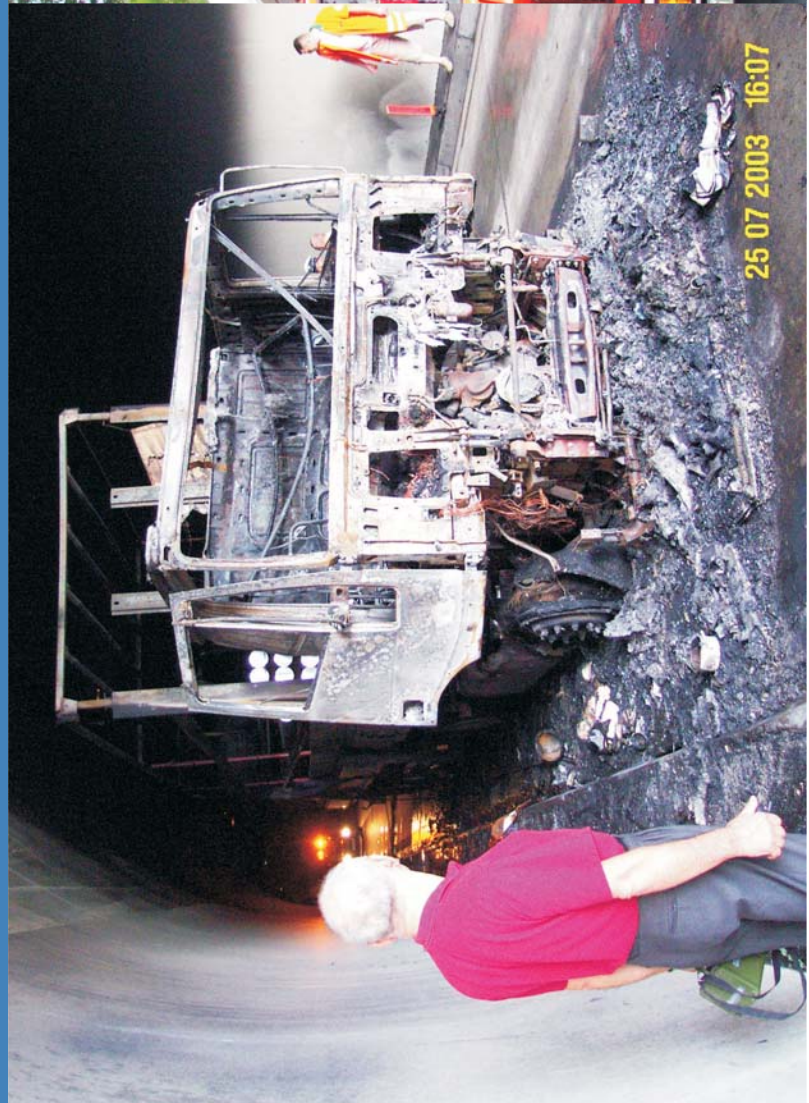


1. Simulacija domnevne nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov v posodobljeni jedrski elektrarni  
Simulation of a Hypothetical Loss-of-Feedwater Accident in a Modernized Nuclear Power Plant
2. Konvektivni prenos toplote v vrtečem se kanalu kaskade z ravnimi lopaticami  
Convective Heat Transfer Inside Rotational Cascades with Flat Blades
3. Model predora in simulacija prezračevanja v primeru požara  
A Model of a Tunnel and a Simulation of Ventilation in the Case of Fire
4. Optimizacija postopka razreza materiala  
Optimization of the Cutting-Stock Process



## Vsebina

### Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering  
letnik - volume 49, (2003), številka - number 9

#### Razprave

- Parzer, I., Mavko, B., Krajnc, B.: Simulacija domnevne nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov v posodobljeni jedrski elektrarni 430
- Mori, M., Novak, L., Sekavčnik, M.: Konvektivni prenos toplote v vrtečem se kanalu kaskade z ravnimi lopaticami 445
- Modic, J.: Model predora in simulacija prezračevanja v primeru požara 458
- Trkman, P., Gradišar, M.: Optimizacija postopka razreza materiala 469

#### Poročila

#### Strokovna literatura

#### Osebne vesti

#### Navodila avtorjem

#### Papers

- Parzer, I., Mavko, B., Krajnc, B.: Simulation of a Hypothetical Loss-of-Feedwater Accident in a Modernized Nuclear Power Plant
- Mori, M., Novak, L., Sekavčnik, M.: Convective Heat Transfer Inside Rotational Cascades with Flat Blades
- Modic, J.: A Model of a Tunnel and a Simulation of Ventilation in the Case of Fire
- Trkman, P., Gradišar, M.: Optimization of the Cutting-Stock Process

#### 476 Reports

#### 478 Professional Literature

#### 480 Personal Events

#### 481 Instructions for Authors

# Simulacija domnevne nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov v posodobljeni jedrski elektrarni

## Simulation of a Hypothetical Loss-of-Feedwater Accident in a Modernized Nuclear Power Plant

Iztok Parzer · Borut Mavko · Božidar Krajnc

JE Krško je v okviru načrta posodobitve v letu 2000 pridobila tudi popolni simulator. Ta je namenjen usposabljanju in vzdrževanju zmožnosti osebja, da zagotavlja varno in zanesljivo obratovanje. V tej študiji smo izračunali odziv posodobljene jedrske elektrarne Krško na nezgodo s popolno izgubo napajanja uparjalnikov, ki vodi do popolne izgube ponora toplote na sekundarni strani. Izračun je bil potreben za preveritev popolnega simulatorja, ki so ga v JE Krško pridobili v okviru načrta posodobitve v letu 2000. Uporabljen je bil že preverjeni vhodni model za program RELAP5/MOD2 za jedrsko elektrarno Krško (JEK), vendar prirejen za 2000 MW toplotne moči (17. gorivni krog) in nova zamenjana uparjalnika.

V obravnavani nezgodi se sredica osuši in pregreje, kar vodi v taljenje sredice. Čeprav program RELAP5/MOD2 za opis takih pojavov ni predviden, kljub temu lahko z njim napovemo vse dogodke do tedaj, ko se začne temperatura gorivnih srajčk približevati tališču. Primerjava podatkov, dobljenih s popolnim simulatorjem JE Krško, in izračunanih primerjalnih podatkov kaže dobro ujemanje in potrjuje, da je bila preveritev simulatorja za to vrsto nezgode uspešna.

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: elektrarne jedrske, izguba napajanja, simuliranje nezgode, programi računalniški, RELAP5/MOD2)**

As a part of its modernization plan, NPP Krško (NEK) has obtained the Krško Full-Scope Simulator (KFSS). Simulators of this type are used for training and maintaining competence to ensure the safe and reliable operation of nuclear power plants throughout the world. In this study the response of the modernized Krško nuclear power plant (NPP) to a total-loss-of-feedwater accident, leading to the total loss of the secondary heat sink, was calculated. Based on these results, the validation of the full-scope simulator was performed. The verified plant-specific RELAP5/MOD2 input model of the Krško NPP, adapted for the 2000 MWt power (cycle 17), including the model for replacement steam generators, was used.

Core heatup occurred in the analyzed case. Core degradation and melting are outside the scope of the RELAP5/MOD2 best-estimate code simulation, but it can predict all the events up to the moment when the core cladding temperature starts to approach the melting point. The comparison of the Krško full-scope simulator (KFSS) data with the calculated reference data shows good agreement and indicates that the simulator-validation testing for this kind of accident was successful.

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: nuclear power plants, loss of feedwater, accidents-simulations, software package, RELAP5/MOD2)**

### 0 UVOD

Simulatorji jedrskih elektrarn so namenjeni usposabljanju in vzdrževanju zmožnosti osebja, da lahko zagotavlja varno in zanesljivo obratovanje, hkrati pa morajo, kolikor je mogoče, posnemati delovanje pripadajoče elektrarne. Tudi JE Krško je v okviru načrta posodobitve v letu 2000 pridobila tak popolni simulator [1]. Pred začetkom redne uporabe je treba opraviti še postopek preveritve, v katerem preverimo in potrdimo, da se odziva v skladu z odzivi pripadajoče elektrarne.

### 0 INTRODUCTION

As a part of its modernization plan, NPP Krško (NEK) has obtained the Krško Full-Scope Simulator (KFSS) [1]. Nuclear-power-plant simulators are used for training and maintaining competence in order to ensure the safe and reliable operation of nuclear power plants throughout the world. The simulator should be specified to a reference unit and its performance validation testing should be provided.

Popolni simulator JEK upravljata dva programa, od katerih prvi, COMET simulira sredico reaktorja. Ta v dejanskem času rešuje časovno odvisno prenosno enačbo nevtronov, pri čemer uporablja zasnovano teorijo ekvivalence, ki omogoča razčlenitev celotne sredice jedrskega reaktorja in reševanje enačb s prevedbo v zapis s končnimi razlikami. Drugi program ANTHEM omogoča simulacijo termo-hidrodinamičnih pojavov v primarnem sistemu jedrske elektrarne. Termohidrodinamični model v programu je nehomogen in neravnotežen ter rešuje pet parcialnih diferencialnih enačb za ohranitev mase in energije za parno in kapljevito fazo, ohranitev gibalne količine pa računa za mešanico kapljevine in pare z modelom gonilnega toka. Dodane so še ohranitvene enačbe za morebitne neukapljive pline in trdne delce, raztopljene v hladivu.

Po definiciji v standardu ANSI/ANS [2] je simulator naprava ali računalniško vodena interaktivna oprema, ki zvesto posnema obratovalne značilnosti komponent, sistemov ali skupine vgrajenih sistemov pripadajoče elektrarne in omogoča ovrednotenje dela operaterja v različnih razmerah. Popolni simulator je po definiciji "simulator v vgrajenimi podrobnimi modeli pripadajoče elektrarne, s katerimi operater upravlja v glavni nadzorni sobi. Vključene so delovne plošče v nadzorni sobi. Tak simulator nazorno prikaže pričakovani odziv elektrarne na običajne in neobičajne dogodke."

Funkcionalne zahteve za popolni simulator nadzorne sobe jedrske elektrarne so utemeljene s standardom ANSI/ANS-3.5 [2]. Med drugim se zahteva tudi preveritveno testiranje delovanja simulatorja. Namen preveritve je zagotoviti, da ni opaznih razlik, ko primerjamo obnašanje simulatorja nadzorne sobe in simuliranih sistemov z dogajanjem v pravi nadzorni sobi in delovanjem sistemov jedrske elektrarne.

Po načrtu za preveritev in usposobljenost popolnega simulatorja jedrske elektrarne je bil v JE Krško ([3] in [4]) med drugim preverjen odziv popolnega simulatorja v razmerah običajnega obratovanja ter prehodnih pojavov pri različnih močeh reaktorja (zaprtje glavnega osamitvenega ventila parovoda SG-2 [5], delna izguba glavne napajalne vode [6] in test z znižanjem in ponovnim porastom moči). Pri tem so bili uporabljeni podatki iz nadzorne sobe ter iz informacijskega sistema za spremljanje obratovalnih podatkov (PIS). Tak način preverjanja simulatorja je tudi prvi na prednostni listi poglobitvenih podatkov za zagotovitev natančnosti simulatorja. Drugi najpomembnejši vir podatkov v postopku preverjanja simulatorja so tisti, pridobljeni iz inženirskih analiz s preverjenimi računalniškimi programi in usposobljenimi modeli. Poleg naštetih dveh virov lahko podatke zberemo še iz elektrarn s podobno zasnovano in delovanjem kakor primerjalna elektrarna ter iz drugih virov, kakor so izkušnje operaterjev, pričakovanja, inženirska presoja in analize iz končnega varnostnega poročila.

To simulate a reactor coolant system (RCS), two types of simulation tools are used. First, the primary core is simulated with COMET. This is a real-time program for calculating time-dependent neutron-diffusion equations, using the concept of equivalence theory to enable the finite differences to be used as the discretization to deal with the complex reactor core. Second, for the RCS the ANTHEM thermal-hydraulic simulation is used. This is a five-equation non-equilibrium, non-homogeneous, drift-flux model based on the mass and energy conservation equations for liquid and vapor and liquid-vapor mixture momentum conservation. Other transport equations are used for the transport of boron, impurities, radioactive species and non-condensables.

According to the definition in the ANSI/ANS standard [2], the simulator is "a device or computer-driven interactive equipment that replicates the operating characteristics of a component, system, or group of integrated systems of the reference unit; enabling the performance of the operator to be evaluated under varying conditions." The definition of a full-scope simulator is: "A simulator incorporating detailed modeling of systems of the reference unit with which the operator interfaces in the control-room environment. The control-room operating consoles are included. Such a simulator demonstrates the expected unit response to normal and off-normal conditions."

The functional requirements for a full-scope nuclear-power-plant control-room simulator used for operator training or examination are established in the ANSI/ANS-3.5 standard [2]. Among other requirements, the simulator performance validation testing should also be provided. The aim of the validation is to "ensure that no noticeable difference exists between the simulator control room and the simulated systems when evaluated against the control room and the systems of the reference unit".

According to the plan for the verification and qualification of the Krško full-scope simulator (KFSS) ([3] and [4]), the source data used were the closure of the SG-2 main steam-isolation valve [5], the partial loss of the main feedwater [6] and the load-swing test. The data recorded in the past and those obtained from the MCR instrumentation and the process information system (PIS) were used. This type of data collection is the first in the baseline data order of preference to ensure simulator fidelity. The second source of data for the simulator validation is that generated through engineering analysis with qualified, best-estimate computer programs and verified models. Other sources of data can be collected from a plant that is similar in design and operation to the reference plant. Finally, these can be data that do not come from any of the above sources, for example, operator experience, expectations, engineering judgment and a safety-analysis-report-type of analysis.

V JEK je bil določen naslednji nabor analiz projektnih scenarijev za preveritev simulatorja, ki naj bi jih izvedli z računalniškimi programi za najboljšo oceno, kakršna je RELAP5/MOD2 [3]: delna in popolna izguba napajanja, delna in popolna izguba primarnega pretoka, prelom parnega voda, nenamerno odprtje razbremenilnega ventila na tlačniku, spekter malih izlivnih nezgod, pričakovani prehodni pojav brez zaustavitve reaktorja, zlom cevi v uparjalniku in hitra ročna zaustavitev reaktorja.

Namen naše študije je bil s programom RELAP5/MOD2 ustvariti osnovne podatke, prvo izmed zgoraj opisanih scenarijev z druge skupine prednostne liste za preveritev simulatorja JEK (podrobnosti so opisane v [7]). RELAP5/MOD2 je termohidravlični računalniški program, ki vsebuje modele, kateri so po dosedanjih dognanjih najboljši približek dogajanja v dvofaznem toku. Uporaba takih programov je v splošnem v praksi, ko gre za preveritev modelov, vgrajenih v simulatorje, kakor je na primer opisano v [8] in [9].

Program RELAP5/MOD2 je bil razvit za čimbolj verodostojne simulacije prehodnih pojavov v lahkovodnih jedrskih elektrarnah med domnevnimi nezgodami. Z njim modeliramo povezan odziv hidrodinamičnih sistemov in dejavnih ter pasivnih toplotnih teles med nezgodami z izgubo hladiva in obratovalnimi prehodnimi pojavi, kakor so pričakovan prehodni pojav brez zaustavitve reaktorja, izguba zunanjega električnega napajanja, izguba napajalne vode uparjalnikov ali izguba primarnega pretoka. Pri modeliranju z RELAP5/MOD2 razdelimo termodinamične sisteme na ločena vozlišča, povezana s spoji. Predpostavljen je dvofazni tok kapljevine in pare. Termohidrodinamični model v programu je nehomogen in neravnovesen ter rešuje 6 parcialnih diferencialnih enačb za ohranitev mase, gibalne količine in energije za parno in kapljevito fazo. Dodane so še ohranitvene enačbe za morebitne neukapljive pline in trdne delce, raztopljene v hladivu. Kot sklepne enačbe so dodane še povezave za prenos toplote med fazama ter med hladivom in toplotnimi telesi in za medfazno trenje ter trenje ob steni. Program vsebuje tudi enačbe točkovne reaktorske kinetike. Generični način modeliranja omogoča simulacije dogajanja v različnih termodinamičnih sistemih. Vključene nadzorne spremenljivke in prožitvena logika ter posebne komponente omogočajo modeliranje nadzornih in krmilnih sistemov elektrarne, odziv turbine, kondenzatorja ter sistema napajalne vode uparjalnikov.

Kot osnovo za analize je JEK zagotovila preverjen vhodni model za program RELAP5/MOD2. Razvoj in potrjevanje specifičnega vhodnega modela elektrarne za RELAP5/MOD2 se je pričel leta 1995 in je bil končan v letu 1999. Vhodni model je dokumentiran, preverjen in usposobljen za ustaljeno stanje in za nekatere prehodne pojave v delovnih poročilih elektrarne ([10] in [11]).

V tej študiji so predstavljeni rezultati izračunov za nezgodo, ki jo povzroči izguba glavne napajalne vode uparjalnikov in se brez pomožnega napajanja uparjalnikov razvije v resno nezgodo, med katero ni

NEK has determined the following set of design-basis scenarios to be analyzed with best-estimate computer codes such as RELAP5/MOD2 [3]: partial and total loss of feedwater, partial and total loss of primary flow, steamline rupture, stuck-open PRZ PORV, spectrum of small-break loss-of-coolant accidents, anticipated transient without scram, steam-generator tube rupture and manual reactor trip.

The purpose of our study was to generate the second-source baseline data for an accident initiated by a total loss of feedwater to the steam generators (SGs) for KFSS validation (for details see [7]). The use of best-estimate codes, such as the RELAP5/MOD2 thermal-hydraulic computer code, is common practice for validating simulator models, and is described in [8] and [9].

The RELAP5/MOD2 code has been developed for the best-estimate transient simulation of light-water reactor's coolant systems during postulated accidents. The code models the coupled behavior of the reactor's coolant system and the core for loss-of-coolant accidents and operational transients such as an anticipated transient without scram, loss of offsite power, loss of feedwater, and loss of flow. The RELAP5/MOD2 is a nodal lumped-parameter two-phase non-homogeneous non-equilibrium thermal-hydraulic code, which solves six differential equations for mass, momentum and energy conservation for vapor and liquid phases. Mass-conservation equations are added for noncondensable gases and soluble species. Interfacial and wall heat transfer and interphase and wall friction correlations are added as closure equations. Point reactor kinetics equations are included. A generic modeling approach is used that permits simulating a variety of thermal hydraulic systems. Control variables and trip logic and secondary system components are included to permit the modeling of plant controls, turbines, condensers, and secondary feedwater systems.

As the basis for the performed analyses, Krško NPP has delivered the verified input model for RELAP5/MOD2. The project of development and verification of the RELAP5/MOD2 plant-specific model started in 1995, and was finished in 1999. The input model is documented, verified and qualified for steady-state and some transients in the plant reports ([10] and [11]).

In this study, the calculated results of an accident initiated by a total loss of feedwater, developing towards the total loss of the secondary heat sink are presented, and were used for the KFSS validation (see plan in [3]). The consequences of such an accident may be very drastic, since core

mogoče zagotoviti ponora toplote na sekundarni strani (glej načrt v [3]). Posledice takih nezgodnih dogodkov so lahko zelo resne, pride do taljenja sredice, kasneje celo do pretalnitve reaktorske posode in kot skrajna posledica do porušitve zadrževalnega hrama ter širjenja radioaktivnega materiala v okolico. Tu predstavljamo le razvoj dogodkov vključno do odkrivanja in osušitve sredice ter do pregrevanja gorivnih elementov. Podane so grafične primerjave med napovedmi simulatorja in programa RELAP5/MOD2. Izračunani primerjalni podatki so pomembni, ker za JEK ni na voljo dejanskih podatkov za tovrstno nezgodo. To je namreč zunajprojektna nezgoda, za katero se ne pričakuje, da bi se dogodila v dobi obstajanja elektrarne, v kasnejši fazi pa se razvije celo še v resnejšo nezgodo, ki vodi v taljenje sredice reaktorja. V zadnjem desetletju je bil narejen tudi velik napredek na področju analiz težkih nezgod z uporabo računalniških programov za simulacije nezgod z resnimi posledicami. V zvezi s tem je treba omeniti, da ima simulator JEK vgrajeno zmožnost simuliranja nevarnih nezgod vse od pregrevanja sredice, porušitve sredice, poškodbe reaktorske posode, odziva zadrževalnega hrama, interakcije taline sredice z betonom, poškodbe zadrževalnega hrama itn. Z zmožnostjo simuliranja nevarnih nezgod v dejanskem času je simulator tako naj sodobnejši izdelek [12]. Razvoj v tej smeri je viden v [13], ki opisuje popolni simulator jedrske elektrarne v Leningradu in je bil izdan leta 1997, kjer so poročali, da je »prvič, da bi kak popolni in analitični simulator zagotavljal simulacijo težkih nezgod«. Poleg tega, da se simulatorji uporabljajo za usposabljanje operaterjev, so lahko namenjeni kot analizatorji ali celo za licenčne varnostne analize [14].

## 1 OPIS VHODNEGA MODELA

Uporabljeni osnovni vhodni model elektrarne za RELAP5/MOD2 vključuje vse pomembne komponente reaktorskega hladilnega sistema (RCS) in sekundarne strani, reaktorski varovalni sistem, krmilne in varnostne sisteme, model zamenjanih uparjalnikov in logiko delovanja pomožne napajalne vode (PNV - AFW). Model ne vključuje nove logike delovanja glavne napajalne vode (GNV - MFW), saj v času študije še ni bila znana. MFW je zato modelirana, kakor da bi bilo upravljanje ročno. V posebnem primeru, ki ga predstavljamo v tej študiji, smo predvideli izpad glavnega napajanja uparjalnikov ter nerazpoložljivost sistema za pomožno napajanje uparjalnikov že od začetka preračuna. Model je bil sestavljen iz 309 vozlišč, povezanih s 339 spoji. Strukture elektrarne so v stiku s primarnim in sekundarnim hladivom, zadrževalnim hramom in okolico prek 299 toplotnih teles s 1622 mrežnimi točkami. Merilna oprema, krmilni sistemi in varnostni sistemi so bili predstavljeni s 300 logičnimi pogoji, tako imenovanimi prožitvami in 441 nadzornimi spremenljivkami. Začetne razmere, nastavitvene vrednosti in predpostavke prikazuje preglednica 1. Začetne vrednosti in nastavitve v RELAP in modelu SIM

degradation and melting is a likely consequence of a total loss of the secondary heat sink. Further, this may cause failure of the reactor vessel and possible containment failure and spreading of the radioactive material into the environment. Only the events including the core uncovering and heatup are analyzed here. Some comparison plots between the simulator and the RELAP5/MOD2 thermal-hydraulic computer-code predictions are given. The calculated reference data are very important as no real event of this kind has occurred at Krško NPP. This is a beyond-design-basis accident, which is not expected to occur during the plant's lifetime. The continuation of the scenario leads to an even worse accident plant state, and to core melt. In the past decade, significant progress was made in the area of severe accidents and the use of severe-accident codes. In this regard, it is important to note that the KFSS also has the built-in capability to simulate severe accidents, starting from core heatup, core degradation, reactor vessel failure, containment response, core concrete interaction, containment failure, etc. So the simulator also represents a state-of-the-art product with the capability to simulate severe accidents in real time [12]. Developments in this direction were already indicated in [13], describing the full-scope simulator for the Leningrad NPP, and published in 1997, where it was reported that "it is the first time ever that the full-scope and analytical simulator ensure modeling of severe, beyond-the-design-basis accidents". Otherwise, as well as for operator training simulators, they can also be used as plant analyzers or in licensing safety analyses [14].

## 1 INPUT MODEL DESCRIPTION

The RELAP5/MOD2 basic input model included all the important components of the reactor coolant system (RCS) and the secondary side, the reactor protection system, the control and safety systems, the model of the replacement steam generators and the auxiliary feedwater (AFW) logic. The model did not include the new main feedwater (MFW) logic, since it was not known at the time when the study was performed. The MFW was, therefore, put in "manual" mode. The model consisted of 309 volumes, interconnected with 339 junctions. The plant structure communicated with the primary and secondary coolant, and the containment and environment atmosphere through 299 heat structures with 1622 mesh points. Three hundred trips and 441 control variables represented the measurement equipment, the control and the protection systems. The initial assumptions are shown in Table 1. The initial conditions and setpoints in RELAP5 and the simulator input models correspond to the plant state after modernization and the SG replacement

Preglednica 1. Začetne vrednosti, nastavitvene vrednosti in predpostavke

Table 1. Initial conditions, relevant setpoints, assumptions

<b>Začetni pogoji</b> <b>Initial conditions</b>	<b>RELAP5/MOD2</b>	<b>KFSS</b>
moč sredice core power	1994 MW	1994 MW
povprečna temp. primarnega hladiva average temperature	578,2 K	578,25 K
tlak v tlačniku pressurizer pressure	15,51 MPa	15,506 MPa
raven v tlačniku pressurizer level	55,78 %	55,53 %
tlak v uparjalnikih SG1 / SG2 pressure	6,25 / 6,22 MPa	6,24 / 6,24 MPa
raven v uparjalnikih (ozko območje) SG1 / SG2 NR level	69,35 / 69,35 %	69,30 / 69,30 %
pretok na turbino turbine flow	1088,4 kg/s	1076,1 kg/s
<b>Nastavitvene vrednosti</b> <b>Relevant setpoints</b>	<b>RELAP5/MOD2</b>	<b>KFSS</b>
nizko - nizka raven v uparjalnikih (zaustavitev reaktorja, zagon črpalk pomožne napajalne vode uparjalnikov) low-low SG level (reactor trip, AFW injection)	13 % NR	13 % NR
nizko-nizek tlak v parovodu (signal za varnostno vbrizgavanje, osamitev parovoda) low-low steamline pressure (SI signal, steamline isolation)	4,926 MPa lead: 50s, lag: 5s	4,926 MPa lead: 50s, lag: 5s
<b>Razpoložljivost varnostnih sistemov</b> <b>Availability of safety systems</b>	<b>RELAP5/MOD2</b>	<b>KFSS</b>
visokotlačno varnostno vbrizgavanje HPIS – High Pressure Injection System	2 / 2	2 / 2
pasivni hidroakumulatorji ACC - Accumulators	2 / 2	2 / 2
nizkotlačno varnostno vbrizgavanje LPIS – Low Pressure Injection System	2 / 2	2 / 2
pomožna napajalna voda uparjalnikov AFW – Auxiliary Feedwater	0 / 2 <b>nerazpoložljiva</b> <b>unavailable</b>	0 / 2 <b>nerazpoložljiva</b> <b>unavailable</b>

ustrezajo stanju elektrarne po modernizaciji in zamenjavi uparjalnikov v letu 2000 in so podani v [15].

Predpostavili smo popolno izgubo napajanja uparjalnikov, ki v kratkem času vodi do popolne izgube ponora toplote na sekundarni strani. Kljub predpostavki, da sta bili razpoložljivi obe progi sistema za zasilno hlajenje sredice, do vbrizgavanja v primarni sistem ni moglo priti zaradi previsokega tlaka, ki se je vzpostavil v primarnem sistemu že v zgodnejši fazi prehodnega pojava. V scenariju niso bili predvideni nikakršni ukrepi operaterja razen zaustavitev reaktorskih črpalk po nezgodnih obratovalnih navodilih. Te operater ustavi ročno po potrebi, to je ob izgubi podhladitve v primarnem sistemu, v skladu z nezgodnimi obratovalnimi navodili, z upoštevanjem 60 s odmika pri ukrepanju.

in 2000, and are summarized in [15]. These included the total loss of feedwater into both steam generators, leading to the total loss of the secondary heat sink. In spite of the assumed availability of both emergency core cooling system (ECCS) trains, no cold borated water injection into the primary system occurred due to primary-system overpressurization.

No operator actions were modeled in the scenario specification, except the reactor-coolant pump trip per the emergency operating procedures, due to a loss of primary-coolant subcooling, assuming a 60 s delay for the operator action. The initial conditions, setpoints and assumptions are shown in Table 1.

Druge predpostavke in glavne nastavitvene vrednosti varovalnega sistema reaktorja ter krmilnih in varnostnih sistemov smo v analizi predvideli kot sledi in jih prav tako prikazuje preglednica 1. Začetni dogodek je bila izguba glavnega napajanja uparjalnikov, ki smo jo v vhodnem modelu za program RELAP5/MOD2 dosegli s spremembo logičnega pogoja za delovanje obeh črpalk glavne napajalne vode. Dotok glavne in tudi pomožne napajalne vode v uparjalnik je tam v resnici modeliran le kot časovno odvisni robni pogoj, ki smo ga tako odpravili. Po izgubi napajanja uparjalnikov je pričakovati nagel padec ravni v obeh uparjalnikih, ki povzroči zaustavitev reaktorja na signal za nizko raven v uparjalniku pri 13% ozkega območja merjenja ravni. Zaustavitev reaktorja nadalje sproži signal za zaustavitev turbine. Signal za nizko - nizek tlak v uparjalnikih, ki se ustvari pri nastavitveni vrednosti 4,228 MPa, sproži signal za varnostno vbrizgavanje (SI). Hkrati se osamita tudi oba glavna parna voda. Signal za varnostno vbrizgavanje sproži črpalke za visokotlačno in nizkotlačno varnostno vbrizgavanje. Na signal SI bi se morale vklopiti tudi motorne črpalke pomožne napajalne vode uparjalnikov, vendar je bilo v scenariju zanje predvideno, da jih ni.

