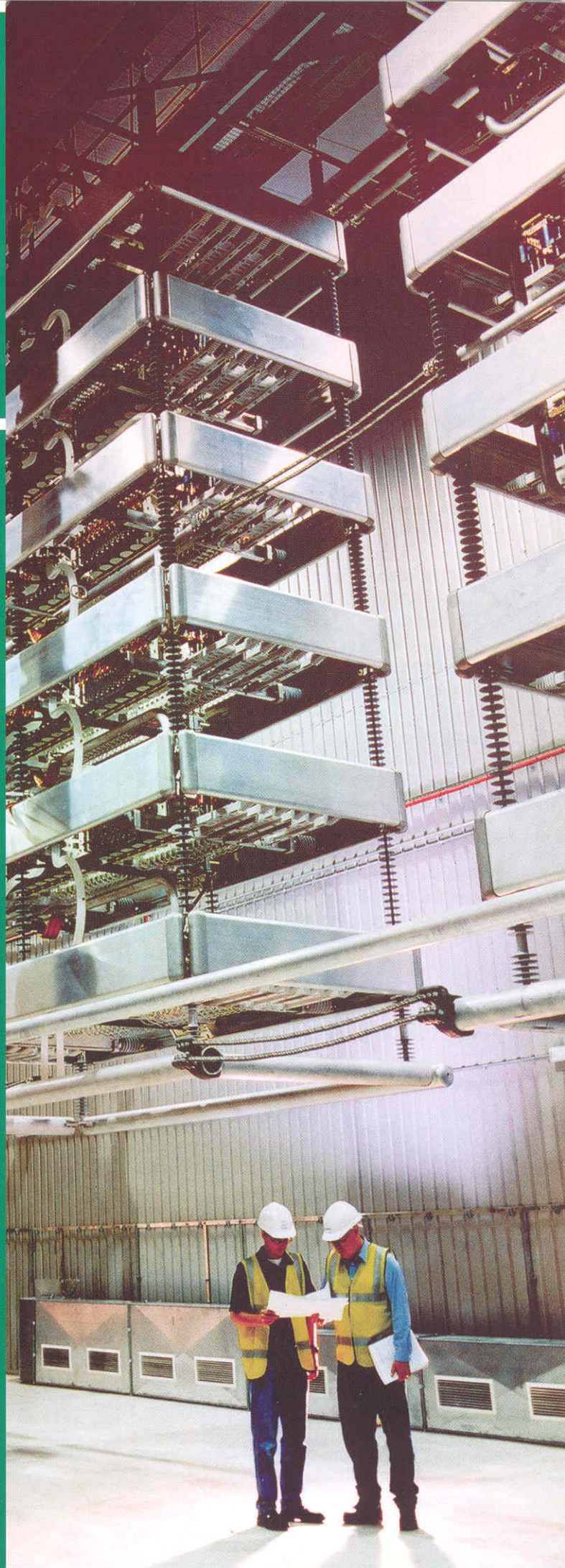


- 1.** Gonilni mehanizmi kavitacijskega vrtinca v vstopnem vodu radialne črpalke  
The Driving Mechanisms of the Cavitation Swirl in the Entrance Pipe of a Radial Pump
- 2.** Potenčni zakon kot model zmesi elektrofiltrskega pepela in vode  
The Power Law as a Model for an Electrostatic Filter Ash and Water Mixture
- 3.** Načrtovanje razvoja vodovodnih sistemov z uporabo genetskih algoritmov  
Genetic-Algorithms-Supported Planning of Water-Supply Systems



## Vsebina

### Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering  
letnik - volume 47, (2001), številka - number 6

#### Razprave

- Predin, A., Biluš, I.: Gonilni mehanizmi kavitacijskega vrtinca v vstopnem vodu radialne črpalke 234
- Ternik, P., Marn, J., Kanduti, D., Dervarič, E.: Potenčni zakon kot model zmesi elektrofiltrskega pepela in vode 248
- Steinman, F., Banovec, P., Šantl, S.: Načrtovanje razvoja vodovodnih sistemov z uporabo genetskih algoritmov 263

#### Strokovna literatura

280 Professional Literature

#### Osebne vesti

281 Personal Events

#### Navodila avtorjem

283 Instructions for Authors

#### Papers

- Predin, A., Biluš, I.: The Driving Mechanisms of the Cavitation Swirl in the Entrance Pipe of a Radial Pump
- Ternik, P., Marn, J., Kanduti, D., Dervarič, E.: The Power Law as a Model for an Electrostatic Filter Ash and Water Mixture
- Steinman, F., Banovec, P., Šantl, S.: Genetic-Algorithms-Supported Planning of Water-Supply Systems



## Gonilni mehanizmi kavitacijskega vrtinca v vstopnem vodu radialne črpalke

### The Driving Mechanisms of the Cavitation Swirl in the Entrance Pipe of a Radial Pump

Andrej Predin - Ignacijo Biluš

*V prispevku je podana analiza gonilnih mehanizmov in tlačnih utripanj povezanih s pojavom kavitacijskega vrtinca v vstopnem vodu radialne črpalke.*

*Kavitacijski vrtinec je rezultat interakcije številnih zapletenih sekundarnih tokovnih pojavov, ki nastopijo kot posledica obratovanja s podoptimalnimi pretoki v kavitacijskem obratovalnem režimu.*

*Izvedene in predstavljene so tudi meritve tlačnih utripanj v vstopnem vodu radialne črpalke na različnih razdaljah od rotorskega ustja na sklenjeni kavitacijski merilni progi. Meritve so izvedene pri različnih vrtilnih hitrostih in različnih tlakih nad spodnjo vodno gladino. Podani so tudi rezultati frekvenčne analize posnetih tlačnih utripanj.*

© 2001 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: črpalke radialne, vrtinca kavitacijski, režimi obratovanja, meritve tlačnih utripov)**

*Analyses are given of the driving mechanisms and pressure pulsations relating to the cavitation swirl in the entrance pipe of a radial pump.*

*The appearance of cavitation swirl is a result of a complicated secondary flow interaction, which appears as a consequence of the pump operating at small, under-optimum capacities in the cavitation operating regime.*

*Results of the flow pressure pulsation measurements in the entrance pipe of the radial pump are reported. These measurements were made at different distances from the impeller eye, in the upstream direction at the closed cavitation measuring test ring, with the pump operating at different impeller speeds and at different values of gas (air) pressure over the lower liquid (water) position. Results are also given for the frequency analyses of the measured flow pressure.*

© 2001 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: radial pumps, cavitation, swirl, operating regime, pressure pulsation measurements)**

#### 0 UVOD

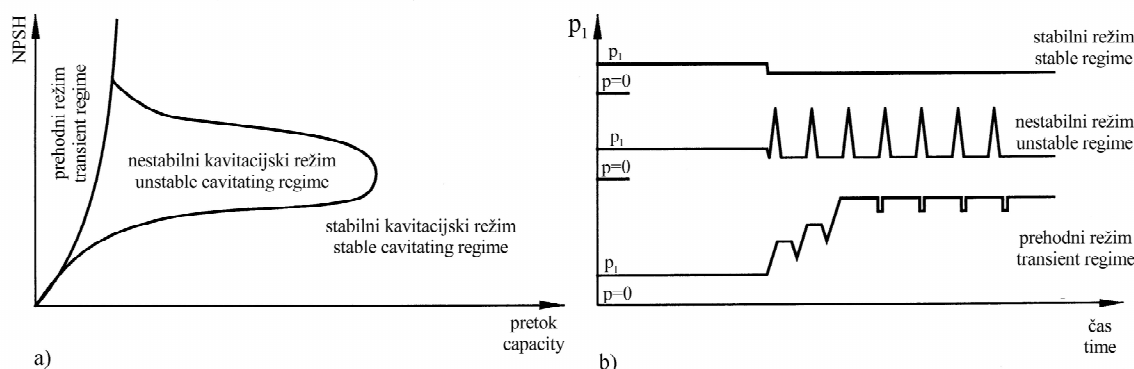
Pri manjšanju prostorninskega pretoka skozi črpalke, lahko pri obratovanju v kavitacijskem obratovalnem režimu v področju podoptimalnih pretokov opazimo tri različne kavitacijske režime, ki jih imenujemo stabilni, nestabilni in prehodni kavitacijski obratovalni režim [1].

Najpomembnejši je stabilni obratovalni režim, v katerem praviloma obratujejo vse črpalke. Če pa je črpalke ali sistem v katerega je črpalke vključena, nepravilno dimenzioniran, se lahko trenutna obratovalna točka, definirana s presečiščem osnovne karakteristike (dušilne

#### 0 INTRODUCTION

Using a decreased volume flow rate through a pump at under-optimum capacities, three different cavitation regimes, stable, unstable and transient, can be observed [1].

The most important of these is the stable operating regime, within which most pumps operate. If the pump is incorrectly connected to the pipe system the other two cavitation regimes could appear. Temporary operating point, which is determined as a cross-section of pumps and pipe characteristic curves, is shifted to the area



Sl. 1. Kavitacijski obratovalni režimi  
Fig. 1. Cavitation operating regimes

krivulje) črpalke in karakteristike sistema, premakne v področje podoptimalnih pretokov, kjer nastopi možnost pojava ostalih dveh kavitacijskih režimov. Na sliki 1a so obratovalni režimi prikazani v odvisnosti od pretoka skozi črpalko, kjer je presežek vstopne višine nad višino, ki ustreza uparjalnemu tlaku črane kapljevine, enak:

$$NPSH = \frac{p_1}{\rho_1 g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_v}{\rho_1 g} \quad (1)$$

### 0.1 Stabilni kavitacijski obratovalni režim

V stabilnem obratovalnem režimu (slika 2) mehurčki nastajajo in implodirajo v rotorskem kanalu, zaradi česar je rotor izpostavljen udarnemu delovanju in kavitacijski eroziji. Tok skozi rotorski kanal je pretežno enosmeren, kar pomeni, da se v opazovanem segmentu prostornina mehurčkov ne spreminja s časom.

Makroskopsko gledano je tekočinski tok v takem obratovalnem režimu stabilen, saj je časovno nespremenljiv tlak na ustju črpalke (slika 1 b).

### 0.2 Nestabilni kavitacijski obratovalni režim

Nestabilni kavitacijski režim oziroma hidrodinamično vzbujene spremembe toka nastopijo ponavadi kot posledica premajhnih pretokov, lahko

of under optimum capacities, where the other two cavitating operating regimes could appear. In Figure 1 a, the three different cavitation regimes are presented. The excess of intake head over head of the water evaporation head pressure is given as:

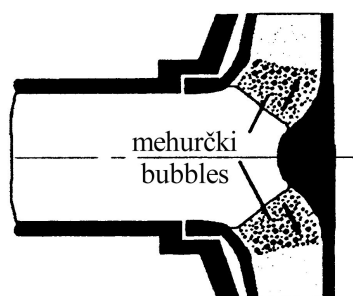
### 0.1 Stable cavitation operating regime

During the stable cavitation operating regime (Fig. 2) bubbles appear and implode in the impeller channels. As a result, the impeller is exposed to significant “micro water-hammer” effects and, therefore, to cavitation erosion. The flow across the impeller channels is mainly uni-directional, which means that for any particular water volume the bubble volume is timed independently.

In such an operating regime the flow is stable from the macroscopic point of view, while the flow pressure course in the time domain is constant (Fig. 1 b).

### 0.2 Unstable cavitation operating regime

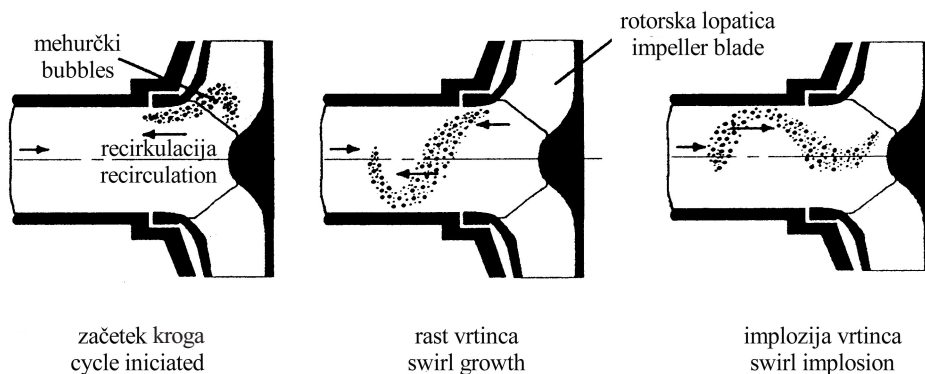
Unstable cavitation operating regimes or hydro-dynamically induced flow fluctuations usually appear as a consequence of too small a pump operating



Sl. 2. Stabilni kavitacijski obratovalni režim  
Fig. 2. Stable cavitation operating regime

tudi skupaj z nezadostno čisto pozitivno sesalno višino (ČPSV - NPSH). V tem režimu se pojavi močno povratno gibanje znotraj rotorja, ki inducira spiralno gibanje mehurčkov v vstopnem cevovodu, kot je prikazano na sliki 3. Tlak na ustju črpalke lahko zelo utripa (slika 1 b), kar še bolj razširi kavitacijsko prerotacijski vrtinec v vstopni cevovod. Amplituda tlačnih utripov je močno odvisna od rasti oz. implozije mehurčkov v rotorju (odvisnost od NPSH) in od prerotacije toka (odvisnost od vstopne geometrije rotorja in sesalnega cevovoda).

capacity, possibly by interacting with the small pump net positive suction head (NPSH). In this regime a strong flow recirculation appears inside the impeller. This flow recirculation induces a spiral movement of bubbles in the entrance pipe, as shown in Figure 3. At the impeller eye the flow pressure could strongly pulsate (Fig. 1.b), increasing the cavitation prerotation swirl into the entrance pipe of the pump. The amplitude of the flow pressure pulsation strongly depends on the bubbles' growth or implosion in the impeller (dependency on NPSH), and on the prerotation flow, which depends on the impeller and entrance-pipe geometry.



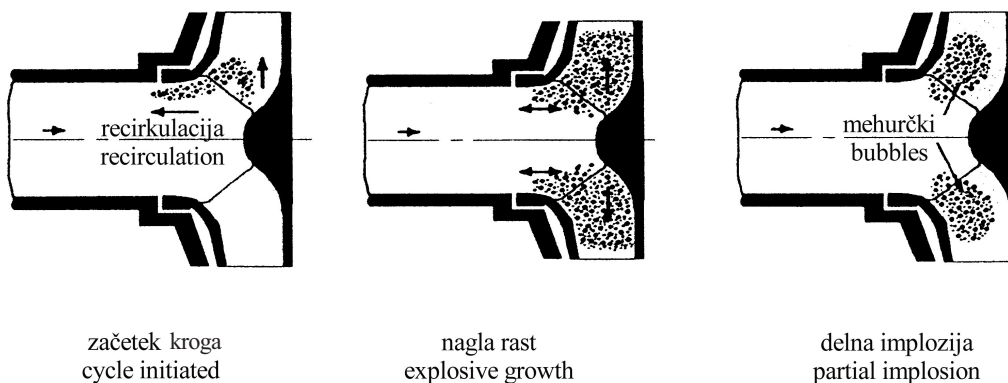
Sl. 3. Nestabilni kavitacijski obratovalni režim  
Fig. 3. Unstable cavitation operating regime

### 0.3 Prehodni kavitacijski obratovalni režim

Prehodni obratovalni režim (slika 4) nastopi, ko je pretok skozi črpalko minimalen oziroma enak nič in govorimo o termodinamičnih spremembah toka. Režim je spremenljiv, kavitacijsko prerotacijski vrtinec pa se zaradi prehodnih razmer ne more razširiti v vstopni cevovod, saj porast tlaka, povzročen z mešanjem tople tekočine iz rotorja s hladnejšo v vstopnem cevovodu, povzroči izmenično implozijo in rast mehurčkov. Tlak na vstopu v črpalko lahko v skrajnem primeru preseže trdnost črpalke in vstopnega cevovoda. Njegov časovni potek kaže slika 1 b.

### 0.3 Transient cavitation regime

The transient cavitation operating regime appears (Fig. 4) when the pump operating capacity is almost at zero. Under these conditions we could define regions of thermodynamically induced flow fluctuations. The regime is changeable; the cavitation-prerotation swirl cannot propagate to the entrance pipe while the flow pressure is increasing. The pressure increase is caused by liquid circulation between warmer standing water at the impeller with colder water at the entrance pipe. Under the worst conditions the flow pressure could increase above the pump-casing or entrance-pipe strength. The pressure course for this regime is in the time domain given in Figure 1 b.



Sl. 4. Prehodni kavitacijski obratovalni režim  
Fig. 4. Transient cavitation operating regime

## 1 POJAV RECIRKULACIJE NA SESALNI STRANI ROTORSKE LOPATICE

Pri vsakem relativnem gibanju med tekočino in steno se oblikuje mejna plast, torej območje velikih hitrostnih gradientov v smeri normale na površino in s tem viskoznih sil, saj hitrosti tekočinskih delcev preidejo iz vrednosti v zunanjem toku na vrednost hitrosti gibanja stene, v našem primeru rotorske lopatice. Opazujemo trikotnika hitrosti na vstopnem robu rotorske lopatice prikazana na sliki 5. Pri zmanjšanju pretoka, iz optimalnega prikazanega s trikotnikom hitrosti na sliki 5a, pri nespremenjeni obodni hitrosti  $u_1$ , se zmanjša velikost absolutne hitrosti in s tem natočni kot  $\beta_1$ . Zaradi zmanjšanja kota (slika 5b) se odebeli mejna plast na sesalni strani lopatice, kar lahko privede do pojava zastojne cone, torej do odlepljanja toka od površine in pojava povratnega toka v smeri proti vstopnemu robu in v sesalni vod sistema. V omenjenem primeru se pozitivni tok premakne proti tlačni strani rotorske lopatice, kjer se kreira vrtilčno, oziroma cirkulacijsko gibanje. Nastalo cirkulacijsko gibanje izpira mejno plast na tlačni strani lopatic in zaradi prisotnosti tlačnega padca predstavlja mesto pojava parnih mehurčkov, v primeru, da tlak pade pod uparjalni tlak kapljevine pri dani temperaturi.

Od tod izhaja tudi temeljna razlika med kavitacijskimi poškodbami zaradi recirkulacijskih tokov in poškodbami zaradi nezadostne ČPSV, saj slednje nastopajo na sesalni strani lopatic.

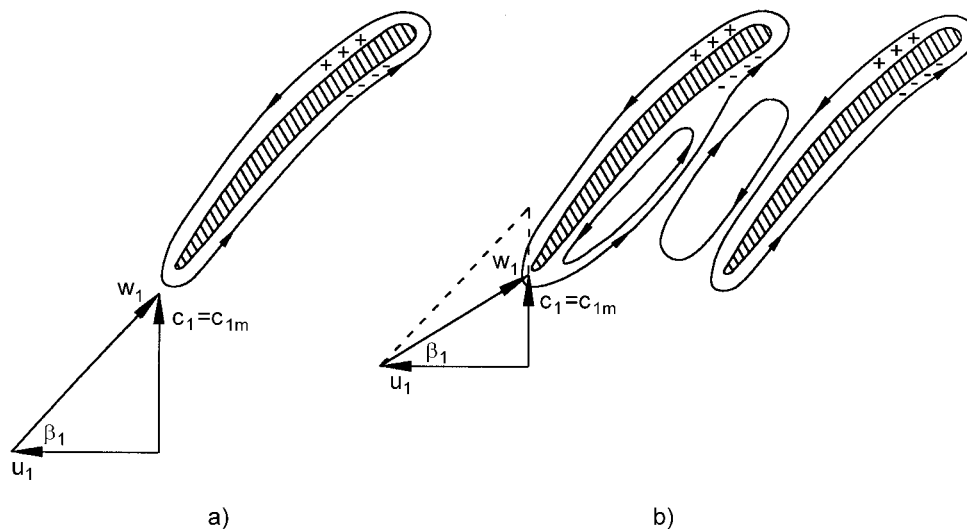
Breugelmans [2] je predstavil mehanizem, po katerem se zgoraj omenjeno recirkulacijsko gibanje razširi v vstopni vod.

