistent je sodeloval pri projektiranju metalurških obratov (Železarna Sisak, Tovarna ferozlitin Šibenik, Livarna STT Trbovlje). Deloval je na področju preiskav materialov za Rudarski inštitut v Ljubljani ter za ladijske registre.

Na Zavodu za varjenje SRS v Ljubljani je kot vodja Tehnološkega oddelka reševal in sodeloval pri reševanju različnih tehnoloških varilskih problemov z znanstveno raziskovalnim pa tudi razvojnim delom v številnih obratih kovinsko predelovalne industrije, energetike in v drugih industrijskih obratih po vsej nekdanji državi Jugoslaviji.

Poudariti moramo tudi njegovo delo na področju kristalizacije kovin, s katerim je doktoriral. Problem nukleacije in kristalizacije je študiral po jeklarskem postopku pretaljevanja pod žlindro.

Tako delo kakor tudi publikacije so bili deležni precejšnjega zanimanja v tujini, zato je v okviru bilateralnega znanstveno-tehničnega sodelovanja,

med komisijami nekdanje SFRJ in Zvezno republiko Nemčijo nemška stran dala prednost nadaljevanju teh raziskav.

Na Fakulteti za strojništvo je v okviru PRE za tehnologijo materialov ustanovil Laboratorij za varjenje (1972), s katerim je šele bilo omogočeno raziskovalno in strokovno delo na področju varjenja, ki se je razširilo na raziskave in razvoj za slovensko industrijo.

Reševal je probleme, ki so zanimali slovensko industrijo in neposredno proizvodnjo: to so različni tehnološki in varivostni problemi, razvoj dodatnih materialov in razvoj varilnih naprav.

Jubilant pa ni bil dejaven le na pedagoškem in raziskovalnem področju, pač pa tudi v številnih družbenih in strokovnih organizacijah, kjer je opravljal pomembne funkcije.

Na Fakulteti za strojništvo je bil predstojnik PRE za tehnologijo materialov (2 leti), dekan Fakultete za strojništvo dve mandatni obdobji (1979 – 1983). Član uredniškega odbora za strokovni časopis Varilna tehnika (1958 – 1964), ekspert v raznih komisijah Mednarodnega inštituta za varjenje, tajnik Zveze rudarskih, metalurških in geoloških inženirjev in tehnikov SRS idr.

Za svoj mnogostranski, bogati in plodni prispevek na različnih področjih je prejel več priznanj v obliki pohvalnic, znakov, diplom in medalj: častni član ZGRMIT, zaslužni član ZIT Jugoslavije, Jugoslovanski red dela idr.

V šolskem letu 1990/91 je prof. Prosenc odšel v pokoj, in sicer februarja leta 1991.

Tudi po upokojitvi se prof. Prosenc redno vrača na Fakulteto za strojništvo, je vedrega duha in rad razpravlja in svetuje, strokovno recenzira rokopise univerzitetnih učbenikov s področja varilstva, je še vedno vabljen predavatelj na tečajih za evropske inženirje varilstva na Inštitutu za varilstvo v Ljubljani. Njegovo zanimanje je še vedno bogato in vsestransko.

Ob dočakanem visokem življenjskem jubileju prof. Prosencu priskrbeno čestitamo in mu iskreno želimo, da bi bil še naprej veliko let čil in zdrav.

prof.dr. Viljem Kralj

Doktorati, magisteriji, diplome

DOKTORATI

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

dne 23. oktobra 2000: mag. **Dean Besednjak**, disertacijo z naslovom: "Interakcija filma

kondenzata in vlažnega zraka v križnem toku";

dne 14. decembra 2000: mag. **Tadej Kosel**, disertacijo z naslovom: "Slepo ločevanje neodvisnih izvorov akustične emisije";

dne 20. decembra 2000: mag. **Boris Pukl**, disertacijo z naslovom: "Obratovalna trdnost mehanskih zvez delov iz jekla in aluminijevih zlitin" in

dne 21. decembra 2000: mag. **Željko Wurga**, disertacijo z naslovom: "Prenos toplote v kotlih za centralno ogrevanje".