## 2 REZULTATI IN RAZPRAVA

Primerjalni izračuni za nezgodo z izgubo napajanja uparjalnikov so bili narejeni s stvarnim programom RELAP5/MOD2 za 200 s ustaljenega stanja in predvidoma 5000 s prehodnega pojava. Ker pa se je gorivo v sredici čezmerno pregrelo zaradi izgube hladiva skozi razbremenilne ventile na tlačniku, se je preračun dejansko končal že dobrih 4000 sekund po začetku prehodnega pojava zaradi pregrevanja gorivnih srajčk in zaradi težav pri opisovanju skrajno neravnotežnih pojavov v hladivu v predelu sredice. Analizo prehodnega pojava smo izvedli na podlagi obsežnih parametričnih analiz IJS za JEK iz preteklih let ([16] in [17]) in analiz prehodnih pojavov v celostnih eksperimentalnih napravah [18].

V nadaljevanju je prikazanih nekaj glavnih parametrov preračuna. Čeprav tako RELAP5/MOD2 kakor ANTHEM omogočata opazovanje množice parametrov, so prikazani več ali manj le tisti, ki jih operater lahko spremlja v glavni nadzorni sobi. To so različne temperature po sistemu, tlaki in nekatere ravni. Ti so za operaterja najpomembnejši in smo jih šteli tudi kot najpomembnejše za oceno primerjave med RELAP5 in KFSS.

Za boljši vpogled v simulirane prehodne pojave, najpomembnejše dogodke in bistvene fizikalne pojave za obravnavano nezgodo prikazuje preglednica 2. Zaradi zaustavitve črpalk glavne napajalne vode, ki med običajnim obratovanjem dobavljajo več ko 540 kg/s vode v posamezen uparjalnik in pri nezmanjšani proizvodnji pare, sta ravni v obeh uparjalnikih hitro upadli. Približno po eni minuti od začetnega dogodka se je v reaktorskem varovalnem sistemu ustvaril signal

The initiating event was the tripping of the main feedwater pumps. Since the feedwater inflow into the steam generators is modeled as a boundary condition in RELAP5, this was achieved by changing the logical condition within the input file. After the feedwater flow interruption, a rapid decrease of both SG levels was expected. This should trigger the reactor trip on the low-low SG level (13% Narrow Range). The turbine is then tripped immediately after the reactor trip. The safety injection (SI) signal was generated on the low-low SG pressure signal, which is set to 4.228 MPa. Simultaneously, the isolation of both SGs was initiated. The SI signal actuated the high- and low-pressure safety-injection pumps. It should also cause the actuation of both motor-driven auxiliary feedwater pumps, but these were assumed to be unavailable.

## 2 RESULTS AND DISCUSSION

The reference calculations of the accident initiated by a total loss of feedwater were performed with RELAP5/MOD2 best-estimate computer code for 200 s of steady-state conditions, and presumably about 5,000 s of transient. The RELAP5 calculation was actually terminated earlier, only about 4,000 s after the transient initiation, due to the fuel cladding overheat and troubles in predicting the highly non-equilibrium fluid state within the core region. The transient analysis was performed at IJS, based on extensive parametric analyses for NPP Krško in the past years ([16] and [17]) and transient simulations in integral experiment facilities [18].

Some of the main parameters are shown next. Although the RELAP5 and ANTHEM codes offer a large number of parameters for observation and analysis, only those that are displayed or indicated in the main control room are shown. These are mainly system temperatures, pressures and levels, and are thus the most important for the operator and were also assumed to be the most relevant for the comparison of the RELAP5 and KFSS results.

To give some deeper insight into the calculated transient, the main events and the relevant phenomena for a loss-of-feedwater accident are shown in Table 2. Due to the main feedwater pumps trip the SG feed flow dropped from the nominal value of over 540 kg/s per SG down to zero in a few seconds. Initially, the SG vapor production remained at the nominal level, so both SG levels dropped very quickly.



Preglednica 2. Pomembni dogodki in pojavi  
Table 2. Important events and phenomena

<b>Dogodek ali pojav</b> <b>Event or phenomenon</b>	<b>RELAP5/MOD2</b> <b>Čas (s) / Timing (s)</b>	<b>KFSS</b> <b>Čas (s) / Timing (s)</b>
začetni dogodek - predpostavka (ustavitev črpalk glavne napajalne vode) accident initiation - assumption (main feedwater pumps stopped)	200	200
ustavitev reaktorja reactor trip	260	260
ustavitev turbine turbine trip	260	260
zagon črpalk pomožne napajalne vode auxiliary feedwater pumps start	nerazpoložljive unavailable	nerazpoložljive unavailable
delovanje prh v tlačniku pressurizer spray flow	214 - 263 632 - 1570	220 - 275 660 - 1360
odprtje dušilnega obvoda pare steam dump operation	260 - 552	260 - 560
odprtje razbremenilnih ventilov na parnih vodih SG1 / SG2 PORV discharge	267 - 281	ni podatka no data
odprtje razbremenilnega ventila št.1 na tlačniku pressurizer PORV#1 discharge	260 - 264 940 →	1385 →
uparjalnika prazna (raven v širokem območju pod 3 %) SG1 / SG2 empty (WR level below 3%)	560	529
signal za varnostno vbrizgavanje SI signal	552	507
izolacija vodov pare steamline isolation	552	507
ustavitev reaktorskih črpalk – ukrep operaterja RCP trip – operator action	1419	1360
primarni sistem v stanju nasičenja primary system saturated	1600	1560
enofazni naravni obtok prekinjen single-phase natural circulation interrupted	2330	2280
odprtje razbremenilnega ventila št.2 na tlačniku pressurizer PORV#2 discharge	1920 - 2970	2080 - 3350
dvofazni naravni obtok prekinjen, začne se prenos toplote s kondenzacijo v ceveh uparjalnika in povratnim tokom v sredico two-phase natural circulation interrupted, reflux condensation heat-transfer starts	2960	2450
pregrevanje sredice core heatup	3230	3600

za zaustavitev reaktorja na nizko - nizko raven v uparjalnikih. Ta je sprostil krmilne palice reaktorja, ki so nemudoma padle v sredico in ustavile verižno reakcijo. Hkrati se je začela ustavljati tudi turbina, para pa je začela odtekati v kondenzator skozi dušilni obvod (steam dump). Ob takem razvoju dogodkov se je ustavila le verižna reakcija v reaktorju, ni pa bilo dolgoročno zagotovljeno odvajanje zaostale toplote, ki nastaja zaradi razcepnih produktov v jedrskem gorivu. Zaradi potrebe po odvajanju zaostale toplote na sekundarno stran in od tam v končni ponor toplote, se je proizvodnja pare na sekundarni strani nadaljevala,

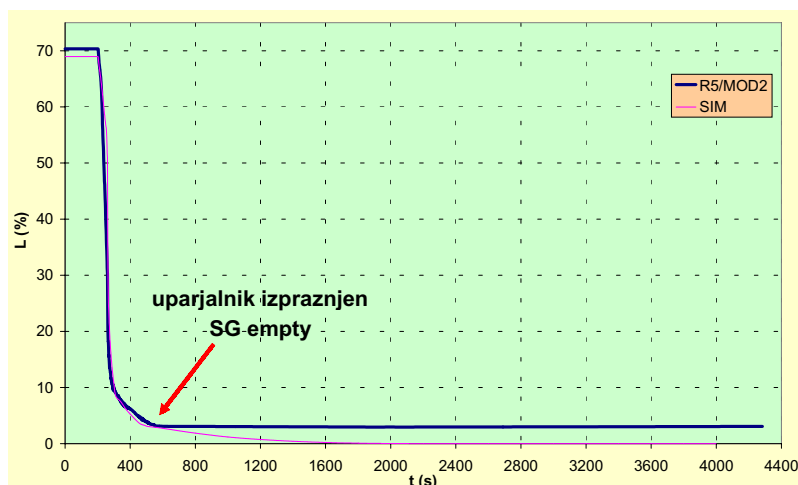
After about 1 minute the SG low-low level setpoint was reached, triggering the reactor trip signal with the reactor-protection system. Control rods were released and dropped immediately into the reactor core, shutting down the chain reaction. The turbine was tripped simultaneously and the excess steam was directed to the condenser via the steam dump. This sequence of events only ensured that the nuclear power generation due to the chain reaction was terminated, but the residual heat from the fission products' decay remained to be generated. Long-term core cooling was, therefore, not established. Vapor

sicer v zmanjšani meri, vendar se je zaradi pomanjkanja črpalk pomožne napajalne vode uparjalnikov zaloga sekundarnega hladiva hitro manjšala.

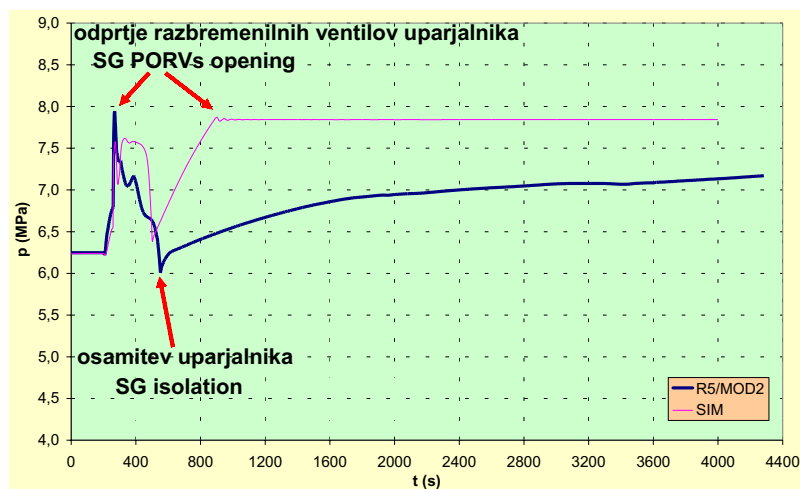
Ob razmeroma hitri osušitvi uparjalnikov (sl. 1), ki ju RELAP5 in simulator napovesta skoraj identično, je padel tudi tlak sekundarne strani (sl. 2), zato se je po nekaj več ko 5 minutah od začetka nezgode ustvaril signal za osamitev parnih vodov ter signal za varnostno vbrizgavanje. Glavni osamitveni ventili v parnih vodih so se zaprli samodejno zaradi signala nizkega tlaka v parnem vodu. Pri tem opazimo nekaj razlik med napovedmi RELAP5 in simulatorja, ki pa izhajajo le iz nekoliko različnega odziva sekundarne strani v prvih 300 sekundah po začetku prehodnega pojava. Signal za varnostno vbrizgavanje je pognal črpalke za visokotlačno in nizkotlačno varnostno vbrizgavanje, ki pa jim zaradi previsokega tlaka v primarnem sistemu ni uspelo dobaviti omembe vredne količine hladne borirane vode. Zaradi tega je bilo onemogočeno hlajenje primarnega sistema z neposrednim vbrizgavanjem hladne vode v hladni

continued to be generated with a reduced rate, since only the residual heat had to be transferred to the ultimate heat sink.

Nevertheless, due to the unavailability of the auxiliary feedwater source, the SG inventory was rapidly depleted (Fig. 1), which is almost the same as that predicted by RELAP5 and the simulator. With the SG emptying, the secondary pressure also dropped quickly (Fig. 2), so about 5 minutes after the start of the accident the SI signal and the steamline isolation signal were triggered when the low-low SG pressure setpoint was reached. Some differences can be observed when comparing the RELAP5 and SIM results, but this is due to a slight difference in the secondary response during the initial 300 seconds of transient. Despite the fact that the safety-injection pumps were started on the SI signal, no significant amount of cold borated water was delivered to the primary system as a result of early overpressurization, so the feed & bleed type of cooling was obstructed. The alternative source for primary system cooling by



Sl. 1. Raven v uparjalniku št.1 (široko območje merjenja)  
Fig. 1. Steam generator no.1 Wide Range (WR) level



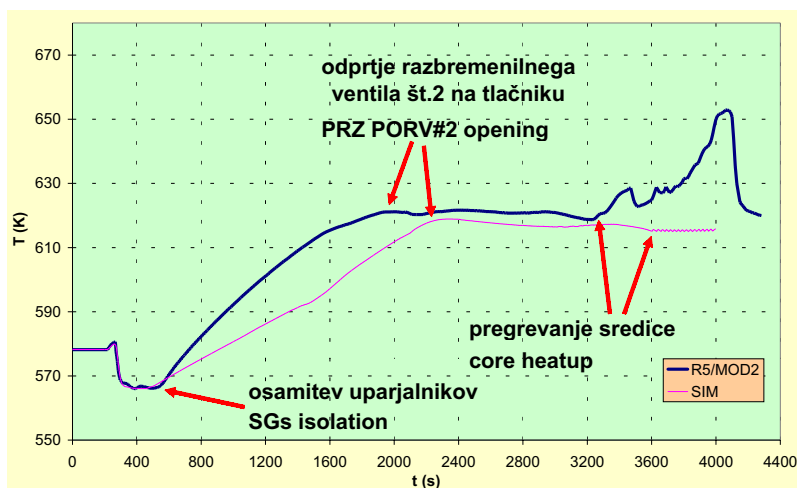
Sl. 2. Tlak v uparjalniku št.1  
Fig. 2. Steam generator no.1 pressure

veji primarnega sistema. Po osamitvi parnih vodov opazimo, da program RELAP5 napove, da se v vsakem uparjalniku po osušitvi raven v širokem območju merjenja (WR) ustali pri vrednosti okoli 3%. Podroben pregled rezultatov preračuna pokaže, da v vsakem uparjalniku ostane okoli 5000 do 5100 kg nasičene pare pri tlaku nekaj nad 7 MPa. Iz rezultatov simulacije s KFSS pa se da ugotoviti, da je program ANTHEM to paro pregrel, tako da se je tlak v uparjalnikih dvignil prek 7,8 MPa in je hladivo ušlo skozi razbremenilne ventile na parnem vodu.

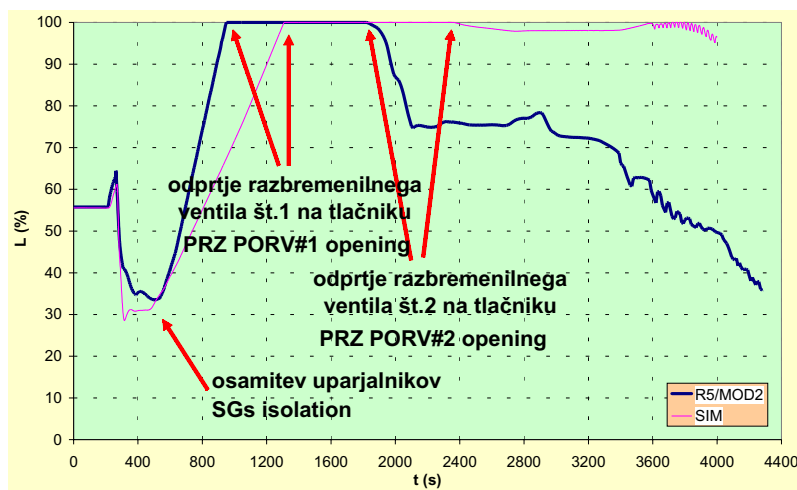
Po izpraznitvi uparjalnikov, ki pomeni popolno izgubo ponora toplote na sekundarni strani, se je primarno hladivo začelo ogrevati (sl. 3) in raztezati (sl. 4). Napovedi se med seboj zadovoljivo ujemajo. Opaziti je nekoliko hitrejše povečanje povprečne temperature primarnega hladiva in ravni v tlačniku po osušitvi uparjalnikov, kar pa je posledica dejstva, da je v vhodnem modelu za RELAP5 upoštevana nekoliko višja, torej bolj konzervativna vrednost zaostale toplote, ki se po ugasnitvi reaktorja sprošča iz razcepnih

injecting cold water directly into the cold legs was thus disabled. It can be seen that the SG WR level stabilized at about 3%, after the SG dryout, and isolation according to the RELAP5 code prediction. A closer look into the RELAP5 results shows that about 5,000-5,100 kg of saturated vapor remained in each steam generator at pressure slightly above 7 MPa. On the other hand, the ANTHEM simulation code overheated this amount of vapor, so that the secondary pressure rose above 7.8 MPa and escaped through the SG relief valves.

After the SG emptying, when the total loss of the secondary heat sink was experienced, the primary coolant started to heat up (Fig. 3) and expand (Fig. 4). Both predictions match satisfactorily. A somewhat faster primary-coolant average temperature and pressurizer level rise can be observed in the RELAP5 prediction. This results from the fact that the residual heat from the fission products was conservatively set to a value somewhat higher than in the simulator calculation. The same is reflected in the primary



Sl. 3. Povprečna temperatura primarnega hladiva v zanki št.1  
Fig. 3. Loop 1 average primary-coolant temperature



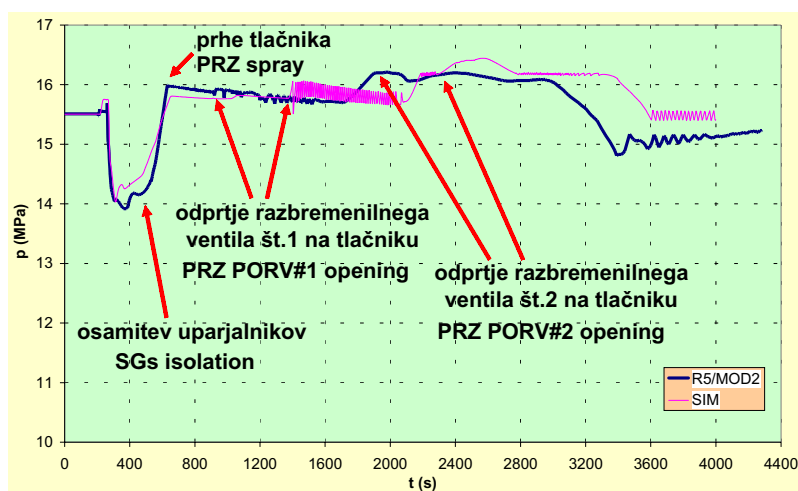
Sl. 4. Raven v tlačniku  
Fig. 4. Pressurizer level

produktov. Enako se kaže tudi v poteku primarnega tlaka po izgubi ponora toplote na sekundarni strani. Tlačnik se je po napovedi RELAP5 in KFSS kmalu po osamitvi parnega voda napolnil. Raztezanje hladiva je po napovedih RELAP5 nekoliko hitrejše. Po vrsti sta se nato odprla tudi oba razbremenilna ventila na tlačniku, kar je ponovno omogočilo nastanek parnega mehurja na vrhu tlačnika. Ta je zaradi izdatnejše izgube primarnega hladiva po rezultatih RELAP5 večji, vendar se obe napovedi pojavov ujemata. Omeniti velja še, da je zaradi hitrejšega raztezanja primarnega hladiva program RELAP5 napovedal nekoliko večjo izgubo primarnega hladiva, kar se je v kasnejši fazi prehodnega pojava kazalo v ravni primarnega hladiva v tlačniku.

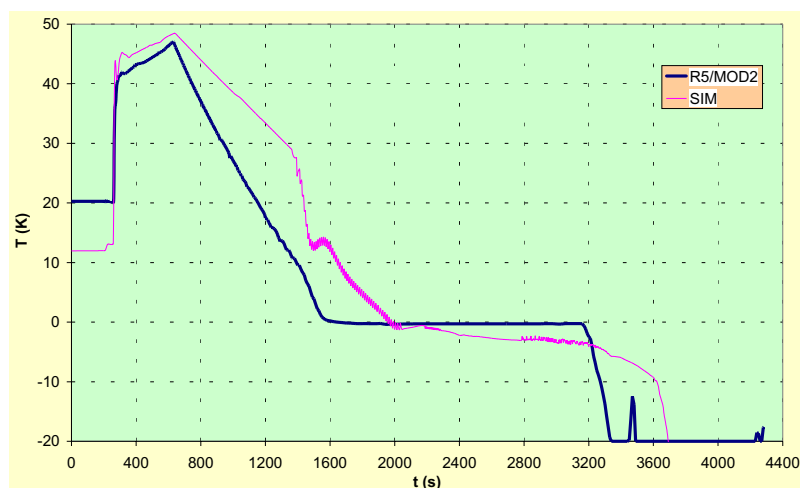
Kakor je bilo že rečeno, se je primarni tlak začel zviševati (sl. 5), zato so najprej ugasnili grelniki v tlačniku, ki med običajnim obratovanjem uravnavajo primarni tlak. Primarni tlak se je namreč hitro zvišal prek meja, med katerimi je predvideno krmiljenje z grelniki. Takoj zatem so se odprli ventili prh in v parni prostor tlačnika je začelo pršeti primarno hladivo iz hladnih vej. Ker tudi to ni ustavilo zvišanja primarnega tlaka, sta se eden za drugim odprla oba razbremenilna ventila na tlačniku. Tako se je začelo izgublјati primarno hladivo in celoten primarni sistem je kmalu prešel v stanje nasičenja. Primarni tlak in temperatura sta se tedaj ustalila. Zaradi izgube podhladitve primarnega hladiva (sl. 6) je moral operater v skladu z obratovalnimi navodili za ukrepanje v sili (EOP) zaustaviti obe črpalki primarnega hladiva. Črpalke namreč ob delovanju s skupno močjo 6 MW dodajata toplotno energijo primarnemu hladivu. Potek krivulj, ki prikazujejo podhladitev primarnega hladiva je v obeh simulacijah podoben, nekaj več razlike je opaziti le v začetni vrednosti. Temperatura na izhodu iz sredice se v modelu za RELAP5 meri le v vozlišču neposredno nad sredico in je pravzaprav povprečna temperatura hladiva nad sredico. Vhodni model v popolnem simulatorju JEK pa vsebuje 3D model sredice, v katerem se temperatura na izhodu iz sredice

pressure development, after the complete loss of the secondary heat sink. The pressurizer become solid soon after the SG isolation. The level rise was faster in the RELAP5 calculation. Both pressurizer PORVs opened as a result, which caused the regeneration of steam bubbles at the top of the pressurizer. This was larger in the RELAP5 prediction due to a more extensive discharge, but the phenomenon was qualitatively described identically in the RELAP5 and KFSS calculations. It should also be mentioned that due to the faster primary-coolant expansion the RELAP5 predicted a larger inventory loss, which was reflected in the pressurizer level in a later phase of the transient.

Consequently, as stated before, the primary pressure rise started (Fig. 5), and soon exceeded the setpoint where the pressurizer proportional heaters were switched off (these control the primary pressure during normal operation). Soon after that the pressurizer spray valves opened, dispersing coolant from the cold legs into the pressurizer steam volume. This also could not prevent a further primary pressure rise, so both pressurizer relief valves opened and started discharging primary coolant. Soon, the primary pressure and temperature stabilized, but the primary system reached saturation. At that time the primary-coolant subcooling was lost (Fig. 6) and a threat that cavitation might damage the main reactor coolant pump (RCP) blades appeared. According to the emergency operating procedures (EOPs) the operator had to stop both RCPs. These operate at 6 MW total power and add thermal energy to the primary coolant. The curves representing primary-subcooling development are similar in both calculations, some difference is observed only between initial values. The core exit temperature in the RELAP5 model is measured in the volume just above the core volumes, which represents the average coolant temperature above the core region. Meanwhile, the simulator input model includes a 3D core model, where the core exit temperature is measured with 39 thermocouples above the core region.



Sl. 5. Tlak v tlačniku  
Fig. 5. Pressurizer pressure



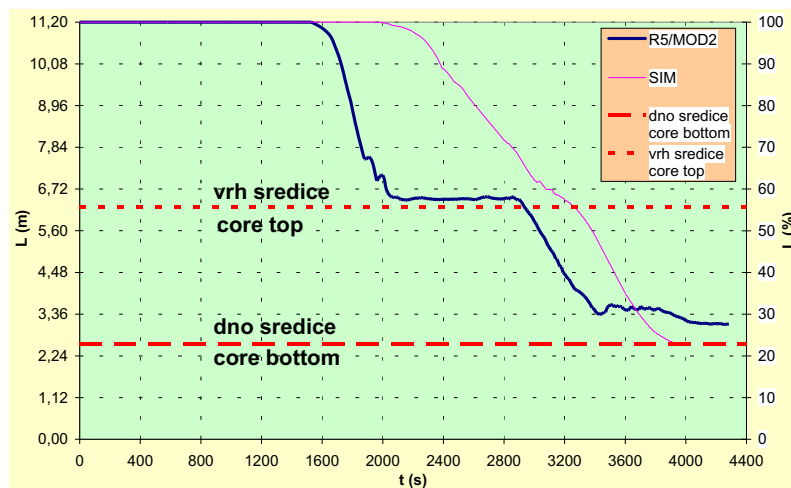
Sl. 6. Podhlajenost primarnega hladiva na izhodu iz sredice  
Fig. 6. Primary-coolant subcooling at core exit

meri z 39 termočleni. V izračunu podhladitve se upoštevajo odbitki iz petih najbolj vročih termočlenov, to je po en najbolj vroč iz posameznega kvadranta sredice ter iz termočlena v centru prečnega prereza sredice. 3D modeliranje sredice je z vidika reaktorske kinetike in termohidravlike bolj stvarno. Vendar velja ponovno poudariti, da KFSS temelji na petih osnovnih enačbah, kar je manj natančno kakor v RELAP5/MOD2, ki rešuje tudi gibalni enačbi za vsako fazo posebej. Primerjave in sklepe je zato treba delati še posebej previdno.

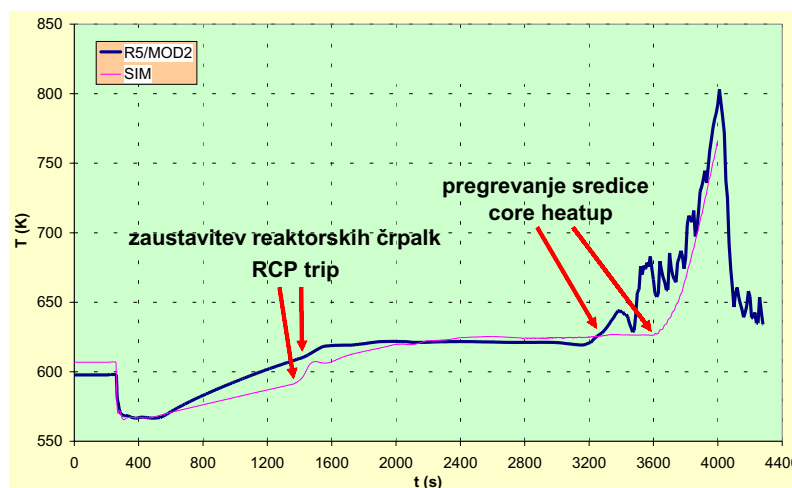
Zaradi postopne izgube primarnega hladiva se je po primarnem sistemu začel širiti parni mehur, ki je prekinil dvofazni naravni obtok primarnega hladiva. Kmalu je primarno hladilo ostalo le v hladnih vejah in v reaktorski posodi. Primerjava poteka parametrov na naslednjih dveh slikah (sl. 7 in 8) še podkrepi nekatere prejšnje ugotovitve. Zaradi bolj zgodnje in hkrati izdatnejše izgube primarnega hladiva RELAP5 napove v povprečju hitrejšo znižanje ravni hladiva v področju sredice, zato se sredica tudi nekoliko prej začne pregrevati. Prepričamo se tudi, da razlike v izračunu začetne podhladitve primarnega hladiva izvirajo iz različnih vrednosti izstopne temperature primarnega hladiva iz sredice. Ob postopnem nižanju ravni v reaktorski posodi (sl. 7) so se začeli zgornji deli sredice osuševati in pregrevati (sl. 8), zato se je začela višati temperatura goriva in gorivnih srajčk [16]. Po približno 3000 sekundah se je delno odzračil eden izmed sifonov v hladnih vejah, kar je prispevalo k znižanju primarnega tlaka. Vendar pa to ni bilo zadosti, da bi hladna voda iz sistema ECCS lahko prodrla v primarni sistem, zato se je pregrevanje sredice nadaljevalo. Ko se je temperatura gorivnih srajčk v izračunu z RELAP5 zvišala na okoli 1530 K, je prišlo do napake v izvajanju programa zaradi previsokih temperatur toplotnih teles v sredici ter izrazitih neravnovesnih stanj v primarnem hladivu, ki je občasno še oblivalo nekatere dele sredice. Iz poteka različnih parametrov je bilo tedaj sklepati, da je taljenje

The core exit temperature is then calculated, taking into account the readings from the five hottest thermocouples, i.e. the hottest in each quadrant plus the thermocouple at the center of the core exit cross-section. The 3D core modeling in the KFSS is more realistic from the point of view of reactor kinetics and thermal hydraulics. Nevertheless, it has to be stressed again that the KFSS model is based on only five constitutive equations, while the RELAP5/MOD2 solves the momentum equation separately for each phase. Therefore, any comparison and conclusion has to be made carefully.