## 1 RECIRCULATION FLOW APPEARANCE AT THE SUCTION SIDE OF THE IMPELLER BLADE

Any relative movement between a solid and a fluid causes a boundary layer to form at the solid surface. In this area, large velocity gradients in the direction normal to the solid surface appear and, therefore, viscous flow forces are present. In our case a very significant velocity change appears on different sides of the impeller blade surface (suction on the upper and pressure on the lower). Let us consider the flow velocity triangles (Euler triangles) at the impeller trailing (entrance) edge (Fig. 5). When decreasing the pump operating capacity from the optimum (Fig. 5a) a velocity-triangle change is evident. At a constant circumferential velocity  $u_2$ , the absolute flow velocity  $c_1$  and, consequently, its angle  $\beta_1$  decrease. Because the absolute flow velocity and its attack angle decrease (Fig. 5b) the boundary-layer thickness on the suction side of the impeller blade increases, this leads to the appearance of the fluid-flow stall zones and, consequently, for flow separation from the blade surface. The reversible flow in the upstream direction (up to the entrance edge of the blade on the suction side) appears in this place. In this case the active flow moves up to the pressure side of the blade surface, where the swirl or circulating flow is created. The flow that appears thins the boundary layer on the pressure side of the blade surface, and if it is present the pressure drop decreases the pressure to below the evaporation pressure and at a certain temperature, gas (vapour) bubbles appear in the liquid (water).

This fact is the reason for the difference between cavitation damage resulting from recirculating flows and cavitation damage caused as a consequence of insufficient NPSH values when damage appears on the suction side of the blade surface.

Breugelmans [2] presented a mechanism where the mentioned recirculation flows propagate in the upstream direction in the entrance pipe.



Sl. 5. Vstopni trikotnik hitrosti pri zmanjšanju pretoka skozi črpalko in nespremenljivi vrtilni frekvenci  
Fig. 5. Entrance angle at the decreased pump operating capacity for a constant impeller speed

## 2 PREROTACIJA TOKA IN KAVITACIJSKI VRTINEC V VSTOPNEM VODU

Dejansko pride pri zmanjšanju pretoka skozi črpalko poleg zmanjšanja natočnega kota tudi do pojava obodne komponente absolutne hitrosti in sicer v smeri vrtenja rotorja, kot je to prikazano na sliki 6.

Zaradi prisotnosti obodne komponente hitrosti, ko jo lahko razložimo tudi s cirkulacijo v rotorskem kanalu [3], se v vstopni cevi oblikuje specifični recirkulacijsko prerotacijski tokovni režim [4], pri katerem je na obodu rotirajoč oblak povratnega toka, v osi pa jedro v katerem velja kontinuitetna enačba.

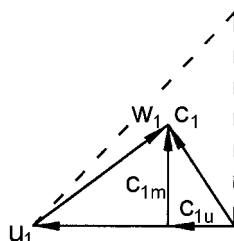
Neumann [5] je predpostavil, da je hitrostni profil v vstopnem vodu paraboličen in izpeljal, da je meridijska hitrost enaka nič na polmeru  $r_0 = 0,75 \cdot R$ , kjer je  $R$  polmer vstopne cevi (slika 7).

## 2 PREROTATION FLOW AND CAVITATION SWIRL IN THE ENTRANCE PIPE

In practice the appearance of the absolute flow velocity component in the circumferential direction is connected with the relative velocity angle decrease when we reduce the capacity below the optimum (Fig. 6).

The apparent flow velocity component has the same direction as the impeller rotation. Because of the presence of this flow velocity component we can explain the circulation flows in the impeller channels [3], and the specific recirculation - prerotation flow regime [4] being created. Under this situation the bubbles cloud at the outside swirl diameter and the flow swirl core where the continuity equation is valid.

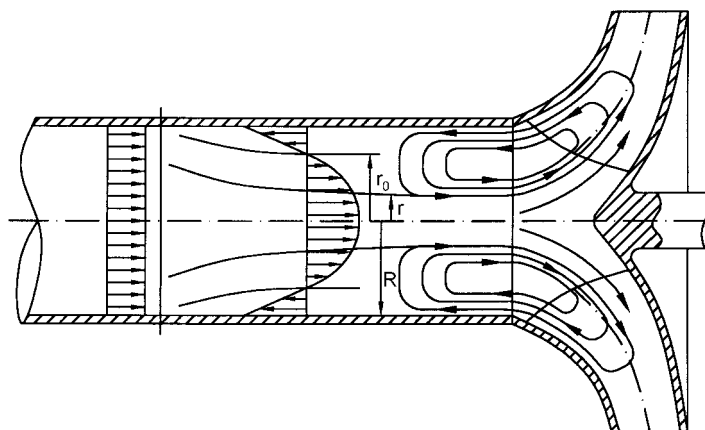
Neumann [5] predicted that the velocity profile in the entrance pipe has a parabolic shape and is derived from the fact that zero-meridian-velocity is present at  $r_0 = 0,75 \cdot R$  where  $R$  is the entrance pipe radius (Fig. 7).



Sl. 6. Dejanski vstopni hitrostni trikotnik  
Fig. 6. Actual entrance flow velocity triangle

Omenjen padec koristnega prereza vstopne cevi povzroči v skladu s kontinuitetno enačbo povečanje pretočnih hitrosti v jedru toka. Če opazujemo posamezne tokovnice, sledi iz Bernoullijeve enačbe zmanjšanje tlaka v toku. Če je padec tlaka dovolj velik, pride do uparjanja kapljevine. Tako se ustvarijo razmere potrebne za združitev območja parne faze na tlačni strani lopatic, ki nastane zaradi zmanjšanja natočnega kota in parne faze, ki nastane v osi vstopnega voda. Iz smeri rotorskega

A decrease of the active flow area, caused by recirculation flow propagation in the entrance pipe, causes, according to the continuity equation, larger flow velocities in the core of the pipe. If we observe the individual streamlines we can (from Bernoulli's equation) conclude that the pressure decreases. If this pressure drop is sufficient, the water starts to evaporate. In this way conditions are created which are suitable for connecting the vapour phase in the entrance pipe with the vapour phase on the pressure side of the blades, which is a

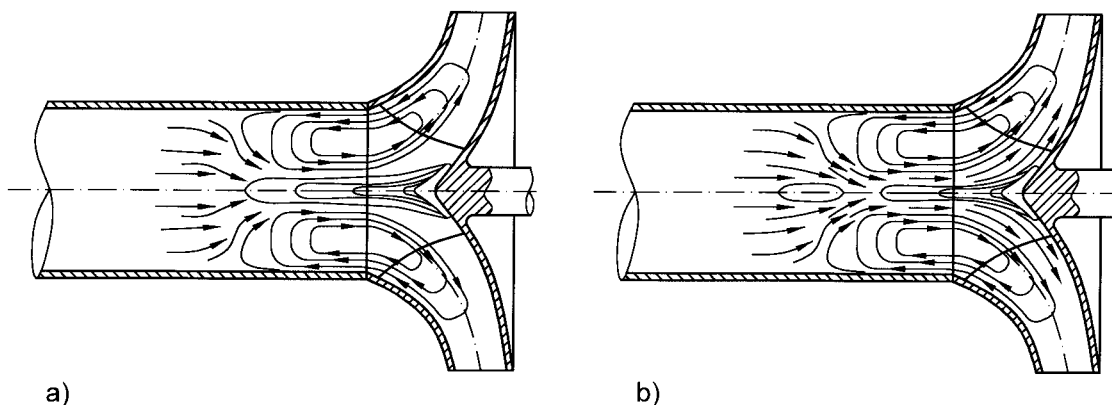


Sl. 7. Paraboličen vstopni hitrostni profil  
Fig. 7. Velocity profile with parabolic shape



ustja se v vstopni (sesalni) vod razširi parni vrtinec, ki se vrtil s prerotacijsko obodno hitrostjo in lahko sega relativno daleč v sesalni vod. Z razširitvijo plinaste faze iz rotorskih kanalov v ustje in sesalni vod smo prestopili prag globalnih nestabilnosti tokovnega režima v vstopnem vodu [2].

Kavitacijski vrtinec še dodatno manjša dejanski prerez vstopne cevi, lahko prostornina plinaste faze naraste do te mere, da pride do "zamašitve" vstopne cevi in s tem do ustavitve pretoka skozi sistem. Posledica ustavljanja tekočinskega toka je tlačni udar (slika 8a), ki ima za posledico porast tlaka in s tem implozijo nastalega kavitacijskega vrtinca ter sprostitve toka. V primeru zelo majhnih pretokov, torej na meji med nestabilnim in prehodnim kavitacijskim režimom, lahko pride na mestu, kjer se je zgodil tlačni udar, do trganja vrtinca, prerez cevi pa se ne sprosti v celoti, temveč samo delno, kar je razvidno iz zmanjšanja premera kavitacijskega vrtinca (slika 8b).



Sl. 8. Nastanek udarnega vala (a) in trganje ter zožitev kavitacijskega vrtinca (b)  
Fig. 8. The water hammer pressure wave (a) and the swirl cut-off of the thinner swirl (b)

Pojav in jakost kavitacijskega vrtinca je določena z obliko rotorskih lopatic na vstopu v rotor, dolžina vrtinca je funkcija geometrije vstopnega cevovoda, njegov premer pa je odvisen od tlačnih razmer v sesalnem vodu.

V črpalkah, pri katerih je vstopni cevovod osno simetričen z rotorskim ustjem, se recirkulacijsko gibanje lahko razširi tudi do osem vstopnih premerov daleč v sesalni cevovod.

Pojav kavitacijsko prerotacijskega vrtinca je tesno povezan z nagnjenjem rotorja h kreiranju zastojnih con in recirkulacijskega toka.

### 3 KAVITACIJSKI VRTINEC V PREHODNEM KAVITACIJSKEM REŽIMU

Pri popolnoma zaprtem pretoku skozi črpalko se v vstopnem vodu pojavi krožno gibanje

consequence of a low flow attack angle. The vapour swirl propagates from the impeller eye upstream into the entrance pipe by the same distance and rotates with the prerotation circumferential velocity. The instabilities of the flow regime in the entrance pipe become global at the moment when both vapour-phase areas connect [2].

The cavitation swirl additionally decreases the active flow area at the entrance pipe. In the worst case, the gas phase increases over the whole active part of the entrance pipe and the active flow is stopped. In this way the pump operating capacity is zero (cut off condition). The consequence of this is that the water hammer effect (Fig. 8a) reflects the sudden pressure rise in the entrance pipe. This pressure rise is the reason for the bubbles' implosion at the cavitation swirl and with that the operating capacity release through the impeller eye and consequently through the whole impeller. In the cases of very small operating capacities (close to zero), this is in the area between the unstable and transient cavitation regimes the swirl cut off appears where the water hammer effect applied. The active flow area at the entrance pipe is not released at the whole entrance pipe but only at part of it. This is evident from the decreased cavitation swirl diameter (Fig. 8b).

The impeller blades, shape at the impeller entrance determines the phenomenon and the swirl strength. The swirl length is a function of the entrance-pipe geometry. Swirl diameter depends on the flow conditions in the entrance pipe.

In pumps with a straight entrance pipe the cavitation swirl could develop up to eight entrance pipe diameters in the upstream direction from the impeller eye.

The appearance of the cavitation-prerotation swirl is closely related by the impeller trend to the stall zone and recirculation flow's creation.

### 3 CAVITATION SWIRL AT THE TRANSIENT CAVITATION REGIME

The circular movement of fluid in the entrance pipe occurs when the operating capacity is completely



kapljevine (tokovnice so sosrednji krogi), vsa energija pa se porablja za njeno mešanje in segrevanje. Če zanemarimo gravitacijsko polje, lahko zapišemo enačbo za spremembo totalne energije s polmerom v naslednji obliki [6]:

$$\frac{dH}{dr} = \frac{v}{g} \left( \frac{v}{r} + \frac{dv}{dr} \right) \quad (2)$$

Iz te enačbe izhajajo naslednji tipi vrtincev:

#### Vsiljen vrtinec

Tekočina se v primeru vsiljenega vrtinca vrti s konstanto kotno hitrostjo  $\omega$ , tako da na vsakem polmeru  $r$  velja enačba:

$$v = \omega r \quad (3)$$

in zato:

$$\frac{dv}{dr} = \omega \quad \frac{v}{r} = \omega \quad (4)$$

Iz enačbe (2) izhaja:

$$\frac{dH}{dr} = \frac{\omega r}{g} (\omega + \omega) = \frac{2\omega^2 r}{g} \quad (5)$$

Z integracijo dobimo:

$$H = \omega^2 r^2 / g + C \quad (6)$$

kjer je  $C$  konstanta. Ker velja za vsako točko v tekočini:

$$H = p/\rho g + v^2/2g + z = p/\rho g + \omega^2 r^2/2g + z \quad (7)$$

dobimo z združitvijo zgornjih enačb:

$$p/\rho g + z = \omega^2 r^2/2g + C \quad (8)$$

Ta enačba podaja porazdelitev tlaka za vsiljen vrtinec, kjer je za primer prisotnosti proste površine tlak enak atmosferskemu (relativni tlak je nič).

#### Prosti ali potencialni vrtinec

V primeru potencialnega vrtinca je porazdelitev hitrosti takšna, da s polmerom ni spremembe totalne energije na enoto mase. Tako velja  $dH/dr = 0$  in lahko zapišemo:

$$0 = \frac{v}{g} \left( \frac{v}{r} + \frac{dv}{dr} \right) \quad (9)$$

$$\frac{dv}{v} + \frac{dr}{r} = 0$$

Z integracijo dobimo:

Integrating, we have:

$$\ln v + \ln r = \text{konst}$$

$$vr = C \quad (10)$$

closed. This means that streamlines form a set of concentric circles and, therefore, all the energy is consumed by the flow mixing and heating. If we ignore gravitation we can write the change in total energy with a radius in the following form [6]:

From this equation the following swirls can be defined:

#### Forced swirl

In the case of the forced swirl the fluid rotates as a solid body with constant angular velocity  $\omega$ , so at any radius  $r$ :

and therefore:

From equation (2) it follows that:

Integrating, we have:

where  $C$  is a constant. But, for any point in the fluid

the joint equation is obtained:

Above equation gives the pressure distribution at forced flow swirl, where, for as an example of flow with free surface, the pressure above the water free surface is equal to atmospheric pressure (relative pressure is zero!).

#### Free or potential swirl

In this case, the streamlines are concentric circles, but the variation of velocity with radius is such that there is no change of total energy per unit weight with the radius, so that  $dH/dr = 0$ . Substituting equation:

Integrating, we have:

$$\ln v + \ln r = \text{konst}$$

$$vr = C \quad (10)$$

Zdaj lahko zapišemo, da je potencialni vrtinec krožno gibanje tekočine, pri čemer je radialna komponenta hitrosti popolnoma enaka nič, obodna komponenta hitrosti pa se zvečuje z manjšanjem polmera, s singularnostjo pri  $r = 0$ . Ker v vsaki točki tekočine velja:

$$H = p/\rho g + v^2/2g + z = \text{konst} \quad (11)$$

lahko zapišemo:

we can write:

$$H = p/\rho g + C^2/2gr^2 + z \quad (12)$$

Za horizontalno ravnino je  $z$  stalen, tlačna porazdelitev pa je podana s:

For any horizontal plane,  $z$  is constant and the pressure variation is given by:

$$p/\rho g = (H - z) - C^2/2gr^2 \quad (13)$$

Iz enačbe je razvidno, da se pri potencialnem vrtincu tlak manjša, obodna hitrost pa večja s približevanjem osi vrtenja.

Thus, in the free vortex, pressure decreases and circumferential velocity increases as we move towards the center of rotation.

### Sestavljen vrtinec

V potencialnem vrtincu velja  $v = C/r$  in zato bi morala biti teoretična hitrost v središču neskončna. Hitrosti pri osi so sicer zelo velike, ker pa se torne izgube zvečujejo s kvadratom hitrosti, jih ne moremo zanemariti (tok ni potencialen) in zato totalna energija ni več nespremenljiva. Sestavljen vrtinec v središču rotira kot togo telo (vsiljen vrtinec) in na nekem polmeru  $R$  pa preide v potencialni vrtinec. Na stičišču obeh vrtincev, torej na polmeru  $R$ , morata biti hitrosti enaki. Tako velja:

### Composed swirl

In the free swirl,  $v = C/r$  and thus, theoretically, the velocity becomes infinite at the centre. The velocities near the axis would be very high and, since friction losses vary as the square of the velocity, they will cease to be negligible (flow is not potential) and the assumption that the total remains constant will cease to be true. The compound swirl in the center rotates as a solid body (forced swirl) but at a certain radius  $R$  it becomes a potential swirl. At the contact of swirls, at the radius  $R$ , both velocities must be equal:

$$\omega R = C/R \quad (14)$$

oziroma:

or:

$$R = \sqrt{C/\omega} \quad (15)$$

Izračunajmo cirkulacijo vzdolž poljubne tokovnice okoli osi vrtničnega toka. Cirkulacija je krivuljni integral vektorske veličine po sklenjeni krivulji, zato lahko zapišemo:

Let us calculate the circulation at any concentric streamline around the axis of the swirl on Fig. 4.2. Circulation is defined as the integral of the vector quantity along a closed curve and can be written as:

$$\Gamma = \oint \vec{v} \cdot d\vec{s} = v 2\pi r \quad (16)$$

Ker je  $r \cdot v = C$ , lahko zapišemo, da je:

Because  $r \cdot v = C$ , we can write:

$$C = \frac{\Gamma}{2\pi} \quad (17)$$

in zato za polmer na stičišču obeh vrtincev:

so, that the radii  $R$  at the contact of both swirls is:

$$R = \sqrt{\frac{\Gamma}{2\pi\omega}} \quad (18)$$

V primeru, da je polmer  $R$  dovolj majhen, je hitrost tako velika, da pride do nastanka plinaste faze tudi v tem kavitacijskem obratovalnem režimu. Ker pa na fazni meji zaradi zaprtega pretoka ne moremo

If the radius  $R$  is small enough and if the velocity is big enough, the vapour phase can appear even at this cavitation operating regime. Because of the closed capacity through the pump, the isotherm

pričakovati izotermnega uparjanja, se dvofazno območje pri običajnih sistemih, izvedenih z nepovratnimi ventili v sesalnem in tlačnem vodu zaradi zvišanja tlaka ne razširi daleč v vstopni vod. Tlačno zvišanje lahko v skrajnem primeru privede tudi do uničenja vstopnega ali izstopnega cevne sistema, pa tudi okrova črpalke [1].

#### 4 MERJENJE TLAČNIH UTRIPOV KAVITACIJSKEGA VRTINCA

Tlačne utripe v vstopnem vodu smo izmerili ne merilni progi prikazani na sliki 9. Merilna proga je izdelana v skladu s priporočili za izvajanje kavitacijskih testov s spreminjanjem ČPSV po ISO 2548. Sistem je zaprtega tipa, v katerem radialna črpalčka (slika 9 poz. 1) črpa vodo iz rezervoarja (poz. 2) po sesalnem cevovodu (poz. 3) in ga vrača v rezervoar po tlačnem cevovodu (poz. 4). V sistemu je z vakuumsko črpalčko (poz. 5) možno spreminjanje tlaka nad spodnjo vodno gladino in s tem posredno tudi spreminjanje sesalne višine. Ker je merilna proga namenjena snemanju kavitacijskih karakteristik črpalčk namenjenih obratovanju v različnih pogojih, je v rezervoarju še uporovni električni grelec (poz. 6). Za boljši vpogled in razumevanje dogajanja v kavitacijskih obratovalnih režimih je na vstop v črpalčko nameščena prozorna cev (poz. 7). Pretok lahko dušimo v sesalnem in tlačnem cevovodu in sicer s pomočjo ventilov (poz. 8), prostorninski pretok pa merimo z zaslonko (poz. 9), izdelano po standardu DIN 1952 [7].

Nazivna vrtilna frekvenca črpalčke Litostroj CN 50-250 je  $n = 2900 \text{ min}^{-1}$ , največja črpalna višina je  $H = 85 \text{ m}$  in največji pretok enak  $Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ . Vstopni premer cevi je 65 mm, dolžina 1500 mm, na izstopu pa je premer cevi 50 mm na dolžini 2000 mm.