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

dne 15. novembra 2000: mag. **Krsto Pandža**, disertacijo z naslovom: "Strateški proces akumulacije sposobnosti v proizvodnem podjetju" in

dne 15. decembra 2000: mag. **Matej Požarnik**, disertacijo z naslovom: "Robno območna integralska metoda za numerično modeliranje lebdečih slojev".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo doktorja tehničnih znanosti.

MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela, in sicer:

dne 25. oktobra 2000: **Metod Češarek**, delo z naslovom: "Eksperimentalni sistem za preverjanje življenjske dobe velikih kotalnih ležajev";

dne 6. decembra 2000: **Drago Kovačič**, delo z naslovom: "Razvoj merilne in programske opreme za modernizacijo trgalnih strojev";

dne 7. decembra 2000: **Miroslav Halilović**, delo z naslovom: "Analiza tehnoloških parametrov pri procesu kontinuirnega litja z vidika njihovega vpliva na mehanski odziv";

dne 12. decembra 2000: **Evald Kranjčević**, delo z naslovom: "Termoenergetska analiza in nadzor razpršilnega sušilnika";

dne 18. decembra 2000: **Miha Bobič**, delo z naslovom: "Dinamika preizkuševališča za razvoj in simuliranje delovanja toplotne podpostaje";

dne 19. decembra 2000: **Peter Peternel**, delo z naslovom: "Načrtovanje reinženiranja v montaži";

dne 20. decembra 2000: **Primož Podržaj**, delo z naslovom: "Grobost optimalnega krmilnega sistema" in

dne 21. decembra 2000: **Jože Lenart**, delo z naslovom: "Spremljanje dobe trajanja parovodov".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela, in sicer:

dne 5. oktobra 2000: **Andrej Poredoš**, delo z naslovom: "Analiza toplotnih razmer daljinskih energetskih sistemov";

dne 8. novembra 2000: **Danilo Rojko**, delo z naslovom: "Določitev lomne žilavosti na velikih preizkušancih in primerjava lomne žilavosti dobljene na standardnih preizkušancih" in

dne 15. novembra 2000: **Andrej Hartman**, delo z naslovom: "Uporaba umetne inteligence v okoljski vzgoji".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

DIPLOMIRALISO

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

dne 2. oktobra 2000: Metod ČUK, Tomaž JERAS, Janez KOGOVŠEK, Elvis PRELAZ;

dne 27. oktobra 2000: Jurij GERBEC, Miha GREGORC, Borut HABIČ, Aleš JEREB, Vito LOJK, Franc MAJDIČ, Andrej MARLIN, Jaka PELHAN, Uroš PRIMOŽIČ;

dne 27. novembra 2000: Gregor JELENC, Tilen JENKO, Željko KATUŠIN, Borut MIHOLIČ, Leon OMEJC, Miha PEKOLJ, Tomaž VADNJAL;

dne 21. decembra 2000: Tilen KUCHAR, Damijan MILOŠEVIČ, Rok NAGODE, Iztok ŠPAN;

dne 22. decembra 2000: Uroš AVSEC, David KAPŠ, Andreja SMRDELJ, Tadej ŠTRANCAR, Neboljša TOPIČ, Boštjan ZAJC, Jernej ZORKO.

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

dne 5. oktobra 2000: Andrej BENKO, Gregor SEDMINEK, Gorazd URLEB, Elvis VINCEK, Aleš ZOREC;

dne 26. oktobra 2000: Darko GROZDINA, Milan ZORKO;

dne 30. novembra 2000: Ante MOROVIČ, Timotej ŠNAJDER, Aleksander VADNJAL, Robert VREČKO;

dne 21. decembra 2000: Matej ROŽIČ, Simon SMOLAK.