Due to the gradual primary-coolant discharge, steam bubbles started growing in the primary system and the two-phase natural circulation was soon interrupted. The primary coolant remained confined only within the cold legs and the reactor vessel. The comparison of the parameters on the next two figures, (Fig. 7 and 8), supports the previous conclusions. On average, due to an earlier and larger primary coolant loss, RELAP5 predicted a faster core-level depletion and, consequently, a slightly earlier start of the core dryout and heatup. It can be proved that the difference in initial subcooling values results from the differences in the method of the core-exit temperature calculation in both input models. During gradual inventory depletion in the core region (Fig. 7) the top parts of the core dryout and heatup started (Fig. 8), so the fuel and fuel-cladding temperatures started rising rapidly [16]. After about 3,000 s one of the loop seals in the cold legs had partly cleared, which caused the primary pressure drop. But this was not sufficient for the cold water from the ECCS to penetrate the primary system, so the core heatup continued. When the core cladding temperature exceeded 1,530 K in the RELAP5 calculation, the calculation was aborted due to high material temperatures and water property errors, when highly non-equilibrium metastable fluid states were calculated during occasional core flooding. The development of several parameters indicated that core



Sl. 7. Sesedena raven v reaktorski posodi  
Fig. 7. Reactor-vessel collapsed level



Sl. 8. Temperatura hladila na izhodu iz sredice  
Fig. 8. Core exit temperature

sredice neizbežno, zato smo s tem primerjalno simulacijo nezgodnega scenarija s programom RELAP5 proglasili za končano. Približno ob istem času je bil ustavljen tudi izračun s simulatorjem, saj so različni parametri jasno nakazovali osuševanje in pregrevanje gorivnih palic.

Na slikah so prikazani le pomembni sistemski parametri, kakor so primarni in sekundarni tlak, raven v tlačniku in uparjalnikih, povprečna temperatura primarnega hladiva, temperatura hladiva na izhodu iz sredice reaktorja in podhladitev primarnega hladiva. Ta niz parametrov ne vsebuje tistih značilnih, ki smo jih uporabili v analizi RELAP5/MOD2 kot npr. temperature srajčk, pretoki skozi ventile, padci tlakov po zankah itn., ker elektrarna ni opremljena za meritev teh parametrov in ti parametri niso na voljo operaterju pri odločanju. Ti parametri tudi niso na seznamu za test usposobljenosti simulatorja po navodilih, dodanih standardu ANSI/ANS-3.5 [2]. Po tem standardu je eno najpomembnejših meril za preveritev, da vsaka opazna sprememba simuliranega parametra po smeri ustreza tisti, ki bi jo pričakovali

degradation and melting became unavoidable, so we assumed that the reference RELAP5 simulation was completed. The simulator calculation was terminated at approximately the same time, when the development of various parameters clearly indicated core dryout and heatup.

In the figures, important plant parameters like the primary and secondary system pressure, the pressurizer and secondary level, the primary-coolant average temperature, the core exit temperature and subcooling are shown. This set of parameters does not include typical parameters used in the RELAP5/MOD2 analysis, like cladding temperatures, various valves' flow, pressure drops across the loop, etc. because the plant is not instrumented for measuring such parameters and thus these parameters are not available for operator decision-making. Besides, such parameters are not proposed in the guidelines for the conduct of simulator operability testing included in ANSI/ANS-3.5 [2]. According to this standard, one of the most important criteria for the validation is that any observable change in simulated parameters

od dejanskega odziva elektrarne na nezgodo ali odziva na nezgodo izračunanega s programom za najboljšo oceno.

Zgoraj opisani rezultati analiz se lahko uporabijo tudi za izobraževanje operaterjev in neodvisno ovrednotenje licenčnih preračunov nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov. Trenutna svetovna praksa kaže, da se nekateri programi za najboljšo oceno že uporabljajo v popolnih simulatorjih jedrskih elektram [14].

### 3 SKLEPI

Program za najboljšo oceno RELAP5/MOD2 je bil uporabljen za analizo nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov, zaradi česar pride do popolne izgube ponora toplote na sekundarni strani. V prispevku so opisani glavni elementi vhodnega modela za program RELAP5, ki smo ga uporabili za analizo, navedeni so začetni pogoji ter predpostavke pri simulaciji prehodnega pojava.

Napovedani rezultati nezgode s popolno izgubo napajanja uparjalnikov za jedrsko elektrarno Krško s programom RELAP5/MOD2 so bili uporabljeni za preverjanje delovanja simulatorja JEK. Primerjava je pokazala, da simulatorski model dovolj zvesto posnema odziv elektrarne za primer obravnavane domnevne projektne nezgode in da se rezultati s simulatorja dobro ujemajo s preračuni, izvedenimi s programom RELAP5/MOD2. Tovrstna analiza projektne nezgode se lahko uporabi poleg preveritve simulatorja tudi za izobraževanje operaterjev o ključnih fizikalnih pojavih in zaporedju dogodkov v jedrskih elektrarnah med različnimi nezgodnimi pojavi.

Primerjavo rezultatov RELAP5 in KFSS je treba gledati tudi z vidika, kateremu namenu sta namenjena oba programa. RELAP5/MOD2 je predvsem orodje za znanstvene in inženirske analize prehodnih pojavov v lahkovodnih jedrskih elektrarnah, popolni simulator pa je podrobno prilagojen stanju posamezne elektrarne. Vhodni model za KFSS do potankosti obsega modele vseh sestavin elektrarne, kakor so različni ventili in črpalke ter logika krmiljenja posameznih komponent, medtem ko je v programu RELAP5/MOD2 bolj podrobno opisano termohidrodinamični odziv primarnega in sekundarnega sistema, večina pomožnih sistemov pa je zajeta le prek robnih pogojev. Prav tako so nekateri krmilni sistemi opisani le do določene ravni natančnosti ali zastopani le v obsegu, ki je pomemben za obravnavanje posameznega prehodnega pojava. Povsem smiselna je le primerjava odziva glavnih parametrov sistema in ne tistih, ki so odvisni od posegov operaterja oziroma podrobnega načina delovanja posameznih ventilov in črpal.

Analiza bi bila lahko temelj za oceno licenčnih preračunov nezgode z izgubo napajanja uparjalnikov, ki jih je opravil izvirni projektant in dobavitelj jedrskega sistema za proizvodnjo pare. Seveda pa je uporaba rezultatov omejena zaradi neupoštevane negotovosti preračuna ([19], [20] in

corresponds in the direction of those expected from an actual or best-estimate response of the reference plant to the malfunction.

The above results of the best-estimate calculations can also be used for operator education and independent evaluation of the licensing loss-of-feedwater calculations. The best practice in the world also shows that simplified best-estimate codes are used in full-scope NPP simulations [14].

### 3 CONCLUSIONS

The RELAP5/MOD2 best-estimate computer code was used for the analysis of an accident initiated by a total loss of feedwater, leading to a total loss of the secondary heat sink. The RELAP5 input model used for the analysis, the assumptions used and the modifications to the input model were described.

The predicted results of the accident with the total loss of feedwater for Krško NPP with RELAP5/MOD2 were used for the KFSS performance-validation testing. The comparison shows that the simulator model reproduces plant response satisfactorily in the case of the analyzed hypothetical design-basis accident. The simulator results are in good agreement with best-estimate calculation performed with RELAP5/MOD2. Besides the simulator validation, the best estimate analysis of such a design-basis accident can be used for operator education on the physical phenomena and processes.

The comparison between the RELAP5 and KFSS predictions must take into account for which purpose each of the tools was developed. RELAP5/MOD2 is primarily a scientific and engineering analysis tool for studying the transient phenomena in light-water nuclear power plants, while full-scope simulators are adapted in detail to the design of a particular plant. The KFSS input model includes detailed models of every plant component, such as valves, pumps or control logic, while the RELAP5/MOD2 models thermo-hydrodynamic plant response more in detail (the interference with various other systems is represented only through boundary conditions). Moreover, some control systems are modeled only to the required level of detail or to the extent relevant for the analysis of the particular transient. Thus, it is reasonable to compare only the main plant parameters and not those which result from various operator actions or the detailed response of certain valves and pumps.

This analysis can also be used as an independent analysis to the license loss of feedwater calculation performed by original nuclear steam supply system designer-supplier. However, the conclusions about the results would be limited because uncertainty was not evaluated ([19], [20] and [21]). The supplier

[21]). Dobavitelj je namreč opravil zadržane analize, predstavljena analiza pa je opravljena s programom za najboljšo oceno, vsebuje stvarni model in temelji na stvarnih predpostavkah, zato bi bilo treba pred primerjavo z rezultati zadržane analize seveda nujno ovrednotiti negotovosti posameznih parametrov.

has performed a set of conservative analyses, while the presented analysis was performed using a best-estimate computer code and was based on a realistic plant model with realistic assumptions. Before comparing the results of the presented analysis with the results of the licensing conservative analysis, the uncertainty of the parameters should be evaluated.

#### 4 KRATICE 4 ABBREVIATIONS

pomožna napajalna voda uparjalnikov	AFW	Auxiliary Feedwater
ameriško združenje jedrskih strokovnjakov	ANS	American Nuclear Society
ameriški inštitut za standardizacijo	ANSI	American National Standards Institute
obratovalna navodila za ukrepanje v sili	EOP	Emergency Operating Procedures
sistem za visokotlačno varnostno vbrizgavanje	HPIS	High Pressure Injection System
popolni simulator jedrske elektrarne Krško	KFSS	Krško Full Scope Simulator
sistem za nizkotlačno varnostno vbrizgavanje	LPIS	Low Pressure Injection System
glavna napajalna voda uparjalnikov	MFW	Main Feedwater
jedrska elektrarna	NPP	Nuclear Power Plant
ozko območje	NR	Narrow Range
informacijski sistem za spremljanje obratovalnih podatkov	PIS	Process Information System
reaktorski hladilni sistem	RCS	Reactor Coolant System
reaktorski računalniški program	RELAP	Reactor Excursion and Leak Analysis Program
uparjalnik	SG	Steam Generator
varnostno vbrizgavanje	SI	Safety Injection
simulator (KFSS)	SIM	Simulator (KFSS)
široko območje	WR	Wide Range

#### Zahvala

Avtorji cenimo prizadevanje uprave JEK, ki je omogočila te raziskave v okviru projekta "Analize izbranih projektnih nezgod".

#### Acknowledgments

The authors would like to thank the NPP Krško management for their cooperation in this research within the project "Analyses of Selected Design Basis Accidents".

#### 4 LITERATURA 4 REFERENCES

- [1] Pribožič, F. (2000) The plant-specific simulator – a tool for the efficient training of operators. *Journal of Mechanical Engineering* 46 (4) Ljubljana, 251-259.
- [2] American Nuclear Society (1993) Nuclear power plant simulators for use in operator training and examination, ANSI/ANS-3.5-1993 (Revision of ANSI/ANS-3.5-1985).
- [3] Krajnc, B., B. Glaser, M. Novšak, J. Špiler (1998) NPP Krško full scope simulator verification and qualification. *Proceedings of International Conference on Nuclear Energy in Central Europe '98*, Terme Čatež, 7.-10. september 1998.
- [4] Krajnc, B., R. Boire, G. Salim (2000) NPP Simulator NSSS model validation the Krško example. *Proceedings of International Conference on Nuclear Energy in Central Europe 2000*, Bled, 11.-14. september 2000.
- [5] NEK ESD TR 15/98 (1998) Analysis of Closure of MSIV (plant event 1997), rev.0.
- [6] NEK ESD TR 07/97 (1997) RELAP5/MOD2 Qualification report (MFW isolation closure at 100% power), rev.0.
- [7] Parzer, I., A. Prošek, S. Hrvatin (2000) Loss of normal feedwater analysis for Krško full scope simulator verification. *Proceedings of International Conference on Nuclear Energy in Central Europe 2000*, Bled, 11.-14. september 2000.
- [8] Chou, F.H, C.S Ho (2000) Online transient behavior prediction in nuclear power plants. *Applied Artificial Intelligence*, 14, 967-1001.
- [9] Liu, J., Z. Zhang, Z. Shi, X. Chen, Y. Dong (2000) A personal computer-based simulator for nuclear-heating reactors. *Nuclear Technology*, 129, 175-186.



- [10] NEK ESD-TR-02/99 (1999) NEK RELAP5/MOD2 Nodalization notebook (2000 MWt and new SG), rev. 0.
- [11] NEK ESD-TR-03/99 (1999) NEK RELAP5/MOD2 Steady state and on-transient qualification report (Based on NEK ESD TR 02/99), rev.0.
- [12] Krajnc, B., I. Bašić, J. Špiler (2001) Example of severe accident management guidelines validation and verification using full scope simulator. *Proceedings of International Conference on Nuclear Energy in Central Europe 2001*, Portorož, 10.-13. september 2001.
- [13] Ponomarev-Stepnoi, N.N., V.A. Lebedev, M.M. Khudiykov, S.D. Malkin, V.V. Shalia, I.D. Rakitin (1997) The development and creating of new-generation full-scope simulator and new technology of simulation. *Nuclear Engineering and Design* 173, 349-354.
- [14] Puska E.K., Tiihinen O. (2000) Plant simulation and safety analysis with APROS multifunctional simulation environment, *International Meeting On "Best-Estimate" Methods in Nuclear Safety Analyses (BE-2000)*, Washington, DC, USA, November 2000.
- [15] Precautions, limitations and setpoints for nuclear steam supply system (2000 MWt rating), Rev. 18, 03.06.2002, *NE Krško*.
- [16] Parzer, I., S. Petelin, B. Mavko (1995) Feed-and-bleed procedure mitigating the consequences of a steam generator tube rupture accident. *Nuclear Engineering and Design* 154, 51-59.
- [17] Petelin, S., O. Gortnar, B. Mavko (1993) The analysis of operator actions during the accident caused by total loss of secondary heat sink. *Proc. Annual Meeting on Nuclear Technology '93*, 125-128, Köln, Germany.
- [18] Parzer, I. (2001) Model pregrevanja sredice reaktorja med izlivno nezgodo. (Reactor core heatup model during LOCA – in Slovene) Disertacija, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za matematiko in fiziko.
- [19] Mavko, B., A. Prošek, F. D'Auria (1997) Determination of code accuracy in predicting small-break LOCA experiment. *Nuclear Technology*, 120, 1-19.
- [20] Prošek, A., B. Mavko (1999) Evaluating code uncertainty - I: Using the CSAU method for uncertainty analysis of a two-loop PWR SBLOCA. *Nuclear Technology*, 126, 170-185.
- [21] Prošek, A., B. Mavko (1999) Evaluating code uncertainty - II: An optimal statistical estimator method to evaluate the uncertainties of calculated time trends. *Nuclear Technology*, 126, 186-195.

Naslova avtorjev: Dr. Iztok Parzer  
Prof.Dr. Borut Mavko  
Institut "Jožef Stefan"  
Jamova 39  
1000 Ljubljana  
iztok.parzer@ijs.si  
borut.mavko@ijs.si

Božidar Krajnc  
Nuklearna elektrarna Krško  
Vrbina 12  
8270 Krško  
bozidar.krajnc@nek.si

Authors' Addresses: Dr. Iztok Parzer  
Prof.Dr. Borut Mavko  
Institute »Jožef Stefan«  
Jamova 39  
1000 Ljubljana, Slovenia  
iztok.parzer@ijs.si  
borut.mavko@ijs.si

Božidar Krajnc  
Krško Nuclear Power Plant  
Vrbina 12  
8270 Krško, Slovenia  
bozidar.krajnc@nek.si

Prejeto: 14.6.2002  
Received:

Sprejeto: 12.9.2003  
Accepted:

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

# Konvektivni prenos toplote v vrtečem se kanalu kaskade z ravnimi lopaticami

## Convective Heat Transfer Inside Rotational Cascades with Flat Blades

Mitja Mori - Lovrenc Novak - Mihael Sekavčnik

*V prispevku je obravnavana odvisnost konvektivnega prenosa toplote od vrtilne frekvence na vroči steni turbinske lopatice. Prenos toplote poteka v križnem sistemu iz aksialnega toka vročih dimnih plinov na hladilni zrak v kanalu lopatice. Z numeričnim modelom smo simulirali tokovne in energijske razmere v aksialni krožni kaskadi z ravnimi lopaticami pri različnih vrtilnih frekvencah in količini hladilnega zraka, rezultate pa smo zapisali v brezdimenzijski obliki. Izkazalo se je, da ima v obravnavanem primeru razmerik hladilnega zraka bistveno večji vpliv od rotacijskega števila. Rezultate numeričnih simulacij smo primerjali z rezultati enodimenzijskih, polizkustvenih modelov konvektivnega prenosa toplote z različnimi nastavki, ki so v praksi najpogosteje uporabljeni. V primerjavi z rezultati numeričnih analiz vsi trije uporabljeni modeli kažejo pravilno usmeritev, naboljše ujemanje pa dobimo z uporabo modela prenosa toplote skozi ravno steno.*

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: turbine plinske, hlajenje konvektivno, števila Nusselt, analize numerične)**

*In this paper we present a numerical approach to determining the variation of rotational speed with the convective heat transfer of blade structures. The investigated structure, which is cooled by air, was subjected to an axial hot-air stream in a cross-flow system. In order to exclude the influence of undesirable, aerodynamic flow forces, a simplified geometry was chosen, and the influence of varying the rotational speed was studied. The distributions of heat-transfer rate on the hot side of the structure's wall were determined with CFD calculations. The non-uniformity of the heat transfer increased with the rotational speed due to the increasing impact of centrifugal flow forces on the boundary-layer thickness. The impact of rotational speed on the heat-transfer rate was found not to be significant. The results of the studied structure were also used to validate various one-dimensional, empirical, convective heat-transfer models that are commonly applied in engineering practice. In all cases, the flat-wall heat-transfer treatment showed the best agreement with the results of the CFD calculations.*

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: gas turbines, convective cooling, Nusselt number, numerical analysis)**

### 0 UVOD

Iz osnovnih zakonov termodinamike izhaja, da lahko izboljšamo izkoristek poljubnega krožnega procesa s povečevanjem srednje temperature dovoda toplote. Posledica tega je težnja po višji temperaturi delovnega sredstva pred začetkom ekspanzije. V primeru Joulovega krožnega procesa, kot primerjalnega procesa v plinski turbini, je prva turbinska stopnja najbolj toplotno obremenjena, zato morajo biti posamezni deli konstrukcije, kakor so lopatice vodilnika in

### 0 INTRODUCTION

The laws of thermodynamics state that the heat-to-power conversion efficiency of any cycle can be improved by increasing the mean temperature of the heating process, which leads to a higher temperature of the working fluid before the expansion process. Thus, taking into consideration the Joule-cycle, which takes place in a gas-turbine plant, the first turbine stage is exposed to extreme thermal loadings. In order to obtain the high temperature of the input gas and the sufficient strength and metallurgical stability of the turbine structure,

gonilnika, hlajene. Najpogosteje uporabljena tehnika hlajenja je konvektivno hlajenje lopatic, pri katerem je del zraka iz kompresorja uporabljen kot hladivo, ki teče v kanalu znotraj lopatice. Z namenom, da bi zadostili omejitvam zaradi toplotnih in mehanskih obremenitev gradiva lopatic, potekajo raziskave v smeri zmanjševanja prestopa toplote z dimnih plinov na lopatico in izboljševanja prestopa toplote z lopatice na hladivo. Poleg tega mora biti masno razmerje med hladivom in plini čim manjše, saj se zaradi nepovračljivosti pri mešanju hladiva s plinom znižuje termodinamični izkoristek procesa.

V zadnjih desetletjih je bilo razvitih veliko metod za identifikacijo vplivnih parametrov in odvisnosti pri prenosu toplote v plinskih turbinah z eksperimentalnimi in numeričnimi raziskavami. Celovit pregled rezultatov omenjenih raziskav je podan v [1] in [2]. Rezultati obsežnega eksperimentalnega raziskovanja omogočajo boljše razumevanje specifičnih tokovnih in energijskih pojavov za značilne obratovalne okoliščine, vendar ne omogočajo splošne in natančne kvantitativne ocene prenosa toplote. V večini primerov so eksperimentalno dobljeni podatki rabili za oblikovanje enodimenzijskih polizkustevnih modelov z omejenim območjem uporabe.

V toplotnih turbinskih strojih, kjer so posamezni elementi (npr. stator in rotor) v relativnem gibanju, so eksperimentalna opazovanja tokovnih in energijskih razmer zelo omejena, pogostokrat celo nemogoča. Študij posameznih pojavov se opravlja na prilagojenih preizkusih, katerih rezultati imajo zelo omejeno območje veljavnosti [3], čedalje večjo uporabnost pa dobiva uporaba numeričnih modelov na ločeno popisanih geometrijskih območjih.

V prispevku je obravnavan stacionarni prenos toplote v aksialnem kanalu plinske turbine z vročih dimnih plinov na steno lopatice z uporabo numerične analize. Preučevan je bil vpliv spreminjanja vrtilne frekvence na prenos toplote. Da bi izvzeli dodatne vplive pospeškov in površinske ukrivljenosti na strižne sile v mejni plasti [4], je bil uporabljen kanal z ravnimi, vzporednimi stenami. Uporabljeni so bili stacionarni robni pogoji z namenom izvzeti vpliv turbulence zaradi medsebojnega vpliva rotorja in statorja. Na podlagi dobljenih rezultatov je narejena primerjava z rezultati polizkustvenega enodimenzijskega modela s tremi različnimi nastavki.

## 1 TEORETIČNE OSNOVE

Obstaja nekaj procesov za oceno mehanizma prenosa toplote na konvektivno hlajeni lopatici plinske turbine. Numerični proces zahteva rešitev vodilnih tokovnih enačb. Natančnost te metode je odvisna od numerične sheme, modeliranja turbulence

it is necessary to cool the stator and rotor blades of the gas turbine. One of the most commonly used cooling techniques for rotor blades is convective cooling, which is performed using the air extracted from the compressor as a coolant. To satisfy the metallurgical temperature limit of the blade structure, design solutions that provide good convective heat transfer on the cold side and low convective heat transfer on the hot side of the blade structure are required. It is also clear that the mass-flow ratio between the coolant and the gas has to remain as low as possible, due to mixing irreversibilities and the consequent efficiency drop of the cycle after the coolant is injected into the gas stream. Thus, the optimum solution is a compromise between several parameters that affect heat transfer.

In past decades, many approaches to heat-transfer parameter identification and correlation modelling in turbomachinery were developed, both experimentally and numerically. A comprehensive overview of this area was provided by [1] and [2]. Although the large amount of experimental data obtained has improved our understanding of fluid dynamics and heat-flow phenomena in gas turbines, no single technique has been developed, as yet, that would provide generally reliable results. Thus, many correlations have been derived from experimental data that contribute useful guidelines for engineering practice. They are mostly based on a one-dimensional heat-transfer treatment, which yields only the first approximation of the temperature distribution.

In turbomachinery, where the fluid flow and the heat-transfer phenomena occur in both the stationary and rotating passages (nozzle and rotor), experimental observation is often quite limited [3]. For this reason, CFD simulations, which yield a numerically obtained solution to the governing Navier-Stokes equations in terms of the different turbulent models and boundary conditions, become very great important.

In this paper, the stationary heat transfer from the hot gases to the blade surface in an axial cascade is studied by means of numerical analyses. Rotational speed, as the variable parameter, was investigated. In order to exclude any additional influences affecting the shear stresses in the boundary layer caused by the passage curvature [4], a cascade with flat walls was chosen. An additional assumption, that of stationary boundary conditions, was taken into account, in order to avoid turbulence due to the stator-to-rotor interaction. The results obtained were compared to those obtained with three different semi-empirical one-dimensional correlations.

## 1 THEORETICAL BACKGROUND

There are several approaches to predicting the heat-transfer performance of convectively cooled blades. The numerical approach requires the solving of the equations governing fluid flow. The accuracy of this method depends on the numerical technique, the

in prehoda na lopatici, modela prenosa toplote in kakovosti mreže.

Vodilne enačbe za obravnavani tok tekočine so stacionarne Navier-Stokesove enačbe v ohranitveni obliki. Enačbe za ohranitev mase, gibalne količine in energije za rotirajoči sistem lahko zapišemo kot [7]:

$$\nabla(\rho w) = 0 \quad (1),$$

$$\nabla(\rho w \times w) = \nabla(-p\delta + \mu(\nabla w + (\nabla w)^T)) - \rho \omega \times (\omega \times r) - 2\rho \omega \times w \quad (2),$$

$$\nabla(\rho w h_{\text{tot}}) = \nabla(\lambda \nabla T) + S_E \quad (3).$$

Navier Stokesove enačbe (1), (2) in (3) popisujejo tako laminarne kakor turbulentne tokove. Neposredna numerična rešitev teh enačb (diskretiziranih) za turbulentne tokove, poznana kot direktna numerična simulacija (DNS), zahteva ogromne računalniške zmogljivosti že za razmeroma preproste geometrijske primere, zato jih v bližnji prihodnosti v inženirskih uporabah ne gre pričakovati. Alternativni proces k DNS je sprememba Navier-Stokesovih enačb z uvedbo povprečn in spreminjajočih se komponent v obliki Reynoldsovih povprečenih Navier-Stokesovih enačb (RPNS). Da sistem vodilnih enačb postane rešljiv, morajo biti neznane spreminjajoče se komponente v RPNS modelirane z dodatnimi enačbami, tako imenovanimi turbulenčnimi modeli. Najpogosteje uporabljena skupina turbulenčnih modelov je model vrtnične viskoznosti, ki omogoča dobro usklajenost med potrebnimi računalniškimi zmogljivostmi, robustnostjo in natančnostjo izračuna. Alternativa k modelu vrtnične viskoznosti so modeli navora, ki pa pomenijo dodatno breme v numerični shemi in zato zahtevajo ogromne računalniške zmogljivosti [5].

Neznana člena v RPNS, ki se rešujeta s turbulenčnimi modeli, sta člen Reynoldsovih napetosti in člen turbulentnega toplotnega toka. Modeli vrtnične viskoznosti povežejo ta dva člena s povprečenimi komponentami spremenljivk prek skalarni veličine, imenovane turbulentna viskoznost. Turbulentna viskoznost je nadalje podana kot zmnožek karakteristične hitrosti in dolžinske skale turbulence, ti dve veličini pa sta običajno modelirani z dvema enačbama, zato v tem primeru govorimo o dvoenačbnih turbulenčnih modelih. Karakteristična hitrost turbulence je računana iz turbulentne kinetične energije ( $k$ ), za katero je predpisana prva transportna enačba. Dolžinska skala turbulence je ocenjena iz dveh lastnosti, običajno iz turbulentne kinetične energije in njenega raztrosa, ki je določena z drugo transportno enačbo. Najbolj razširjen dvoenačbni turbulenčni model je model  $k-\varepsilon$  ((4) in (5)), kjer  $\varepsilon$  pomeni disipacijsko hitrost turbulentne kinetične energije, pogosto uporabljan pa je tudi model  $k-\omega$  ((6) in (7)), kjer  $\omega$  pomeni frekvenco turbulence ([7] in [12]).

turbulence and transition modelling, the heat-flux model, the grid resolution and the effect of artificial dissipation.

The equations governing fluid flow in the presented case are steady, Navier-Stokes equations in a conservation form. The instantaneous equations for mass, momentum and energy conservation for rotational systems can be written as follows [7]:

The Navier-Stokes equations (1), (2) and (3) describe both laminar and turbulent flows. A direct numerical solution of these equations (discretized) for turbulent flows, also known as a direct numerical simulation (DNS), would require enormous computing power, which is not foreseeable for engineering applications in the near future. A common alternative approach to DNS is to modify the Navier-Stokes equations by introducing averaged and fluctuating components to produce Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations. In order to achieve the closure of the system of governing equations, the unknown fluctuating terms in RANS have to be modelled by additional equations called turbulence models. The most widely used group of turbulence models is that of eddy-viscosity models, since they offer a good compromise between computing-power requirements, robustness and the accuracy of the solution. An alternative to eddy-viscosity models are second-moment closure models. However, they impose a large burden on the numerical scheme and therefore require significant computer resources [5].