Vibracije, ki so posledica izsrednosti in neuravnoteženosti pogonskega sistema dušimo z amortizerjem (poz. 10) in jih s tem ne prenašamo na črpani medij. Za odplinjevanje toka skrbi poseben

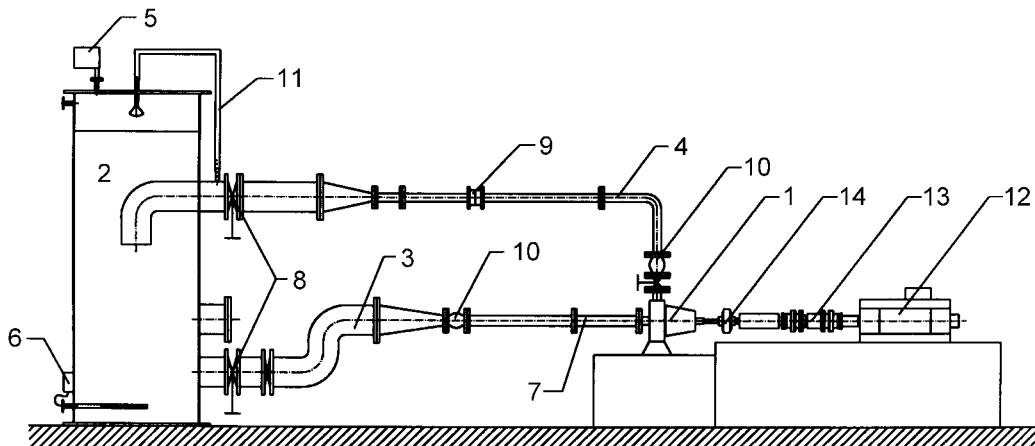
evaporation cannot be expected when both phases contact. The reason for this is that this gas phase area could not be propagated far into the entrance pipe for conventional pump systems that have a non-return valve in the suction (entrance) and exit pipes. The present pressure rise can, in the worst case, cause the pump casing to break [1].

#### 4 CAVITATION SWIRL PRESSURE PULSATIONS MEASUREMENTS

The pressure pulsations are measured at the entrance pipe of the radial pump as is shown in Figure 9. The measurement testing system is manufactured to conform to ISO 2548 recommendations for cavitation tests performed using pump NPSH variation. The system is developed as a closed loop in which the radial pump (Fig. 9, position 1) is positioned. The suction pipe system (Fig. 9, pos. 3) goes from the reservoir (pos. 2) to the pump the pressurized water flow to the pressure pipe system (pos. 4), which returns the water to the reservoir. The gas pressure above the water level in the reservoir can be changed using the vacuum pump (pos. 5) and so the pump suction head can be varied. Since the measuring system is geared for pump characteristic measurements under different operating regimes, an electric heater was put into the reservoir (pos. 6). The transparent suction pipe, which allows cavitation swirl observation, was placed at the pump entrance. The operating capacity can be changed by the valve (pos. 8) and measured by the orifice plate (pos. 9) manufactured according standard DIN 1952 [7].

Pump, Litostroj CN 50-250, design speed is 2900 rpm, maximum pump head is  $H = 85 \text{ m}$ , maximum capacity is  $Q = 0,03 \text{ m}^3/\text{s}$ . The pump intake diameter is 0.065 m, the length is 1.5 m, and exit pipe diameter is 0.050 and its length is 2 m.

A rubber compensator (pos. 10) dampens vibrations, which are caused as a consequence of the un-centric and un-balanced driving system. The compensator is put into the pressure pipe system



Sl. 9. Skica merilne proge  
Fig. 9. Measuring system drawing

vod (poz. 11), ki se konča z razpršilom v rezervoarju. Elektromotor (poz. 12), je povezan s črpalko preko gredi za merjenje momentov (poz.13) in elastične sklopke (poz. 14).

S kombinacijo različnih podtlakov nad spodnjo vodno gladino in dušenjem pretoka, lahko tako določamo točko začetka kavitacije in razvoj kavitacijskega vrtinca pri različnih obratovalnih pogojih.

Tlačne utripe merimo v treh legah različno oddaljenih od ustja s tremi absolutnimi tlačnimi zaznavali HBM P19 in zaznavalom KRISTAL tip 4285A5, katerih tehnični podatki so podani v preglednici 1. Pretok nastavljamo z zasunom nameščenim za izstopom iz črpalke (slika 9), za zajemanje podatkov uporabljamo kartico Intelligent Instrumentation PCI 20428 W-1, za obdelavo podatkov pa programski paket Visual Designer.

Tlačne utripe zaradi prisotnosti kavitacijskega vrtinca merimo pri 1450, 1550 in 1650  $\text{min}^{-1}$  in treh različnih relativnih tlakih nad spodnjo vodno gladino (v rezervoarju) ( $p_{\text{rez},1} = -0,4$  bar,  $p_{\text{rez},2} = -0,5$  bar,  $p_{\text{rez},3} = -0,6$  bar). Da bi zmanjšali napako meritve izvedemo v vsakem režimu 50 meritev, frekvenčno analizo pa zaradi frekvenčnega območja uporabljenih zaznaval izvedemo do 2000 Hz.

directly after the pump. The special pipe system (pos. 11) for water degasization is created. The driving motor (pos. 12) drives the pump over the elastic gear (pos. 14). The operating torque is measured using the measuring torque shaft (pos. 13).

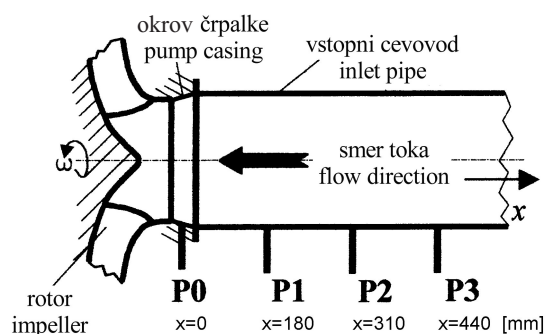
The moment (point) of cavitation appearance can be determined by a combination of different pressures over the water level at the reservoir, and by operating capacity change.

The flow pressure pulsations are measured at three different measuring points placed in the upstream direction from the impeller eye (Fig. 10). Absolute pressure transducers HBM P19 and KRISTAL type 4285A5 (technical data are given in Table 1) were used. PC A/D board – Intelligent Instrumentation PCI 20428 W-1, was used to take measuring data, which is evaluated using Visual Designer software. Operating capacities are controlled by valve at the pump exit (Fig. 9).

Pressure pulsations are measured during pump operation at impeller speeds: 1450, 1550 and 1650 rpm at three different pressures over the water level at the reservoir ( $p_{\text{rez},1} = -0.4$  bar,  $p_{\text{rez},2} = -0.5$  bar,  $p_{\text{rez},3} = -0.6$  bar). To decrease the measuring error, at each measuring regime 50 measuring repetitions are performed. The frequency analyses are performed in a range up to 2000 Hz, considering transducers operating regime.

Preglednica 1. Seznam uporabljenih tlačnih zaznaval  
Tabel 1. List of used pressure transducers

Vrsta naprave Type	Proizvajalec in tip Producer and Type	Merilno območje Measuring area	Napaka Error	Frekvenčno območje Frequency area
Abs. tlačno zaznavalo Abs. pressure transducer	HBM P 19	0 do/to 10 bar	0,5%	2 kHz
Abs. tlačno zaznavalo Abs. pressure transducer	HBM P 19	0 do/to 10 bar	0,5%	2 kHz
Abs. tlačno zaznavalo Abs. pressure transducer	HBM P 19	0 do/to 4 bar	0,5%	2 kHz
Abs. tlačno zaznavalo Abs. pressure transducer	Kristal 4285A5	0 do/to 5 bar	0,5%	5 kHz

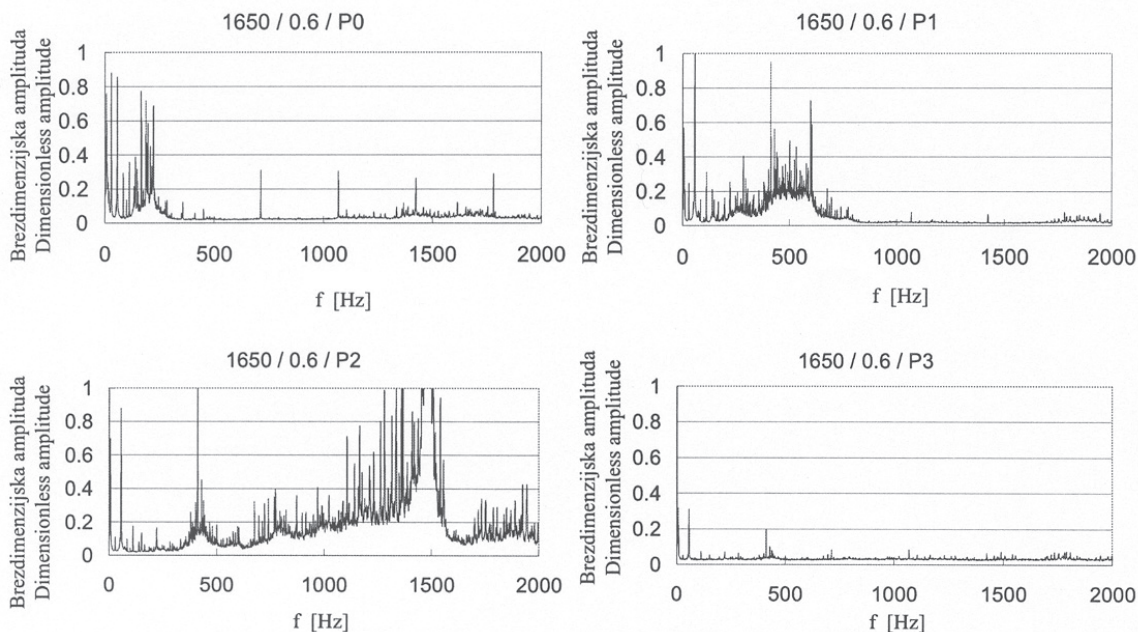


Sl. 10. Skica merilnih mest za snemanje tlačnih utripov  
Fig. 10. Measuring places for pressure pulsations



## 5 REZULTATI MERITEV

Na sliki 11 so prikazani rezultati hitre Fourierjeve transformacije za  $n=1650 \text{ min}^{-1}$  in  $p_{\text{rez}}=0,6 \text{ bar}$  v obratovalnem režimu pri katerem je v vstopnem vodu razvit kavitacijski vrtnec ( $Q=0,0011 \text{ m}^3/\text{s}$ ).



Sl. 11. Rezultati HFT tlačnih utripov

Fig. 11. The results of the FFT analyses of the pressure pulsations

Iz diagramov lahko sklepamo naslednje:

1. V legi P0 prevladujejo frekvenca vrtnica, frekvenca vrtilne hitrosti in njena prva harmonska ter druga harmonska frekvenca prehoda lopatic. Opazna je tudi frekvenca vrtnica in sicer v skladu z ugotovitvami Grista med 2 in 10 Hz v odvisnosti od velikosti prerotacijske komponente hitrosti in glede na opletanje vrtnica. Pri velikem radialnem opletanju se namreč frekvenca vrtnica zniža za velikosti frekvence vrtenja rotorja na približno  $1/3$  le te.
2. V legah P1 in P2 prevladujejo prva višja harmonska vrtilne hitrosti, druga harmonska frekvenca prehoda lopatic in višje frekvenčna nihanja povezana z lastno frekvenco merilnega sistema.
3. V legi P3 je prisoten prva višja harmonska vrtilne hitrosti in druga harmonska frekvenca lopatic

Iz prikazanih diagramov je razvidno, da amplituda tlačnih utripanj raste z večanjem števila vrtljajev, kar je v skladu z večjimi pretoki, hitrostmi in vztrajnostjo; in pada z nižanjem tlaka nad spodnjo vodno gladino, kar je v neposredni zvezi z velikostjo tlakov v vstopnem vodu. Razvidno je tudi, da so največja tlačna utripanja

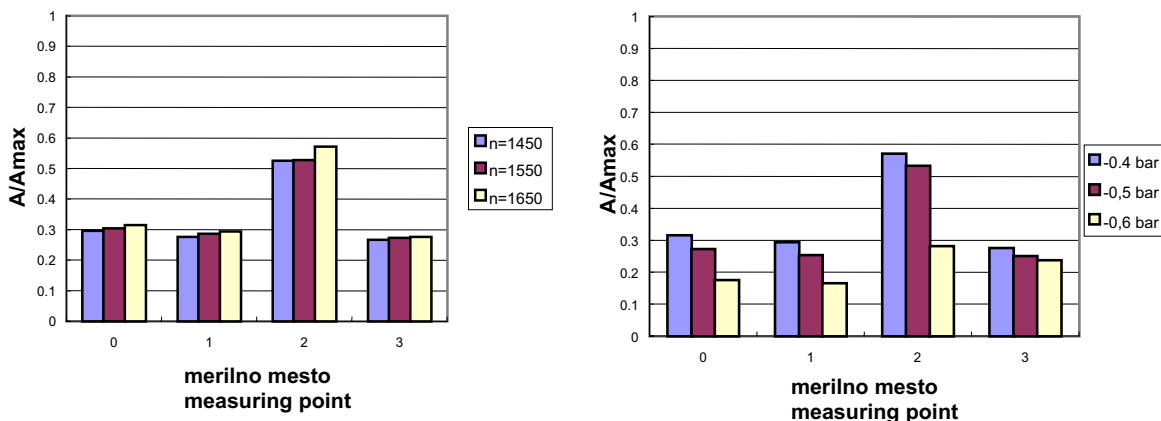
## 5 MEASURING RESULTS

The results of the frequency analyses after fast Fourier transform at a pump operating speed of  $n=1650 \text{ rpm}$  and at a pressure over the water level in the reservoir of  $p_{\text{rez}}=0.6 \text{ bar}$ , at operating capacity  $Q=0.0011 \text{ m}^3/\text{s}$  (at operating regime where in the entrance pipe the cavitation swirl is developed) are shown in Figure 11.

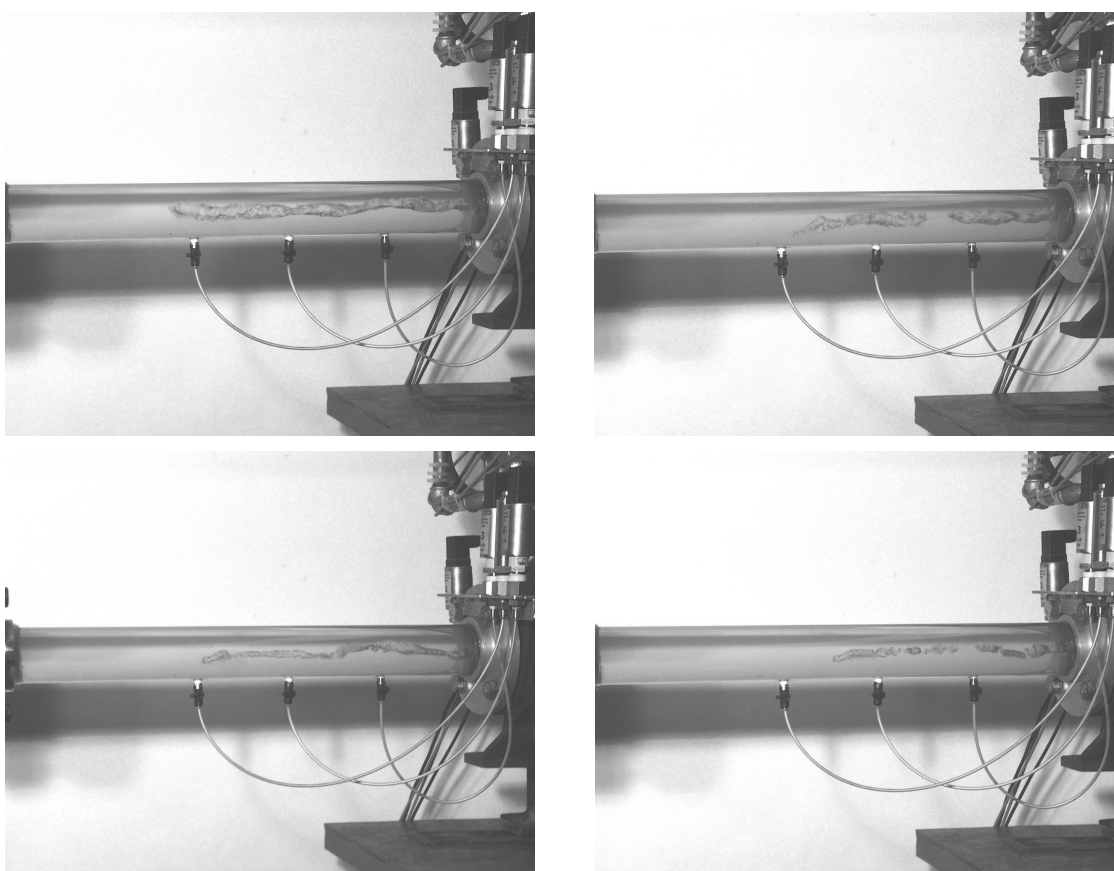
From the diagrams (Fig. 11) it can be concluded:

1. At the measuring position P0, the frequency of the cavitation swirl and its first higher harmonic, and the second higher harmonic of the blade passage frequency are dominant. The swirl frequency is between 2 and 10 Hz, which coincide with Grist's considerations. During big radial swirl swing the pulsation frequency is decreased to  $1/3$  of impeller speed frequency.
2. At the positions P1 and P2 the first higher harmonic of the impeller speed frequency and the second higher harmonic of the blade passage frequency are dominant. Present are also higher frequency peaks that belong to the measuring system eigen frequency.
3. At the position P3 the first higher harmonic of the impeller speed frequency and the second harmonic of the blade passage frequency are present.

From the pressure amplitudes recorded (Fig. 12), the pressure amplitude increase at increased impeller speed is evident. This is in good agreement with higher capacities where the velocities and flow inertia are increased. When the pressure over the water level in the reservoir decreased the pulsations amplitude decrease is evident. This is directly depending on flow pressure at entrance pipe. The larger measured pressure pulsations were taken at position P2,



Sl. 12. Primerjava povprečnih tlačnih amplitud  
 Fig. 12. The average pressure amplitude comparison



Sl. 13. Trganje kavitacijskega vrtenca v vstopnem vodu črpalke in manjšanje njegovega premera  
 Fig. 13. Cavitation swirl tearing and reducing its diameter with pressure in the reservoir

izmerjena v legi P2, kar je v skladu s trganjem vrtenca med legama P1 in P2 prikazanim na fotografijah 13 b in 13 d. Na fotografijah 13 c in d je razvidno tudi tanjšanje vrtenca z višanjem tlaka v rezervoarju.

6 SKLEP

Kavitacijski vrtenec je rezultat obratovanja črpalke s podoptimalnimi pretoki pri različnih tlakih nad spodnjo vodno gladino.

which is also in agreement with the photos in Figures 13 b and d, where the swirl tearing between positions P1 and P2 are evident. From 13 c and 13 d we can conclude that the swirl diameter is smaller when the pressure over the water in the reservoir is increased.

6 CONCLUSION

The cavitation swirl is a consequence of a pump operating with small, under-optimum capacities at different pressures above the water level of the reservoir.

Je rezultat zapletenih tokovnih razmer v rotorskih kanalih in v ustju rotorja.

Kavitacija se začne v rotorskih kanalih zaradi spremembe natočnega kota toka.

Razširitev kavitacijskega vrtnca iz območja rotorskih kanalov v vstopni vod je povezana z recirkulacijskim tokom in zmanjšanjem dejavnega dela vstopnega voda.

Kavitacijski vrtnec se pojavlja pri različnih vrtilnih hitrostih, tudi pri manjših od preračunske. Zaradi sekundarnih tokov v rotorskih kanalih, povzročenih s podoptimalnimi pretoki, ko črpalka obratuje v nestabilnem kavitacijskem obratovalnem režimu, lahko kavitacijski vrtnec povzroči kavitacijske poškodbe na tlačni strani rotorskih lopatic.

Dolžina kavitacijskega vrtnca se ne spreminja s spremembo števila vrtljajev in spremembo tlaka nad spodnjo vodno gladino, iz česar lahko sklepamo, da je dolžina kavitacijskega vrtnca odvisna od geometrije ustja.

Dolžina kavitacijskega vrtnca lahko znaša do 8 premerov vstopnega voda in je odvisna od njegove geometrije.

Tlak nad spodnjo vodno gladino vpliva na velikost prostorninskega toka plinaste faze in na premer kavitacijskega vrtnca.

Pri višjih tlakih nad spodnjo vodno gladino je premer kavitacijskega vrtnca manjši.

Frekvenca kavitacijskega vrtnca je med 4 in 10 Hz ter se spreminja s prerotacijsko vrtilno hitrostjo.

It is a result of complicated flow conditions in the impeller channels and in the impeller eye.