*

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

dne 13. oktobra 2000: Bojan BIČIČ, Vinko CORN, Matej ERZNOŽNIK, Janez GOLOB, Milan HRAST, Anton MARC, Tomaž POPIT, Andrej RAJAR, Ivan ŠMON, Jure VIDEČ, Bojan ŽMUC;

dne 16. oktobra 2000: Darko BERUS, Anton GALE, Tone KOVAČ, Andrej MEZINEC, Miran PENKO, Dejan STAMENKOVIČ, Alojz ŠIMC, Tomaž ŠVAJGER, Marko WEBER, Tomaž ŽARKOVIČ, Marko ŽIBERNA;

dne 17. oktobra 2000: Anton KEŠ, Damijan LOZAR, Igor MARC, Matija OBOLNAR;

dne 10. novembra 2000: Ado BARBIŠ,

Franc BORŠTNAR, Aleš DREMPETIČ, Vitomir Stanko GORNIK, Peter HUMAR, Peter JERALA, Jože KASTELIC, Marko MLINAR, Iztok STARC, Dejan VELIKANJE;

dne 7. decembra 2000: Bogdan JAZBEC, Tine VADNAL, Slavko VELKAVRH;

dne 8. decembra 2000: Marjan BOŽIČ, Tadej ČERNE, Vojko FON, Andrej KAJFEŽ, Slavko KAJFEŽ, Boštjan KERIN, Roman POTOČNIK, Kristofer ŠTEMBERGAR, Janko ZIHERL;

dne 11. decembra 2000: Franc BANKO;

dne 12. decembra 2000: Tadej DRNOVŠEK.

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

dne 5. oktobra 2000: Matjaž FLEISINGER, Dejan ŠLEMER;

dne 26. oktobra 2000: Peter HUDOURNIK, Bojan OŠLAK, Željko PUSTOSLEMŠEK;

dne 30. novembra 2000: Andrej HRIBERNIK, Miran KERNDL, Roman KRESLIN, Slobodan MRKONJIČ, Kristijan PAVLIN, Igor PLETERŠEK, Miroslav POPLAS, Robert TURNŠEK;

dne 21. decembra 2000: Zvonko KOPČIČ, Primož POSINEK, Vid POVALEJ, Borut ZEMLJIČ.

*

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

dne 7. decembra 2000: Anita PLESNIČAR, Izidor SIRŠE;

dne 8. decembra 2000: Marjan BAJUK, Ina ČARIČ, Damjan GOVEKAR, Danijel MILAVEC, Alenka OBERČ, Rajko PETERLIN, Mitja PIŠEK, Samo ZIGMUND, Marko ZUPAN;

dne 11. decembra 2000: Franc GOMBAČ, Matjaž GRMEK, Mitja JUKIČ GRM, Denis MARUŠIČ, Marko ŠVIGELJ, Robert TISOVEC, Luka ŽNIDARŠIČ;

dne 12. decembra 2000: Marko BAJC, Boštjan BARTOL, Marjan GOVEKAR, Robert POGORELC, Boštjan VODOPIVEC.

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

dne 5. oktobra 2000: Boštjan DOBOVŠEK, Stanko FILČIČ, Damir LUKEŽIČ, Boštjan PRESKER, Gorazd SMREČNIK, Tone STAROVEŠKI, Egon VRABIČ;

dne 26. oktobra 2000: Andrej DROBNE, Andrej SOTELŠEK;

dne 30. novembra 2000: Mirko DOBNIK, Konrad HLADIN, Sebastjan PARADIŽNIK, Anton POTOČNIK, Jože STEINER, Jože TITOVŠEK;

dne 21. decembra 2000: Primož CEPUŠ, Borut ŠVAJKEK, Igor ZVER.

Navodila avtorjem

Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

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

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

Vsebina članka

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

- Naslov, ki primerno opisuje vsebino članka.
- Povzetek, ki naj bo skrajšana oblika članka in naj ne presega 250 besed. Povzetek mora vsebovati osnove, jedro in cilje raziskave, uporabljeno metodologijo dela, povzetek rezultatov in osnovne sklepe.
- Uvod, v katerem naj bo pregled novejšega stanja in zadostne informacije za razumevanje ter pregled rezultatov dela, predstavljenih v članku.
- Teorija.
- Eksperimentalni del, ki naj vsebuje podatke o postavitvi preskusa in metode, uporabljene pri pridobitvi rezultatov.
- Rezultati, ki naj bodo jasno prikazani, po potrebi v obliki slik in preglednic.
- Razprava, v kateri naj bodo prikazane povezave in posplošitve, uporabljene za pridobitev rezultatov. Prikazana naj bo tudi pomembnost rezultatov in primerjava s poprej objavljenimi deli. (Zaradi narave posameznih raziskav so lahko rezultati in razprava, za jasnost in preprostejše bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke¹.