The unknown terms in RANS, solved by turbulence models, are the Reynolds stress term and the turbulent heat-flux term. Eddy-viscosity models relate these two terms with averaged variables through another scalar variable, called the turbulent viscosity. Turbulent viscosity is defined as the product of the turbulent velocity and the turbulent length scale, which are modelled by two separate transport equations, hence the term two-equation models. The turbulent velocity is computed from the turbulence kinetic energy ( $k$ ), which is defined by the first transport equation. The turbulent length scale is estimated from two properties of the turbulence field, usually the turbulence kinetic energy and its dissipation rate, which is defined by the second transport equation. Two of the most widely known two-equation turbulence models are the  $k-\varepsilon$  model ((4) and (5)), where  $\varepsilon$  represents the turbulence eddy dissipation, and the  $k-\omega$  model ((6) and (7)), where  $\omega$  represents the turbulent frequency ([7] and [12]).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho w k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (4),$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho w \varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (5),$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho w k) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (6),$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho w \omega) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (7).$$

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \beta', \beta, \alpha, \sigma_\omega$  so konstante in  $P_k$  porajanje turbulence zaradi viskoznih in vzgonskih sil.

Če uporabljamo CFD orodja za analizo prenosa toplote v vrtečih se kanalih, moramo vzeti v zakup, da imajo na strukturo turbulentnega polja velik vpliv ukrivljenost površine, vrtenje, prehodni pojavi, odlepljanje itn. V [1] je pokazano, da prvi polizkustveni turbulenčni modeli, npr.  $k - \varepsilon$ , ne opišejo dobro viskozne in temperaturne mejne plasti, kar ima za posledico precejšnje napake v oceni prenosa toplote. V primerjavi z drugimi klasičnimi modeli vrtnične viskoznosti, omogoča turbulenčni model strižne napetosti (TSN - SST) v kombinaciji z ustrezno obravnavo toka ob steni za zdaj najboljše kompromis med natančnostjo izračuna in potrebnimi računalniškimi zmogljivostmi ([5] in [6]).

V našem primeru je bila numerična simulacija (CFD) narejena s programskim paketom CFX-5.5.1, v katerem je model TSN oblikovan kot kombinacija klasičnega dvoenačbnega modela  $k - \omega$  in  $k - \varepsilon$ .  $\omega -$  enačba, ki omogoča boljšo oceno strižnih napetosti ob steni, je uporabljena za določanje toka ob steni in enačba  $\varepsilon -$  za določanje prostega toka. Izbiranje med obema modeloma je izvedeno s funkcijami, ki upoštevajo razdaljo do najbližje stene in tokovne spremenljivke [7]. Dodatno vsebuje  $\omega -$  enačba zelo preprost izraz za nizek-Re, kar je zajeto v 'izbiri stenskih funkcij' [7], ki samodejno izbira med stenskimi funkcijami in nizkim-Re modelom. Stenske funkcije predpisujejo tok ob steni z izkustvenimi funkcijami, kar omogoča uporabo bolj grobe mreže ob steni in s tem prihranek pri potrebnem računskem času. V nasprotju s tem metoda nizkega-Re obravnava tok v viskoznem sloju mejne plasti in zato zahteva gosto mrežo in več računske moči. Samodejno izbiranje med stenskimi funkcijami in nizkim-Re modelom se izvaja glede na razdaljo prvega vozla mreže od stene. V predstavljenih izračunih to omogoča večjo natančnost in manjšo odvisnost rešitve glede na kakovost mreže ob steni.

Zadnja dva izraza v en. (2) pomenita centrifugalno in Coriolisovo silo. Za neviskozne tokove je pokazano, da v nasprotju z radialnimi v aksialnih turbinskih strojih Coriolisova sila ne vpliva

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, \beta', \beta, \alpha, \sigma_\omega$  are constants and  $P_k$  is the turbulence production rate due to viscous and buoyancy forces.

When using CFD tools to predict the heat transfer in rotating cascades, it should be taken into account that the turbulence structure may be considerably affected by many circumstances, such as the passage curvature, rotation, unsteadiness, flow separation, etc. It has been shown [1] that the viscous and thermal boundary layer cannot be sufficiently predicted by means of earlier, semi-empirical turbulence models, such as the  $k - \varepsilon$  model, which leads to substantial invalidating of the heat-transfer predictions. In contrast to other standard eddy-viscosity models, the shear-stress turbulence (SST) model in combination with an optimum wall treatment provides the best compromise between accuracy and computational requirements ([5] and [6]).

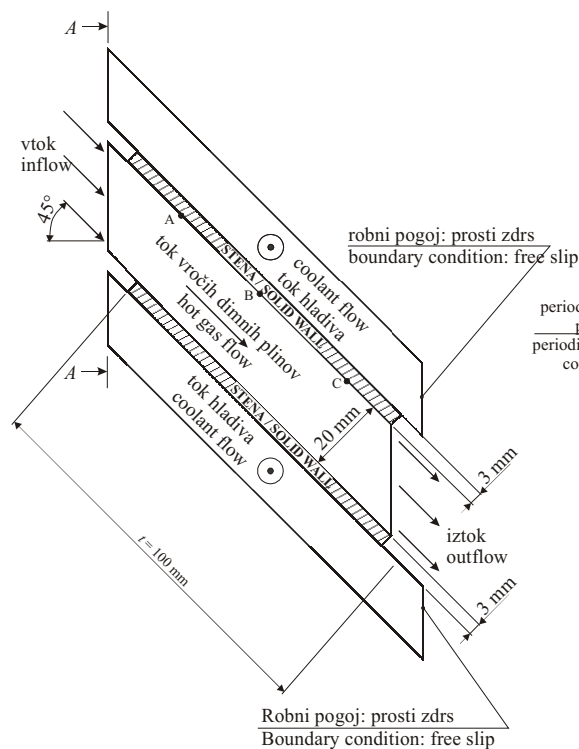
The CFD calculations for this study were done using CFX-5.5.1 software, which includes the SST model. The SST model blends between the standard  $k - \varepsilon$  and the  $k - \omega$  two-equation models, whereby an  $\omega$ -equation is used for determining the flow near the wall and an  $\varepsilon$ -equation is used to model the free-stream flow. The blending between both models is done by functions that are based on the distance to the nearest surface and on the flow variables [7]. The  $\omega$ -equation has significant advantages near the wall and enables improved wall-shear-stress and heat-transfer predictions. Furthermore, it has a very simple low-Re formulation, which is employed in an 'automatic near-wall treatment' [7], a feature of CFX that automatically blends between the wall functions and the low-Re model. The wall functions are empirical formulas that impose suitable conditions near to the wall without resolving the boundary layer equations, thus saving computational resources. In contrast, the low-Re method uncovers details of the boundary layer and therefore requires a fine mesh near the wall and increased computational resources. The automatic blending between both methods is done automatically, depending on the distance of the first node from the wall. This feature, which offers better accuracy and reduced sensitivity of the solution to the near-wall grid resolution, was also used for the calculations in this study.

The last two terms in Eq. (2) represent the centrifugal force and the Coriolis force, respectively. For inviscid flows, it can be shown that in contrast to radial turbomachinery, the Coriolis force in axial

na tok skozi kanal med lopaticami [1]. Kljub temu pa je vpliv Coriolisove sile opazen zaradi viskoznih pojavov v toku, ki povzročajo sekundarne tokove. Ti mehanizmi povzročajo tokove znotraj mejne plasti v radialni smeri, kar ima za posledico gradient hitrosti in tlaka v obodni smeri. To povzroča spremembo v strukturi mejne plasti, ki je najpomembnejši del v obravnavi konvektivnega prenosa toplote. Zato vrtenje lahko posredno vpliva na prenos toplote tudi v aksialnih kanalih. V radialnem hladilnem kanalu (npr. centrifugalna turbina, notranje hlajenje lopatice) je vpliv vrtenja na prehod toplote očiten in je bil obširno raziskan [2].

## 2 NUMERIČNI PREIZKUS

Numerični preizkus je bil narejen s programskim paketom CFX 5.5.1. Geometrijska oblika računskega območja je bila izbrana tako, da je predstavljala sistem konvektivno hlajenih rotorskih lopatic v aksialni plinski turbini. Ker je bil numerični preizkus osredotočen le na vpliv vrtenja pri različnih masnih tokovih hladiva, je bila geometrijska oblika dejanske lopatice močno poenostavljena. Zaradi izločitve vplivov pospeševanja toka in ukrivljenosti površin, ki so običajno navzoči pri obtakanju aerodinamičnih profilov, je bila geometrijska oblika lopatice poenostavljena na kanal med dvema popolnoma ravnima stenama. Rezultat tega je preprosta tri-dimenzijska oblika križnega toka vročega in hladnega plina, ki sta ločena s trdno steno (sl. 1).

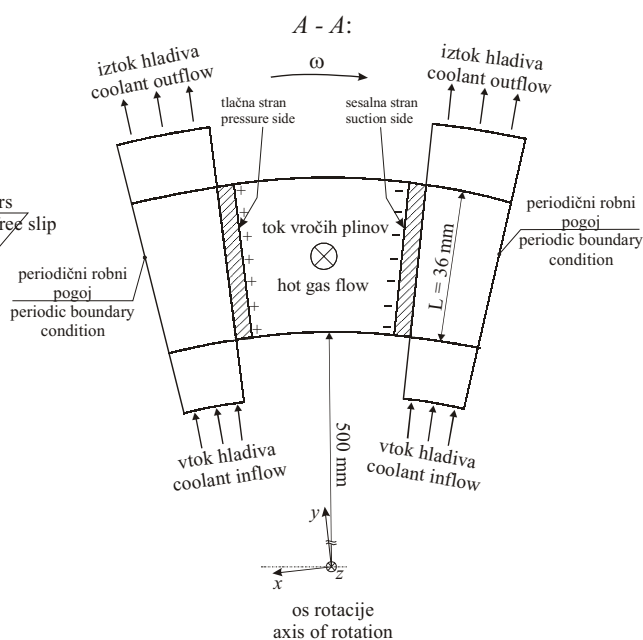


Sl. 1. Geometrijska oblika modela  
Fig. 1. Model geometry

turbomachinery does not impact on the flow through the blade passage [1]. However, due to fluid viscous effects, which cause secondary flows, the flow can actually be influenced by Coriolis force mechanisms. These mechanisms introduce radial, outward flows inside the boundary layers resulting in pressure and velocity gradients in the tangential direction. This can cause changes in the structure of the boundary layer, which plays a key role in convective heat transfer. Therefore, the rotational effects can also indirectly influence heat-transfer rates in axial passages. In radial cooling passages (e.g. centrifugal turbine, internal blade cooling), the influence of rotation on the heat transfer is evident, and has been widely researched [2].

## 2 NUMERICAL EXPERIMENT

The numerical experiment was made with the CFX 5.5.1 software package. The geometry of the numerical model was designed to represent a row of convectively cooled rotor blades in an axial gas turbine. Since the numerical experiment was focused only on the effects of rotation for different coolant mass flows, the real blade geometry was significantly simplified. The effects of flow acceleration and surface curvature, which are normally present around airfoils, were minimized by reducing the blade geometry to a channel between two completely flat walls. This resulted in a simple, 3-dimensional configuration of a hot and cold gas cross-flow with a solid wall at the interface of both gases (Fig. 1). Such a setup allowed the study of a combination of convective heat



Taka postavitev je omogočila preučevanje vpliva vrtilne frekvence kaskade na konvektivni prenos toplote z vročega plina na steno in s stene na hladni plin ter prevoda toplote znotraj trdne stene lopatice.

Smer toka vročega in hladnega plina je bila vzporedna s trdno steno, kar pomeni odsotnost obračanja toka zaradi geometrijske oblike. Kanal vročega plina je poenostavljen kanal med lopaticama aksialne turbine z nespremenljivim kotom  $45^\circ$  glede na obodno smer. Hladilni kanal je usmerjen radialno, tako da omogoča tok hladiva v centrifugalni smeri. Pretočna prereza hladilnega in vročega kanala nista sorazmerna s prerezom v dejanski turbinski kaskadi. Zaradi tega je kot spremenljivka za definiranje različnih primerov numeričnega preizkusa namesto razmerja masnega toka vročega plina in hladiva uporabljena geometrijsko neodvisna hitrost prostega toka hladilnega zraka. Dodatne prilagoditve geometrijske oblike modela (podaljšanje hladilnih kanalov v radialni in aksialni smeri in kanala vročih dimnih plinov v aksialni smeri) so bile namenjene zmanjšanju vpliva robnih pogojev na tokovne razmere ob trdnih stenah. Vroči in hladni kanal sta bila na vstopu podaljšana za razvoj mejne plasti vzdolž stene.

Za diskretizacijo računskega področja, sestavljenega iz enega hladilnega kanala, enega vročega kanala in dveh trdnih sten (sl. 1), je bila izdelana hibridna mreža, sestavljena iz nestrukturiranih prizmatičnih in tetraedričnih elementov. Prizmatični elementi so bili uporabljeni na omočenih površinah trdnih sten, kjer je ustrezna rešitev enačb mejne plasti pomembna za izračun prenosa toplote. Za zmanjšanje numerične difuzije in zagotovitev neodvisnosti rezultatov od mreže je bila izvedena primerjava različno gostih mrež.

Za hladno in vročo tekočino je bil uporabljen model zraka kot realnega plina. Dinamična viskoznost ( $\eta$ ), toplotna prevodnost ( $\lambda$ ) in specifična toplota ( $c_p$ ) zraka so bile temperaturno odvisne in modelirane s polinomi petega in šestega reda. Koeficienti polinomov za  $\eta$ ,  $\lambda$  in Pr so bili povzeti po [8] ter za  $c_p$  po [9]. Toplotna prevodnost snovi trdnih sten je bila izbrana  $60,5 \text{ W/mK}$ , kar je pogosto uporabljena vrednost pri jeklu.

## 2.1 Robni pogoji

Vrste robnih pogojev, uporabljenih na mejnih površinah, so prikazane na sliki 1 in v preglednici 1. Vse površine na robovih z izjemo omočenih površin trdnih sten so bile definirane kot "adiabatne". Prosti zdrs tekočine je bil omogočen na pestu in vencu vročega kanala in na stranskih stenah hladilnega kanala, kjer je deformacija tokovnega profila zaradi mejne plasti nezaželena. Preostale površine strukture so bile obravnavane kot hidravlično gladke stene.

transfer from hot gas to solid wall and from solid wall to cold gas, as well as conduction inside the blade's solid wall.

Both hot and cold gas flows were parallel to the solid walls, so that there was no flow turning as a result of the geometry. The hot-gas channel was a simplified axial blade passage with a constant circumferential inclination at  $45^\circ$ . The cooling channel was oriented radially, whereas the coolant flow was centrifugal. The flow cross-sections of the cooling and hot-gas channels were not proportional to the conditions in the actual gas-turbine cascade. Therefore, the use of the hot-gas-to-coolant mass-flow ratio for defining various cases of the numerical experiment was avoided and a geometry-independent variable, the free-stream velocity, was used. Some further modifications of the model's geometry (extensions of the cooling channel in the radial and axial directions and the hot-gas channel in the axial direction) were made in order to minimize the influence of the boundary conditions on the flow conditions over solid walls. Extensions were used at both the hot-gas and cold-gas inflows in order to allow the development of a boundary layer upstream of the solid walls.

An unstructured hybrid mesh consisting of prismatic and tetrahedral elements was made to discretize the computational domain composed of one cooling channel, one hot-gas channel and two solid walls (Fig. 1). Prismatic elements were used on the wetted surfaces of the solid walls, where an appropriate boundary-layer equations solution is important for the calculation of the heat transfer. A grid-refinement study was performed in order to minimize the numerical diffusion and thus achieve grid-independent results.

An air, real-gas model was used for both hot and cold fluids. The dynamic viscosity ( $\eta$ ), the thermal conductivity ( $\lambda$ ) and the specific heat capacity ( $c_p$ ) of air were set as temperature dependent and modelled with polynomials of the 5th and 6th orders. The coefficients of the polynomials for  $\eta$ ,  $\lambda$  and Pr were obtained from [8], and for  $c_p$  from [9]. The thermal conductivity of the solid-wall material was set to  $60.5 \text{ W/(mK)}$ , a typical value for steel.

## 2.1 Boundary conditions

The types of boundary conditions applied to the bounding surfaces are shown in Fig. 1 and Table 1. All the surfaces, with the exception of the wetted surfaces of the solid walls, were set as "adiabatic". The free slip of fluid was allowed at the hub and the shroud of the hot channel and at the sidewalls of the cooling channel, where flow-profile distortions due to the boundary layer were undesirable. Other surfaces were treated as hydraulically smooth walls with no slip influence on the flow.

Preglednica 1. Stenski robni pogoji

Table 1. Wall boundary conditions

adiabatna stena adiabatic wall	$\dot{q}_w = 0$
hidravlično gladka stena hydraulically smooth wall	$w_{n,w} = 0$
prosti zdrs ob steni free-slip wall	$w_{n,w} = 0, \tau_w = 0$

Kakor prikazuje preglednica 2, je bilo za ugotovitev vpliva vrtenja na prenos toplote izračunanih več primerov pri različnih vrtilnih frekvencah in različnih vstopnih hitrostih hladiva. Vrtilno hitrost izrazimo v brezdimenzijski obliki z uporabo vrtilnega števila, [1]:

$$Ro = \frac{\omega \cdot L}{w} \quad (8),$$

kjer so  $\omega$  kotna hitrost rotorja,  $L$  značilna dolžina (dolžina tetive) in  $w$  značilna hitrost (aksialna hitrost dimnih plinov). V preglednici 2 je  $\chi$  masno razmerje hladiva in dimnih plinov:

$$\chi = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} \quad (9).$$

Za vse primere je bil vtok vročega plina izbran pri statični temperaturi 1000 °C in hitrosti 100 m/s v smeri, vzporedni stenam, medtem ko je bila statična temperatura hladilnega zraka na vstopu vedno 400 °C. Tako hladen kakor vroči zrak sta vstopala pri intenzivnosti turbulence  $Tu = 5\%$ . Iztoka vročega in hladnega plina sta bila definirana kot površini pri 15 bar statičnega tlaka. Vsi izračuni so se izvajali tako dolgo, dokler se niso normalizirani največji ostanki kontinuitetne, gibalne in energijske enačbe zmanjšali pod vrednost  $1 \times 10^{-3}$ .

### 3 POLIZKUSTVENI MODEL

Pri prenosu toplote se pogosto upoštevajo naslednje poenostavitve: Temperaturna porazdelitev po stenah lopatic je popisana s povprečjem pri določeni višini lopatice. Zanemarimo prevod toplote vzdolž stene. Temperatura stene je nespremenljiva po vsej debelini stene zaradi relativno tanke stene.

Tako se problem prevede v enodimenzijskega, odvisnost srednjih temperatur hladiva in stene od višine turbinske lopatice pa dobimo iz energijske bilance [10]:

$$T_c(l) = T_g - (T_g - T_{cr}) \cdot e^{-M \frac{l}{L}} \quad (10),$$

$$T_w(l) = T_g - \frac{T_g - T_{cr}}{1 + \frac{\alpha_g S_g}{\alpha_c S_c}} \cdot e^{-M \frac{l}{L}} \quad (11),$$

In order to determine the influence of rotation on heat transfer, a series of cases for variable rotational speeds and velocities of cooling air at the inflow was calculated, as shown in Table 2. The rotational velocity is expressed in terms of the rotational number, [1]:

where  $\omega$  is the angular speed of the rotor,  $L$  is the characteristic length (cord length) and  $w$  is the characteristic speed (axial speed of gases). In Table 2,  $\chi$  is the coolant-to-gas mass-flow ratio:

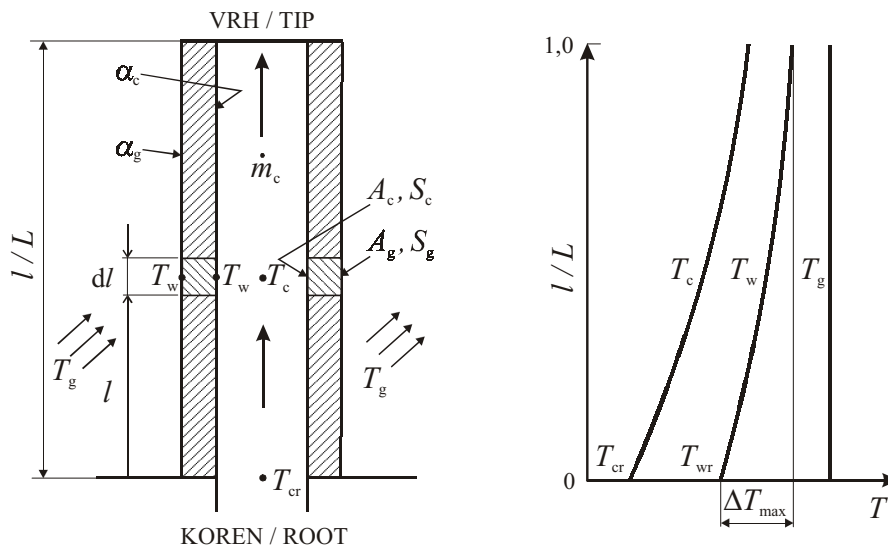
For all cases, the hot-gas inflow was set at a steady temperature of 1000 °C and a velocity of 100 m/s in the direction parallel to the walls, whereas the steady temperature of the cooling air at the inflow was maintained at 400 °C. Both the hot and cold air were entering the domain at a turbulence intensity of  $Tu = 5\%$ . The outflows of the hot gas and the cold gas were defined as areas at a static pressure of 15 bar. All the simulations were performed until the normalized maximum residuals of the mass, the momentum and the energy equation were below a value of  $1 \times 10^{-3}$ .

### 3 SEMI-EMPIRICAL MODEL

In order to obtain a first approximation for the convective heat transfer in a cooled turbine blade, the problem is often reduced to a one-dimensional one, which yields an averaged temperature distribution along the blade's height. In this case, certain additional model simplifications are taken into account: conductive heat transfer in the span-wise direction is neglected, and the wall temperature is considered to be constant across the entire thickness due to the relatively thin wall.

The variations of coolant and wall temperatures vs. blade height can be derived from the heat balance [10]:





Sl. 2. Shematični prikaz hlajene turbinske lopatice  
Fig. 2. Schematic view of the cooled turbine blade

kjer je  $T_{cr}$  temperatura hladiva v korenu lopatice in izraz  $M$  v potenci pomeni:

$$M = \frac{\alpha_g S_g L}{\dot{m}_c c_{pc} [1 + (\alpha_g S_g / \alpha_c S_c)]} \quad (12).$$

Koeficienta toplotne prestopnosti  $\alpha_g$  in  $\alpha_c$  sta lahko določena eksperimentalno ali z uporabo povezav, ki so po navadi za konvektivni prenos toplote podane v obliki Nusseltovih števil [1]:

$$Nu_g = \frac{\alpha_g t}{\lambda_g}, \quad Nu_c = \frac{\alpha_c D}{\lambda_c} \quad (13),$$

kjer  $D$  in  $t$  pomenita značilni dolžini: hidravlični premer hladilnega kanala znotraj lopatice in dolžino tetive.  $\lambda$  je koeficient toplotne prevodnosti.

Za tok hladiva skozi kanal poljubnega radialnega prereza lahko zapišemo [1]:

$$Nu_c = A (Re)^m (Pr)^n \left(\frac{L}{D}\right)^E \left(\frac{T_c}{T_w}\right)^F \quad (14),$$

kjer so:  $L$  dolžina cevi,  $D$  hidravlični premer,  $T_c$  temperatura hladiva,  $T_w$  temperatura stene in  $A$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $m$ ,  $n$  konstante modela.

Za prenos toplote na strani vročih plinov za tokove v turbinskih strojih lahko zapišemo Nusseltovo število v obliki [1]:

$$Nu_g = A (Re)^m (Pr)^n \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^C F(Tu) F(K) \quad (15),$$

kjer so:  $T_w$  temperatura stene,  $Tu$  intenzivnost turbulence,  $K$  faktor pospeška in  $A$ ,  $C$ ,  $m$ ,  $n$  konstante modela.

En. (10), (11) in (13) sestavljajo sistem enačb, ki se rešuje iterativno z upoštevanjem primernih povezav in vstopnih pogojev. V obravnavanem primeru so bile toplotne prestopnosti določene s

where  $T_{cr}$  is the coolant root temperature and  $M$  represents:

The heat-transfer coefficients  $\alpha_g$  and  $\alpha_c$  can be determined experimentally or by using correlation relationships, which are usually given as the Nusselt number for convective heat transfer [1]:

where  $D$  and  $t$  represent characteristic lengths: the hydraulic diameter of the internal cooling passage and the blade chord length, respectively.  $\lambda$  is the thermal conductivity.

For coolant flow through a pipe of an arbitrary cross section, the following equation can be written [1]:

where  $L$  is the pipe length,  $D$  is the hydraulic diameter,  $T_c$  is the coolant temperature,  $T_w$  is the wall temperature and  $A$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $m$ , and  $n$  are model constants.

For external heat transfer, the Nusselt number correlation for turbine flows can be written in the following form [1]:

where  $T_w$  is the wall temperature,  $Tu$  is the turbulence intensity,  $K$  is the acceleration factor and  $A$ ,  $C$ ,  $m$ , and  $n$  are model constants.

Eqs. (10), (11) and (13) constitute a system of equations that has to be solved iteratively, applying the appropriate correlation relationships and initial values. In our case, the heat-transfer coefficients were

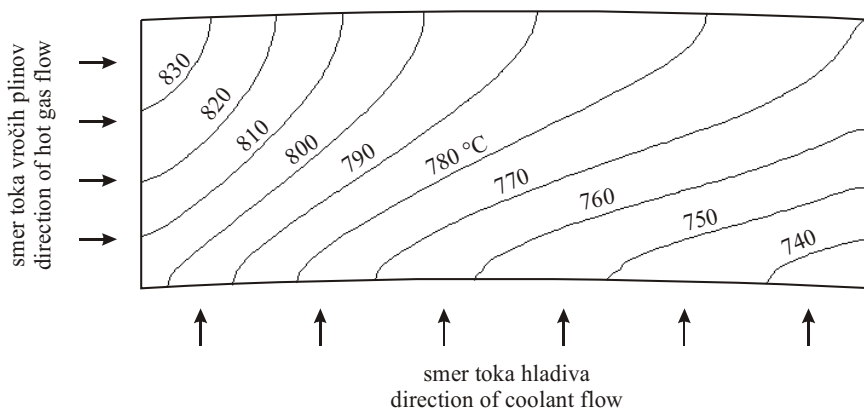
pomočjo treh različnih povezav:

- prenos toplote na turbinski lopatici [10];
- obravnava prenosa toplote na ravni steni [11];
- prenos toplote za tok preko ravne stene [9].

Posamezni nastavki v polizkustvenem modelu so bili medsebojno primerjani na testnem primeru lopatice za različna razmerja masnih tokov  $\chi$ , pri čemer se drugi robni pogoji niso spremenili. Rezultati primerjave kažejo podobno obnašanje modela ob uporabi različnih povezav.

#### 4 REZULTATI

Pri analizi rezultatov smo se osredotočili na tlačno stran lopatice, ki je termično bolj obremenjena od nasprotne, sesalne strani (sl. 1). Slika 3 prikazuje izračunane izoterme na tlačni površini lopatice za mirujoči model. Porazdelitev izoterm ustreza pričakovani porazdelitvi za prikazani sistem križnega toka.



Sl. 3. Temperaturna porazdelitev na tlačni strani numeričnega modela lopatice (primer  $Ro = 0$ ,  $\chi = 4,3$ )  
Fig.3. Temperature distribution on the numerical-model blade-pressure surface (case at  $Ro = 0$ ,  $\chi = 4.3$ )

Ustreznost mreže ob steni je bila preverjena s pomočjo brezdimenzijske razdalje do stene ( $y^+$ ). Ugotovljena je bila povprečna vrednost  $y^+ = 21,8$  na vroči površini in  $y^+ = 15,4$  na hladni površini trdne stene. Ob upoštevanju avtomatične obravnave toka ob steni [7] in dobljenih povprečnih vrednosti  $y^+$  nad 11, kjer je meja med viskoznim podslajem (model nizkih  $Re$ ) in slojem logaritmičnega zakona (stenske funkcije), sledi, da je na izračune ob steni prevladujoče vplivala metoda stenskih funkcij.

V preglednici 2 so predstavljena povprečna Nusseltova števila na vroči strani stene, izračunana z numeričnim preizkusom. Polizkustveni model je bil usklajen z numeričnim modelom tako, da so bila dosežena enaka povprečna Nusseltova števila na vroči strani. Ker polizkustveni model ne upošteva vpliva vrtenja, so bile uporabljene vrednosti  $Nu$  za primer brez vrtenja.

Slika 4 prikazuje z numeričnim preizkusom dobljene temperaturne porazdelitve po višini lopatice

calculated from three different correlations:

- the general turbine-blade treatment [10];
- the flat-plate heat-transfer treatment [11];
- the flat-plate treatment [9].