Cavitation starts in the impeller channels as a result of the entrance flow angle change.

The cavitation swirl transition from the area of the impeller channels up to the entrance pipe is connected with recirculation flow and with a decreased active flow area in the intake pipe.

The cavitations swirl appears at different impeller speeds (also at smaller speeds than its design speed). Because of secondary flows appearing at the impeller channels caused by small, under-optimum operating capacities, during pump operation in the unstable cavitation regime, the cavitation swirl can cause erosion damage to the impeller material at the pressure side of the impeller blades.

The cavitation swirl does not change its length during impeller speed change or pressure above the water level change. This means that the swirl length is a function of the pump impeller eye geometry.

The swirl length is based on the geometry of the pump entrance area and could propagate up to 8-entrance diameters length in the upstream direction.

Pressure above the water level in the reservoir defines the volume flow rate of the gas phase and the cavitation swirl diameter.

Higher pressures above the water surface in the reservoir cause a smaller swirl diameter and tearing at more places.

The frequency of the cavitation swirl is in a range between 4 and 10 Hz and is changed by the prerotation speed.

#### 8 OZNAKE 8 SYMBOLS

absolutna hitrost na vstopnem polmeru	$c_1$	absolute velocity at entrance diameter
meridianska komponenta hitrosti na vstopnem polmeru	$c_{1m}$	meridional velocity component at entrance diameter
obodna komponenta absolutne hitrosti na vstopnem premeru	$c_{1u}$	circumferential component of absolute velocity at entrance diameter
konstanta	$C$	constant
gravitacijski pospešek	$g$	gravitational acceleration
totalna energija	$H$	total energy
čista pozitivna sesalna višina (ČPSV)	$NPSH$	netto positive suction head
tlak	$p$	pressure
tlak na vstopu v črpalko	$p_1$	pressure at pump inlet
polmer	$r$	radius
polmer stičišča vrtncev	$R$	radius of swirls connection
obodna hitrost na vstopnem polmeru	$u_1$	circumferential velocity at entrance diameter
hitrost	$v$	velocity
relativna hitrost na vstopnem polmeru	$w$	relative velocity at entrance diameter
koordinatna smer	$x$	coordinate direction
koordinatna smer	$z$	coordinate direction
cirkulacija	$\Gamma$	circulation
gostota	$\rho$	density
kotna hitrost	$\omega$	angular velocity

9 LITERATURA

9 REFERENCES

- [1] Grist, E. (1998) Cavitation and the centrifugal pump, A guide for pump users, *Raylor and Francis*, London.
- [2] Breugelmans, F. A. E. (1982) Prerotation and fluid recirculation in the suction pipe of the centrifugal pumps, 165 – 179, *Proceedings of the eleventh turbomachinery symposium*, Shamrock.
- [3] Predin, A. (2000) Prerotacijski tok na vstopu v radialni rotor, 276 – 290, *Strojniški vestnik* 00/5, Ljubljana.
- [4] Fraser, W. H. (1982) Recirculation in centrifugal pumps, 227 – 235, *World Pumps* Vol. 188.
- [5] Neumann, B. (1991) The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump, *Mechanical Engineering Publications*, London.
- [6] Douglas, J. F. (1995) Fluid mechanics, 3<sup>rd</sup> Edition, *Library of Congress*, London.
- [7] *Deutsches Institut für Normung* (1982) Durchflussmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt, Berlin.

Naslov avtorjev: doc.dr. Andrej Predin  
mag. Ignacijo Biluš  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Mariboru  
Smetanova 17  
2000 Maribor

Authors' Address: Doc.Dr. Andrej Predin  
Mag. Ignacijo Biluš  
Faculty of Mechanical Eng.  
University of Maribor  
Smetanova 17  
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 29.1.2001  
Received:

Sprejeto: 12.10.2001  
Accepted:



## Potenčni zakon kot model zmesi elektrofiltrskega pepela in vode

### The Power Law as a Model for an Electrostatic Filter Ash and Water Mixture

Primož Ternik - Jure Marn - Damijan Kanduti - Evgen Dervarič

*Prispevek obravnava tok zmesi elektrofiltrskega pepela in vode. Eksperimentalni podatki, pridobljeni v cevnem viskozimetru Premogovnika Velenje d.d., so bili uporabljeni kot osnova za določitev modela potenčnega zakona po metodi najmanjših kvadratov. S tako dobljenim modelom je bila izvedena numerična analiza toka z metodo končnih prostornin, rezultati pa primerjani z eksperimentalnimi. Kljub povprečno 90-odstotnemu ujemanju numeričnih in eksperimentalnih rezultatov bo v prihodnje treba namesto potenčnega zakona uporabiti kak drug, npr. Siskov model, katerega teoretične osnove so prav tako del prispevka.*

© 2001 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: tekočine nenevtonske, modeli reološki, modeliranje, zakoni potenčni)**

*This paper deals with the flow of an electrostatic filter ash and water mixture. Experimental data obtained from a pipe viscometer in Premogovnik Velenje Ltd. were used as the basis to determine the Power Law model by the least-squares method. With this model a numerical analysis with the finite volume method was performed and the results were compared with experimental data. Despite the 90% agreement between the numerical and experimental results there is still a need to use some other rheological models instead of the Power Law model, for example the Sisko model, the theoretical basis of which is also an integral part of this contribution.*

© 2001 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: non-Newtonian fluids, rheological models, modelling, Power Law)**

#### 0 UVOD

Hidravlični prenos trdnih snovi je učinkovit in ekonomičen način prenosa predvsem, kadar gre za velike količine snovi in večje razdalje. Značilne primere takšnega prenosa srečujemo v celi vrsti industrijskih dejavnosti; od oskrbovanja z vodo do hidravličnega prenosa v različnih vejah rudarstva, kemije in drugih vej.

Pretakanje teh tekočin po cevovodih lahko proučujemo, če poznamo njihove fizikalne lastnosti (gostoto, viskoznost, stisljivost) oziroma vpliv zunanjih dejavnikov (temperatura, tlak) na te lastnosti. Prenosni sistem je določen, ko poznamo fizikalne lastnosti trdne in tekoče faze ter dimenzije cevnih sistemov.

Posebna skupina teh tekočin so suspenzije - tekočine, v katerih bolj ali manj lebdi veliko majhnih,

#### 0 INTRODUCTION

The hydraulic transport of solids is an effective and economical way of moving large amounts of solids over large distances. Typical examples of this kind of transportation can be found in almost all industrial applications, from water supply to hydraulic transport in different branches of mining, chemistry, etc.

The flow of these fluids in pipelines can be analysed if we know their physical properties (density, viscosity, compressibility) and the influence of external factors (temperature, pressure) on these properties. The transport system is determined by the physical properties of the solid and the fluid phase as well as the dimensions of the pipe systems.

A subset of these fluids is the group of suspensions fluids, in which small, solid particles are

trdnih delcev. Tako zmes lahko v določenih (tržnih) primerih obravnavamo kot homogeno (newtonsko) tekočino ter upoštevamo njene povprečne lastnosti. Najprej določimo ustrežni reološki model, nato pa izberemo ustrezne mešalne in črpalne naprave ter hidravlični prenos morebiti avtomatiziramo.

Za opis reološkega obnašanja pastastih tekočin uporabljamo empirične modele, ki podajajo strižno napetost (ali viskoznost) v odvisnosti od deformacijske hitrosti. Najbolj razširjeni so Ostwald-de Waele oz. potenčni zakon, Binghamov plastični model, Cassonov model, redkeje pa Herschel-Bulkyjev in Siskov model.

Kljub dosegljivosti omenjenih modelov pa zelo redko lahko zanesljivo in dovolj natančno opišemo reološko obnašanje takih tekočin. Pastaste tekočine so namreč zapleteni sistemi, sestavljeni iz trdnih delcev različnih velikosti in oblik ter tekočin, in vprašanje je, ali lahko že sedanji modeli popisujejo njihovo obnašanje pri hidravličnem prenosu. Zato moramo tudi na konstante posameznih modelnih enačb gledati le kot na modelne parametre ne pa kot na "prave" fizikalne lastnosti.

## 1 FIZIKALNE LASTNOSTI

V praksi gostoto suspenzije določimo na podlagi gostote trdnih delcev in tekočine. Gostota homogene suspenzije je tako [1]:

$$\rho_m = \frac{100}{\frac{\xi_s}{\rho_s} + \frac{100 - \xi_s}{\rho_t}} \quad (1)$$

Einstein [2] predlaga viskoznost razredčenih suspenzij kot:

$$\frac{\eta_m}{\eta_t} = 1 + 2,5\psi \quad (2)$$

medtem ko Guth in Simha [3] za koncentrirane suspenzije predlagata:

$$\frac{\eta_m}{\eta_t} = 1 + K_1\psi + K_2\psi^2 + \dots \quad (3)$$

pri čemer sta vrednosti konstant  $K_1 = 2,5$  [2] in  $K_2 = 14,1$  [3].

Še popolnejši model viskoznosti koncentriranih suspenzij podaja Thomas [2] kot:

$$\frac{\eta_m}{\eta_t} = 1 + 2,5\psi + 10,05\psi^2 + A \exp(B\psi) \quad (4)$$

pri čemer sta  $A = 0,00273$  in  $B = 16,6$ .

Naslednjo enačbo za viskoznost koncentriranih suspenzij so predlagali Gay idr. [4]:

$$\frac{\eta_m}{\eta_t} = \exp \left[ 2,5 + \left( \frac{\psi}{\psi_{\max} - \psi} \right)^n \right] \frac{\psi}{\psi_{\max}} \quad (5)$$

floating. Such a mixture is, in engineering applications, usually treated as a homogeneous (non-Newtonian) fluid with some artificial, average properties of this "fluid". First, we must try to find a suitable rheological model for these fluids, and then select suitable mixing and pumping devices in order to eventually automate the hydraulic transport.

For a rheological description of slurries we use empirical models relating shear stress (or viscosity) and shear rate. The most commonly used are the Ostwald-de Waele or Power Law, the Bingham plastic model, the Casson model, and rarely the Herschel-Bulky and Sisko models.

Despite wide spread use of the above-mentioned models it is quite rare that the rheological behavior of these fluids is described reliably and accurately enough. Slurries are complex systems comprised of liquids and solid particles of different shapes and sizes; there is a question as to whether the existing models can describe their behavior during hydraulic transport. This is why we must take the constants in particular model equations only as model parameters and not as "true" physical properties.

## 1 PHYSICAL PROPERTIES

In practice, the density of a suspension is defined in terms of solid particles and fluid densities. The density of a suspension is given by [1]:

Einstein [2] suggests the viscosity of dilute suspensions is:

while Guth and Simha [3] suggest for concentrated suspensions:

using the values of  $K_1 = 2.5$  [2] and  $K_2 = 14.1$  [3].

A more complete viscosity model for concentrated suspensions is suggested by Thomas [2] as:

using  $A = 0.00273$  and  $B = 16.6$ .

Next, the equation for the viscosity of concentrated suspensions is suggested by Gay et al. [4]:

kjer je  $\Psi_{\max}$  največji dosegljiv prostorninski delež trdnih delcev.

Specifično toploto suspenzij so Thomas [5] ter Orr in Dalla Valle [6] podali na temelju specifičnih toplot čistih sestavin kot:

$$(c_p)_m = \frac{(c_p)_s \xi_s + (c_p)_l \xi_l}{100} \quad (6).$$

Glede toplotnih prevodnosti sta Orr in Dalla Valle [6] predlagala metodo, s katero lahko preprečimo usedanje delcev; to je dodajanje majhnih količin agarja in s tem tvorbo gela. Vrednost tako izmerjene toplotne prevodnosti nato popravimo za velikost vpliva agarja na toplotno prevodnost. Na ta način izmerjene toplotne prevodnosti se dobro ujemajo z vrednostmi toplotnih prevodnosti, izračunanih po naslednji enačbi [5]:

$$k_m = k_l \left[ \frac{2k_l + k_s - 2\psi(k_l - k_s)}{2k_l + k_s + \psi(k_l - k_s)} \right] \quad (7).$$

## 2 NENEWTONSKE TEKOČINE

Suspenzije in še cela vrsta drugih tekočin, ki jih srečujemo v različnih panogah industrije, se ne podrejajo Newtonovem zakonu viskoznega tečenja:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (8).$$

V takih primerih viskoznost ni več konstantna veličina, ampak je odvisna od deformacijske hitrosti in strižne napetosti, viskozno obnašanje pa skušamo popisati z dejansko (navidezno) viskoznostjo:

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (9).$$

Pri tem delimo nenewtonske tekočine v:

**Časovno neodvisne**, pri katerih je strižna napetost neodvisna od časa in je odvisna le od velikosti deformacijske hitrosti:

$$\tau = f(\dot{\gamma}) \quad (10).$$

Primer so Binghamove plastične tekočine, pri katerih je obnašanje opisano z enačbo:

$$\tau - \tau_0 = \eta \frac{d\gamma}{dy} \quad (11)$$

in

$$\tau > \tau_0$$

Pseudoplastične, za katere je značilno padanje viskoznosti z večanjem deformacijske hitrosti. Najbolj razširjen je Ostwald-de Waele oziroma potenčni zakon:

$$\tau = K \dot{\gamma}^n \quad (12)$$

za

where  $\Psi_{\max}$  is the maximum volumetric concentration.

Thomas [5] as well as Orr and Dalla Valle [6] gave the specific heat of suspensions on the basis of the specific heats of the pure components as:

Regarding thermal conductivities, Orr and Dalla Valle [6] proposed a method by which particle settling could be eliminated by adding small quantities of agar to the suspension, thus forming a gel. The value of the thermal conductivity measured in this way is then corrected for the effects of the agar. The thermal conductivities of slurries measured by this gelling technique show good agreement with those calculated by means of the following equation [5]:

## 2 NON-NEWTONIAN FLUIDS

Suspensions as well as many other fluids that can be met in many industrial applications do not obey Newton's law of viscous flow:

In these cases, viscosity is no longer a constant quantity, but depends on shear rate and shear stress, while viscous behavior is described with the effective (apparent) viscosity:

Non-Newtonian fluids can be classified as:

**Time-independent fluids** with a shear stress independent of time and only a function of the shear rate:

For example: Bingham plastic fluids described by:

and

Pseudoplastic fluids, featuring a characteristic decrease of the viscosity with an increase in the shear rate. The most widely used is the Power Law:

for

$$\tau = K \dot{\gamma}^n$$

Pri tem sta  $K$  in  $n$  konstanti za posamezno tekočino.

Pseudoplastične tekočine izkazujejo tri izrazita področja (sl. 1); spodnje in zgornje Newtonovo področje ter področje spremenljive viskoznosti (pseudoplastično področje). Viskoznost v spodnjem Newtonovem področju je  $\eta_0$ , v zgornjem Newtonovem področju pa  $\eta_\infty$ . V področju spremenljive viskoznosti je pogosto uporabljena enačba potenčnega zakona (12) za odvisnost strižne napetosti in deformacijske hitrosti.

Za suspenzije je primerno uporabiti Siskoov model:

$$\tau = \dot{\gamma} (\eta_\infty + K_s \tau^{n_s-1}) \quad (13)$$

kjer sta  $K_s$  in  $n_s$  parametra, ki jih določimo eksperimentalno.

Za dilatantne tekočine so povečanje viskoznosti s povečanjem deformacijske hitrosti

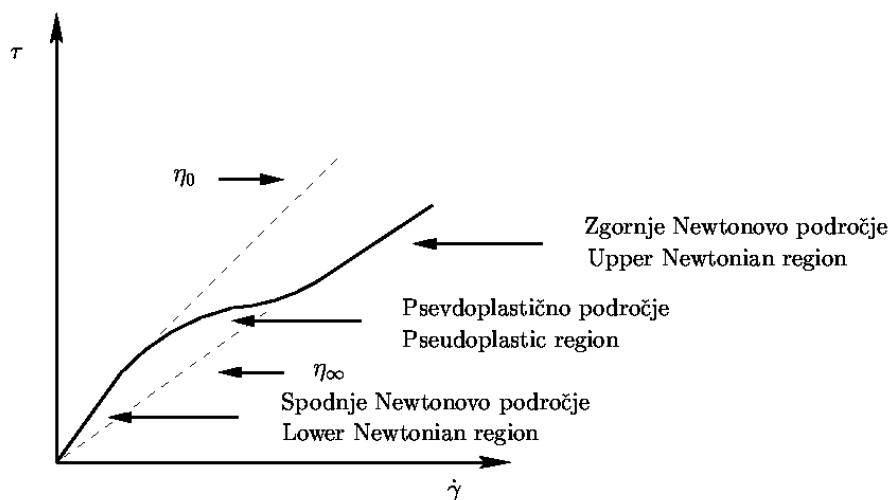
Where  $K$  and  $n$  are constants of a particular fluid.

Pseudoplastic fluids exhibit three distinct regions (Fig. 1): the lower and upper Newtonian regions as well as the region of variable viscosity (pseudoplastic region). The viscosity in the lower Newtonian region is  $\eta_0$  and in the upper Newtonian region is  $\eta_\infty$ . In the region of variable viscosity the Power Law (12) is often used to correlate the shear stress and the shear rate.

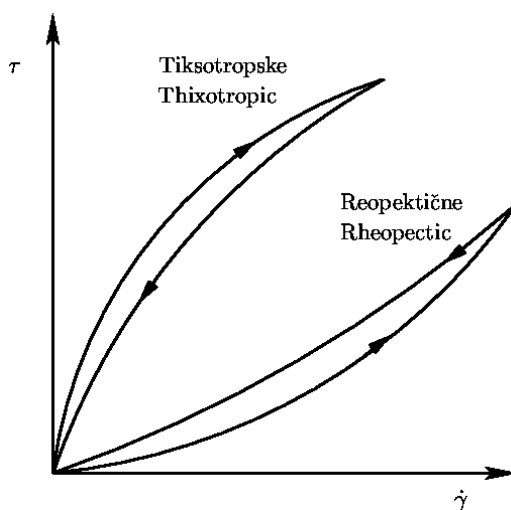
For suspensions it is reasonable to use the Sisko model:

with  $K_s$  and  $n_s$  experimentally determined.

Dilatant fluids are fluids where the increasing viscosity with increasing shear rate is associated



Sl. 1. Popolni strižni diagram za pseudoplastične tekočine  
Fig. 1. Complete shear diagram for pseudoplastic fluids



Sl. 2. Časovno odvisne nenewtonske tekočine  
Fig. 2. Time-dependent non-Newtonian fluids



povezovali s povečanjem prostornine oz. dilatantnim učinkom. Tudi za dilatantne tekočine velja potenčni zakon, le da je v tem primeru  $n > 1$ . Pojem dilatantnosti je vpeljal Reynolds.

**Časovno odvisne** (slika 2), med katere prištevamo tiksotropске in reopektične, odvisno od tega, ali se strižna napetost povečuje ali zmanjšuje s časom pri dani deformacijski hitrosti in temperaturi.

Tiksotropске tekočine izkazujejo zmanjševanje strižne napetosti pri konstantni deformacijski hitrosti. Do tega pojava pride zaradi postopne porušitve dela tridimenzionalne strukture v snovi in strižna napetost se prične približevati ravnotežni vrednosti (v odvisnosti od strukturnih lastnosti tekočine in velikosti deformacijske hitrosti).

Splošno je znano, da so notranji mehanizmi, odgovorni za tiksotropsko obnašanje, podobni tistim, ki povzročajo psevdoplastično obnašanje, vendar tiksotropски procesi potekajo mnogo počasneje od psevdoplastičnih.

Za reopektične tekočine je značilno povečevanje viskoznosti (oz. strižne napetosti) s časom. Reopektično obnašanje pripisujejo strjevanju (sesedanju) delcev, ki se približujejo drug drugemu zaradi rahlega gibanja tekočine oz. delovanja strižne napetosti.

### 3 REOLOŠKE MERITVE

Newtonov zakon viskoznega tečenja:

$$F/A = \tau_{yx} = -\eta \left( \frac{dv_x}{dy} \right) \quad (14)$$

oziroma

$$\tau = \eta \left| \frac{dv}{dy} \right| \quad (15)$$

je splošno veljaven tako za laminarne kakor tudi turbulentne tokove, če je  $v$  trenutna hitrost.

Določanje reoloških lastnosti običajno izvajamo z laminarnim tokom v kapilarnem (cevnem) viskozimetru, laminarnim tokom med dvema vzporednima ploščama, laminarnim tokom v Couettovem viskozimetru in viskozimetrom s padajočo kroglico.