Oblika članka

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledkom med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, prosimo, da besedilo konvertirate v navadno ASCII (tekstovno) obliko. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosim, da ne uporabljate 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.

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

Enote in okrajšave

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

Papers submitted for publication should comprise:

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

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

The format of the paper

The paper should be written in the following format:

- A Title, which adequately describes the content of the paper.
- An Abstract, which should be viewed as a miniversion of the paper and should not exceed 250 words. The Abstract should state the principal objectives and the scope of the investigation, the methodology employed, summarize the results and state the principal conclusions.
- An Introduction, which should provide a review of recent literature and sufficient background information to allow the results of the paper to be understood and evaluated.
- A Theory
- An Experimental section, which should provide details of the experimental set-up and the methods used for obtaining the results.
- A Results section, which should clearly and concisely present the data using figures and tables where appropriate.
- A Discussion section, which should describe the relationships and generalisations shown by the results and discuss the significance of the results making comparisons with previously published work. (Because of the nature of some studies it may be appropriate to combine the Results and Discussion sections into a single section to improve the clarity and make it easier for the reader.)
- Conclusions, which should present one or more conclusions that have been drawn from the results and subsequent discussion.
- References, which must be numbered consecutively in the text using square brackets [1] and collected together in a reference list at the end of the paper. Any footnotes should be indicated by the use of a superscript¹.

The layout of the text

Texts should be written in A4 format, with double spacing and margins of 3 cm to provide editors with space to write in their corrections. Microsoft Word for Windows is the preferred format for submission. If you use another word processor, please convert to normal ASCII (text) format. One hard copy, including all figures, tables and illustrations and an identical electronic version of the manuscript must be submitted simultaneously.

Please do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering. Graphs, tables and equations in LaTeX may be supplied in good quality hard-copy format, so that they can be copied for inclusion in the Journal.

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

Units and abbreviations

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

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

Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Za pripravo diagramov in risb priporočamo CDR format (CorelDraw), saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi preprosto povečujemo ali pomajšujemo.

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

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvirne fotografije ali kakovostno narejen posnetek. V izjemnih primerih so lahko slike tudi barvne.

Preglednice

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

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

Seznam literature

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

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) *Praktische Wirtschaftskyrbernetik*. Carl Hanser Verlag, München.

Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštne naslove, številke telefona in faksa ter naslove elektronske pošte.

Sprejem člankov in avtorske pravice

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

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

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV.

Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo
STROJNIŠKEGA VESTNIKA
p.p. 197/IV
1001 Ljubljana
Telefon: (061) 1771-428
Telefaks: (061) 218-567
E-mail: strojnistki.vestnik@fs.uni-lj.si

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

Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Figures may be saved in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, the use of CDR format (CorelDraw) is recommended for graphs and line drawings, since vector images can be easily reduced or enlarged during final processing of the paper.

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

All figure captions must be bilingual.

Good quality black-and-white photographs or scanned images should be supplied for illustrations. In certain circumstances, colour figures may be considered.

Tables

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

All table captions must be bilingual.

The list of references

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

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) *Praktische Wirtschaftskyrbernetik*. Carl Hanser Verlag, München.

Author information

The following information about the authors should be enclosed with the paper: names, complete postal addresses, telephone and fax numbers and E-mail addresses.

Acceptance of papers and copyright

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

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

Papers will be kept in the archives of the JME.

You can obtain further information from:

Editorial Board of the
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING
P.O.Box 197/IV
1001 Ljubljana, Slovenia
Telephone: +386 (0)61 1771-428
Fax: +386 (0)61 218-567
E-mail: strojnistki.vestnik@fs.uni-lj.si