All three heat-transfer correlations were introduced as a heat-transfer model within the blade at the same boundary conditions in order to analyse the impact of the coolant mass-flow ratio on the temperature distribution. Good agreement between all the applied models is evident.

#### 4 RESULTS

All of the below analyses focus only on one side of the model, i.e. the wall representing the blade pressure surface (Fig. 1). Figure 3 shows the computed temperature contours on the blade-pressure surface for a non-rotating model. The distribution shown is in agreement with the expected distribution for the presented cross-flow system.

In order to verify the near-wall grid resolution, the dimensionless distance from the wall ( $y^+$ ) was checked. The average values were found to be 21.8 on the hot surface and 15.4 on the cold surface of the solid wall. Considering the use of automatic near-wall treatment [7] and the resulting average values of  $y^+$  above 11, which is at the border between the viscous sublayer (low- $Re$  model) and the log law layer (wall function), calculations near the wall were predominantly influenced by the wall-function method.

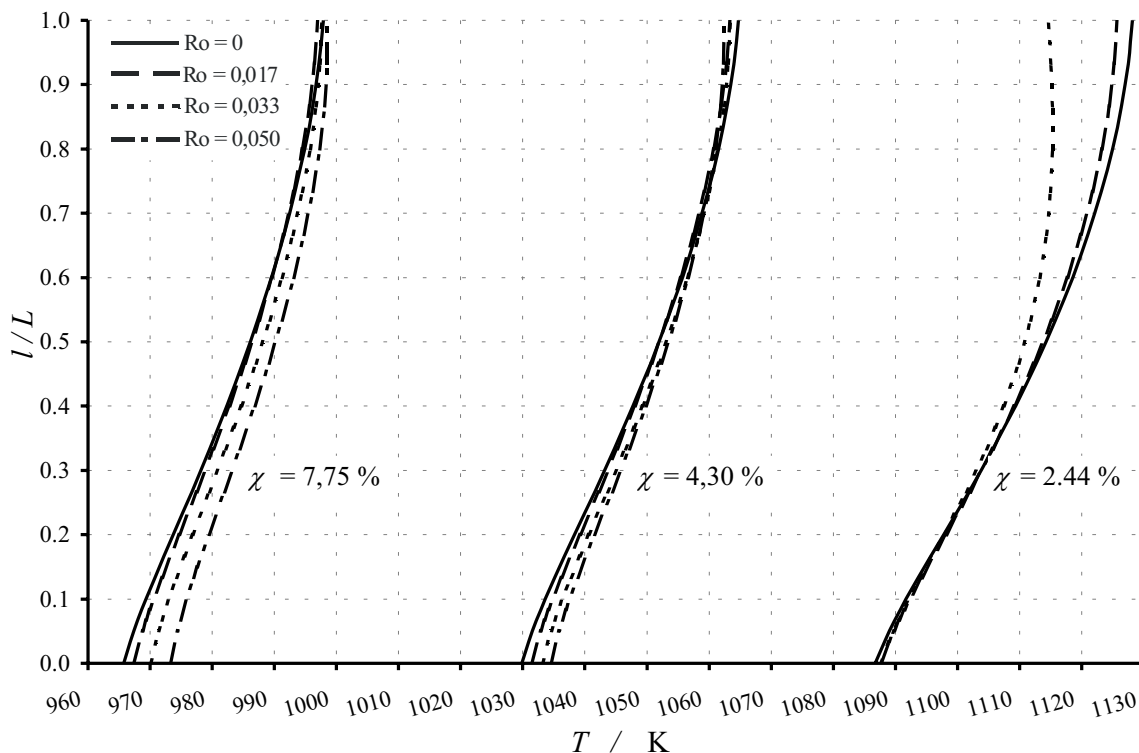
The semi-empirical model was synchronized with the numerical one in order to achieve an identical average Nusselt number on the hot side of the wall. Table 2 shows the average Nusselt numbers obtained from a numerical experiment on the hot side of the wall. Since the semi-empirical model does not account for rotational effects,  $Nu$  values for a 0 rotation case were used.

Fig. 4 shows the average temperature distributions along the blade height for different

Preglednica 2: Povprečna Nusseltova števila na vroči strani stene

Table 2. Average Nusselt numbers on the hot side of the wall

$\chi$ \ Ro	0	0,017	0,033	0,050
2,44	274,6	275,5	275,8	
4,30	275,1	277,3	275,9	276,0
7,75	276,4	276,6	277,1	277,2



Sl. 4. Porazdelitve povprečne temperature na vroči površini stene

Fig. 4. Average hot-surface temperature distributions

pri različnih vrtilnih frekvencah in različnih razmerjih masnega toka hladiva.

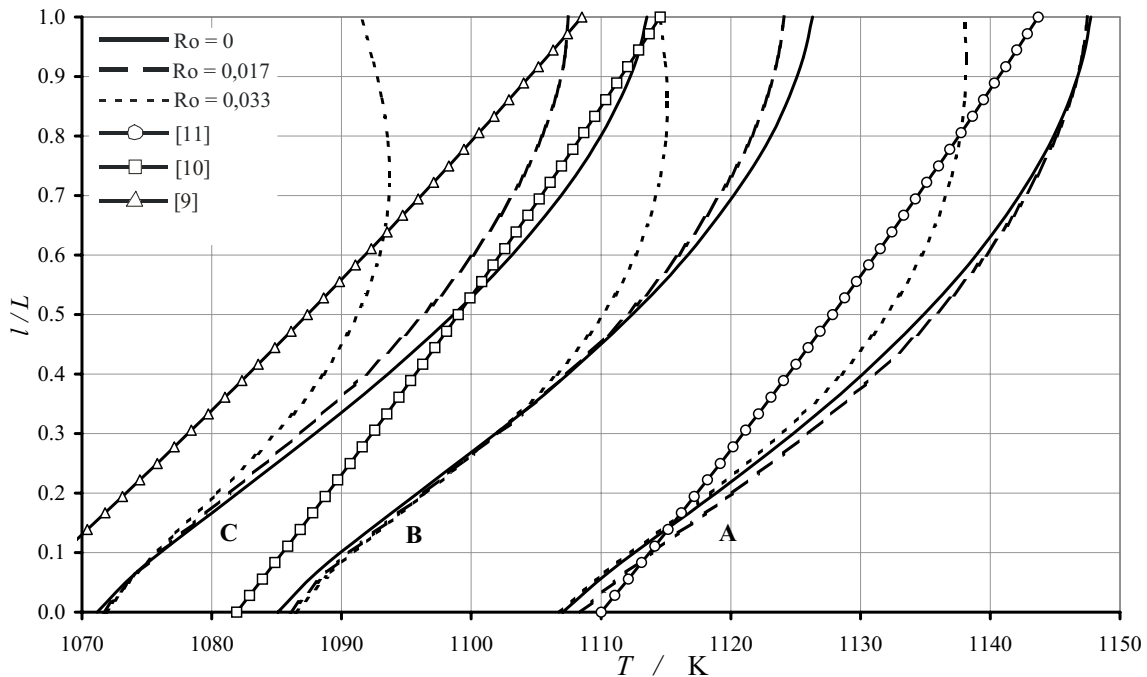
Vpliv razmerja masnega toka  $\chi$  in vrtilne frekvence na temperaturno porazdelitev je očiten. S povečevanjem  $\chi$  se izboljšuje prenos toplote na hladni strani, zato se temperatura stene zmanjša. Temperatura v korenu stene se v primeru vrtenja nekoliko poveča (preglednica 2 in sl. 4), medtem ko na temperaturo na vrhu stene poleg vrtenja vpliva tudi odlepljanje toka v hladilnem kanalu, ki ni modeliran v skladu z dejanskimi razmerami. Zaradi tega je temperatura v korenu stene, dobljena z numeričnim preizkusom, bolj pomembna od temperature na vrhu lopatice. V plinskih turbinah so toplotne in mehanske obremenitve v korenu lopatice kritične, zato je poznavanje temperaturnih porazdelitev v korenu zelo pomembno [2].

Na sl. 5 so predstavljene temperaturne porazdelitve na treh različnih legah pri razmerju mase hladiva  $\chi = 2,44$ . Položaji A, B in C se nahajajo pri 20 %, 51 % in 83 % tetive lopatice (sl. 1). Narejena je primerjava med temperaturnimi porazdelitvami,

rotational speeds and for different coolant mass-flow ratios obtained with the numerical experiment.

The effect of the mass-flow ratio  $\chi$  and the rotational number on the temperature distribution is evident. As  $\chi$  increases, the heat transfer on the cold side improves, therefore the wall temperatures decrease. The temperature at the wall root slightly increases with rotational speed (Table 2 and Fig. 4), whereas the temperature at the wall tip is affected by the flow separation in the coolant channel, which is not modelled in accordance with real circumstances. Therefore, the temperature at the wall root obtained with the numerical model is assumed to be more relevant than the wall-tip temperature. In gas turbines, the thermal and mechanical loads at the blade root are critical, therefore, a knowledge of the temperature distributions at the blade root is very important [2].

Fig. 5 presents the temperature distributions for three different positions in the case of a flow ratio  $\chi = 2,44$ . The positions A, B and C are located at 20 %, 51 % and 83 % blade chord, respectively. A comparison is made between the temperature



Sl. 5. Temperaturne porazdelitve pri  $\chi = 2,44$   
 Fig. 5. Temperature distributions for  $\chi = 2.44$

dobljenimi z numeričnim modelom in polizkustvenim modelom z različnimi zgoraj navedenimi modeli za Nusseltovo število.

Največje temperature se pojavijo na položaju A, ki je prva lega za vtokom vročega plina (sl. 1). Temperaturne porazdelitve, izračunane s polizkustvenim modelom pri različnih povezavah za Nusseltovo število, so istega velikostnega razreda kakor numerično dobljeni rezultati. Temperaturni gradienti vzdolž višine stene za numerični in polizkustveni model se dobro ujemajo. Razlike med posameznimi polizkustvenimi porazdelitvami so le posledica različnih povezav za Nusseltovo število za vročo in hladno površino stene. Z nastavkom prenosa toplote skozi ravno steno [11] smo izračunali najvišje temperature vzdolž vroče stene lopatice.

Kakor je bilo že rečeno, vrtenje poveča prenos toplote, kar se kaže s povišanjem temperatur na steni lopatice. S slike 5 je razvidno, da ima v primeru modela z upoštevanjem vrtenja odlepljeni tok ob iztočnem robnem pogoju za hladivo znaten vpliv na temperaturno porazdelitev, še posebej pri vrhu stene. Zato je primer pri razmerju masnega toka hladiva 2,44 manj primeren za izhodišče za nadaljnje raziskave vpliva vrtenja v predstavljenem numeričnem modelu.

## 5 SKLEPI

V prispevku je bil predstavljen numerični proces pri opazovanju stacionarnega prehoda toplote na konvektivno hlajenih ravnih lopaticah v vrteči

distributions obtained with the numerical model and those obtained with the semi-empirical model for different Nusselt number models.

The maximum temperatures occur at position A, i.e. the first position that is downstream of the hot-gas inlet (Fig. 1). The temperature distributions calculated with the semi-empirical model using different Nusselt number correlations are of the same magnitude as the numerically obtained results. The temperature gradients along the wall height for the numerical and the semi-empirical models show good agreement. The differences between individual semi-empirical distributions occur only because of the different Nusselt-number correlations for the hot and cold surfaces of the wall. In the studied case, the semi-empirical model with the Nusselt-number correlation that introduces the flat-plate heat-transfer treatment [11] predicts the highest temperature distributions along the wall.

As was already mentioned, rotation tends to increase the wall temperature. Fig. 5 clearly shows that the outflow boundary condition has a significant influence on the temperature distribution when rotation is applied to the model, especially at the wall tip. Therefore, the case with a coolant mass-flow ratio of 2.44 is less appropriate for use as a starting point for further investigations of the rotational effects in the presented numerical model.

## 5 CONCLUSIONS

This paper presents a numerical approach to stationary heat-transfer determination of convectively cooled flat blades within a rotating axial cascade. The

aksialni kaskadi. Raziskava je bila osredotočena na določitev vpliva razmerja masnega toka hladiva in vrtilne frekvence na prenos toplote in posledično na temperaturne porazdelitve v modeliranem sistemu križnega toka. Kakor je bilo pričakovano, vrtilna frekvenca v aksialnem turbinskem kanalu nima pomembnega vpliva na temperaturne porazdelitve. Z uporabo numeričnih analiz so bili ocenjeni trije polizkustveni modeli. V vseh obravnavanih primerih je bilo ujemanje z numeričnim modelom najboljše pri modelu, ki obravnava prenos toplote na ravni steni.

focus of our research was to determine the influence of varying coolant mass-flow ratios and rotational speeds on the heat transfer, and consequently on the temperature distribution, in the modelled cross-flow system. As expected, the rotational speed in the axial turbine passage has no significant impact on the temperature distributions. Using the results of numerical analyses, three semi-empirical models were evaluated. In all the tested cases, the flat-plate heat-transfer treatment yielded the best agreement with the numerical model.

#### 6 SIMBOLI 6 SYMBOLS

specifična toplota	$c_p$	J/kgK	specific heat capacity
hidravlični premer hladilnega kanala	$D$	m	hydraulic diameter of internal cooling passage
statična entalpija	$h$	kJ/kg	static enthalpy
turbulentna kinetična energija	$k$	$m^2/s^2$	turbulence kinetic energy
faktor pospeška	$K$	-	acceleration factor
višina lopatice	$L, l$	m	blade height
masni tok	$\dot{m}$	kg/s	mass-flow rate
Nusseltovo število	Nu	-	Nusselt number
statični tlak	$p$	bar	static pressure
Prandtlovo število	Pr	-	Prandtl number
radij	$r$	m	radial distance from the axis
Reynoldsovo število	Re	-	Reynolds number
vrtilno število	Ro	-	rotational number
obseg	$S$	m	wetted perimeter
vir oz. ponor toplote	$S_E$	W	heat source and heat sink
dolžina tetive, čas	$t$	m, s	blade chord length, time
temperatura	$T$	°C	temperature
intenzivnost turbulence	Tu	%	turbulence intensity
brezdimenzijska razdalja od stene	$y^+$	-	non-dimensional distance from wall
relativna hitrost	$w$	m/s	relative velocity

#### Grške črke

toplotna prestopnost	$\alpha$	W/m <sup>2</sup> K
Kroneckerjeva delta funkcija	$\delta$	-
temperaturna razlika	$\Delta T$	°C
raztros turbulentne kinetične energije	$\varepsilon$	$m^2/s^3$
dinamična viskoznost	$\eta$	Pas
toplotna prevodnost	$\lambda$	W/mK
turbulentna viskoznost	$\mu_t$	kg/ms
gostota tekočine	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
strižna napetost	$\tau$	Pa
masno razmerje hladiva	$\chi$	-
kotna hitrost, frekvenca turbulence	$\omega$	s <sup>-1</sup>

#### Greek letters

heat-transfer coefficient	$\alpha$	W/m <sup>2</sup> K
Kronecker tensor	$\delta$	-
temperature change	$\Delta T$	°C
turbulence eddy dissipation	$\varepsilon$	$m^2/s^3$
dynamic viscosity	$\eta$	Pas
thermal conductivity	$\lambda$	W/mK
turbulence viscosity	$\mu_t$	kg/ms
fluid density	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
shear stress	$\tau$	Pa
coolant mass-flow ratio	$\chi$	-
angular velocity, turbulence frequency	$\omega$	s <sup>-1</sup>

#### Indeksi

glavnina	b
hladivo	c
plin	g
največje	max
normalna smer	n
koren	r
celotni	tot
stena	w

#### Subscripts

bulk	b
coolant	c
gas	g
maximum	max
normal direction	n
coolant root	r
total	tot
wall	w

7 LITERATURA

7 REFERENCES

- [1] Lakshminarayana, B. (1996) Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery, *John Wiley & Sons*.
- [2] Han, J.-C., S. Dutta, S. V. Ekkad (2000) Gas turbine heat transfer and cooling technology, *Taylor & Francis*.
- [3] Florjančič, S. (2002) Gas turbine cooling, manufacturing and life interaction, *VDI-Berichte 1721*, Düsseldorf.
- [4] Bradshaw, P. (ed.) (1970) Turbulence: Topics in applied physics, Vol. 12, *Springer-Verlag*, New York.
- [5] Vieser, W., T. Esch, F. Menter (2002) Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models, CFX Validation Report, CFX-VAL 10/1002.
- [6] Esch, T. (2003) Heat transfer predictions using advanced two-equation turbulence models, *The 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, march 2003.
- [7] CFX-5 Documentation (2001) Mathematical models and solution algorithms.
- [8] Brandt, F. (1985) Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmeaustauschern, Essen.
- [9] Holman, J.P. (1992) Heat transfer, *McGraw-Hill*.
- [10] Cohen, H., GFC Rogers, HHH Saravanamuttoo (1996) Gas turbine theory, 4<sup>th</sup> Edition.
- [11] Gnielinski, V. (1975) *Forsch.-Ing. Wes.* 41, 145/50.
- [12] Škerget, L. (1994) *Mehanika tekočin, Tehniška fakulteta v Mariboru in Fakulteta za strojništvo v Ljubljani*, Ljubljana.

Naslov avtorjev: Mitja Mori  
Lovrenc Novak  
doc. dr. Mihael Sekavčnik  
Fakulteta za strojništvo  
Univerza v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana  
mitja.mori@fs.uni-lj.si  
lovro.novak@fs.uni-lj.si  
mihael.sekavcnik@fs.uni-lj.si

Authors' address: Mitja Mori  
Lovrenc Novak  
Doc. Dr. Mihael Sekavčnik  
Faculty of Mechanical Eng.  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia  
mitja.mori@fs.uni-lj.si  
lovro.novak@fs.uni-lj.si  
mihael.sekavcnik@fs.uni-lj.si

Prejeto: 10.6.2003  
Received:

Sprejeto: 12.9.2003  
Accepted:

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

## Model predora in simulacija prezračevanja v primeru požara

### A Model of a Tunnel and a Simulation of Ventilation in the Case of Fire

Jurij Modic

*Uničujoči požari v nekaterih predorih od leta 1999 naprej, ter vrsta hudih nesreč v nekaterih predorih poleti leta 2000 spodbujajo resne pogovore in predloge o potrebni povečani varnosti v predorih. Če v predoru izbruhne požar in se pri tem pojavi pomanjkanje svežega zraka, nastajajo velike količine dima, ki onemogočajo vidljivost in možnost gibanja z vozili in okrog njih. Nastaja močan tok dimnih plinov, ki se pomika v vseh smereh. Če je hitrost zračnega toka majhna, se dim dalj časa zadrži pod stropom v obliki plasti, s tem omogoča umik udeležencev v prometu po vnaprej določenih poteh. Prispevek prikazuje model predora in rezultate računalniške simulacije: hitrosti in temperature zraka ter površinske temperature sten v primeru požara. Simulacija zajema stanje pred vključitvijo prezračevalnega sistema in prikazuje tudi nadaljevanje požara in vključevanje prezračevalnega sistema.*

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: predori cestni, požari, prezračevanje, simuliranje)**

*The catastrophic tunnel fires that have occurred since 1999 and the series of accidents in some tunnels in the summer of 2001 have triggered extensive discussions and proposals relating to tunnel safety. When a fire occurs in a tunnel, and in the absence of sufficient air supply, large quantities of smoke are generated, filling the vehicles and any space available around them. Unless a strong flow is created and maintained, hot gases and smoke migrate in all directions. With a weak airflow, smoke forms a layer along the tunnel ceiling and can flow against the direction of forced ventilation, interfering with the evacuation of people from the tunnel. This paper describes a model of a tunnel and the results of a fire simulation in the tunnel. The model takes into account air velocity, air temperature and wall temperature during the fire. The simulation starts before the emergency ventilation system is activated and continues with the fans activated to control the smoke.*

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: road tunnels, fires, ventilation, simulation)**

#### 0 UVOD

V vseh cestnih predorih potrebujemo prezračevanje, da lahko odstranimo onesnažene snovi, ki nastajajo kot izpuh motorjev vozil pri normalnem obratovanju. Prezračevanje je povzročeno po naravni poti, z gibanjem vozil povzročenim "batnim učinkom", ali pa z mehansko opremo. Izbrani način prezračevanja mora biti gospodaren, tako z vidika opreme in porabe energije kakor tudi z vidika pogona in vzdrževanja. Način prezračevanja mora torej biti pravilno izbran, da lahko zagotovimo ustrezen nadzor nad različnimi plini, vključno z dimom, in s tem zagotavljamo znosne razmere in vidljivost tudi v primeru požara ter s tem omogočimo umik ljudem z ogroženega področja. Pri tem lahko uporabljamo naravne zakonitosti, pri katerih izkoriščamo s

#### 0 INTRODUCTION

All road tunnels require ventilation to remove the contaminants produced by vehicle engines during normal operation. Ventilation may be provided by natural means, by the traffic-induced piston effect, or by mechanical equipment. The method selected should be the most economical in terms of construction and operating costs. Ventilation must also be considered for road tunnels in order to provide the necessary control of smoke and hot gases resulting from a fire taking place in a tunnel so as to provide an environment suitable for emergency evacuation and rescue along the evacuation path. Emergency ventilation can be provided by utilizing natural means, by taking advantage of the buoyant forces generated by the

povišano temperaturo in dimom povzročen vzgon in podobne učinke, ali pa uporabimo mehansko opremo, torej prisilno prezračevanje.

Poznamo tri načine prisilnega prezračevanja cestnih predorov: normalno prezračevanje, interventno prezračevanje in začasno prezračevanje.

Interventno prezračevanje uporabljamo zato, da nadzorujemo in odstranjujemo dim in vroče pline v primeru požara. Zagotoviti moramo najmanjše pogoje, potrebne za umik z ogroženega območja, kar pomeni zadostno vidljivost in primerno nizko temperaturo vročih plinov po poti, načrtovani za umik udeležencev v prometu in tudi varen dostop reševalnim ekipam v predor, nazadnje pa tudi zaščitno nosilne konstrukcije predora.

S prezračevanjem v normalnih razmerah redčimo koncentracijo škodljivih snovi, v primeru požara pa nadzorujemo dim. Pri tem moramo upoštevati vse značilnosti predora, geometrijske, prometne, okoljske in ostale. To so dolžina predora, njegov prerez in nagib, njegovo okolico, gostoto prometa, smer prometa (enosmerni, dvosmerni), sestav prometa in investicijske stroške.

Če imamo naravno prezračevanje, se dim, ki nastaja ob požaru, dviga pod strop predvsem zaradi vzgona. Pri večji hitrosti zraka pa se dim zaradi mešanja z zrakom hitreje ohlaja in spušča navzdol, poslabša vidljivost posledica tega je panika, slabo počutje, s tem otežuje umik, kar je samo uvod v katastrofo.

Če v predoru izbruhne požar, vstopajoči sveži zrak redči dimne pline. V primeru polprečnega prezračevanja moramo tok zraka obrniti v nasprotno smer tako, da sveži zrak vstopa skozi vhode in je s tem omogočeno dihanje reševalcem. Če imamo pri tem izvedbo z dvojnimi stropom in obrnljivimi ventilatorji, pa sesamo dim skozi dvojni strop. Običajno povečamo tudi količino odsesovanega zraka, n.pr. s pomočjo nastavljivih loput. Tako vzdržujemo v predoru razmeroma čist zrak.

V primeru požara moramo pognati ventilatorje s polno močjo. S tem preprečimo preveliko mešanje zraka in dima. Dim ostaja pod stropom dalj časa, tako vzdržujemo tik nad cestiščem razmeroma čisto področje, ki olajša umik udeležencem v prometu in vstop reševalnim ekipam.

V daljših predorih moramo predvideti posamične odseke ali cone. Tako v cono, v kateri so vozila ujeta, torej pred cono s požarom, dovajamo največjo količino svežega zraka ter sesamo malo dima, iz cone za požarom, kjer promet še poteka, pa sesamo največjo količino dima in vročih plinov ter dovajamo najmanjšo količino svežega zraka. Tako lahko z dobro zasnovanim prezračevalnim sistemom ugodno vplivamo na razmere v predoru v primeru požara.

smoke and hot gases generated by the fire or by mechanical means.

Three types of mechanical ventilation are considered for road tunnels: normal ventilation, emergency ventilation and temporary ventilation.

Emergency ventilation is required during a fire emergency to remove and control smoke and hot gases. The primary objective of emergency ventilation is to provide an evacuation-path environment that is sufficiently clear of smoke and hot gases and at a sufficiently low temperature to permit the safe evacuation of motorists, to allow relatively safe access for firefighters, and to protect the structure.

Any ventilation must dilute contaminants during normal tunnel operations and control smoke during emergency operations. Factors that determine the system selected include the following: tunnel length, cross-section, and grade; surrounding environment; traffic volume; traffic direction (unidirectional vs. bi-directional); traffic mix; and construction costs.

Smoke from a fire in a tunnel with only natural ventilation moves up a grade, driven primarily by the buoyant effect of the hot smoke and gases. The steeper the grade the faster the smoke will move, thus restricting the ability of motorists that are trapped between the incident and the portal at the higher elevation to evacuate the tunnel safely.

If a fire occurs in the tunnel, the supply air initially dilutes the smoke. The supply semi-transverse ventilation should be operated in reverse mode for the emergency so that fresh air enters the tunnel through the portals to create a respirable environment for fire-fighting efforts and emergency evacuation. Therefore, the ventilation configuration for a supply semi-transverse system should preferably have a ceiling supply (in spite of the disadvantage this imposes during normal operations), and reversible fans so that smoke can be drawn up to the ceiling in an emergency.

During a fire emergency, the exhaust system should be operated at the maximum available capacity, while the supply should be operated at a somewhat lower capacity. This operation allows the smoke that has stratified towards the ceiling to remain at that higher elevation and to be extracted by the exhaust without mixing. This helps to maintain an irrespirable environment at the roadway and allows fresh air to enter through the portals and create a respirable environment for fire-fighting and emergency evacuation.

In longer tunnels, a means should be provided to control the individual sections or zones, so that the section with traffic trapped behind the fire is provided with maximum supply and no exhaust; and the section on the other side of the fire, where traffic has driven away, is provided with maximum exhaust and minimum or no supply.



## 1 HITROST ZRAKA, MOČ POŽARA IN TEMPERATURA

### 1.1 Hitrost zraka [1]

Predor si zamislimo kot cev in skupino togih teles, ki se gibajo skozi njo. Gibanje zraka je povzročeno s tlakom, višinsko in temperaturno razliko med vstopom in izstopom, prerezom, gibanjem vozil in delovanjem ventilatorjev.

V splošnem primeru si zamislimo predor z enosmernim prometom. Tako je hitrost zraka na koncu predora po [1]:

$$u^2 \left\{ \frac{1}{2LA} \left[ \left( 1 - \frac{p_t}{100} \right) \frac{M}{L} l_o c_{wo}^* A_{vo} + \frac{p_t}{100} \frac{M}{L} l_t c_{wt}^* A_{vt} \right] - 0,50 \left( \frac{\lambda}{D_h} + \frac{1,35}{L} \right) \right\} -$$

$$- u \left\{ \frac{1}{LA} \left[ \left( 1 - \frac{p_t}{100} \right) \frac{M}{L} l_o c_{wo}^* A_{vo} + \frac{p_t}{100} \frac{M}{L} l_t c_{wt}^* A_{vt} \right] v \right\} + \quad (1)$$

$$+ v^2 \left\{ \frac{1}{2LA} \left[ \left( 1 - \frac{p_t}{100} \right) \frac{M}{L} l_o c_{wo}^* A_{vo} + \frac{p_t}{100} \frac{M}{L} l_t c_{wt}^* A_{vt} \right] \right\} \pm \frac{\Delta p}{L\rho} = 0$$

Enačba (1) velja za predor z enosmernim prometom, pri polni obremenitvi, za tekoč promet. Omogoča izračun hitrosti zraka na koncu predora z enosmernim prometom kot funkcijo dolžine in prereza predora ter lastnosti (koeficienta zračnega upora in čelne površine) vozil, števila in hitrosti vozil ter koeficienta trenja ob stenah predora.

### 1.2 Moč požara

Oblika in moč požara močno vplivata na kritično hitrost zraka, potrebno za preprečitev povratnega gibanja dima in vročih plinov. V [2] so podane smernice za značilne vrste požarov, ki jih povzročajo cestna vozila. Običajno upoštevamo, da je moč požara 100 MW, njegova dolžina pa 10 m.

### 1.3 Temperatura zraka [2]

Zaradi požara se močno poviša temperatura zraka v predoru ali v morebitnih zračnih kanalih. To pomeni, da sta celotna konstrukcija, pa tudi oprema, izpostavljeni visokim temperaturam dima in vročih plinov. Prav tako se poveča tudi količina: dim + zrak. Tako je količina zraka po [8]:

$$m = C \cdot q_c^{1/3} \cdot (h - d)^{5/3} \quad (2)$$

in temperaturna razlika med povprečno temperaturo dimnih plinov in temperaturo okolice:

$$\Delta\Theta_m = \frac{q_c}{m \cdot c_p} \quad (3)$$

Pri tem moramo vedeti, da je:  $\Delta\Theta_m = f(\tau, L)$ .