Viskozimeter s padajočo kroglico meri viskoznost pri zelo majhnih deformacijskih hitrostih in ga lahko uporabimo za določitev  $\eta_0$  (viskoznosti pri  $\dot{\gamma}=0$ ). V preostalih primerih lahko velikost deformacijske hitrosti dokaj preprosto spreminjamo; zato se največkrat izvajajo eksperimenti s kapilarnimi in/ali rotacijskimi viskozimetri za določanje viskoznosti oz. strižne napetosti v odvisnosti od deformacijske hitrosti.

#### 3.1 Kapilarni viskozimeter

V kapilarnem viskozimetru (sl. 3) spreminjamo masni pretok s spreminjanjem tlaka. Običajno uporabljamo cevi različnih premerov, tako

with an increase in volume, or a dilatant effect. The Power Law can also be used for dilatant fluids with  $n > 1$ . It is interesting to note that the term dilatancy was introduced by Reynolds.

**Time-dependent fluids** (Figure 2) include thixotropic and rheopectic fluids, depend on an increasing or decreasing of the shear stress with time at a given shear rate and temperature, respectively.

Thixotropic fluids exhibit a decrease in shear stress with time at a constant shear rate. This is generally caused by the gradual destruction of some three-dimensional structure in the material, and the shear stress approaches an equilibrium value (depending on the structural properties of the fluid and on the magnitude of the applied shear rate).

It is generally believed that the internal mechanisms responsible for thixotropic behavior are similar to those that cause pseudoplastic behavior, but they differ in respect to time scale.

Rheopectic fluids exhibit an increase in viscosity or in shear stress with time. Rheopecty is attributed to the coagulation (flocculation) of particles when they are forced into close proximity with each other by the gentle movement of the fluid or by the acting shear stress.

### 3 RHEOLOGICAL MEASUREMENTS

Newton's law of viscous flow:

is generally valid for laminar as well as for turbulent flows as long as  $v$  stands for the local velocity.

Determinations of the rheological properties are usually conducted under conditions of: laminar flow in a capillary (pipe) viscometer, laminar flow between parallel plates, laminar flow in a Couette viscometer and a falling-ball viscometer.

The falling-ball viscometer measures viscosity at very low shear rates and can be used to find  $\eta_0$  (the viscosity at  $\dot{\gamma}=0$ ). In other experiments, the rate of shear is easily varied; therefore capillary and/or rotational experiments are used to determine the viscosity or shear stress as a function of the shear rate.

#### 3.1 Capillary viscometer

For a capillary viscometer (Fig. 3), the flow rate is varied by varying the pressure. Usually, tubes of differing diameters are used along with a pressure

da skupaj s spreminjanjem tlaka dobimo zelo široko območje deformacijskih hitrosti. Pri ceveh moramo biti zelo pazljivi, da bo notranjost čim bolj gladka, da bi ohranili laminarni tok v cevi.

Pri teh viskozimetrih dobimo povezavo med deformacijsko hitrostjo in strižno napetostjo iz meritev tlačnega gradienta in prostorninskega toka tekočine skozi cev, pri čemer predpostavljamo, da je tok ustaljen in laminaren, lastnosti tekočine so neodvisne od časa, hitrost tekočine nima radialnih ali obodnih komponent, tekočina je nestisljiva, tlak ne vpliva na viskoznost tekočine, meritev se izvaja v izotermnih razmerah ( $T = \text{konst.}$ ).

Za laminarni tok newtonske tekočine v ravni cevi oz. Hagen-Poiseuillev tok (sl. 4) velja gibalna enačba v polarnih koordinatah:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{\eta}{r} \frac{d}{dr} \left[ r \frac{dv_z(r)}{dr} \right] \quad (16)$$

katere dvakratno integriranje ob upoštevanju robnih pogojev:

$$r = 0 \rightarrow \frac{dv_z(r)}{dr} = 0$$

in

$$r = R \rightarrow v_z(r) = 0$$

daje hitrostni profil:

which gives a wide range of shear rates. The tubes are carefully chosen to ensure the inside is as smooth as possible in order to maintain laminar flow.

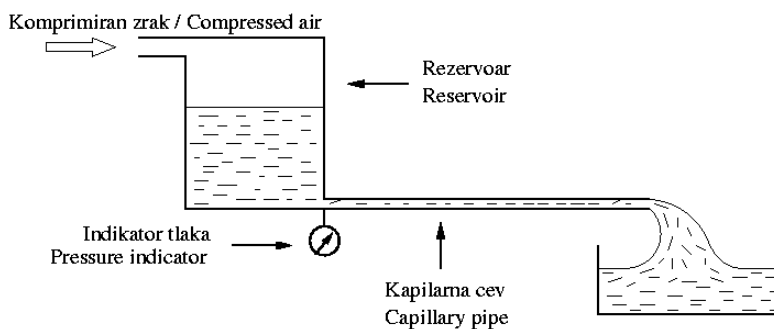
For these types of viscometers the relationship between shear rate and shear stress is obtained from measurements of the pressure gradient and the volumetric flow rate of the fluid through the pipe. Here it is assumed that the flow is steady and laminar, the fluid properties are independent of time, the fluid velocity has no radial or tangential components, the fluid is incompressible, the fluid viscosity is not influenced by the pressure, the measurement is conducted under isothermal conditions ( $T = \text{const.}$ ).

The momentum equation in polar coordinates for the laminar flow of non-Newtonian fluids in straight pipes or Hagen-Poiseuille flow (Fig. 4) is:

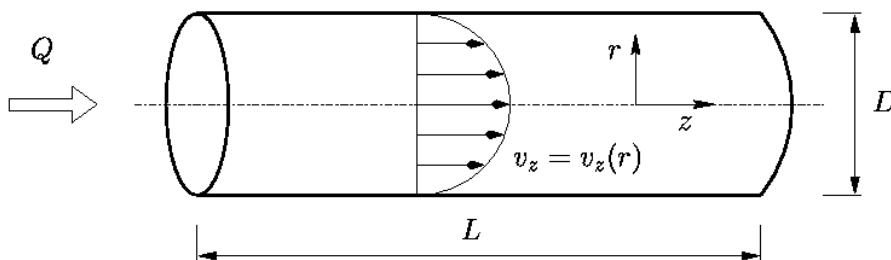
and its integration with appropriate boundary conditions:

and

gives the velocity profile:



Sl. 3. Vodoravni kapilarni viskozimeter  
Fig. 3. Horizontal capillary viscometer



Sl. 4. Hagen-Poiseuillev tok  
Fig. 4. Hagen-Poiseuille flow

$$v_z(r) = \frac{\Delta p}{4\eta L} R^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (17).$$

Največja hitrost  $v_{z,\max}$  se pojavi v sredini cevi ( $r=0$ ) in enačbo (17) zapišemo kot:

The maximum velocity occurs at the pipe center ( $r=0$ ) and Equation (17) can be rewritten as:

$$v_z(r) = v_{z,\max} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (18).$$

Povprečno hitrost izračunamo kot [8]:

The average velocity is computed [8]:

$$\bar{v}_z = \frac{\int_S v_z(r) dS}{\int_S dS} \quad (19),$$

in dobimo:

which gives:

$$\bar{v}_z = \frac{R^2 \Delta p}{8\eta L} \quad (20).$$

Z uporabo enačbe (20) zapišemo prostorninski pretok kot:

Using equation (20) the volumetric flow rate is defined as:

$$Q = \bar{v}_z S = \frac{R^2 \Delta p}{8\eta L} \pi r^2 = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8\eta L} \quad (21).$$

Iz ravnotežja sil na tekočinskem elementu nestisljive tekočine:

The force balance on an incompressible fluid element:

$$\tau_{rz} A_r = S \Delta p \quad (22)$$

zapišemo strižno napetost na steni:

gives wall shear stress:

$$\tau_R = \frac{R \Delta p}{2L} = \eta \frac{4\bar{v}_z}{R} = \eta \frac{8\bar{v}_z}{D} = \eta \frac{4Q}{\pi R^3} \quad (23).$$

Enačba (23) velja tudi za nenevtonske tekočine, vendar mora tok tekočine biti (ostati) homogen.

Equation (23) is valid for non-Newtonian fluids as long as the fluid flow remains laminar.

Deformacijska hitrost na steni je za tok v cevi:

The wall shear rate for pipe flow is:

$$\dot{\gamma}_{r=R} = \left( \frac{dv_z}{dr} \right)_{r=R} = \frac{4Q}{\pi R^3} = \frac{4\bar{v}_z}{R} = \frac{8\bar{v}_z}{D} \quad (24).$$

Iz definicije prostorninskega pretoka ( $s$  hitrostjo  $v_z$ ) in definicije hitrosti ( $s$  hitrošnim gradientom  $dv_z/dr$ ) lahko zapišemo naslednjo odvisnost [7]:

From the definition of the volumetric flow rate (in terms of the velocity  $v_z$ ) and the definition of the velocity (in terms of the velocity gradient  $dv_z/dr$ ) the following relation can be obtained [7]:

$$\frac{4Q}{\pi R^3} = \frac{8\bar{v}_z}{D} = \frac{4}{\tau_R^3} \int_0^{\tau_R} \tau^2 \dot{\gamma} d\tau \quad (25)$$

katere dvakratno odvajanje [9] daje zvezo za deformacijsko hitrost laminarnega toka tekočine v ceveh:

and differentiating it twice [9] gives us a relation for the shear rate in laminar flow in pipes:

$$\dot{\gamma}_{r=R} = \left( \frac{dv_z}{dr} \right)_{r=R} = \frac{3}{4} \left( \frac{8\bar{v}_z}{D} \right) + \frac{\tau_R}{4} \left( \frac{d(8\bar{v}_z/D)}{d\tau_R} \right) \quad (26).$$

Enačba (26) je splošna enačba za tok vseh tekočin v ceveh; edina predpostavka je, da na steni cevi ni zdrsa. Zapišemo jo lahko tudi v naslednji obliki:

Equation (26) is a general equation for all fluids in pipe flow, the only assumption is that no slip occurs at the wall. It can be rearranged to:

$$\dot{\gamma}_R = \left( \frac{d\bar{v}_z}{dr} \right)_R = \frac{3n+1}{4n} \left( \frac{8\bar{v}_z}{D} \right) \quad (27),$$

kjer je:

where

$$n = \frac{d(\ln \tau_R)}{d[\ln(8\bar{v}_z/D)]} \quad (28).$$

Za nenevtonske tekočine lahko enačbo (23) zapišemo v naslednji obliki:

$$\tau_R = K \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right)^{n'} \quad (29),$$

kjer sta  $K'$  in  $n'$  parametra, odvisna od posamezne snovi. Za newtonske tekočine je  $n' = 1$  in  $n' = \eta$ .

Izraz  $(8\bar{v}/D)$  je vrednost deformacijske hitrosti na steni le za newtonske tekočine. Za laminarni tok nenevtonske tekočine, ki jo lahko opišemo s potenčnim zakonom, je deformacijska hitrost na steni podana z naslednjo enačbo:

$$\dot{\gamma}_R = \frac{3n+1}{4n} \left( \frac{8v}{D} \right) \quad (30),$$

medtem ko je strižna napetost na steni:

$$\tau_R = K \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right)^n \quad (31).$$

Podatki, ki jih dobimo iz kapilarnega (cevnega) viskozimetra, so običajno predstavljeni v diagramu  $\log(D\Delta p/4L) - \log(8\bar{v}/D)$  (sl. 5).

Lokalna vrednost strmine krivulje tečenja je:

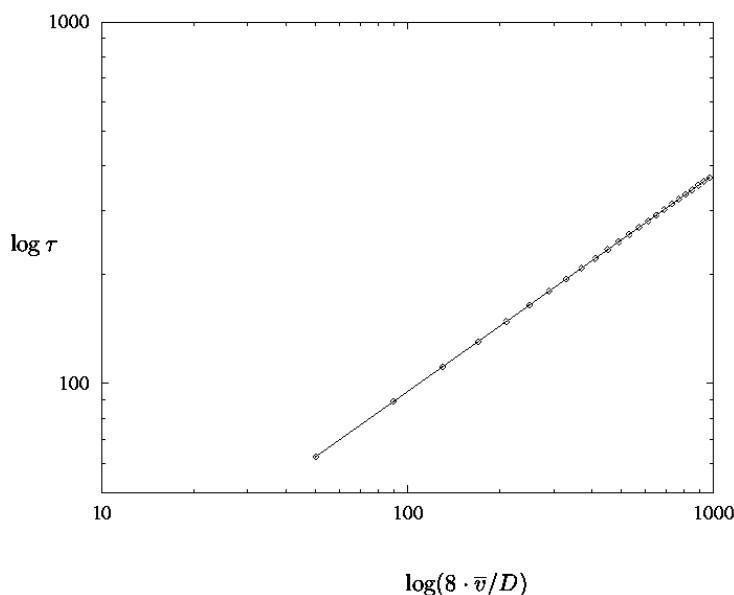
$$n' = \frac{d(\log \tau_R)}{d[\log(8\bar{v}/D)]} \quad (32).$$

V področju deformacijskih hitrosti, kjer je  $n' = \text{konst}$  (krivulja toka je premica, kar označuje potenčni zakon) velja:

$$\tau_R = K \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right)^{n'} \quad (33)$$

oziroma

$$\text{or} \quad n' = n \quad (34)$$



Sl. 5. Logaritemski strižni diagram  
Fig. 5. Logarithmic shear diagram

in

and

$$K' = K \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \quad (35).$$

#### 4 PRESKUS

#### 4 EXPERIMENT

##### 4.1 Meritve s kapilarnim viskozimetrom

##### 4.1 Capillary viscometer measurements

S kapilarnim viskozimetrom (sl. 6) smo izvedli preskus oziroma meritve tlaka  $p_m$  in masnega pretoka  $\dot{m}$  za mešanico vode in elektrofiltrskega pepela (63% pepela, 37% vode).

An experiment with a capillary viscometer (Fig. 6), that is measurements of pressure  $p_m$  and mass flow rate  $\dot{m}$ , for water and an electrostatic filter ash mixture (63% of ash, 37% of water) was performed.

Pri tem je tlačni padec:

The pressure drop is:

$$\Delta p = p_m + \rho_m g h_1 - 8\zeta \left( \frac{\dot{m}^2}{\pi^2 \rho_m d^4} \right) \quad (36),$$

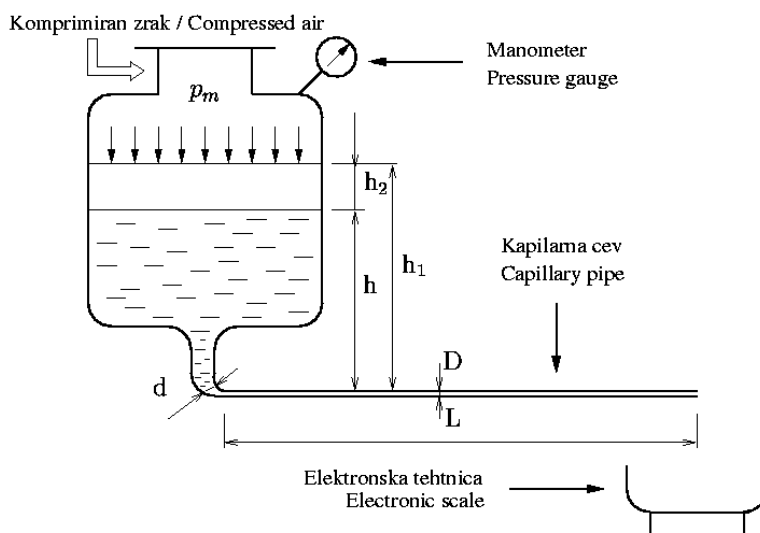
povprečna hitrost:

the average velocity:

$$\bar{v} = \frac{4\dot{m}}{\pi D^2 \rho_m} \quad (37)$$

in značilnosti mešanice ter viskozimetra:

and characteristics of the mixture and the viscometer:



Sl. 6. Kapilarni viskozimeter  
Fig. 6. Capillary viscometer

Preglednica 1. Rezultati meritev  
Table 1. Results of measurements

$p_m$ [Pa]	$\dot{m}$ [kg/s]	$\Delta p$ [Pa]	$\bar{v}$ [m/s]	$(8\bar{v}/D)$ [1/s]	$\tau_R$ [Pa]
482000	0,013	51493,5093	0,1165	95,0612	126,1591
672000	0,020	70490,4226	0,1792	146,2481	172,7015
113000	0,060	116247,6626	0,5375	438,7442	284,8068
135400	0,065	138639,3111	0,5823	475,3062	339,6663
164800	0,096	167972,6188	0,8599	701,9908	411,5329
197500	0,115	200619,0486	1,0301	840,9264	491,5167
227900	0,143	230922,5179	1,2810	1045,6737	565,7602
267500	0,163	270440,7395	1,4601	1191,9218	662,5798
308500	0,209	311212,0804	1,8722	1528,2924	762,4696
353100	0,249	355567,2795	2,2305	1820,7885	871,1398
396000	0,279	398255,6176	2,4992	2040,1607	975,7263



$$\rho_m = 1480 \text{ kg/m}^3, d = 0,021 \text{ m}, D = 0,0098 \text{ m}, L = 1 \text{ m}, \zeta = 4,745, h_1 = 0,227 \text{ m}$$

Kot model za reološki opis nenevtonskega obnašanja omenjene zmesi smo izbrali potenčni zakon (31). Tako smo iz izmerjenih vrednosti  $\Delta p$  in  $\dot{m}$  izračunali strižno napetost:

As a model for the description of the rheological behavior of this mixture the Power Law (31) was chosen. On the basis of measured values of  $\Delta p$  and  $\dot{m}$  the wall shear stress:

$$\tau_R = \frac{\Delta p D}{4L} \quad (38)$$

in psevdo (navidezno) deformacijsko hitrost ( $8\bar{v}/D$ ) na steni cevi (pregl. 1).

and pseudo (apparent) wall shear rate ( $8\bar{v}/D$ ) were determined (Table 1).

#### 4.2 Določanje modelnih parametrov

#### 4.2 Model parameters determination

V nadaljevanju so določene konstante potenčnega zakona na temelju izvedenih meritev z metodo najmanjših kvadratov. Osnovno enačbo:

On the basis of experiments performed, the constants for the Power Law model were derived with a least-squares method. Log is applied to the equation:

$$\tau_R = K \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right)^n \quad (39)$$

logaritmiramo in dobimo naslednjo obliko:

to arrive at:

$$\ln \tau_R = \ln \left[ K \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \right] + n \ln \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right) \quad (40)$$

Če vpeljemo:

With introduction of

$$Y = \ln \tau_R, \quad (41)$$

$$X = \ln \left( \frac{8\bar{v}}{D} \right) \quad (42)$$

in

and

$$A = \ln \left[ K \left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n \right] \quad (43)$$

lahko enačbo (40) zapišemo v obliki linearne funkcije:

Equation (40) can be rewritten as a linear function:

$$Y = nX + A \quad (44)$$

Z uporabo metode najmanjših kvadratov izračunamo vrednosti parametra  $K$  in  $n$  za podane s preskusi določene vrednosti  $\tau_R$  in ( $8\bar{v}/D$ ) kot:

The values of parameter  $K$  and  $n$  for experimentally determined values of  $\tau_R$  and ( $8\bar{v}/D$ ) are computed with the least-squares method as:

$$n = \frac{m \sum [\ln(8\bar{v}/D)_i \ln(\tau_R)_i] - \sum \ln(8\bar{v}/D)_i \sum \ln(\tau_R)_i}{m \sum [\ln(8\bar{v}/D)_i]^2 - [\sum \ln(8\bar{v}/D)_i]^2} \quad (45)$$

in

and

$$K = \frac{\exp A}{\left( \frac{3n+1}{4n} \right)^n} \quad (46)$$

za

for

$$A = \left[ \frac{\sum \ln(\tau_R)_i \sum [\ln(8\bar{v}/D)_i]^2 - \sum \ln(8\bar{v}/D)_i \sum [\ln(8\bar{v}/D)_i \ln(\tau_R)_i]}{m \sum [\ln(8\bar{v}/D)_i]^2 - [\sum \ln(8\bar{v}/D)_i]^2} \right] \quad (47)$$

Pri tem je  $m$  število eksperimentalnih točk in  $i = 1, 2, \dots, m$ .

where  $m$  is the number of experimental points and  $i = 1, 2, \dots, m$ .