Spremembo temperature vzdolž predora računamo s funkcijo, ki opisuje, kakšno je razmerje

## 1 AIR VELOCITY, FIRE SIZE AND TEMPERATURE

### 1.1 Air velocity [1]

A tunnel can be illustrated by a pipe and a group of stiff bodies moving through it. The air movement is caused by the pressure, the height, the temperature difference between the inlet and outlet cross section, the movement of vehicles and the effect of fans.

In the general case we assume a tunnel with unidirectional traffic. So the air velocity  $u$  at the end of tunnel is [1]:

From Equation (1) we can compute the air velocity  $u$  at the end of a single-bore tunnel with two lanes of unidirectional traffic as a function of the tunnel length, the cross section, the characteristics and numbers of vehicles, and the friction coefficient.

### 1.2 Fire size

The size of the design fire size selected has a significant effect on the magnitude of the critical air velocity necessary to prevent back layering. The data in [2] provide a guideline to the typical fire size for a selection of road vehicles. Usually, we take into account a fire with a power of 100 MW and 10 m length.

### 1.3 Air temperature [2]

A fire in a tunnel significantly increases the air temperature in the tunnel roadway or duct. This means that the structure and equipment are exposed to high gas and smoke temperatures, which increases the quantity: smoke + air. So the air quantity is [8]:

and the difference between the average temperature of the smoke gases and the indoor temperature is:

But we must know that  $\Delta\Theta_m = f(\tau, L)$ .

The temperature variations along the tunnel are calculated using a function that describes how

med naraščajočo temperaturo v predoru in površinsko temperaturo sten v odvisnosti od časa po izbruhu požara.

Tako vidimo, da običajno reševanje enačb in računanje posameznih vrednosti terja veliko časa, zato je bolj smotrna uporaba računalniškega programa.

## 2 RAZPOLOŽLJIVI RAČUNALNIŠKI PROGRAMI

Znanih je več testiranih računalniških programov, kot so

- TUNNEL – Slovenija [8]
- IDA – Švedska [3]
- RVS – Avstrija [4]
- SOLVENT – ZDA [6]

Načelo računanja z računalniškimi programi je utemeljeno na predstavitvi mreže predorov s poljubno geometrijsko obliko. Uporabnik vnaša geometrijske podatke predora, kot npr. nagib, velikost prereza vzdolž predora, nato meteorološke podatke, vključno s tlakom vetra na obeh vhodih, gostoto in strukturo predmeta, emisijo vozil, koeficient trenja itn.

Večina programov je izdelana in testirana za vzdolžno naravno ali prisilno prezračevanje, z upoštevanjem v predoru nameščenih ventilatorjev, predvsem za dolžino predora do 4000 m. Možna je tudi analiza polprečnega prezračevanja.

Požar v predoru simuliramo tako, da v posamične odseke predora vstavimo podatke o toplotnem toku, ki je posledica požara določene moči in dolžine. Na ta način dobimo povprečne hitrosti in temperature zraka v vseh prerezih predora.

## 3 MODEL PREDORA

Predor je dolg 800 m, z enosmernim prometom. Uporabljen je program IDA [3], ki ponuja največ možnosti. Na sredini predora je prečni rov za povezavo s sosednjo predorsko cevjo, ki je namenjena za umik v primeru požara. Tako je najdaljša pot za umik dolga 400 m. Čas, v katerem pešec prehodi to razdaljo, je okoli 3 minute. Če upoštevamo še čas izstopa iz vozila 2 minuti, je možen čas umika 5 minut.

Pomembno je, da ovrednotimo celotno dogajanje v predoru, kadar izbruhne požar. Na obnašanje dima v tem primeru vplivajo:

- hitrost naraščanja požara, kar je odvisno od vrste vozila, tovora itn.;
- hitrost zraka v predoru. Na to vpliva hitrost vozil pri normalnem prometu, sistem prezračevanja, vpliv okolice (npr. vzgon, ki ga povzročata višinska in temperaturna razlika med vhodi), zunanja temperatura itn.;
- hitrost, s katero nadzorno osebje ugotovi požar in ustrezno ukrepa;
- hitrost odzivanja prezračevalnega sistema;

the relation between the increase of temperature in the air and in the tunnel walls varies with the time since the start of the fire.

It is clear that solving the equations and calculations in a classical way would take a lot of time, so it is convenient to use a computer program.

## 2 COMPUTER PROGRAMS AVAILABLE

There are a several, tested computer programs:

- TUNNEL – Slovenia [8]
- IDA – Sweden [3]
- RVS – Austria [4]
- SOLVENT – USA [6]

The calculations are performed for a network of tunnels with an arbitrary geometry. The user enters a geometrical description of the tunnels, i.e. height and cross-sectional area along the length of the tunnel. Other input data are the atmospheric conditions, including wind pressure at the entrance of the tunnels, the amount of traffic through the tunnels, the emission of pollution, and the coefficients of friction.

The ventilation is assumed to be longitudinal, driven by the traffic, with additional installations of air-supply and exhaust-terminal devices distributed along the tunnel as well as the momentum jet fans at specific locations along the tunnel. The software can be customized to include transverse ventilation.

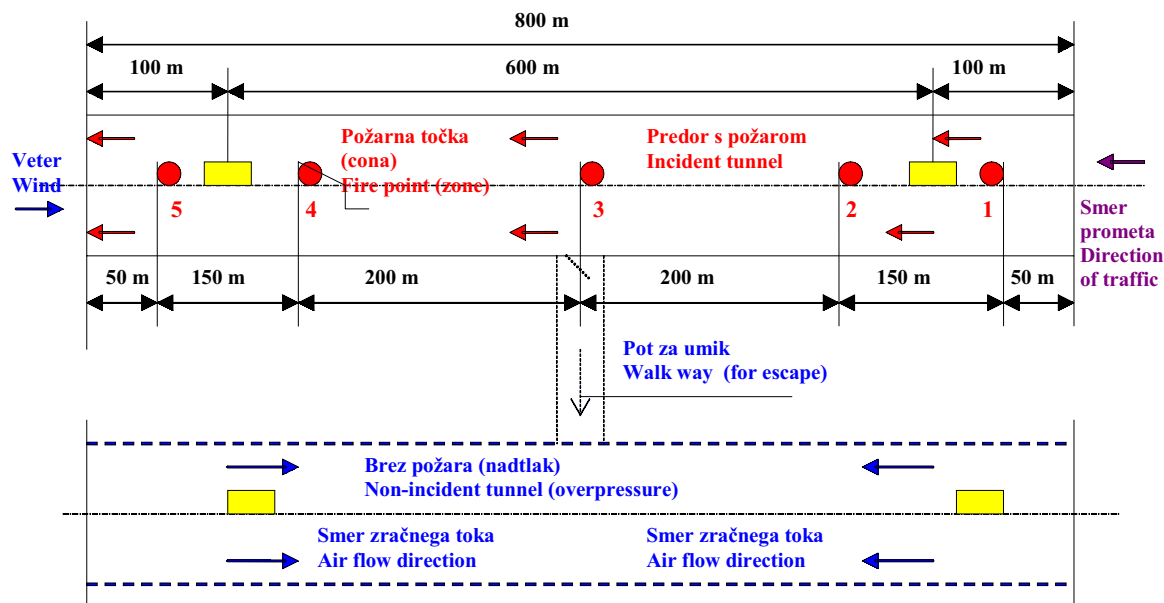
A fire in the tunnel can also be simulated, in which case a specified heatflux is added in a limited section (350-m long) of the tunnel. The program also uses average air velocities in all cross sections in the case of a fire simulation.

## 3 MODEL OF THE TUNNEL

The tunnel is 800-m long. In the middle of the tunnel is a walk-way to provide an escape route in the case of fire. The IDA program [3] was used. The longest distance to escape in the incident tunnel is 400 m. The time it takes for a pedestrian to walk this distance is approximately 3 minutes. If we add another two minutes to get out of the car, the time for the escape from the incident tunnel is about 5 minutes.

The smoke behaviour in a tunnel fire can be affected by:

- The growth rate and the ultimate size of the fire; this would depend on the type of vehicle involved in the fire, its load, etc.
- The tunnel air velocity; this would be affected by the initial traffic speed, the ventilation design and the environmental effects, such as wind or buoyancy effects due to the difference between the tunnel temperature, the ambient air temperature and the slope of the tunnel.
- The speed with which the operator can identify the fire location and take appropriate action.
- The speed of response of the tunnel-ventilation system.



Sl. 1. Model predora  
Fig. 1. Model of tunnel

Glavna cilja uporabe opreme za prezračevanje med požarom v predoru sta:

- hitrost zraka, manjša od 1,50 m/s povzroča razslojevanje, dim ostaja dalj časa pod stropom;
- omejevanje difuzije ostankov zgorevanja vzdolž predora, ki olajša delo reševalnim ekipam.

Ko v predoru izbruhne požar, mora prezračevalni sistem nadzorovati širjenje dima. V primeru vzdolžnega ali polprečnega prezračevanja je najpomembneje ohraniti naravno razslojevanje dima in zraka tako, da se dim zadrži pod stropom, spodnji predel predora pa ostaja razmeroma čist. Tako olajšamo umik do reševalnih poti vsem tistim, ki se znajdejo na kraju požara, pa tudi odsesovanje dima je učinkovitejše.

Poglavitni razlog, ki preprečuje razslojevanje dima in zraka, je medsebojni vpliv med vzdolžnim zračnim tokom in dvigovanjem vročega dima. Na širokem območju se razvijajo vrtinci, ki povzročajo intenzivno mešanje zraka in dima. V tem primeru so vzgonske sile razmeroma šibke v primerjavi s turbulenco, postopek mešanja se nadaljuje, mešanica dima in zraka se ohlaja in pada navzdol. Zato je smotno, da določimo mejno vrednost vzdolžne hitrosti zraka, ki še zagotavlja zadostno razslojevanje.

Glede hitrosti gibanja ljudi med umikom je na voljo vrsta podatkov. Običajna hitrost pešca v predelu, kjer ni dima, je od 1,00 m/s do 2,00 m/s (standardna hitrost vojakov pri hoji: 5 km/h → 1,40 m/s). Na sliki 2 je prikazana hitrost hoje v predelu z dražečim in nedražečim dimom.

Ob pomanjkanju podatkov o hitrosti hoje pri umiku v cestnem predoru predpostavljamo, da je ta od 0,50 m/s do 1,50 m/s, odvisno od vidljivosti v predelu z dimom, razsvetljave, oblike in tipa obvestil

Ventilation equipment is used during a fire event in a tunnel to achieve two main aims:

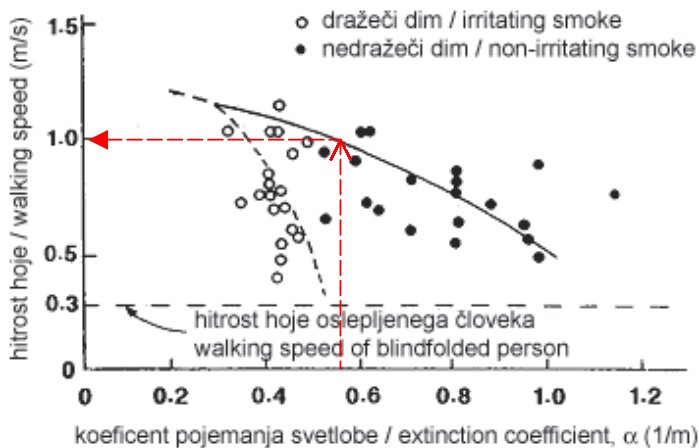
- To keep the air velocity lower than 1.5 m/s, to ensure the smoke extraction is near the fire position.
- To limit the diffusion of the combustion product along the tunnel to allow the fire brigades to operate.

When a fire occurs in a tunnel, the existing ventilation system has to be able to control the fire-induced smoke propagation. In the case of longitudinal or transverse ventilation systems, one of the main aspects deals with the preservation of the smoke's natural stratification. So a clean-air layer must be preserved in the lower part of the tunnel, which is crucial in order to facilitate the evacuation of people in the tunnel and to increase the extraction efficiency of the vents located in the ceiling.

The major cause of the non-stratification of smoke downstream of the fire is the interaction between the longitudinal airflow and the thermal plume. Large eddies develop and then mix both the air and the smoke. In the case of a strong interaction, the buoyant forces become too weak in comparison with the turbulence being convected within the longitudinal flow. The mixing process continues and no stratification can appear downstream. From a practical point of view, it might be quite useful to be in a position to define a boundary value for the longitudinal velocity, which would thus allow us to preserve a suitable stratification.

There is a lot of information about walking speeds under different conditions in various facilities and buildings. Usually, walking velocity in a smoke-free environment varies between 1.0 and 2.0 m/s (military walking speed: 5.0 km/h → 1.40 m/s). In Fig. 2, walking speed is shown for non-irritating and irritating smoke.

There is no data on the evacuation speed in a road tunnel, but a good guess is that it would be of the order of 0.5 to 1.5 m/s, depending on visibility, illuminance and the design of the exit signs, among



Sl. 2. Hitrost hoje v dražečem in v nedražečem zraku [7]  
 Fig. 2. Walking speed in irritating and non-irritating smoke [7]

in znakov za umik itn. V skladu s sliko 2 izberemo povprečno hitrost pri hoji 1,00 m/s.

Času, potrebnem za hojo na varno mesto, moramo dodati še čas, ki definira hitrost izstopa iz vozila, vključno z odzivnim časom. Če je hitrost hoje 1,00 m/s, je čas, v katerem prehodimo razdaljo 400 m (največja razdalja):

$$t = \frac{400}{1,0} \frac{m}{m/s} = 400 \text{ s} = \frac{400}{60} = 6,7 \text{ min}$$

Čas, v katerem ljudje zapustijo, npr. poln avtobus, je po [7] približno 5 minut. Tako je potreben čas za umik po 400 m dolgi poti, vključno s časom, potrebnim za zapustitev avtobusa:

$$t = 6,7 + 5,0 = 11,7 \text{ min}$$

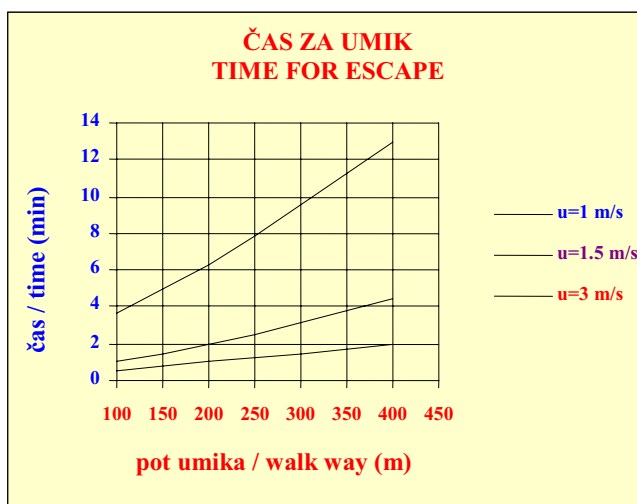
To je tudi čas, v katerem mora "peš cona", torej spodnji del predora, ostati brez dima. Tako dobimo za vzdolžne hitrosti od 1,00 m/s do 3,00 m/s rezultate, prikazane na sliki 3.

other things. So we have taken into account an average walking speed of 1.0 m/s (see Fig. 2).

It is also necessary to add the times for detection and alerting and the times to react and leave the vehicle to the walking time to a safe place, in order to know if people can escape the fire safely. If the walking speed is 1.0 m/s, the time for walking a distance of 400 m (maximum) is:

The leaving time for a bus [7] is 5.00 min. So in this case the time for escape is (for 400 m, including leave time for a bus):

This is also the time in which the "walking zone" of the tunnel must remain free of smoke. So we obtain from [4] the data in Fig. 3.



Sl. 3. Čas "brezdimne cone" v odvisnosti od vzdolžne hitrosti zraka  
 Fig. 3. Time of the "smoke-free" zone, depending on the air velocity

Na temelju podatkov iz [4] dobimo za različne hitrosti zraka:

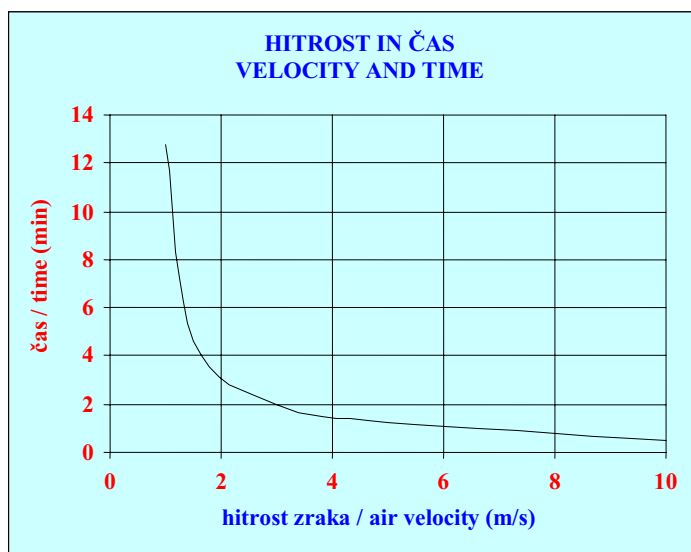
$v = 1,00 \text{ m/s}$ :	$\tau = 0,0315 \cdot l + 0,25$	$r^2 = 0,997$
$v = 1,50 \text{ m/s}$ :	$\tau = 0,0116 \cdot l - 0,25$	$r^2 = 0,993$
$v = 3,00 \text{ m/s}$ :	$\tau = 0,005 \cdot l$	$r^2 = 0,998$

Tako je čas, potreben za 400 m dolgo pot v odvisnosti od hitrosti zraka (sl. 4):

1,00 m/s	$\tau = 12,80 \text{ min}$
1,50 m/s	$\tau = 4,40 \text{ min}$
3,00 m/s	$\tau = 2,00 \text{ min}$

From the data in [4] we obtain, for various air velocities:

So the time of escape for a walkway 400-m long, depending on the air velocity is (Fig. 4.):



Sl. 4. Čas, v katerem ostane dim pod stropom predora  
Fig. 4. Time for which the smoke remains under the ceiling

#### 4 REZULTATI SIMULACIJE

Kot primer je bila izdelana simulacija za točko 3 (sl. 1 in 5).

S slike 6 vidimo, da je največja vzdolžna hitrost zraka v predoru manjša od 1,00 m/s. V skladu s [4] to pomeni, da ostane dim pod stropom v višini nad 2,00 m okrog 8 minut. To je dovolj, da se ljudje umaknejo iz predora, v katerem je izbruhnil požar. Umikajo se v sosednji predor, kjer mora biti s prezračevalnim sistemom zagotovljen nadtlak. Ko pa v predoru, v katerem je požar, po umiku ljudi poženemo ventilatorje, se hitrost zraka poveča na 3,60 m/s, kar zadošča za uspešno odstranjevanje dima in vročih plinov.

Analogno temu so na sliki 7 prikazane temperature zraka, na sliki 8 pa površinske temperature sten v točki požara.

Na sliki 9 je prikazano temperaturno polje, dobljeno s simulacijo, med dolžinama predora 350 m in 450 m, torej zaradi požara v točki 3. Podobna temperaturna polja so izračunana tudi za preostale požarne točke, prav tako tudi za površinske temperature.

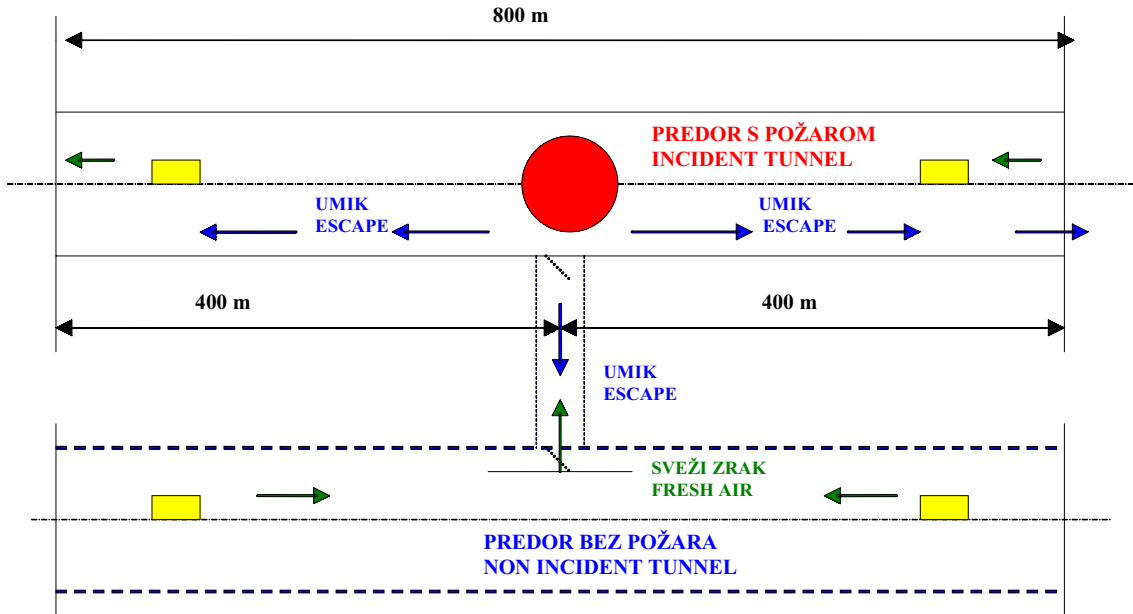
#### 4 RESULTS OF THE SIMULATION

As example, a fire simulation at point 3 was made (Fig. 1 and Fig. 5).

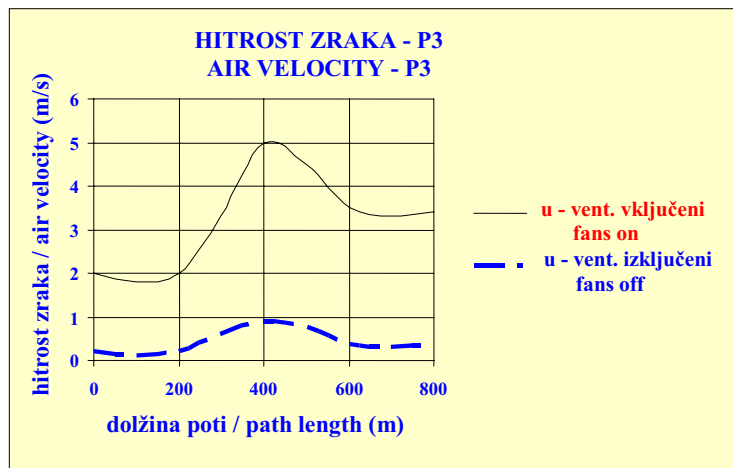
From Fig. 6 it is clear that the highest air velocity is lower than 1.0 m/s. Referring to [4], this means that the smoke remains on the level of the upper 2.00 m for about 8 minutes. This is enough to be able to rescue the people from the incident tunnel. In the mean time there is an air overpressure in the non-incident tunnel. When the fans are on, the lower air velocity behind the fire zone is about 3.6 m/s, which is enough to clean the tunnel.

Fig. 7 shows the air temperatures, and Fig. 8 shows the wall temperatures.

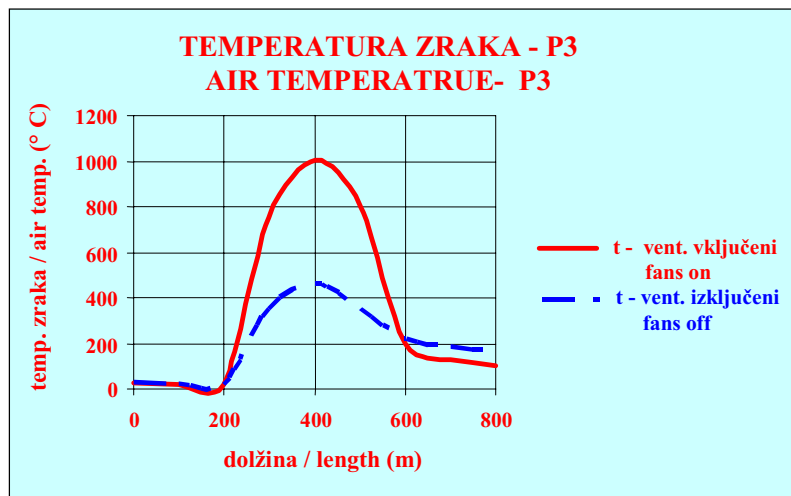
Fig. 9 shows the temperature field on the basis of the simulation between 350 m and 450 m of the tunnel's length (in the fire point 3). It is possible to make such a field for all the temperatures in the tunnel and for the wall temperatures.



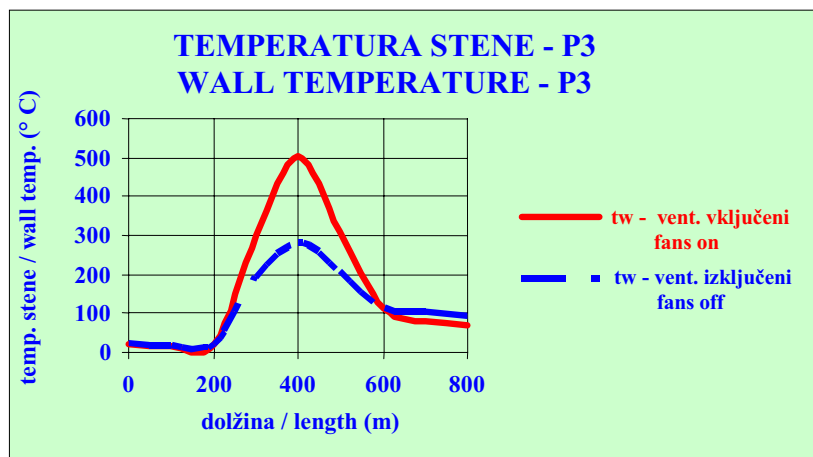
Sl. 5. Požar v točki 3  
Fig. 5. Fire in point 3



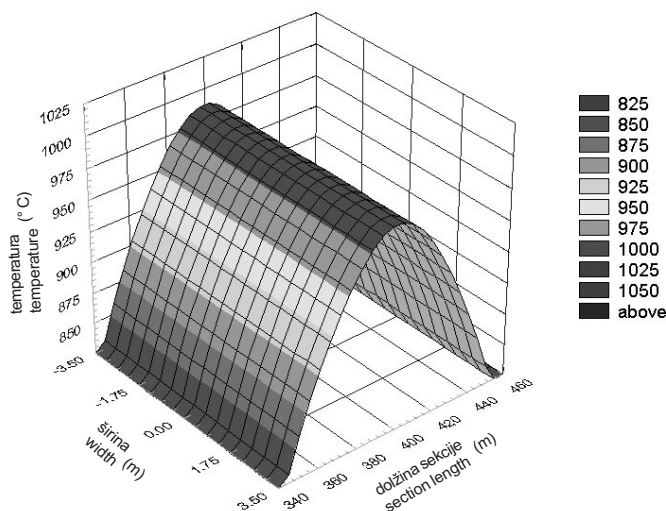
Sl. 6. Požar v točki 3 – hitrost zraka (m/s), čas 30 minut  
Fig. 6. Fire at point 3 – air velocity  $u$  (m/s), time 30 minutes



Sl. 7. Požar v točki 3 – temperatura zraka, čas 30 minut  
Fig. 7. Fire in zone 3 – air temperature  $t$ , time 30 minutes



Sl. 8. Požar v coni 3 – površinske temperature, čas 30 minut  
 Fig. 8. Fire in zone 3 – wall temperature  $t_w$ , time 30 minutes



Sl. 9. Temperaturno polje pod stropom predora med 350 m in 450 m (točka 3)  
 Fig. 9. Temperature field under the ceiling of the tunnel between 350 m and 450 m (zone 3)

## 5 SKLEP

Vsak potek temperatur vzdolž predora je odvisen od požarnega scenarija in je od primera do primera različen. Analize in simulacije kažejo znatne razlike za posamezne predore. Temperature zraka se gibljejo v mejah od 800 °C pa do prek 1300 °C.

V začetni fazi požara mora imeti absolutno prednost reševanje ljudi iz ogroženega območja. Vendar je čas, v katerem je umik še možen, zelo omejen. Ko enkrat temperatura doseže 1000 °C in se temu pridruži še gost dim, možnosti preživetja v takšnih razmerah praktično ni. Obodne stene predora, posebej še zaradi močnih vzdolžnih toplotnih tokov, zelo hitro višajo temperaturo v celotnem območju v nekaj minutah.