Tako dobimo:

Hence:

$$n = \frac{11 \cdot 441,2291 - 71,5716 \cdot 66,8101}{11 \cdot 475,6109 \cdot 71,5716^2} = 0,657$$

$$A = \frac{66,8101 \cdot 475,6109 - 71,5716 \cdot 441,2291}{11 \cdot 475,6109 - 71,5716^2} = 1,7957$$

$$K = \frac{\exp 1,7957}{\left(\frac{3 \cdot 0,657 + 1}{4 \cdot 0,657}\right)^{0,657}} = 5,559$$

in zapišemo potenčni zakon (39) z vrednostmi parametrov  $K$  in  $n$ :

$$\tau_R = 5,559 \left(\frac{3 \cdot 0,657 + 1}{4 \cdot 0,657}\right)^{0,657} \left(\frac{8\bar{v}}{D}\right)^{0,657} \quad (48).$$

Preglednica 2 prikazuje vrednosti posameznih koeficientov za izračun parametrov potenčnega zakona z metodo najmanjših kvadratov.

and the Power Law (39) for determined values of  $K$  and  $n$  is:

Table 2 shows values of the individual coefficients used to determine the parameters for the Power Law with the least-squares method.

### 4.3 Numerično simuliranje - CFX 4.3

S tako določenimi parametri potenčnega zakona (48) smo s programskim paketom CFX 4.3 simulirali tok zmesi vode in elektrofiltrskega pepela skozi cev kapilarnega viskozimetra. Pri tem smo cev diskretizirali s petblokovno strukturo, da smo zagotovili ortogonalnost elementov sl. 7. Slika 8 prikazuje blokovno strukturo celotnega računskega območja cevi.

Kot robne pogoje smo predpisali tlak na vstopu in izstopu oziroma ustrezni tlačni padec v cevi.

### 4.4 Rezultati

Slika 9 prikazuje rezultate numeričnega simuliranja toka skozi cev za predpisan tlačni padec  $\Delta p = 51494$  Pa, kot dobljen iz preskusa za  $\dot{m} = 0,013$  kg/s.

Enako so bile izvedene primerjave za vse točke iz preglednice 1, rezultate prikazuje slika 10.

### 4.3 Numerical simulation - CFX 4.3

With the derived parameters for the Power Law (48), a capillary flow simulation for the electrostatic filter ash and water mixture was performed with the CFX 4.3 numerical package. The pipe was described with a five-block structure to ensure the orthogonality of the elements, see Figure 7. Figure 8 shows the block structure of the whole computational domain of a pipe.

As boundary conditions, the pressure at the inlet and outlet or the corresponding pressure drop was prescribed.

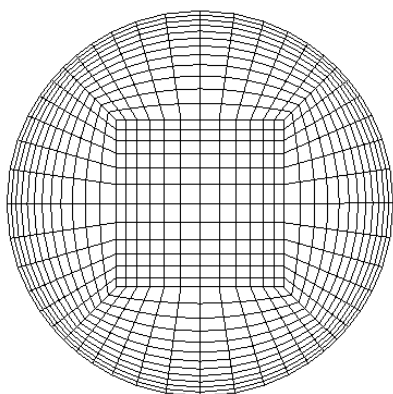
### 4.4 Results

Figure 9 shows the results of a numerical simulation for a pipe flow for a prescribed pressure drop  $\Delta p = 51494$  Pa as obtained from the experiment for  $\dot{m} = 0.013$  kg/s.

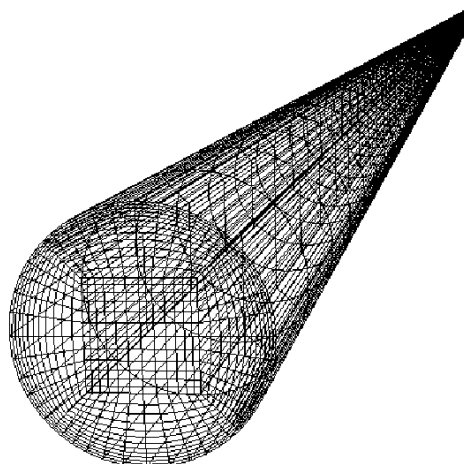
In the same way the comparison was performed for all the results from Table 1, the results are shown in Figure 10.

Preglednica 2. Metoda najmanjših kvadratov  
Table 2. Least-squares method

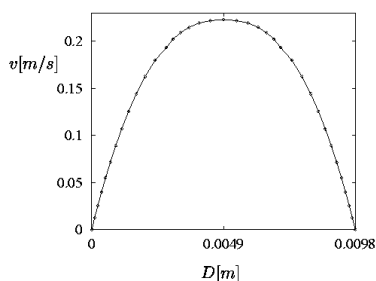
$i$	$(\tau_R)_i$	$(8\bar{v}/D)_i$	$\ln(\tau_R)_i$	$\ln(8\bar{v}/D)_i$	$\ln(\tau_R)_i \ln(8\bar{v}/D)_i$	$[\ln(8\bar{v}/D)_i]^2$
1	126,1591	95,0612	4,8375	4,5545	22,0327	20,7437
2	172,7015	146,2481	5,1516	4,9853	25,6821	24,8533
3	284,8068	438,7442	5,6518	6,0839	34,3795	37,0019
4	339,6663	475,3062	5,8280	6,1640	35,9233	37,9944
5	411,5329	701,9908	6,0199	6,5539	39,4539	42,9539
6	491,5167	840,9264	6,1975	6,7345	41,7371	45,3535
7	565,7602	1045,6737	6,3382	6,9524	44,0656	48,3361
8	662,5798	1191,9218	6,4961	7,0833	46,0143	50,1735
9	762,4696	1528,2924	6,6366	7,3319	48,6587	53,7569
10	871,1398	1820,7885	6,7698	7,5070	50,8211	56,3554
11	975,7263	2040,1606	6,8832	7,6208	52,4552	58,0763
$\Sigma$			66,8101	71,5716	441,2291	475,6109



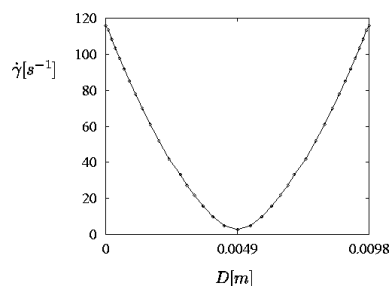
Sl. 7. 5-blokovna struktura  
Fig. 7. 5-block structure



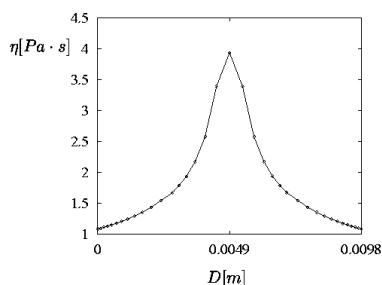
Sl. 8. Blokovna struktura računskega območja  
Fig. 8. Block structure of a computational domain



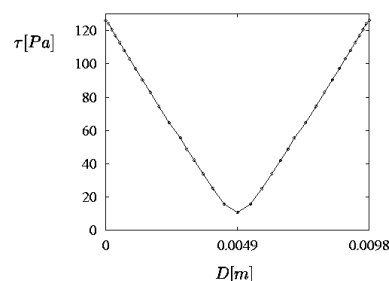
a) Hitrostni profil / Velocity profile



b) Deformacijska hitrost / Shear rate



c) Viskoznost / Viscosity



d) Strižna napetost / Shear stress

Sl. 9. Rezultati numeričnega simuliranja  
Fig. 9. Numerical simulation results

Na natančnost numeričnega simuliranja lahko sklepamo s slike 11, ki prikazuje primerjavo numerično izračunanega hitrostnega profila in teoretičnega hitrostnega profila, izračunanega po naslednji enačbi:

$$v(r) = \left[ \frac{\Delta p}{2LK} \right]^{1/n} \left[ \frac{n}{n+1} \right] \left[ R^{(n+1)/n} - r^{(n+1)/n} \right] \quad (49),$$

za eksperimentalno vrednost  $\tau_R = 126,1591$  Pa.

Preglednica 3 prikazuje primerjavo rezultatov numeričnega simuliranja in preskusa ter posamezna odstopanja rezultatov.

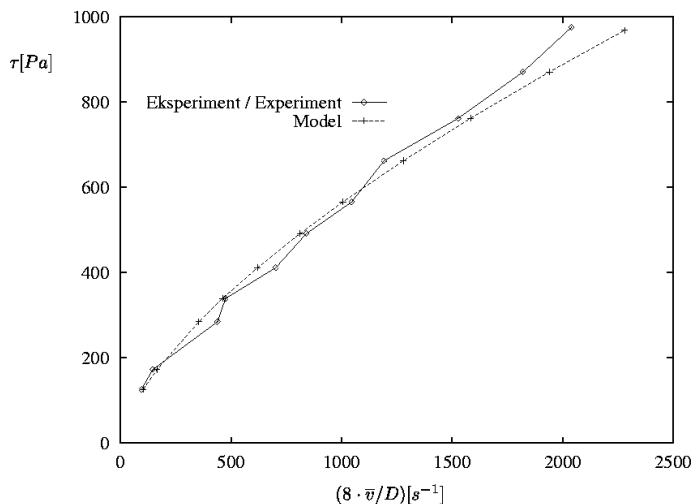
Iz prikazanih rezultatov je razvidno zelo dobro ujemanje eksperimentalno in numerično dobljenih rezultatov, predvsem v primeru strižnih napetosti. Vzrok

The accuracy of the numerical simulation can be concluded from Figure 11, which shows a comparison of the numerically obtained velocity profile and the theoretical velocity profile, computed from the following equation:

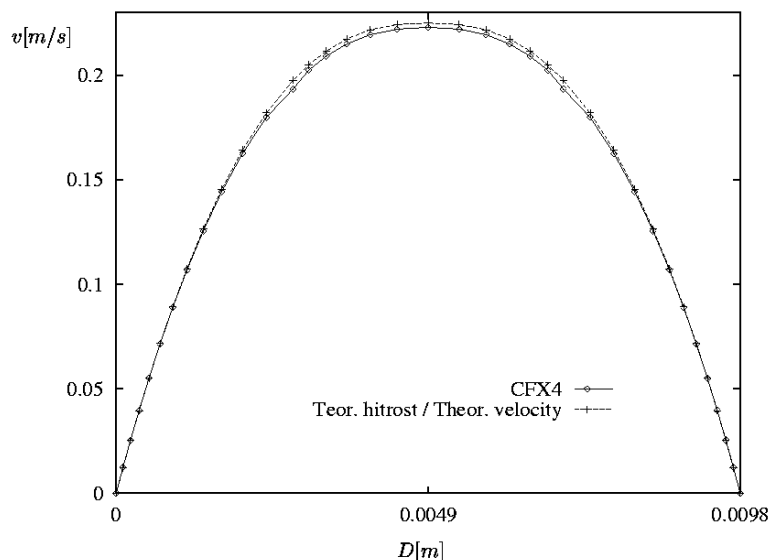
for the experimental value  $\tau_R = 126.1591$  Pa.

Table 3 shows the results of a numerical simulation and the results obtained from the experiment as well as the particular deviations of the results.

Good agreement between the experimentally and numerically obtained results is shown, in particular for the shear stresses. The reason for some



Sl. 10. Primerjava modela in preskusa  
 Fig. 10. Comparison of model and experiment



Sl. 11. Primerjava hitrostnih profilov  
 Fig. 11. Comparison of velocity profiles

Preglednica 3. Primerjava rezultatov  
 Table 3. Comparison of results

$\tau_R$ [Pa]	$\tau_R - \text{CFX}$ [Pa]	$\Delta \tau_R$ [%]	$(8\bar{v}/D)$ [1/s]	$(8\bar{v}/D) - \text{CFX}$ [1/s]	$\Delta(8\bar{v}/D)$ [%]
126,159	126,192	0,026	95,061	102,495	7,253
172,702	172,743	0,024	146,248	165,298	11,525
284,807	284,883	0,027	438,807	353,965	-23,969
339,666	339,752	0,025	475,306	462,798	-2,703
411,533	411,629	0,023	701,991	619,792	-13,262
491,517	491,641	0,025	840,926	812,199	-3,537
565,760	565,894	0,024	1045,674	1006,101	-3,933
662,580	662,742	0,025	1191,922	1279,587	6,851
762,470	762,654	0,024	1528,292	1584,490	3,547
871,140	871,362	0,026	1820,789	1940,770	6,182
975,726	968,879	-0,707	2040,161	2280,849	10,553

za nekoliko večja odstopanja deformacijskih hitrosti je najverjetneje v samem preskusu oziroma meritvah masnega pretoka kar potrjuje tudi primerjava (ujemanje) med numerično in teoretično dobljenim hitrostnim profilom. Verjetno tudi sam potenčni zakon, kot dvoparametrični reološki model, ne popisuje dovolj dobro odvisnost strižne napetosti od deformacijske hitrosti za zapletenejše sisteme, kar pastasti materiali vsekakor so. Tako bo v prihodnje primerneje uporabiti troparametrični oziroma Siskov model.

## 5 SKLEP

Prispevek obravnava modeliranje pastastih tekočin z uporabo potenčnega zakona. Na podlagi eksperimentalnih podatkov (meritve s kapilarnim viskozimetrom) sta bila izpeljana parametra potenčnega zakona ( $K$  in  $n$ ) za opis reološkega obnašanja zmesi vode in elektrofiltrskega pepela. Natančnost oz. primernost izpeljanega modela smo testirali z numeričnim simuliranjem zmesi v kapilarni cevi viskozimetra. Rezultati simuliranja (predvsem strižna napetost na steni cevi) se zelo dobro ujemajo z eksperimentalnimi rezultati, v primeru deformacijskih hitrosti na steni pa prihaja do odstopanja (ki se spreminja ne le po velikosti, temveč tudi po predznaku). Vzrok je lahko v ne dovolj natančnih meritvah masnega pretoka, na temelju katerega se izračuna povprečna hitrost oziroma deformacijska hitrost, ali pa v neprimernosti potenčnega zakona za reološki opis pastaste zmesi.

larger deviations in the shear rates is most likely in the experiment or in the mass flow rate measurements, which is also confirmed by the comparison with the numerically and theoretically obtained velocity profiles. Also, the Power Law, as a two-parameter rheological model, lacks a description of the dependency between the shear stress and the shear rate for more complex systems, which paste fluids most certainly are. So, in the future it will be more appropriate to use Sisko's three parametric model.

## 5 CONCLUSION

This contribution deals with the modelling of slurries using the Power Law. With experimentally obtained data (capillary viscometer measurements) the parameters for the Power Law ( $K$  and  $n$ ) were derived in order to describe the rheological behavior of the electrostatic filter ash and the water mixture. The accuracy, as well as adequacy, of the derived model was tested with a numerical simulation of a mixture flow in a pipe. The simulation results (first, of the wall shear stress) show good agreement with the experimental results but in the case of wall shear rates there are some deviations, with changes not only in value but also in sign. The reason may be in insufficiently accurate measurements of the mass flow rate, which helps us to calculate the average velocity or shear rate as well as in the unsuitability of the Power Law for a rheological description of the paste mixture.

## 6 OZNAČBE 6 SYMBOLS

plašč tekočinskega elementa	$A_r$	$m^2$	area upon which shear stress acts
premer cevi	$D$	m	pipe diameter
konsistenčni količnik tekočine	$K$	Pa s	consistency factor of Power Law fluid
dolžina cevi	$L$	m	pipe length
prostorniski pretok	$Q$	$m^3/s$	volume rate of flow
polmer cevi	$R$	m	radius of pipe
prerez cevi	$S$	$m^2$	pipe cross sectional area
specifična toplota	$c_p$	J/kgK	specific heat
notranji premer izstopnega priključka	$d_p$	m	internal diameter of connection
višina zmesi v zalogovniku	$h_1$	m	height of the mixture in reservoir
količnik prevoda toplote	$k$	W/mK	thermal conductivity
masni pretok	$\dot{m}$	kg/s	mass flow rate
indeks toka	$n$	-	Power Law index
tlak	$p$	Pa	pressure
tlačni padec	$\Delta p$	Pa	pressure drop
polarne koordinate	$r, z$	-	cylindrical coordinates
kartezične koordinate	$x, y$	-	cartesian coordinates
hitrost	$v$	m/s	velocity
povprečna hitrost	$\bar{v}$	m/s	average velocity
deformacijska hitrost	$\dot{\gamma}$	$s^{-1}$	shear rate
deformacijska hitrost na steni cevi	$\dot{\gamma}_R$	$s^{-1}$	wall shear rate
koeficient izgub (zožitve...)	$\zeta$	-	coefficient of losses (contractions...)
dinamična viskoznost	$\eta$	Pa s	dynamic viscosity



navidezna (efektivna) dinamična viskoznost	$\eta_{\text{eff}}$	Pa s	apparent (effective) dynamic viscosity
spodnja mejna dinamična viskoznost	$\eta_0$	Pa s	low-shear limiting dynamic viscosity
zgornja mejna dinamična viskoznost	$\eta_{\infty}$	Pa s	high-shear limiting dynamic viscosity
masni delež	$\xi$	%	weight percent solids
gostota	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	density
strižna napetost	$\tau$	Pa	shear stress
strižna napetost tečenja	$\tau_0$	Pa	yield stress
strižna napetost na steni cevi	$\tau_R$	Pa	wall shear stress
prostorninski delež trdnih delcev	$\psi$	%	volume concentration of solids

#### Indeksi

tekočina  
zmes  
trdni delci

*l*  
*m*  
*s*

#### Subscripts

liquid  
suspension  
solids

#### 7 LITERATURA

#### 7 REFERENCES

- [1] Bird, R.B., W.E. Stewart, E.N. Lightfoot (1960) Transport phenomena, *John Wiley & Sons, Inc.*, Wisconsin.
- [2] Thomas, D.G. (1965) Transport characteristics of suspensions: Part VIII. A note on the viscosity of newtonian suspensions of uniform spherical particles, *J. Colloid Sci.*, Vol. 20, 257.
- [3] Guth, E., R. Simha, (1936) *Kolloid-Z*, Vol. 74, 266.
- [4] Gay, E.C., P.A. Nelson, W.P. Armstrong (1969) Flow properties of suspensions with high solids concentration, *AIChE Journal*, Vol. 6, 15.
- [5] Thomas, D.G. (1960) Heat and momentum transport characteristics of non-Newtonian aqueous thorium oxide suspensions, *AIChE Journal*, Vol. 6, 631-639.
- [6] Orr, C., J.M. Dalla Valle (1954) *Chem. Eng. Prog. (Symp. Series No. 9)*, Vol. 50, 29-45.
- [7] Brodkey, R.S., H.C. Hershey (1988) Transport phenomena, McGraw-Hill, Inc., USA.
- [8] Škerget, L. (1994) *Mehanika tekočin, Univerza v Mariboru (Tehniška fakulteta), Univerza v Ljubljani (Fakulteta za strojništvo)*, Maribor.
- [9] Brodkey, R.S. (1967) The phenomena of fluid motions, *Addison-Wesley*, Ohio.
- [10] Heldman, D.R., R.P. Singh (1981) Food process engineering, *AVI Publishing Company, Inc.*, Westport, Connecticut.
- [11] Runovc, F. (1992) Modeliranje pretakanja nenewtonskih tekočin, *Rudarsko-metalurški zbornik*, Vol. 39, 149-165.
- [12] Turian, R.M., T.-W. Ma, F.-L.G. Hsu, D.-J. Sung (1998) Flow of concentrated non-Newtonian slurries: 1. Friction losses in laminar, turbulent and transition flow through straight pipe, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 24, No. 2, 225-242.
- [13] Dorn, W.S., D.D. McCracken (1972) Numerical methods with Fortran IV case studies, *John Wiley & Sons, Inc.*, Canada.
- [14] Ternik, P., J. Marn (2000) Tok pastastih tekočin, *Kuhljevi dnevi 2000 (Zbornik del)*, 87-94.
- [15] Ward-Smith, A.J. (1980) Internal fluid flow: The fluid dynamics of flow in pipes and ducts, *Oxford University Press*, Oxford.