Podrobni problemi, razrešeni na temelju simulacije, dajejo odgovore na številna vprašanja. Tako npr. lahko določimo optimalne razdalje med prečnimi, za reševanje pomembnimi povezavami med obema

## 5 CONCLUSION

Any temperature curve is the result of a fire scenario and cannot act as a basic design requirement unless a worst-case-based fire curve is chosen. The analyses and simulations show remarkable differences for the different tunnels. The temperature range can be between 800 °C and more than 1300 °C.

The initial phase offering the possibility of escape is very limited. Temperatures exceeding 1000 °C together with the smoke concentration provide conditions where the chances of survival are close to zero. The surrounding walls in a tunnel together with the lack of heat escape in the vertical direction, lead to a large temperature increase in just a few minutes.

The evacuation times computed by a computer program can be used to evaluate the alternative distances and widths of cross-passages and to provide comparisons of alternative walkway

predorskima cevema, njihovo širino in dolžino. Za dosego izhodnega časa okoli 6 minut obstaja več možnosti. Če večamo razdaljo med vmesnimi prehodi, morajo umikajoči se ljudje prehoditi daljšo pot do naslednjega izhoda iz predora s požarom, tam pa morajo na izhod čakati dalj časa. Z razširitvijo prečnih povezav narašča število ljudi, ki se lahko umikajo, ter se čas, potreben za umik, tudi zaradi večje pretočnosti skrajša. Toda upoštevati moramo, da z razširitvijo čas, potreben za izhod, skrajšamo, čas za prehojeno enako dolžino pa ostaja enak [5].

heights and widths. To achieve an evacuation time of 6 min, there are various options. As the distance between cross-passages increases, people have to walk a longer distance to the nearest cross-passage and wait longer periods to get out of the incident tunnel. Widening the cross-passage increases the people flow rate and reduces the evacuation time. However, only the waiting time at the cross-passage is reduced, the walking time to the cross-passage remains the same [5].

#### 6 OZNAČBE 6 SYMBOLS

prerez predora	A	m <sup>2</sup>	cross-section of tunnel
čelna površina	A <sub>v</sub>	m <sup>2</sup>	front section
koeficient zračnega upora	c <sub>w</sub>		air-resistance coefficient
specifična toplota	c <sub>p</sub>	kJ/kgK	specific heat
konstanta	C		constant
debelina plasti plina	d	m	thickness of gas layer
hidravlični premer	D <sub>h</sub>	m	hydraulic diameter
geodetska višina predora	H	m	geodetic height of tunnel
višina	h	m	height
dolžina predora	L	m	length of tunnel
dolžina	l	m	length
pretok	m	kg/s	flow rate
število vozil	M	h <sup>-1</sup>	number of vehicles
število vozil v predoru	N	h <sup>-1</sup>	number of vehicles in tunnel
hitrost zraka	u	m/s	air velocity
hitrost vozila	v	km/h	velocity of vehicles
konveksijska toplota	q <sub>c</sub>	kJ/s	convective heat
tlak	p	Pa	pressure
čas umika	τ	min	time for escape
tlačni padec	Δp <sub>k</sub>	Pa	local pressure difference
čas	t	s	time
temperaturna razlika	ΔΘ <sub>m</sub>	K	
koeficient trenja	λ		coeff. of friction
gostota zraka	ρ	kg/m <sup>3</sup>	density of air
<i>Indeksi in potence</i>			<i>Indexes and powers</i>
tovorni	T		truck
osebni	o		personal
stenski	w		wall
povprečni	*		average

#### 6 LITERATURA 6 REFERENCES

- [1] Modic, J. (1997) Velocity field and concentration of noxious substances in tunnel. Dissertation, Faculty of Mechanical Engineering, Ljubljana.
- [2] ASHRAE (1999) Enclosed vehicular facilities, Chapter 12, Atlanta.
- [3] IDA (2000) Road Tunnel ventilation and fire simulation software, Sundbyberg, Sweden.
- [4] Pucher, K. (1999) Sicherheit in Tunnelanlagen – Feuer im Mont Blanc und Tauern Tunnel, Graz.
- [5] Bendelius (2002) Simulation of escape from road tunnels using Simulex, Graz.
- [6] Miclea, P. (2002) The effects of delayed emergency fan start on controlling the heat and smoke from a grooving tunnel fire, Baltimore.
- [7] PIARC, Fire and smoke control in road tunnels, *PIARC Committee on Road Tunnels*, C5.
- [8] Modic, J. (1997) TUNNEL, Software for tunnel calculations and simulations, Ljubljana.



Avtorjev naslov: doc. dr. Jurij Modic  
Fakulteta za strojništvo  
Univerza v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenija  
jurij.modic@fs.uni-lj.si

Author's Address: Doc. Dr. Jurij Modic  
Faculty of Mechanical Eng.  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia  
jurij.modic@fs.uni-lj.si

Prejeto: 4.12.2002  
Received:

Sprejeto: 12.9.2003  
Accepted:

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

## Optimizacija postopka razreza materiala

### Optimization of the Cutting-Stock Process

Peter Trkman - Miro Gradišar

*V prispevku je v obliki celoštevilskega linearnega modela predstavljena rešitev problema zmanjšanja stroškov enorazsežnega razreza materiala v primerih, ko material, ki je trenutno na voljo v skladišču, ne zadostuje za pokritje vseh naročil in se moramo odločiti, katerim bomo dali prednost ter kakšen bo načrt razreza. Pri tem je upoštevana tudi obseg zalog v skladišču kot pomemben dejavnik, ki vpliva na stroške skladiščenja ter na oportunitetne stroške zaradi neizpolnitve naročil. Uporaba modela je prikazana na praktičnem primeru.*

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: razrez materialov, optimiranje razreza, razrez enodimenzionalni, odločanje večkriterialno)**

*In this paper we deal with the problem of cost minimization in the General One-Dimensional Cutting Stock Problem in cases where the available material is not sufficient to satisfy the total demand. The decision about which order lengths will be cut and what will the cutting plan be, has to be made. The level of stock in the warehouse is taken into consideration as an important factor that affects the total inventory costs as well as the opportunity costs due to the nonfulfilment of the total order. The use of the model is demonstrated with a practical example.*

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: material cutting, cutting-optimization, one dimensional cutting, multicriterial decision-making)**

#### 0 UVOD

Problem enorazsežnega razreza se pojavlja v številnih industrijskih postopkih, pri katerih je treba razpoložljivi material v daljših kosih, na primer kovinske palice, žico, zvitke papirja itn., najprej razrezati na krajše kose, ki so potrebni v proizvodnji ali za prodajo. Cilji, ki jih pri tem skušamo doseči, so različni, običajno pa je eden pomembnejših zmanjšanje v splošnem neželenega ostanka, ki pomeni izgubo materiala.

Z različnimi oblikami tega problema v različnih vejah industrije se je v zadnjih letih ukvarjalo precej raziskovalcev, ki so razvili različne postopke za optimizacijo razreza ([1], [3] do [5], [9] in [11]). Med članki, ki opisujejo to področje, nismo našli nobenega, ki bi poleg stroškov izgube materiala obravnaval tudi druge dejavnike v primerih, ko razpoložljivi material v skladišču ne zadostuje za izpolnitev vseh trenutnih naročil.

V praksi se mora namreč podjetje običajno odločiti, kako visoko raven zalog v skladišču želi imeti. Visoka raven zalog povečuje stroške, povezane z zalogami, kakor so na primer stroški skladiščenja, stroški vezanega kapitala v zalogah, pakiranje zalog, mogoče okvare, kraje, stroški zavarovanja in podobno. Po drugi

#### 0 INTRODUCTION

The one-dimensional cutting-stock problem appears in various industrial processes where it is needed to cut the available material, e. g. metal ingots, wire, paper rolls, etc., into smaller pieces, which are needed in production or for sale. The objectives of this process vary, but usually the reduction of unwanted leftover, i.e. trim loss, is one of the most important goals.

In recent years, many researchers have explored this problem in different areas. Various methods for cutting optimization were developed ([1], [3] to [5], [9] and [11]). However, none of these papers includes other factors in cases where the available material in the warehouse is not sufficient for the fulfillment of all the current orders.

In reality, the company usually has to choose the inventory level in the warehouse. A high level increases the inventory-related costs, such as warehousing costs, capital costs, packing costs, possible damages, theft, insurance and similar costs. On the other hand, higher stock levels decrease the

strani pa višja raven zalog zmanjšuje verjetnost, da v določenem obdobju nekaterih naročil ne bomo mogli sproti izpolnjevati in da bo moralo podjetje nositi s tem povezane stroške. Tudi v primerih, ko je materiala dovolj, višja raven zalog poveča verjetnost, da bo mogoče najti načrt razreza z majhno izgubo, saj imamo tako na voljo večje število kombinacij pri pripravi načrta razreza.

Cilj podjetja je seveda zmanjšati celotne stroške, povezane z zalogami in razrezom. Poiskati moramo torej takšno raven zalog, ki bo privedla do najmanjše vsote stroškov držanja zalog, stroškov razreza (predvsem je tu mišljena izguba materiala) ter stroškov zaradi neizpolnitve naročil.

V nadaljevanju se ukvarjamo predvsem s primerom, ko material na zalogi ne zadošča za izpolnitev vseh naročil. Do takega primera lahko pride zaradi motenj v preskrbi z materialom ali pa zato, ker namenoma vzdružujemo zalogo konkurenčnih naročil, da bi bolje izkoristili material, ki sicer dolgoročno priteka v zadostnih količinah. Model, ki je predstavljen v nadaljevanju, omogoča, da pri odločitvi, katerim naročilom bomo dali prednost, upoštevamo stroške zalog, izgubo materiala pri razrezu in čas čakanja na izpolnitev.

Sestava tega prispevka je naslednja: v prvem poglavju je najprej opisan problem. Za ta problem v drugem poglavju predstavimo rešitev, ki jo nato prikažemo na praktičnem primeru.

## 1 PREDSTAVITEV PROBLEMA

V primerih s premalo materiala je jasno, da bodo nekatera naročila ostala neizpolnjena. V [6], ki obravnava podoben problem, je edini cilj čim manjša izguba materiala ne glede na to, katera naročila ostanejo neizpolnjena. V našem primeru pa predpostavljamo, da so nekatera naročila pomembnejša od preostalih in bi njihova morebitna neizpolnitev za podjetje pomenila večji strošek. Poleg tega upoštevamo še, koliko časa posamezno naročilo čaka na izvedbo. S tem preprečimo, da bi v primeru stalnega pomanjkanja materiala naročila z manjšo prednostjo čakala na razrez neskončno dolgo. Menimo, da so te predpostavke realne v marsikaterem praktičnem primeru. Pri reševanju problema razreza bomo torej upoštevali tri sodila: ostanek, pomembnost naročila in čas izpolnitve.

Rešitev bomo iskali podobno način kakor v [10] kjer se zmanjšajo le stroški razreza. V našem primeru pa zmanjšamo skupne oportunitetne stroške. Za vsako dolžino naročila ocenimo, kakšne prigodnostne stroške povzroči neizpolnitev posameznega kosa tega naročila. Skupni prigodnostni stroški so vsota stroškov neizpolnjenih naročil posameznih dolžin.

## 2 MODEL

Predpostavljamo, da so v skladišču palice različnih dolžin, tudi zato, ker se palice, ki jih ne razrežemo do konca, vrnejo v skladišče. Zaradi različnih dolžin palic

chance that some orders will not be met on time and the costs associated with this. Even in cases with sufficient material, a higher level of stock increases the chance that it will be possible to find a cutting-stock plan with a low trim loss as a result of the larger number of possible combinations when preparing the cutting-stock plan.

The goal of the company is to minimize the total costs connected with the inventory and the cutting process. Therefore, we need to find a stock level that will give us the minimum total costs of holding, cutting and the nonfulfilment of orders.

In this paper, we deal mainly with the case where the available stock is not sufficient to satisfy all the orders. This can happen due to a problem in procurement or because we intentionally keep some unfulfilled orders in order to better utilize the material, since the level of incoming material is sufficient in the long term. The presented model enables to take inventory costs, trim loss in the cutting process, and waiting time into account when deciding which orders will receive preferential treatment.

The structure of the paper is as follows: In the first section the problem is described. Next, the solution to the problem is presented. Finally, the model is used for a practical example.

## 1 PROBLEM DESCRIPTION

In the event of a lack of material it is clear that some orders will be left unfulfilled. The only goal in [6] that deals with a similar problem is to minimize the total trim loss without taking into account which orders are left unfulfilled. In our case we assume that some orders are more important than others, and that their nonfulfilment would lead to higher costs. The time each order has already been waiting for realization is also considered. This makes sure that orders with a low priority are not waiting for too long when there is a constant lack of material. We believe that these assumptions are realistic in many cases. Therefore, the following criteria will be used: the trim loss, the priority of each order and the waiting time.

The solving approach will be similar to that in [10], where only the cutting costs are minimized. In our case the total opportunity costs are minimized. The opportunity costs for the nonfulfilment of each order are estimated. The total opportunity costs are the sum of all the unfulfilled orders of different order lengths.

## 2 MODEL

We assume that all the stock lengths are different, partly because the stock lengths that are not cut to the end are returned to the stock. Therefore,

ni mogoč postopek na podlagi vzorcev [2], zato opisani problem rešimo z uporabo celoštevilskega linearnega programiranja oziroma z metodo razveji in omeji.

Zaradi NP-polnosti problema razreza ta metoda ni primerna za večje probleme, saj čas reševanja narašča eskponentno z naraščanjem velikosti problema; največja velikost problema, ki jo še lahko rešimo optimalno, je predstavljena v [7]. Ker pa v našem primeru problem razreza rešujemo sproti s prihajanjem novih naročil, se celoten problem razdeli na več manjših delov. Vsakega od teh manjših delov lahko rešimo optimalno z uporabo omenjenega postopka, saj predpostavljamo, da velikost posameznega problema ne presega meje, pri kateri je tak postopek še učinkovit.

Ker ni vseeno, katera naročila ostanejo nenarezana, za kriterijsko funkcijo ne moremo uporabiti  $\sum_{i=1}^n \delta_j$ , tako kakor v [6]. Zato uporabimo funkcijo  $\sum_{i=1}^n \Delta_i * s_i$ , pri čemer dolžino posameznega naročila zamenjamo s prigradnostnimi stroški tega naročila. Tako dobimo izraz:

$$\sum_{i=1}^n \Delta_i * oc_i \quad (1)$$

Prigradnostne stroške bomo takole izračunali:

The opportunity costs will be calculated with the following formula:

$$oc_i = b_i * (1 + y * \sqrt{t_i}) * (1 + z * p_i) \quad (2)$$

Obrazec (2) bi lahko zapisali tudi drugače, odvisno od tega, kakšno pomembnost pripisujemo posameznim dejavnikom, v našem primeru prednosti in čakalnemu času posameznega naročila. Po potrebi bi lahko v obrazec vključili tudi druge pomembne dejavnike. Problem izrazimo z naslednjim modelom:

- (1)  $\min \sum_{i=1}^n \Delta_i * oc_i$  (zmanjšaj število nenarezanih kosov, uteženo s prigradnostnimi stroški) s pogojem, da
- (2)  $\sum_{i=1}^n (s_i * x_{ij}) < d_j \quad \forall j$  (omejitve nahrbtnika)
- (3)  $\sum_{j=1}^m x_{ij} + \Delta_i = b_i \quad \forall i$  (omejitve povpraševanja - posamezne dolžine naročila ne smemo narezati več, kakor je povpraševanje po njej):
- (4)  $x_{ij} \geq 0$ , celoštevilčni  $\forall i, j$   
 $\Delta_i \geq 0 \quad \forall i$

Tako smo problem spremenili na običajen enokriterijski, ki ga lahko rešimo s poljubnim reševalnikom za celoštevilčno linearno programiranje.

Z obrazcem (2) smo popravili vrednost  $b_i$  za faktor, ki ga določimo na podlagi dosedanjega časa čakanja na razrez in prednosti posameznega naročila.  $y$  in  $z$  sta faktorja, ki določata relativno prednost pri razrezu in s katerima lahko določamo, kaj je pri načrtu razreza pomembnejše (čim manjša izguba, čim boljše izpolnitev naročil z dolgim čakalnim časom ali čim boljše izpolnitev naročil z visoko prioriteto). Višja vrednost teh uteži pomeni večjo relativno pomembnost tega faktorja. Seveda lahko določimo tudi  $y=z=0$ . V tem primeru zmanjšujemo samo izgubo materiala.

Čas čakanja se v vsakem naslednjem obdobju povečuje za 1, prigradnostni stroški pa se povečujejo s

a pattern-oriented approach [2] is not feasible and the problem is solved with integer linear programming (the branch & bound method).

Due to the NP completeness of this problem, the method is not suitable for larger problems as the solution time grows exponentially with the size of the problem – the maximum size of the problem that can be solved optimally is presented in [7]. Since the cutting-stock problem is solved continually with new orders, the whole problem is divided into smaller parts. Each of these subproblems can be solved optimally, since we assume that the size of the subproblem does not exceed the limit where the branch & bound approach is still effective.

Because it matters which order lengths are left uncut,  $\sum_{i=1}^n \delta_j$  cannot be used as the criterial function as in [6]. Therefore, we use the modified function  $\sum_{i=1}^n \Delta_i * s_i$ , where each order length is replaced with the opportunity costs of that order. So the following formula is used:

Formula (2) can be written differently, depending on the importance of different factors, in our case the priority and the waiting time of each order. Other relevant factors can be included in the formula.

The problem is described with the following model:

- (1)  $\min \sum_{i=1}^n \Delta_i * oc_i$  (minimize the number of uncut order lengths weighted with opportunity costs) subject to
- (2)  $\sum_{i=1}^n (s_i * x_{ij}) < d_j \quad \forall j$  (the knapsack constraint)
- (3)  $\sum_{j=1}^m x_{ij} + \Delta_i = b_i \quad \forall i$  (the demand constraint - more pieces than demanded should not be cut)
- (4)  $x_{ij} \geq 0$ , integer  $\forall i, j$   
 $\Delta_i \geq 0 \quad \forall i$

Now our problem is transformed into the usual one-criterial problem, which can be solved with a solver for integer linear programming.

With formula (2),  $b_i$  is corrected with a multiplier that is calculated from the waiting time and the priority of each order.  $y$  and  $z$  are factors that determine the relative importance of those factors (trim loss, waiting time, priority). A higher value of each weight means a higher relative importance of that factor. Obviously, we could set  $y=z=0$ . In this case only the trim loss is minimized.

The waiting time is increased by 1 in each time period, while the opportunity costs increase with the root of the waiting time. The priority can be

korenem časa čakanja. Prednost lahko določimo razsodno na podlagi tega, kakšno škodo bi podjetju povzročila neizpolnitev posameznega naročila. Ta škoda je lahko bodisi zastoj v nadaljnji proizvodnji zaradi pomanjkanja materiala, izguba dobička pri nadaljnji prodaji, kazen za neizpolnitev naročila, določena v pogodbi, ali kaj drugega.

Prednost je vključena iz jasnih razlogov – pomembna naročila želimo izpolniti čim prej. Čas čakanja je dodan v enačbo zato, da v primeru stalnega pomanjkanja materiala manj pomembna naročila na izpolnitev ne bi čakala neskončno dolgo.

Seveda je v enačbi za izračun prigodnostnih stroškov vključena tudi dolžina naročila. S tem zagotovimo, da model upošteva tudi izgubo materiala kot enega od dejavnikov pri optimizaciji.

V tako opredeljeno enačbo lahko po potrebi dodajamo tudi druge faktorje, ki vplivajo na to, da je izpolnitev posameznega naročila pomembnejša od preostalih, kot na primer, če bi želeli prej izpolniti daljša naročila zaradi zmanjšanja izgub pri kasnejših razrezih. Seveda pa vsako povečanje obeh uteži ali vključitev novih sodil v model povečuje izgubo materiala.

determined arbitrarily, depending on the loss from the nonfulfilment of each order for the company. This loss can be a stoppage in production due to a lack of material, a loss of sales, a fine for the nonfulfilment of the contract or something else.

The reason for including priority in the equation is clear – important orders should be fulfilled as soon as possible. The waiting time is added in order to prevent less important orders waiting for too long in cases with a constant lack of material.

Of course order length is also included in the opportunity costs equation. With this it is guaranteed that the trim loss is also considered as one of the factors.

In this equation other factors that affect the importance of each particular order can be added when needed. For example, if we want to fulfill longer orders earlier in order to decrease the trim loss in later cutting-stock plans. Obviously each increase in weights or the inclusion of new factors in the model increases the final trim loss.

### 3 REŠITEV

Uporabo predlaganega modela razreza prikažimo na praktičnem primeru. Rešen je bil z uporabo programa MPL/CPLEX na osebnem računalniku (AMD, 1300 MHz).

### 3 SOLUTION

The use of the proposed model is shown on a practical example. It was solved with the MPL/CPLEX program on a PC (AMD, 1300 MHz).

PODATKI O NAROČILIH / ORDER LENGTHS					
m	$s_i$	$b_i$	$t_i$	$p_i$	$oc_i$
1	144	22	2	1	266,6222
2	194	11	2	1	359,1994
3	249	29	0	1	323,7000
4	157	37	0	3	298,3000

PODATKI O PALICAH V ZALOGI / STOCK LENGTHS	
n	$d_j$
1	2663
2	1805
3	2461
4	1963

IZGUBA / TRIM LOSS	
n	$t_j$
1	7
2	1
3	1
4	0

REALIZACIJA / REALIZATION			
m	$b_i$	realizacija	$\Delta_i$
1	22	20	2
2	11	1	10
3	29	0	29
4	37	37	0

Sl. 1. Rešitev problema enorazsežnega razreza ob upoštevanju prigodnostnih stroškov v 1. obdobju  
Fig. 1. Solution of the general one-dimensional cutting-stock problem in period 1 (taking opportunity costs into account)

Vrednost uteži  $y$  in  $z$  je 0,3, predstavljamo pa razrez v dveh obdobjih, ko je bilo obakrat premalo materiala. Vsi podatki o dolžinah palic, naročenih dolžinah, potrebnem številu le-teh, prednosti in čakalnem času posameznih naročil so za 1. obdobje predstavljeni na sliki 1, za 2. obdobje pa na sliki 2.

V drugem obdobju se čas čakanja pri naročilih, ki so preostala iz prvega obdobja, poveča za 1. Pojavi se novo naročilo 13 kosov dolžine 188 s prednostjo 2 in časom čakanja 0. Poleg tega v skladišče pridejo še nove dolžine palic (sl. 2).

Skupna izguba materiala je torej 27 cm (9 cm v prvem ter 18 cm v drugem obdobju). Če bi problem reševali brez upoštevanja prigradnostnih stroškov, bi prišli do izgube 0 cm, pri čemer bi v primerjavi s predstavljenimi rezultati na slikah 1 in 2 narezali nekaj več kosov naročila 3 in 5, zato pa bi slabše izpolnili naročila 1 in predvsem 4 (slednje ima med vsemi največjo prednost). Vidimo, da se je izguba materiala povečala le za nekaj centimetrov, saj 27 cm pomeni približno 0,16% celotnega materiala. To ni previsoka cena za boljše izpolnitev preostalih dveh ciljev. S povečanjem uteži  $y$  in  $z$  bi dosegli še boljše izpolnjevanje teh ciljev pri še nekoliko večji izgubi materiala. Seveda bi lahko problem rešili tudi s povečanjem ravni zaloga, vendar bi to pomenilo večje stroške, povezane s skladiščenjem.

The weights  $y$  and  $z$  are set to 0.3. We show the cutting-stock plans for two periods with a lack of material in both periods. All the data about stock lengths, order lengths, demand-per-each-order length, priority and waiting time are shown in Fig. 1 (for period 1) and Fig. 2 (for period 2).

In the second period, the waiting time for orders that were left from the previous period is increased by 1. There is a new order of 13 pieces of length 188 with priority 2 and waiting time 0. In addition, new stock lengths arrive in the warehouse (Fig. 2)

The total trim loss is therefore 27 cm (9 cm in the first period and 18 cm in the second period). If the model were to be solved without taking opportunity costs into account, the total trim loss would be 0 cm, while (in comparison with the results in fig. 1 and 2) more pieces of order lengths 3 and 5 would be cut, while less pieces of orders lengths 1, and especially 4 (with the highest priority among all orders), would be manufactured. The trim loss increased by only a few centimeters, as 27 cm is approximately 0.16% of the available material. This is not a too high price for the better fulfillment of other goals. Those goals could be even better reached with an increase in weights  $y$  and  $z$ , while the trim loss would also increase. Obviously, the problem could be solved with an increase in the inventory level. However, that would also increase other inventory costs.

PODATKI O NAROČILIH / ORDER LENGTHS					
m	$s_i$	$b_i$	$t_i$	$p_i$	$oc_i$
1	144	2	3	1	284,4720
2	194	10	3	1	383,2470
3	249	29	1	1	420,8100
5	188	13	0	2	300,8000

PODATKI O PALICAH V ZALOGI / STOCK LENGTHS	
n	$d_i$
5	2518
6	1638
7	2019
8	1791

IZGUBA / TRIM LOSS	
n	$t_j$
5	0
6	0
7	9
8	9

REALIZACIJA / REALIZATION			
m	$b_i$	realizacija	$\Delta_i$
1	2	2	0
2	10	10	0
3	29	20	9
5	13	4	9

Sl. 2. Rešitev problema enorazsežnega razreza ob upoštevanju prigradnostnih stroškov v 2. obdobju  
Fig. 2. Solution of the general one-dimensional cutting-stock problem in period 2 (taking opportunity costs into account)

## 4 RAZŠIRITEV MODELA

Opisani model je mogoče tako razširiti, da upoštevanje drugih dejavnikov ne gre na račun povečanja ostanka pri rezanju. Dostikrat obstaja več različnih rešitev istega problema, ki imajo enak ostanek in so torej z vidika ostanka enakovredne. Brez dodatnega sodila algoritem, po katerem deluje razveji in omeji, sam izbere eno izmed njih. Z ustreznim oblikovanjem modela lahko zagotovimo, da bo v primeru obstoja več enakovrednih rešitev izbrana tista, ki bolje zadovoljuje preostale cilje.

Če želimo zagotoviti, da se izguba ne bo povečala, mora biti razlika med prigradnostnimi stroški in dolžino posameznega naročila tako majhna, da bodo preostali dejavniki upoštevani le pri izbiri med rešitvami z enako izgubo materiala. Ta razlika mora biti torej tako majhna, da nobena rešitev A, ki ima večji ostanek kakor rešitev B, ne bo imela boljše vrednosti nove kriterijske funkcije od rešitve B. Dodatni kriteriji se bodo tako uporabili le, če bosta imeli obe rešitvi enako izgubo. Veljati mora:

$$\left( \sum_{j=1}^m \delta_{jA} > \sum_{j=1}^m \delta_{jB} \right) \Leftrightarrow \left( \sum_{i=1}^n \Delta_{iA} * oc_i > \sum_{i=1}^n \Delta_{iB} * oc_i \right) \quad (3).$$

V izrazu (3) indeks A pomeni rešitev A, indeks B pa rešitev B.

Izpolnitev pogoja (3) najlažje dosežemo tako, da faktorja y in z nastavimo tako nizko, da bo veljalo:

$$\sum_{i=1}^n |(b_i - oc_i) * s_i| < 1 \quad (4).$$

S tem nobena rešitev, ki upošteva le ostanek, ni slabša od kakšne druge, ki upošteva prigradnostne stroške. Zaradi celoštevilčnih vrednosti bi morala biti slabša najmanj za 1. To pa bi bilo v nasprotju s (4).

S tem smo dosegli, da med rešitvami z enako izgubo materiala izberemo tisto, ki bolje izpolnjuje dodatne pogoje. Praktični preizkusi so pokazali, da tak postopek v večini primerov privede do drugačne rešitve pri enaki izgubi materiala in nekoliko daljšem času reševanja [8] kakor pri modelu brez prigradnostnih stroškov.

## 5 SKLEP

V prispevku smo prikazali rešitev splošnega problema enorazsežnega razreza, pri katerem so palice različnih dolžin. Če zaradi prenizke ravni zalog v skladišču količina razpoložljivega materiala ne zadošča za izpolnitev vseh naročil, potem je treba sprejeti odločitev, katera naročila bodo ostala neizpolnjena. Problem bi lahko rešili s povečanjem zalog, kar pa bi povečalo druge stroške; to povečanje pa bi preseгло prihranek stroškov zaradi boljše izpolnjevanja naročil.

## 4 MODEL EXPANSION

The described model can be expanded in such a way that the consideration of other factors does not increase the final trim loss. Often, different solutions of the same problem exist that have the same trim loss and are therefore equivalent when considering only this factor. Without additional criteria the branch & bound algorithm chose one of these solutions. With appropriate changes it can be ensured that in those cases with a more equivalent solution the model will choose the solution that best fulfils the other goals.