Naslova avtorjev: Primož Ternik

prof.dr. Jure Marn  
Univerza v Mariboru  
Fakulteta za strojništvo  
Smetanova 17  
2000 Maribor

Damijan Kanduti  
dr. Evgen Dervarič  
Premogovnik Velenje  
Partizanska 78  
3320 Velenje

Authors Addresses: Primož Ternik

Prof.Dr. Jure Marn  
University of Maribor  
Faculty of Mechanical Eng.  
Smetanova 17  
2000 Maribor, Slovenia

Damijan Kanduti  
Dr. Evgen Dervarič  
Coal Mines Velenje  
Partizanska 78  
3320 Velenje, Slovenia

Prejeto: 25.1.2001  
Received:

Sprejeto: 12.10.2001  
Accepted:

# Načrtovanje razvoja vodovodnih sistemov z uporabo genetskih algoritmov

## Genetic-Algorithms-Supported Planning of Water-Supply Systems

Franci Steinman - Primož Banovec - Sašo Šantl

*V današnjem času se tudi na področju vodenja sistemov za oskrbo z vodo vse bolj uporabljajo napredna orodja. Z njimi se skuša zajeti tako uspešno poslovanje službe, ki je zadolžena za vodenje, kakor zagotoviti nemoteno oskrbo z vodo. Za doseg takih ciljev, pri katerih je treba iskati optimalno rešitev med ekonomskimi, pravnimi in tehničnimi kriteriji, smo uporabili orodje imenovano genetski algoritmi.*

*Nalogo smo izvedli na stvarnem manjšem, vendar kompleksnem vodovodnem sistemu. Na vzpostavljenem umerjenem hidravličnem modelu smo izvedli analizo možnih posegov, s katerimi bi zagotovili dolgoročno nemoteno oskrbo z vodo s čim manjšimi spremljajočimi stroški. Med delom smo razvili orodje, ki temelji na programski opremi EPANET in za optimizacijski del uporablja genetski algoritem. To nam je omogočilo napredno analizo trenutnih obratovalnih razmer vodovodnega sistema in iskanje optimalne rešitve med možnimi razvojnimi rešitvami.*

*Z nalogo smo skušali podprti procese odločanja pri vodenju vodovodnih sistemov, pri čemer je kljub omejenim finančnim osnovam treba po celotnem omrežju zagotoviti predpisane standarde glede tlakov in potreb po vodi. Taka analiza nam ponuja boljše razumevanje trenutnega obnašanja sistema, učinkovitejše vodenje, kakor tudi boljšo oceno razvojnih potreb.*

© 2001 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: sistemi vodovodni, algoritmi genetski, optimiranje sistemov, modeliranje hidravlično)**

*The present-day water-supply services use advanced technologies in order to provide their customers with constantly improving services. This involves the adoption of a pro-active approach to the operational management of distribution networks as a means of improving customer satisfaction. As a result, an analysis of the necessary changes in the network management and the operations, and their effects on customers, along with the reduction of operating costs and investments, was performed with an optimisation tool called genetic algorithms.*

*This paper presents work performed on a small, but complex, water-supply system. The work comprised building a model, model calibration, and an analysis of the development perspectives to ensure the long-term coverage of customer needs, while taking into account the limited resources available. During the work some tools were developed, based predominantly on the EPANET software, which uses genetics algorithms as an optimisation procedure. This enabled an advanced analysis of the existing performance of the water-supply system as well as an analysis of the different development options.*

*The objective is to support the decision-making process where, despite limited financial funds, specified pressure requirements and water demands could be met throughout the network. With the results of the analysis, a better understanding of the existing system behaviour, a more efficient management, as well as a clearer view on the development needs can be achieved.*

© 2001 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: water supply systems, genetic algorithms, systems optimization, hydraulic modelling)**

### 0 UVOD

Za oskrbo z vodo in s tem povezano upravljanje z vodovodnimi sistemi je ključna uskladitev različnih interesov. Porabnik na eni strani želi zadostno količino dobre vode ob ustreznih standardih oskrbe, upravljalec želi (in mora) uspešno poslovati, občina mora po zakonu zagotoviti javno službo itn. [3]. Analize

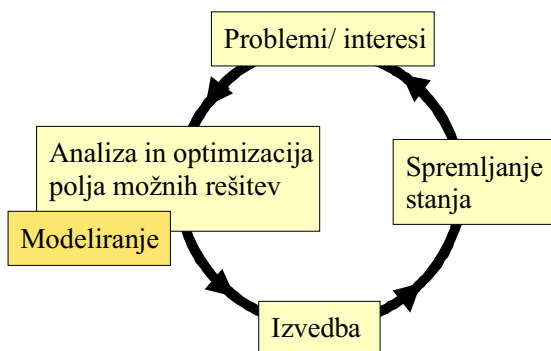
### 0 INTRODUCTION

Harmonisation of interests is of key importance in the area of water supply and the management of water-supply systems. On the one hand, there are customers who want a sufficient quantity of quality water along with suitable standards of supply. On the other, there are

in načrtovanje vodovodnih sistemov lahko zato z računalniškim modeliranjem in s povezovanjem različnih programskih orodij v vedno večji meri upoštevajo tako tehnično – tehnološke, kakor tudi ekonomske in pravne robne pogoje.

Vodovodni sistem je, že hidravlično gledano, zapleten sistem, ki naj bi izpolnjeval zahtevane standarde oskrbe praktično nepretrgano. Zato je pred izvedbo predlaganih posegov potrebna temeljita presoja, saj že sprememba posamičnega parametra (npr. premera cevovoda) lahko vpliva na stanje v celotnem vodovodnem sistemu (tlaki, pretoki) ali celo poslabša razmere drugje.

Slika 1 prikazuje ponavljanje v obdobju trajanja posameznega sistema. Posegi v sistem oziroma spremembe ustvarijo lahko težave pri obratovanju ali pa pojav novih interesov, ki, potem ko so usklajeni, postanejo obveznost upravljalca sistema. Za predlagane spremembe je potrebna analiza in opredelitev odločitvenega prostora in odločitvenih spremenljivk (parametri, ki jih je potrebno preveriti), nato pa iskanje optimalne rešitve. Izhodišče je verodostojen (umerjen) model obravnavanega sistema, po izvedbi del pa je potrebno spremljanje novonastalega stanja, ki pokaže morebitne obratovne težave in pojav novih interesov (uporabnikov sistema).



Sl. 1. Prikaz ponavljanja dogodkov v obdobju trajanja sistema

Pomembno predstavitev optimiziranja vodnogospodarskih sistemov, kot iskanje optimalne rešitve, ki bo s čim manjšimi vlaganji dosegla čim večje koristi, opisuje [10]. Polje odločitvenih spremenljivk kmalu postane veliko, uskladitev velikega števila interesov in zahtev pa je zamudno in zahtevno delo. V svetu, in v zadnjem času tudi pri nas, se za takšne primere vse bolj uporabljajo genetski algoritmi (GA), ti slonijo na posnemanju evolucijskih postopkov, ki se odvijajo v naravi.

Za obravnavo vodovodnih sistemov oz. presojo predlaganih posegov vanje smo izdelali programski okvir GA-net, v katerem so povezane različne programske opreme. Za dve ključni programske opremi: EPANET in GA podajamo opis, potreben za razumevanje postopka, nato pa prikaz uporabe GA-net na primeru vodovodnega sistema Logatec.

managers who wish to (and have to) run a successful business, municipalities, which according to the law, have to provide a suitable public service, etc. [3].

From the hydraulic point of view, a water-supply system represents a complex system that should meet the required standards of supply practically continuously. That is why a thorough estimation is necessary prior to the implementation of certain works, since a modification of a single parameter, e.g. the diameter of a pipe, can have an impact on the situation in the entire system (pressures, flows) or may even aggravate the conditions in some other parts of the system.

Fig. 1 presents the life cycle of a certain system. Prior to the realisation of works, an analysis and optimisation of determined decision variables have to be made. The starting point is a calibrated model of the system. When the process of construction is finished, new conditions must be monitored to find any new possible problems and interests.

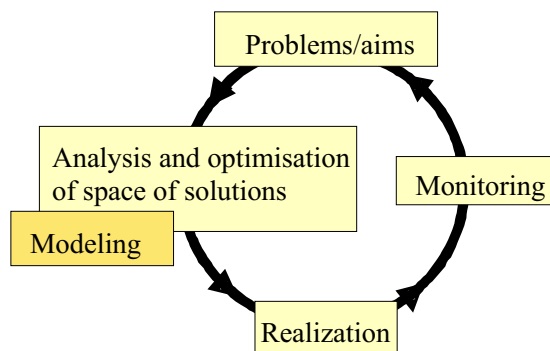


Fig. 1. Life cycle of the system

A lot of work has already been done in the area of optimising water engineering [10], but the number of decision variables can be enormous, therefore, the harmonisation of aims and requests can become a long-lasting process. In the world, and recently also in Slovenia, attempts have been made to solve such problems with the application of Genetic Algorithms (GA), the basic idea of which is to imitate natural evolution processes.

A tool called GA-net was developed for the analysis of a water-supply system, this tool combines genetic algorithms and software for hydraulics simulations. The applicability and a review of some of the results are presented for an example of a water-supply system in the town of Logatec, which is a typical Slovenian town.

## 1 HIDRAVLIČNO MODELIRANJE

Uporabili smo programsko opremo EPANET 2.0, ki jo je razvila ameriška organizacija za varstvo okolja US EPA (US Environmental Protection Agency). Orodje je brezplačno dostopno, omogoča simuliranje stalnih in nestalnih hidravličnih razmer in kakovosti vode v vodovodnih sistemih [13] in je eno najbolj razširjenih orodij na tem področju.

Poudariti je treba, da je EPANET zasnovan na načelu zahtev, kar pomeni, da se hidravlične razmere v sistemu spreminjajo glede na trenutne odvzeme uporabnikov vode v posameznih vozliščih in se glede na porabe v vozliščih izračunajo s tem povezani tlaki in pretoki po celotnem sistemu. Zato je mogoče izračunati hidravlične razmere v vodovodnem sistemu tudi v primeru, ko so odvzemi vode večji od hidravlične prevodnosti sistema, le da tedaj izračun pokaže pojav negativnih (relativnih) tlakov v sistemu. Le ti so sicer v sistemu možni, zahtevajo posebne ukrepe pred pojavom kavitacije, povzročijo pa, da na odseku s podtlakom seveda ni mogoč običajen odzem vode.

### 1.1 Matematična izhodišča

Metodo, ki je uporabljena v EPANET za reševanje enačb za opis hidravličnih razmer v vodovodnem sistemu na določenem mestu (vozlišču) in ob določenem času, lahko poimenujemo »hibridni postopek vozliščne zanke«. V [5], kasneje v [4] pa so jo poimenovali »gradientna metoda«. Podobne postopke sta opisala tudi Haman in Brameller [2] kot »hibridno metodo« ter Osiadacz [9] z imenom »Newtonova metoda vozliščnih zank«. Edina razlika med opisanimi metodami je v načinu, kako se pretoki v ceveh določajo po vsaki iteraciji. V EPANET je uporabljen preprostejši Todinijev postopek, katerega matematična razlaga je podana v nadaljevanju.

Predpostavimo, da imamo vodovodni sistem z  $N$  stičnimi vozlišči in  $NF$  višinsko določenih vozlišč (npr. vodohrani in zbiralniki). Naj bo odnos pretok – energijske izgube v cevovodu med  $i$ -tim in  $j$ -tim vozliščem podan z izrazom:

$$H_i - H_j = h_{ij} = rQ_{ij}^n + mQ_{ij}^2 \quad (1),$$

kjer so:  $H$  - celotna energija vozlišča,  $h$  - energijske izgube,  $r$  - koeficient upora (trenja),  $Q$  - pretok,  $n$  - eksponent toka in  $m$  - skupni koeficient lokalnih izgub v cevovodu med  $i$ -tim in  $j$ -tim vozliščem.

Izgube v črpalkah so zapisane s potenčno enačbo v obliki:

$$h_{ij} = \omega^2 (h_0 - r(Q_{ij} / \omega)^n) \quad (2),$$

## 1 HYDRAULIC MODELLING

For the realisation and description of the hydraulic modelling, the EPANET computer program was used. EPANET 2.0 is a computer program, developed by US EPA (US Environmental Protection Agency), that performs an extended-period simulation of hydraulic and water-quality behaviour within pressurised pipe networks [13].

It is important to emphasise that the mathematical model used was designed on the »demand-driven« principle, which indicates that the hydraulic conditions of the water system (pressure, flows) are a result of water demand in the system, according to which pressures and flows are calculated for the whole system. Therefore, it is possible to calculate the hydraulic conditions in the water-supply system, even in cases when the water demands are higher than the hydraulic capabilities of the system. However, in such cases the calculation may indicate the appearance of negative pressures in the system.

### 1.1 Hydraulics

The method used in EPANET to solve the flow continuity and headloss equations that characterise the hydraulic state of the pipe network at a given point in time can be termed a hybrid node-loop approach. Todini and Pilati [5] and later Salgado et al., [4] chose to call it the "Gradient Method". Similar approaches were described by Hamam and Brameller, [2] (the "Hybrid Method) and by Osiadacz, [9] (the "Newton Loop-Node Method"). The only difference between these methods is the way in which the link flows are updated after a new trial solution for nodal heads has been found. Because Todini's approach is simpler, it was chosen for use in EPANET.

Assume we have a pipe network with  $N$  junction nodes and  $NF$  fixed-grade nodes (tanks and reservoirs). Let the flow-headloss relation in a pipe between nodes  $i$  and  $j$  be given as:

where  $H$  = nodal head,  $h$  = headloss,  $r$  = resistance coefficient,  $Q$  = flow rate,  $n$  = flow exponent, and  $m$  = minor-loss coefficient. The value of the resistance coefficient will depend on which friction headloss formula is being used (see below).

For pumps, the headloss (negative of the head gain) can be represented by a power law of the form:

kjer so:  $h_0$  - tlak kadar ni pretoka,  $\omega$  - nastavitev relativne hitrosti ter  $r$  in  $n$  - koeficienta črpalne krivulje. Druga skupina enačb, ki morajo biti izpolnjene, so enačbe izravnave pretokov v posameznih vozliščih:

$$\sum_j Q_{ij} - D_i = 0 \quad \begin{array}{l} \text{za } i = 1, \dots, N \\ \text{for } i = 1, \dots, N \end{array} \quad (3)$$

kjer so:  $Q_{ij}$  - vsi pretoki v cevovodih, ki se stikajo v vozliščih, in  $D_i$  - zahtevan iztok oz. odvzem v vozlišču  $i$  (vtok v vozlišče je po dogovoru pozitiven). Z znanimi celotnimi energijami v višinsko določenih vozliščih (npr. gladina v rezervoarju) je treba določiti še vse druge celotne energije  $H_i$  in pretoke  $Q_{ij}$ , pri katerih bosta izpolnjeni enačbi (2) in (3).

Pri uporabljenem »gradientnem pristopu« se izračun začne s približno oceno pretokov v vsakem cevovodu, pri čemer ni treba zadostiti enačbi izravnanih pretokov v vozliščih. Nove skupne energije za vsako vozlišče se ob vsaki iteraciji določijo z rešitvijo matrike:

$$AH = F \quad (4)$$

kjer so  $A = NxN$  Jacobijeva matrika,  $H = Nx1$  vektor neznanih skupnih energij v vozliščih ter  $F = Nx1$  vektor robnih pogojev.

Diagonalni členi v Jacobijevi matriki so podani:

$$A_{ii} = \sum_j p_{ij} \quad (5)$$

medtem ko so od nič različni zunajdiagonalni členi enaki:

$$A_{ij} = -p_{ij} \quad (6)$$

kjer je  $p_{ij}$  - inverzna vrednost energijskih izgub v cevi med  $i$ -tim in  $j$ -tim vozliščem, ki so izračunane za dani pretok. Za cevi je:

$$p_{ij} = \frac{1}{nr|Q_{ij}|^{n-1} + 2m|Q_{ij}|} \quad (7)$$

za črpalke pa:

$$p_{ij} = \frac{1}{n\omega^2 r (Q_{ij} / \omega)^{n-1}} \quad (8)$$

Vsak element vektorja robnih pogojev je seštevek neuravnoteženosti bilance pretoka v vozlišču in iz tega izhajajočih popravkov:

$$F_i = \left( \sum_j Q_{ij} - D_i \right) + \sum_j y_{ij} + \sum_j p_{ij} H_f \quad (9)$$

kjer zadnji člen povezuje  $i$ -to vozlišče z višinsko določenim vozliščem. Popravek, ki ga vpeljemo v enačbah za cevovode, je:

$$y_{ij} = p_{ij} \left( r|Q_{ij}|^n + m|Q_{ij}|^2 \right) \text{sgn}(Q_{ij}); \quad \begin{cases} Q_{ij} > 0 \rightarrow \text{sgn}(Q_{ij}) = 1 \\ Q_{ij} < 0 \rightarrow \text{sgn}(Q_{ij}) = -1 \end{cases} \quad (10)$$

where  $h_0$  is the shutoff head for the pump,  $\omega$  is a relative speed setting, and  $r$  and  $n$  are the pump curve coefficients. The second set of equations that must be satisfied is the flow continuity around all nodes:

where  $D_i$  is the flow demand at node  $i$  and by convention, flow into a node is positive. For a set of known heads at the fixed-grade nodes, we seek a solution for all heads  $H_i$  and flows  $Q_{ij}$  that satisfy Eqs. (1) and (3).

The gradient-solution method begins with an initial estimate of flows in each pipe that may not necessarily satisfy flow continuity. At each iteration of the method, new nodal heads are found by solving the matrix equation:

where  $A = \text{an } (NxN) \text{ Jacobian matrix}$ ,  $H = \text{an } (Nx1) \text{ vector of unknown nodal heads}$ , and  $F = \text{an } (Nx1) \text{ vector of right-hand-side terms}$ .

The diagonal elements of the Jacobian matrix are:

where  $p_{ij}$  is the inverse derivative of the headloss in the link between nodes  $i$  and  $j$  with respect to flow. For pipes:

while for pumps:

Each right-hand-side term consists of the net flow imbalance at a node plus a flow correction factor:

where the last term applies to any links connecting node  $i$  to a fixed-grade node  $f$  and the flow correction factor  $y_{ij}$  is:



za črpalke pa:

while for pumps:

$$y_{ij} = -p_{ij}\omega^2(h_0 - r(Q_{ij}/\omega)^n) \quad (11),$$

pri čemer je pretok  $Q_{ij}$  vedno pozitiven.

Ko so izračunane nove vrednosti skupnih energij v vozliščih po enačbi (5), se določi nova iteracijska vrednost pretokov v posameznih cevovodih:

$Q_{ij}$  is always positive for pumps.

After new heads are computed by solving Eq. (4), new flows are found from:

$$Q_{ij} = Q_{ij} - (y_{ij} - p_{ij}(H_i - H_j)) \quad (12).$$

Če je relativna razlika med vsoto absolutnih sprememb pretokov in vsoto vseh pretokov v vseh cevovodih večja od sprejemljive (npr. 0,001), zapisana v obliki:

If the sum of absolute flow changes relative to the total flow in all links is larger than some tolerance (e.g., 0.001):

$$\frac{\sum |Q_{ij,n+1} - Q_{ij,n}|}{\sum Q_{ij,n+1}} \geq 0,001 \quad (13),$$

sledi ponoven izračun z enačbami (3) in (4). Po določitvi novih pretokov po enačbi (13) je praviloma že pri prvi iteraciji izpolnjen pogoj izravnave pretokov v vseh vozliščih.

then Eqs. (4) and (12) are solved once again. The flow update formula (12) always results in a flow continuity around each node after the first iteration.

## 2 GENETSKI ALGORITMI

## 2 GENETIC ALGORITHMS

Genetski algoritmi (GA) posnemajo proces evolucije kot optimizacijski proces iz narave in njen osnovni mehanizem, naravno selekcijo. Posnemanje naravnega optimizacijskega postopka se z GA izvede s populacijo možnih rešitev optimizacijskega problema, zato za izdelavo simuliranega okolja (modela) uporabljamo odločitvene spremenljivke, ki so zapisane v obliki niza, ki ga v tehniki GA poimenujemo **genom** [6].

V vodovodnem sistemu (sl. 2) je elementov sistema in njihovih lastnosti veliko (premeri cevovodov, moč črpalke itn.), za analizo pa opredelimo kot odločitvene spremenljivke (tiste, o katerih teče proces odločanja) le tiste, ki se lahko spreminjajo. V obliki genoma zapišemo vsako odločitveno spremenljivko, za katero iščemo optimalno rešitev (sl.2). Tako je ena od možnih odločitvenih spremenljivk premer cevovoda, za katerega je polje mogočih rešitev (premerov) določeno s tehnologijo izdelave cevi, ki se praviloma izdelujejo samo v določenih standardiziranih premerih. Genom je lahko zapisan v celoštevilski ali binarni obliki, pri čemer mora imeti koda enoličen pomen. Pomembno je, da je v genomu vsak gen enolično določen, da torej vemo, kateri gen pomeni določeno odločitveno spremenljivko (npr. na sl. 2 je prvi gen v genomu rezerviran za informacijo o koti dna vodohrana).