If we want to ensure that the trim loss will not increase in any case, the difference between the opportunity costs and each order length has to be so low that other criteria will only be taken into consideration when deciding among the solutions with equal trim loss. Therefore, this difference has to be so small that no solution A with a higher trim loss than solution B will have a lower value of the criterial function than solution B. Additional criteria will, therefore, only be used in the case where both solutions have the same trim loss. The following statement must be true:

In formula (3), index A represents solution A, index B solution B.

The fulfillment of condition (3) can most easily be ensured by setting y and z so low that the following statement will hold:

So no solution that only considers trim loss can be worse than any other solution that also takes opportunity costs into account. Due to integer values, such a solution would be worse by at least 1. That would be in direct contradiction with (4).

With this correction we achieved our goal: between the solutions with equal trim loss the solution that better fulfils other criteria is chosen. Practical experiments showed that in most cases such an approach leads to a different solution with the same trim loss and slightly longer computation time than the model without opportunity costs [8].

## 5 CONCLUSION

In this paper we described a solution to the general one-dimensional cutting-stock problem, where the stock lengths are different. If the available material is not sufficient for the fulfillment of all orders, due to a low inventory level, the decision has to be made which orders will not be fulfilled. The problem could be solved by an increase in the inventory level. However, that would enlarge other costs – this enlargement would exceed the savings due to better order fulfillment.

Zato je v prispevku predstavljena metoda, ki omogoča vključevanje različnih dejavnikov pri sprejemanju odločitve, katera naročila bodo ostala neizpolnjena. Vpeljava prigodnostnih stroškov omogoča preoblikovanje več kriterijev v enega, ki ga nato uporabimo za rešitev problema z običajnimi metodami.

Therefore, the method presented in the paper, enables us to include various factors into the decision about which orders will be left unfulfilled. The introduction of opportunity costs enables the transformation of several criteria into one that can be used for the solution of the problem with usual methods.

## 6 SIMBOLI

## 6 SYMBOLS

izguba pri posamezni palici	$\delta_i$	trim loss for each stock length
dolžina naročila	$s_i$	order length
število kosov posameznega naročila	$b_i$	required number of pieces
dolžina palice	$d_j$	stock length
število palic	$m$	number of different stock lengths
število naročil	$n$	number of different order lengths
število kosov dolžine $i$ , ki jih odrežemo iz palice $j$	$x_{ij}$	number of order lengths $i$ to be cut from stock length $j$
število nenarezanih kosov	$A_i$	number of unfulfilled order lengths
prigodnostni stroški	$oc_i$	opportunity costs
prednost posameznega naročila	$p_i$	priority for each stock length
čas čakanja	$t_i$	waiting time
utež za čas čakanja	$y$	weight for waiting time
utež za prednost	$z$	weight for priority

## 7 LITERATURA

## 7 REFERENCES

- [1] Gass, S. (1985) Linear programming, methods and applications. *McGraw-Hill*.
- [2] Gilmore, P. C., R.E. Gomory (1961) A linear programming approach to the cutting stock problem. *Operations Research*, 9, 849-859.
- [3] Gradišar, M., J. Jesenko, G. Resinovič (1997) Optimization of roll cutting in clothing industry. *Computer & Operations Research*, 24, 945-953.
- [4] Gradišar, M., G. Resinovič, J. Jesenko, M. Kljajić (1999) A sequential heuristic procedure for one-dimensional cutting. *European Journal of Operational Research*, 114, 557-568.
- [5] Kopač, J. (2002) Cutting forces and their influence on the economics of machining. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 48 3, 121-132.
- [6] Trkman, P., M. Gradišar (2002) Eksaktna rešitev problema enodimenzionalnega razreza. *DSI 2002 : zbornik posvetovanja*. Portorož, 17. – 19. april 2002.
- [7] Trkman, P., M. Gradišar (2002) Choice of method for general one-dimensional cutting stock problem. *Proceedings of the WSEAS Int. Conferences*, Skiathos, 25. – 28. september 2002.
- [8] Trkman, P. (2002) Kombinirana metoda enodimenzionalnega razreza materiala: magistrsko delo. *Ekonomška fakulteta*, Ljubljana.
- [9] Vasko, F., D. Newhart, K. Stott (1999) A hierarchical approach for one-dimensional cutting stock problems in the steel industry that maximizes yield and minimizes overgrading. *European Journal of Operational Research*, 114, 72-82.
- [10] Wäscher, G. (1990) An LP-based approach to cutting stock problems with multiple objectives. *European Journal of Operational Research*, 44, 175-184.
- [11] Westerlund, T., I. Harjunkoski, J. Isaksson (1998) Solving a production optimization problem in a paper-converting mill with MILP. *Computers & Chemical Engineering*, 22, 563-570.

Naslov avtorjev: mag. Peter Trkman  
dr. Miro Gradišar  
Ekonomška fakulteta  
Univerza v Ljubljani  
Kardeljeva ploščad 17  
1000 Ljubljana  
miro.gradisar@uni-lj.si  
peter.trkman@uni-lj.si

Authors' Address: Mag. Peter Trkman  
Dr. Miro Gradišar  
Faculty of Economics  
University of Ljubljana  
Kardeljeva ploščad 17  
1000 Ljubljana, Slovenia  
miro.gradisar@uni-lj.si  
peter.trkman@uni-lj.si

Prejeto:  
Received: 20.11.2002

Sprejeto:  
Accepted: 12.9.2003

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



## Poročila

### Reports

#### Periodični pregledi strojev - Kdo, kdaj in kako?

**Kaj vse je dolžan zagotoviti proizvajalec stroja pred zagonom, po montaži in ob zagonu in kdo ter na podlagi česa sploh lahko še posega v odnos med proizvajalcem stroja in kupcem oz. uporabnikom stroja? Če pravilno razumemo načela prostega pretoka blaga v EU, je odgovor: NIHČE oz. samo tisti, ki ga pokličeta ali proizvajalec ali uporabnik zaradi zagotovitve dodatne strokovnosti! Vse drugo so lahko zahteve, ki pomenijo oviranje prostega pretoka blaga in s tem nespoštovanje sporazuma PECA med RS in EU, ki je v RS veljavni od 1.05.2003!**

Sprememb v tehnični zakonodaji ob vstopanju Slovenije v EU se je slovenska stroka na različnih področjih lotila zelo različno. Srečujemo se s stanjem, ko določena okolja sprejemajo in tudi razlagajo v svojih okoljih to le kot formalnost, sprejemajo označevanje izdelkov z znakom skladnosti CE, razumevanje vsebine in pomena pa je že vprašljivo. Kaj več o tem, o aktivnostih, ki se izvajajo v državi, o težavah, kritikah in vprašanjih jih niti ne zanima.

Veliko strokovnih krogov se je odločilo za vztrajanje na starem. Ti so verjetno ocenili, da se kaj bistvenega ne more spremeniti in so prepričani v svoje sedanje znanje. Ko pride do soočenja različnih mnenj, so se sicer pripravljene hitro podučiti.

So pa tudi še taka okolja, ki niti ne vedo, da se je kaj pomembnega zgodilo in jih moti, ko jim kdo hoče »soliti pamet«. Da so to moteči, zaviralni elementi in se pojavljajo marsikdaj tudi iz pozicije moči (izobraževalne, svetovalne institucije, tudi subjekti, ki so si naredili pri svojih imenih zavajajoče nazive, pa celo taki, ki jim je moč in ustrezen naziv zaupala država). Seveda pa so tudi okolja (državne in strokovne institucije, proizvajalci...), ki jim to področje pomeni ne samo obveznost poznavanja, razumevanja in sprejema, ampak tudi priložnost za njihov uspeh na trgu.

Preveliko je okolje, ki je zelo vplivno in je mogoče šlo preveč mimo teh dogodkov (sprejemanje in uvajanje zakonodaje novega postopka kot obveznost proizvajalcev, tudi trgovcev in pridobitev kupcev, investitorjev, delodajalcev, delojemalcev). Vsebina vsega tega je bila sprejeta površno, mogoče celo napačno. To so krogi, kjer se govori in odloča o izvajanju aktivnosti ob prevzemu, zagonu, dajanju v uporabo in pregledih novih in rekonstruiranih strojev (delovne opreme). Pri tem pa se pojavljata dve nasprotujoči si temi oz. nerazčiščeni vprašanji: »Kaj pomeni prost pretok blaga?« in »Kdo, kdaj in kako

izvaja periodični (in druge) preglede električnih inštalacij, strojev in naprav?« .

#### Na kratko o tem, kako se razlagata ti dve temi (prost pretok blaga in dodatni pregledi):

Delovanje načela prostega pretoka blaga v EU je bilo na začetku ustvarjanja notranjega trga odvisno med drugim tudi od poenotenja tehničnih zahtev za izdelke. Takšna definicija pogoja za prost pretok izdelkov bi lahko nedobrega poznavalca tega področja tudi zavedla. Premalo je razumljena - poznana »zgodovina« nastajanja »novega postopka« (obvezno izpolnjevanje bistvenih zahtev za izdelke s starni proizvajalcev!) in odstop od »sektorskega postopka« (določanja tehničnih zahtev!). Informacije o tem so preskromne, čeprav je res, da se je o CE pisalo in govorilo kar veliko, vendar je vse to preskromno, marsikje že pozabljeno oz. se še ni »prijelo«. Pomen harmoniziranih standardov, o njihovi uporabi in s tem o ustvarjanju domneve o skladnosti, o neobvezni uporabi (razen izjem, npr. pri gradbenih proizvodih,...), o vrsti standardov,... se premalo pojasnjuje oz. opozarja, s tem pa tudi slabo pozna! Obstaja velika nevarnost, da je zelo zastopano okolje, ki stanje razumeva kakor, da je, tudi po sprejemu evropske tehnične zakonodaje novega postopka, obvezno izpolnjevanje tehničnih zahtev!

Postopa se, kakor da pravzaprav ni nič drugače, da je še vedno tako, kakor je bilo doslej. V tem predvsem prednjačijo okolja, ki so, bolj kakor na tehnično zakonodajo novega postopka, po naravi svojega dela, vezane na zakonodajo s področja varnosti in zdravja pri delu in zakonodajo s področja graditve objektov. Na področjih, kakor so nabava, montaža, zagon in pregledi delovne opreme, se tudi sicer prepletajo vse tri vrste zakonodaje. Če temu dodamo še zelo nepregledno področje (ne)veljavnosti starih predpisov in uporabe standardov (tudi še veliko JUS-ov) ob slabem poznavanju in razumevanju vsebine in zahtev direktiv novega postopka, je slika (o kar veliki zmedi) že skoraj popolna.

To stanje bi zahtevalo pojasnila in urejanje razmer. Okvir predpisov, standardov itn. ..., ki naj bi veljali in bili obvezni, je preobsežen, tudi nejasen. Vsak dan se navaja kot obveznost upoštevanja, pri npr. tehničnih pregledih, kar precej neurejeno, obilica predpisov novega postopka, starih slovenskih in nekdanjih jugoslovanskih predpisov, harmoniziranih in neharmoniziranih standardov, EN, IEC, tudi JUS, na koncu pa še sam Zakon o varnosti in zdravju pri delu (ZVZD) ter njegovi podzakonski predpisi. Temu

se dodajajo npr. še razne »ponudbe« za usposabljanje za preglede in »Zbornik normativov za izvajanje, vzdrževanje in pregledovanje ter meritve električnih inštalacij, električne opreme strojev in naprav ter strelododov«.

Vse to zahteva, da se več spregovori o tem oziroma v bližnji prihodnosti o zelo aktualni temi: **Kaj vse je dolžan zagotoviti proizvajalec stroja pred zagonom, po montaži in ob zagonu in kdo ter na podlagi česa sploh lahko še posega v odnos proizvajalec stroja in kupec oz. uporabnik stroja?**

Če pravilno razumemo načela prostega pretoka blaga v EU, je odgovor na to vprašanje: NIHČE oz. samo tisti, ki ga pokličeta ali proizvajalec ali uporabnik zaradi zagotovitve dodatne strokovnosti! Vse drugo so lahko zahteve, ki pomenijo oviranje prostega pretoka blaga in s tem nespoštovanje sporazuma PECA med RS in EU, ki je v RS v veljavi od 1.05.2003!

Razlage, zahteve, dejanja itn., zgoraj navedenega kroga različnih institucij, strokovnih krogov, »pristojnih« subjektov, usmerjajo, poučujejo, po mojem razumevanju stvari napačno, o zakonsko predpisanih obveznostih za izvajanje pregledov (npr. na strojih). Te bi lahko še naprej pomenile **za investitorje in delodajalce nepotreben strošek in dajale izvajalcem možnost neopravičenih zaslužkov! Vendar, pozor!**

Odredba o varnosti strojev (MD 98/37/EC) (pa tudi LVD 73/23/EEC, EMC 89/336/EEC,...) postavlja pred proizvajalca podrobno in široko predpisane zahteve, ki jih mora izpolniti pred dajanjem stroja v promet in v uporabo. Sezname standardov, ki ustvarjajo domnevo o skladnosti, dajejo možnost proizvajalcem, da z njihovo uporabo te bistvene zahteve dosežejo tudi z ustreznimi tehničnimi rešitvami. Postavljanje še dodatnih zahtev s pregledi in predpisovanje izpolnjevanja pogojev in pristojnosti za izvajalce le-teh (pregledov) pomeni lahko že omejevanje prostega pretoka blaga.

**Ali je namen 9. člena Pravilnika o varnosti in zdravju pri uporabi delovne opreme (kot podzakonskega predpisa ZVZD in prevzem direktive 89/655/EEC) res postavljanje teh (dodatnih) zahtev?**

Ali ne gre vendarle samo za (še poudarjeno) postavljanje obveznosti delodajalca (naročnika), da od proizvajalca zahteva izpolnitev vseh njegovih (proizvajalčevih) obveznosti po osnovnih navodilih? Ali ni proizvajalčeva izjava o skladnosti že zadostni dokument (listina!) o skladnosti za delovni stroj? Pravilno razumevanje navodil za proizvode (npr. stroje) in popolno izpolnjevanje teh zahtev od proizvajalca daje vse odgovore tudi o tem, kdo, kdaj

in kako je treba stroje montirati, zagnati in dati v uporabo ter pregledovati! Priloga I. direktive o strojih na vsa ta vprašanja odgovarja s predpisovanjem zahtev za stroje.

Ob tem, da se opravičuje in celo postavlja kot obveznost in zakonsko upravičenost, dodatne preglede in iz tega izhajajoče »listine« ter da se tudi v praksi to še naprej izvaja, se postavlja temeljno vprašanje: kdo je lahko sploh bolj usposobljen za predpisovanje in izvajanje načinov uporabe npr. stroja in njegovega pregledovanja po proizvajalčevih navodilih, kakor sta to proizvajalec in od njega usposobljen uporabnik (delodajalec), ki je zakonsko odgovoren za varnost in zdravje delavca (delojemalca). Če je med njima lahko še kdo, kakšno odgovornost prevzema in kako jo materialno pokriva? Iskanje opravičila za take zahteve oz. sklicevanje na določila Pravilnika o varnosti in zdravju pri uporabi delovne opreme je pri tem vprašljivo, zahteva vsekakor pojasnilo izdajatelja predpisa!

Tudi rešitve v izjemnih okoliščinah (druga alineja, drugega odstavka 9. člena Pravilnika), ki opredeljuje posebne preglede (spremembe načina dela, poškodbe opreme pri delu, nevarni pojav,...) izhajajo že iz osnovnega navodila za varnost strojev: proizvajalec je tisti, ki zadnji vpliva na delovanje stroja pred dajanjem v uporabo in on je odgovoren za zagotovitev skladnosti ter s tem izpolnitev vseh bistvenih varnostnih in zdravstvenih zahtev!

#### Vprašanja:

Katere »preglede, preizkuse in meritve električnih inštalacij, električne opreme strojev in naprav« v povezavi z uporabo strojev in električne opreme (in npr. tudi plinskih naprav) lahko opravljajo samo »za to strokovno usposobljeni delavci«?

Ali so programi izobraževanja, izdajanja pooblastil, tudi ustrezni nadzor usmerjeni v to, da so tisti, ki pridobijo takšna pooblastila, res samo strokovno usposobljeni delavci pri proizvajalcu ali delodajalcu, ki sta vsak po svoje edina zakonsko zavezana za materialno odgovornost!

Kdo je »pristojna oseba, ki izda potrdilo« za preglede o pravilni namestitvi in usklajenosti s predpisi? Ali so nejasnosti (razmejitev odgovornosti in pooblastil) s prevzemom navodil novega postopka v Sloveniji razčiščene?

Ker zgornja vprašanja niso nedvoumno pojasnjena in ker dajejo možnost za »ribarjenje v kalnem«, zahtevajo, da kdo s konkretnimi dejanji nanja odgovori!

Janez Dulc

## Strokovna literatura

### Professional Literature

#### Iz revij

##### DOMAČEREVIJE

###### Elektrotehniški vestnik, Ljubljana 2003, 3

Kverh, B.: Izboljšava klasičnega postopka gradnje in izbire za segmentacijo podatkov

Miljavec, D., Šuštaršič, B., Turk, Ž., Lenasi, K.: Magnetne lastnosti mehkomagnetnih kompozitnih materialov

Rožanc, I., Mahnič, V.: Uporaba modela CMM v majhnih organizacijah za razvoj programske opreme

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

2003, 3

Hrastel, I., Oman, J., Tuma, M., Stergaršek, A.: Razvoj konkurenčne tehnologije za razžveplanje dimnih plinov, 2. del

Grobovšek, B.: Vgradnja centralnega odplinjevalnika v ogrevalni sistem

Grobovšek, B.: Zagotavljanje optimalnih parametrov ugodja v prostoru

Švaić, S.: Evropske smernice in standardi za toplovodne kotle in dovoljene emisije škodljivih snovi v zrak (I. del.)

Dović, D., Švaić, S.: Izboljšanje karakteristik sprejemnikov sončne energije s kakovostnejšim stikom med absorberjem in cevmi

###### Les, Ljubljana

2003, 6

Kramar, B.: Uvajanje iniciativ za dobro počutje zaposlenih v podjetju

2003, 7-8

Tratnik, M., Slovnik, M.: Metodologija za popis okoljskega stanja v slovenski lesni industriji (I. del)

###### Materiali in tehnologije, Ljubljana

2003, 3-4

Syasev, A.V., Vesselovski, V.B., Mamuzić, I., Kochubey, A.A., Syasev, V.A., Klim, V.Y.: The nonlinear shaping of the thermomechanical status of two-phases bodies

Kosec, G., Gontarev, V.: Notranja oksidacija dvofazne binarne srebrove zlitine s telurjem

Juvan, M., Babnik, A., Možina, J.: Lasersko varjenje kontaktov okova žarnice E27

Bricelj, E., Marinšek, F., Mencinger, M., Treščič, R.: Pojav notranjih razpok na slabih iz ogljikovih jekel  
Gliha, V., Rojko, D.: Vedenje WP-preizkušanca pri utrujanju

###### Obzornik za matematiko in fiziko, Ljubljana

2003, 3

Strnad, J.: O elektronih v atomu

###### Organizacija, Maribor, Kranj

2003, 6

Mayer, J.: Lastnosti uspešnih vodij

Bukovec, B.: Izboljšanje kakovosti izobraževanja

2003, 7

Ivanko, Š.: Težnje v razvoju, poslovanju in organiziranosti sodobnega podjetja

Lenart, G.: Model tehnološke podpore reševanja mehkih problemov

###### Vakuumist, Ljubljana

2003, 1

Čakare-Samardžija, L.: Termodinamika površin trdnih snovi

###### Varilna tehnika, Ljubljana,

2003, 1

Mita, T.: Težave elektroobločne varilne tehnologije  
Zabukovec, M., Grum, J., Polajnar, I., Zgonik, M.: Aluminotermično varjenje železniških tirnic

##### TUJEREVIJE

###### CDA

###### Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione, Milano

2003, 6

Fornasieri, E.: Soluzioni di risparmio

Vio, M.: L'efficienza globale dell'impianto

De Santoli, L., Fracastoro, G.V.: La normativa per la qualità dell'aria interna

2003, 7

Romagnoni, P., Strada, M., Traerso, R.: La ventilazione negli edifici di grande altezza

Fracastoro, G.V.: Facciate vecchie e nuove

###### Engineering, Tallinn

2003, 9/1

Lepik, Ü.: Exploring irregular vibrations and chaos by the wavelet method

Randvee, I.: A parametric optimization technique for model-predictive control simulation  
 Airaksinen, M., Kurnitski, J., Seppänen, O.: On the crawl space moisture control in buildings  
 Kõiv, T.-A., Kusnetsov, K.: Thermal performance of typical residential buildings

**2003, 9/2**

Wang, K., Leppäranta, M., Kõuts, T.: A sea ice dynamics model for the Gulf of Riga  
 Dushenko, V., Hussainov, M., Shcheglov, I., Tiikma, T.: Formation of aerosol particles by low-frequency sound-stimulated combustion

**HLH**

**Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Düsseldorf 2003, 6**

Meier-Wiecher, G.: Heizen mit System: Energieeinsparung und Komfortgewinn  
 Schiefelbein, K., Bruggmann, J., Markus, N.: Die EnEV - Chancen für die Wärmepumpe  
 Hanel, B.: Wärmeströme von Rohrleitungen in Fußboden- und Wandkonstruktionen - Teil 1  
 Pfanstiel, D., Arend, H.O.: Entwicklungsstand in der Regelungstechnik - Teil 2  
 Rawe, R., Kuhmann, H.: Auswirkung von Zugbegrenzern auf die Wirtschaftlichkeit von Pelletskesseln

**2003, 7**

Deutscher, P., Rouvel, L.: Energetische Bewertung haustechnischer Anlagen  
 Heintz, W.: Mini-Kraftwerke im Keller liefern Wärme und Strom  
 Hanel, B.: Wärmeströme von Rohrleitungen in Fußboden- und Wandkonstruktionen - Teil 2  
 Basta, J.: Einfluss von Abdeckungen auf die Wärmeleistung des Heizkörpers

**IDR, Industrial Diamond Review, Ascot**

**2003, 2**

Fukuda, T.: Correct selection of superabrasive wheels  
 Gittel, H.-J.: Tool materials in the woodworking industry  
 Engels, A.: The role of Particles Per Carat in diamond tool behaviour

**Klimatizacija, grejanje, hlađenje, Beograd**

**2003, 2**

Hrnjak, P.P.: Mikrokanalski razmenjivači toplote  
 Kosi, F., Đević, M., Dimitrijević, A.: Tehnološki parametri i optimizacija klimatizacije industrijskih skladišta krompira  
 Zekonja, P., Živković, B., Galić, R.: Odavanje toplote radiatora pri promenljivom protoku vode  
 Petrović, P.: Iskorišćenje toplotnog potencijala niskotemperaturnih nosilaca toplote putem toplotne pumpe

**Strojarstvo, Zagreb**

**2002, 3-6**

Bajić, D.: Ispitivanje ovisnosti hrapavosti obrađene površine o utjecajnim čimbenicima pri obradbi kratkohodnim honovanjem  
 Mijović, B.: Reynolds number effects of turbulent film flows in the near-wall region  
 Primorac, M.: A calculation of the saturation properties of ordinary water  
 Pustačić, D.: Finite elements modelling of plastic zones spreading in the thin plates with geometrical discontinuities  
 Benčić, Z.: Upotreba engleskog jezika u našoj inženjerskoj praksi

**Tehnički vjesnik, Slavonski Brod**

**2003, 1-3**

Buljan, S., Jurković, M., Grizelj, B.: Explosion based shaping of thin-sheet metal and comparison between some of the process values  
 Ekinović, S., Brdarević, S.: Optimization of the cutting tool geometry by use of different experimental plans  
 Kovačić, M., Brezočnik, M.: Genetic programming approach for surface quality prediction  
 Šitum, Ž., Novaković, B.: fuzzy control application in pneumatically actuated drives

**2003, 4-6**

Jurković, M., Jurković, D.: Application of modelling and optimization methods in metal processing  
 Raos, P., Stoić, A., Kopač J.: Identification of cutting conditions in turning by noise recording

## Osebnosti vesti

### Personal Events

#### Doktorati, magisteriji, specializacije, diplome

##### MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela, in sicer:

*dne 15. septembra 2003:* **Jure Ravnik**, z naslovom: "Valčna transformacija v modelu robnih elementov za dinamiko tekočin" in **Matjaž Zgaga**, z naslovom: "Vodenje kakovosti razvojnih postopkov v avtomobilski industriji.

*dne 22. septembra 2003:* **Štefan Hozjan**, z naslovom: "Struktura toka v dvofaznem sistemu kapljevina-para osamljenega mehurčka".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra znanosti.

##### SPECIALIZACIJE

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je z uspehom zagovarjal svoje specialistično delo, in sicer:

*dne 23. septembra 2003:* **Miran Klančnik**, z naslovom: "Vrednotenje negotovosti meritev oblik vulkanizacijskih kalupov".

S tem je navedeni kandidat dosegel stopnjo specialista.

##### DIPLOMIRANISO

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

*dne 24. septembra 2003:* Martin BAJC, Boštjan ČAMPA, Peter Klemen DOVČ, Uroš FLERE, Martin ILENIČ, Jure KAMNIK, Mojca LAPAJNE, Janez LUZAR, Dejan MARIČ, Branimir PUŠNIK, Andrej Christian RANT, Marko ŠMID, Rok TOMAŽEVIČ, Iztok VALANT, Gregor ŽIBERT;

*dne 25. septembra 2003:* Aleš ADAMIČ, Dejan BJELOBABA, Gregor BOŽIČ, Janez FLERIN, Marko HOČEVAR, Anton HRIBAR, Matjaž JURCA, Gregor KISEL, Marko KLJUN, Aleš KUŽNIK, Robert MIKLIČ, Italo MOROSINI, Dejan PAPEŽ, Vojko SEČEN, Krištof ZUPANČ;

*dne 26. septembra 2003:* Andrej DERNIKOVIČ, Mario MEZEK, Borut POGAČNIK,

Miran ŠTIRN, Ašo ZUPANČIČ;

*dne 29. septembra 2003:* Aleš AGIČ, Damjan BOŽIČ, Robert BOŽIČ, Matej BULC, Marko BUH, Matjaž KOVAČIČ, Jure MEDEN, Damijan MILIVOJEVIČ, Dijana NADAREVIČ, Janez PAVLIN, Roman PORENTA, Zoran SAJEVIC, Štefan VÖRÖŠ;

*dne 30. septembra 2003:* Marko BALKOVEC, Matej COLJA, Sebastjan ČESNIK, Renato FABJAN, Marko HORVAT, Andrej HRABAR, Miran KLEMENC, Miran KRAMAR, Aleš LEBEN, Andrej MUHIČ, Matjaž MURI, Miloš POGAČAR, Peter POGAČAR, Boštjan SVENŠEK, Sergej ŠME, Zoran ŽABKAR, Mitja ŽLEBIR.

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

*dne 4. septembra 2003:* Rok KLOBUČAR, Jure ŠPINDLER;

*dne 18. septembra 2003:* Mitja MIKULAN;

*dne 25. septembra 2003:* Uroš OČKO, Tomaž REHAR, Damijan ŠVAJNCER BUTINAR, Aleš ŽMAVC.

\*

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

*dne 11. septembra 2003:* Bojan GJEREK, Peter HRIBAR, Gregor JAN, Jernej LAJEVEC, Tomaž MEZE, Anita MIHELIČ, Primož MIKLOŽIČ, Janez NELEC, Bojan PETRINA, Katja POPOVIČ, Rok PRIMOŽIČ, Marko ŠEGINA.

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

*dne 4. septembra 2003:* Andrej ŠTOK, Jože TURK, David VORŠIČ;

*dne 18. septembra 2003:* Gordan DUNDEK, Borut PEKLAR, Damjan TEHOVNIK, Branko VARGA;

*dne 25. septembra 2003:* Haris DEDIČ, Aleš HANŽEKOVIČ, Aleš JAKŠE, Vanja JUS, Domen PETEK, Dejan PODERGAJS, Matjaž POŽUN, Peter TAVČER.

## 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 preprostejšo bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke<sup>1</sup>.

#### Oblika članka

Besedilo 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. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosimo, 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.  $\text{ms}^{-1}$ , K, min, mm itn.).

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

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 superscript<sup>1</sup>.

#### 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. 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.  $\text{ms}^{-1}$ , K, min, mm, etc.).

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

**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 podnaslovu slike.

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvorne 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] Tamg, 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 Wirtschaftskybernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

**Podatki o avtorjih**

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštno 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 izvorno 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  
1001 Ljubljana  
Telefon: (01) 4771-757  
Telefaks: (01) 2518-567  
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si

**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] Tamg, 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 Wirtschaftskybernetik. *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  
1001 Ljubljana, Slovenia  
Telephone: +386 (0)1 4771-757  
Fax: +386 (0)1 2518-567  
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si