Drugi pomembni del pri zasnovi GA je določitev in opredelitev funkcije vrednotenja (fitness funkcije) odločitvene spremenljivke. Ta funkcija je namenjena za selekcijo v trenutni populaciji možnih rešitev in za razvrščanje posamezne rešitve (genomov) po uspešnosti izpolnjevanja zastavljenih kriterijev.

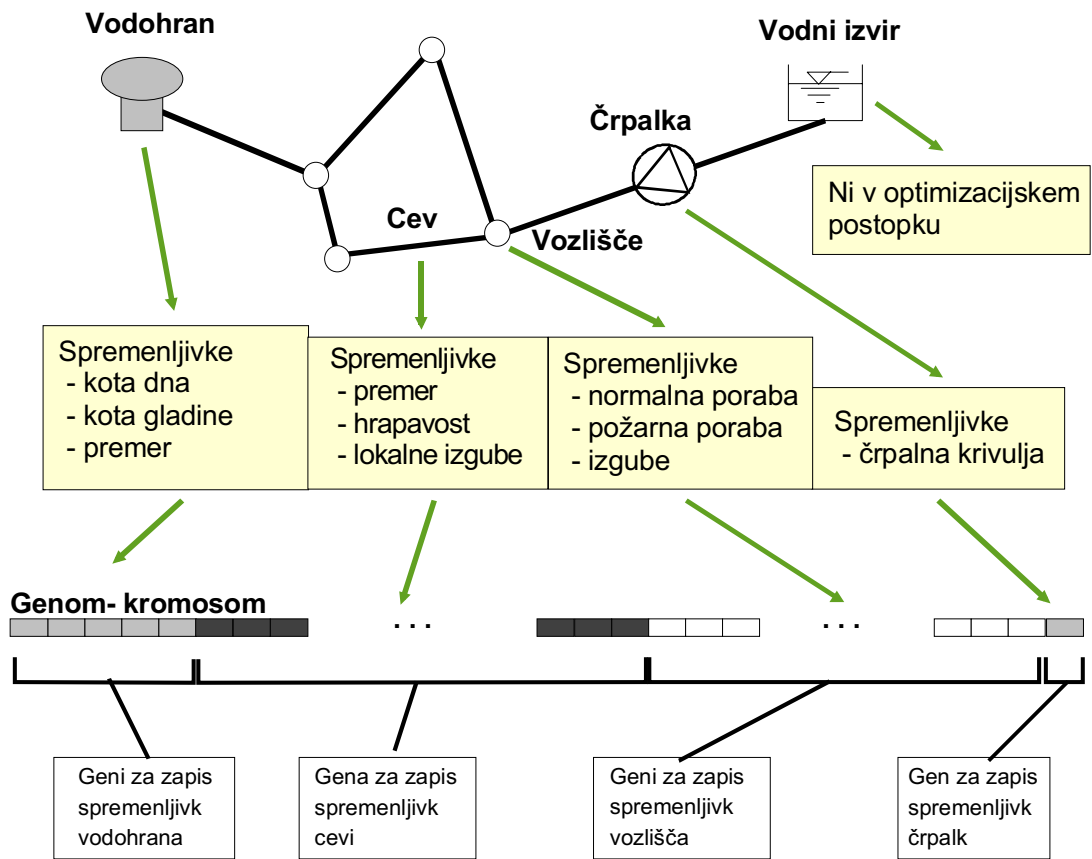
Za boljšo ponazoritev in razumevanje GA kot optimizacijskega orodja je na sliki 3 prikazan primer preprostega optimizacijskega postopka na vodovodnem sistemu. Predmet analize za odločanje je šest (označenih) cevovodov, ki imajo lahko različne premere, in vodohran, pri

The basic idea of the optimisation with the GA tool is the imitation of processes taken from nature – evolution and its basic mechanism, natural selection. From the aspect of nature, all living things are an outcome of a large and complex historical optimisation.

Genomes (chromosomes) are made from units called genes, i.e. decision variables arranged in a linear succession where every gene controls the inheritance of one or several characteristics (Fig.2). In the case of water-supply systems, the decision variables can be the diameters of the pipes, the range of which can vary in accordance with supplier-fixed diameters. The genomes can be represented in a number of ways. The simplest approach uses binary encoding where each chromosome consists of a string of binary digits (sequences of ones and zeros). It is important to know which gene carries information about a certain decision variable. For example, the first gene in Fig. 2 controls the inheritance of the value for a tank's elevation.

The second part of the definition of the GA is a determination of the fitness function where fitness value is determined on the basis of objective function. The fitness function is used to assign a »score« to each genome, measuring the extent to which that genome provides a solution to the problem.

For a better understanding of the GA as an optimisation tool, Fig. 3 presents a case with a simple water-supply system. Decision variables are the diameters of the pipes and the characteristics of the tank (diameter and elevation). In this case the



Sl. 2. Prikaz možnega načina zapisa odločitvenih spremenljivk v genom

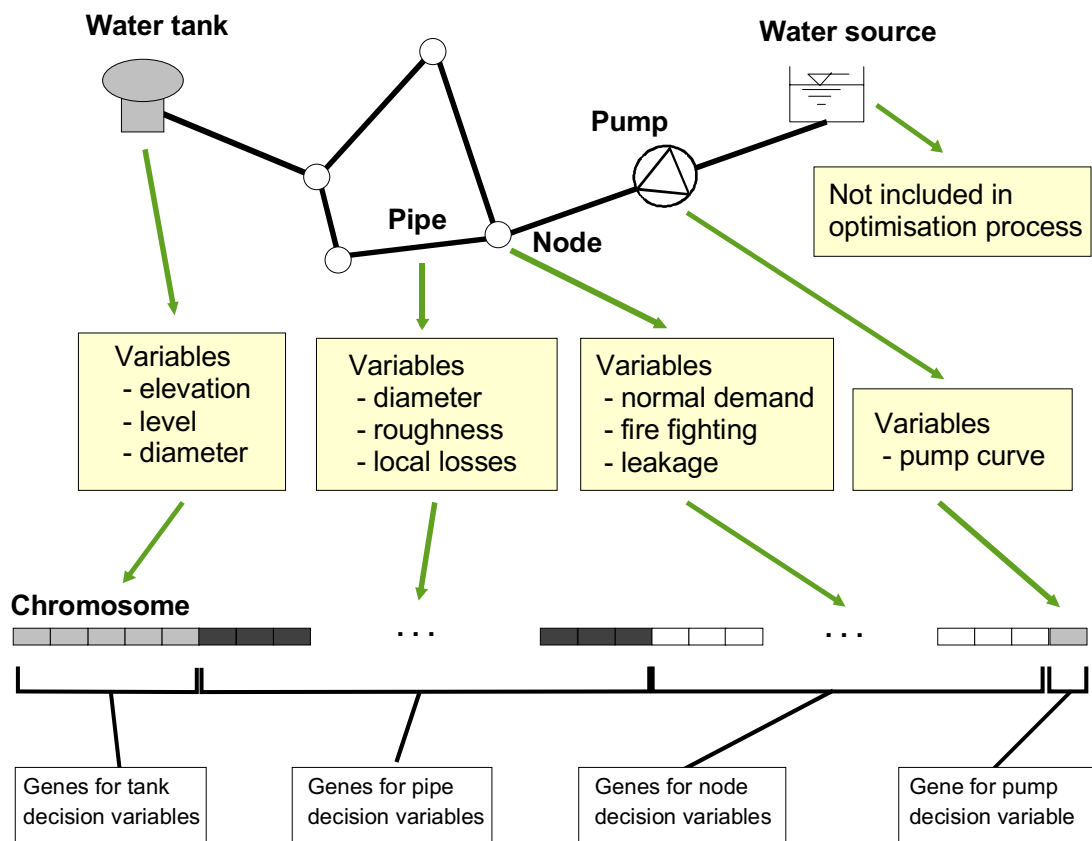


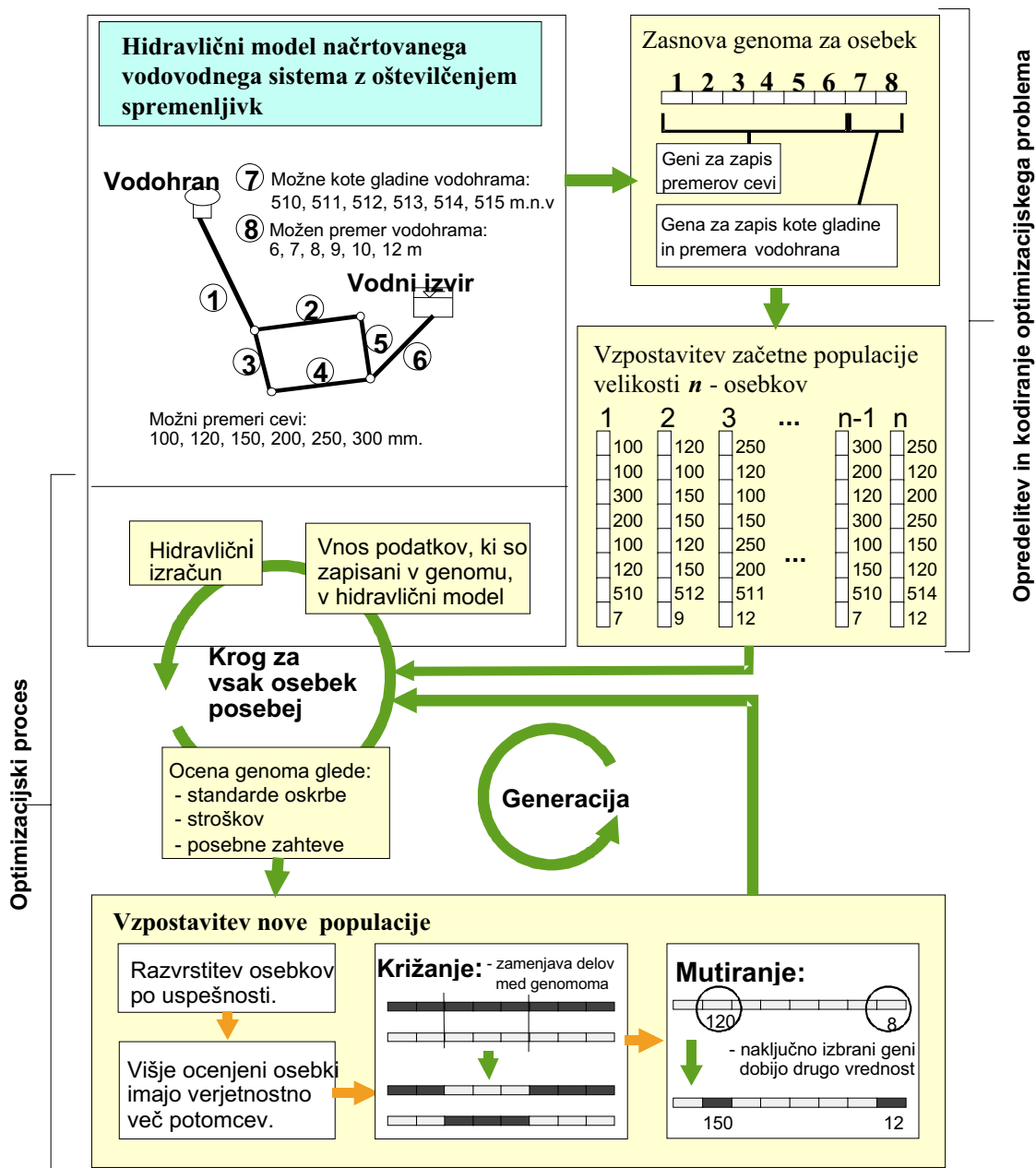
Fig. 2 Encoding of decision variables

katerem iščemo najprimemnejšo koto gladine vode v okroglem vodohranu in njegov premer (in s tem prostornino) vodohrana. Najprej določimo obliko genoma, v katerega bodo zajete navedene odločitvene spremenljivke. Sledi vzpostavitev začetne populacije osebkov (vsak pomeni eno varianto) z naključnim zapisom (sejanjem) na območju zgoraj navedenih mogočih rešitev.

Proces optimiziranja se začne z ovrednotenjem posameznega osebka. Najprej informacijo genske kode osebka vnesemo v hidravlični model načrtovanega sistema. Vsak posamezen osebek se ovrednoti glede na to, kako uspešno zagotavlja standarde oskrbe (primernejši tlaki in hitrosti vode so boljše ocenjeni), kakšne stroške povzroča (večji premer cevododa ali dimenzije vodohrana pomenijo večje stroške, zato slabša ocena), mogoče pa je ocenjevanje tudi glede na kakšne druge zahteve (ekologija, druge omejitve ali interesi ipd.).

variables are encoded in integer-number genomes. After that, random initialisation of the population is established in the pre-defined range of possible solutions.

After the initialisation, the optimisation starts with an evaluation of each genome of the population. Decision variables are exported to the hydraulic model to calculate the hydraulics behaviour of the system. Each genome is evaluated with regard to supply requirements (inappropriate pressures are penalised), costs (higher costs are also penalised), and some particular requirements (ecology, other plans and interests, etc.).



Sl. 3. Prikaz procesa optimiziranja na primeru vodovodnega sistema

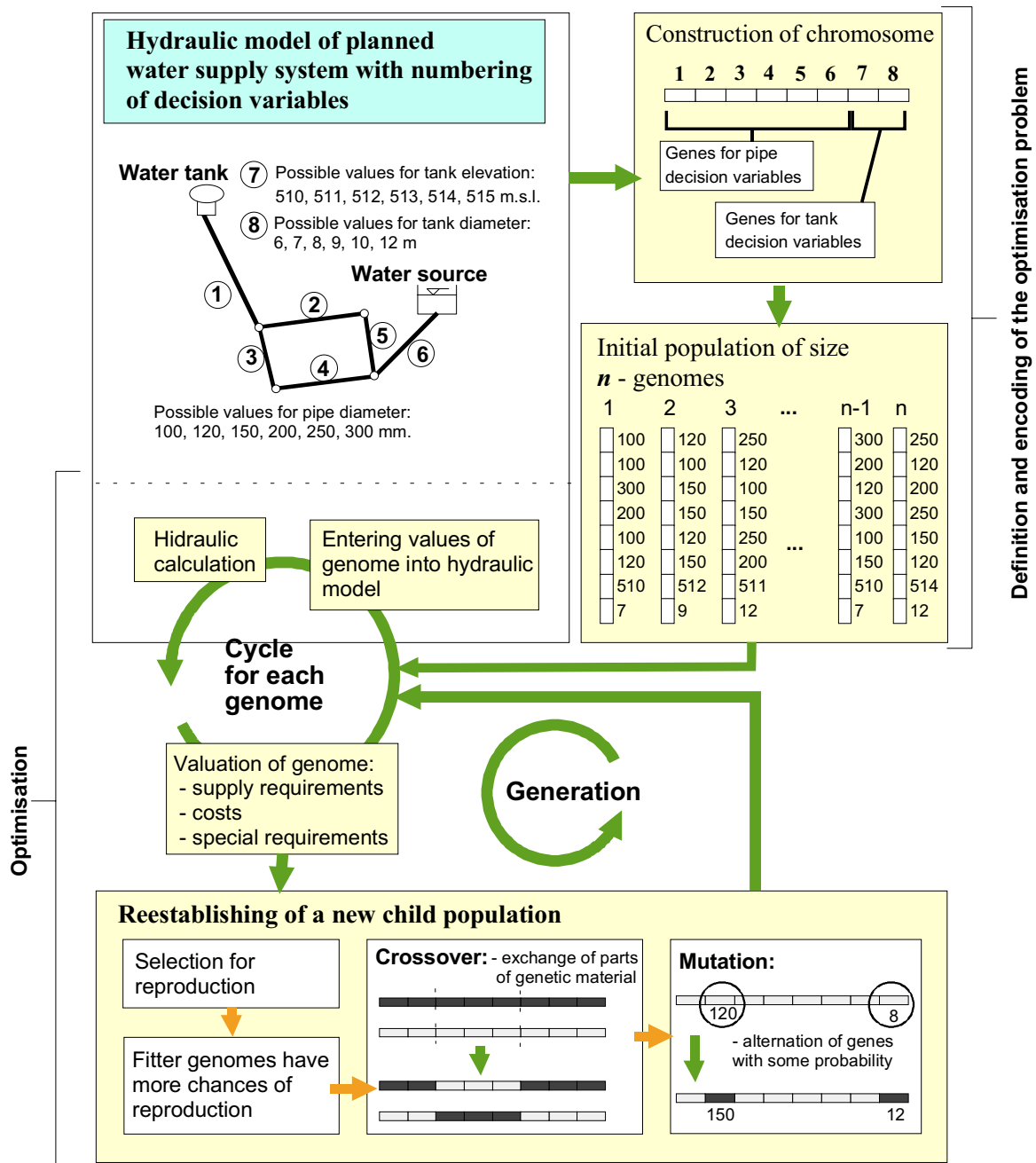


Fig. 3. An example of an optimisation process applying GA

Po ovrednotenju se vsi osebki populacije razvrstijo glede na dosežene ocene. Najslabše ocenjeni posamezniki se izločijo, za preostale pa se izvedeta postopka, ki jih poznamo iz narave živih bitij:

- **razmnoževanje s križanjem:** Pri tem je pomembno spomniti, da imajo višje ocenjeni osebki več potomcev, saj v procesu žrebanja (t.i. ruletno kolo) po verjetnostni teoriji večkrat pridejo na vrsto pri razmnoževanju. Razmnoževanje se izvaja tako dolgo, dokler izločenih osebkov ne nadomestijo novi. Tako je na voljo nova populacija (oz. generacija), ki je enako velika kakor začetna.
- **mutiranje:** V populacijo se poseže neposredno, tako da naključno izbranemu genu spremenimo neko vrednost. Na ta način ustvarimo stanje, da

After the evaluation of the entire population is finished, the genomes are ranged with regard to the total score. The worst genomes are eliminated and the others are put into the process for the creation of a new (child) generation:

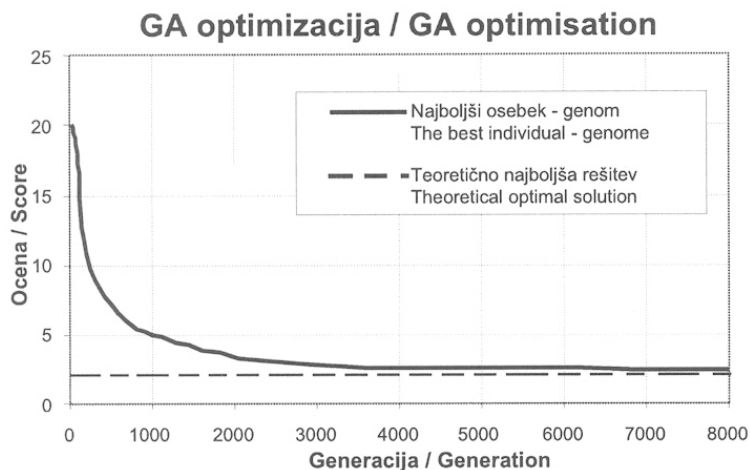
- **crossover.** The function of crossover is to ensure that the child chromosomes differ from their parents. Once two parent genomes have been selected (better evaluated chromosomes have more possibilities for multiplication) crossover involves the exchange of parts of their genetic material to form two new child genomes,
- **mutation.** Mutation is the final operator in the genetic process and it operates on single

lahko vplivajo na proces tudi naključni pojavi, ki jih sicer ne bi pričakovali (npr. vpliv višje sile).

Celoten postopek (nove populacije, hidravlični izračuni, ocenjevanje itn.) izvajamo tako dolgo, dokler ni več opaziti sprememb oziroma izboljšanja ocen zaporednih populacij. Kakor lahko vidimo na sliki 4, se proces izboljšanja ocene počasi ustali in se z nadaljevanjem postopka ne spreminja več. Tedaj so izračunane razmere (vrednosti odločitvenih spremenljivk) optimalne pri postavljenih robnih pogojih in po podanih kriterijih ocenjevanja.

chromosomes where each gene is altered with a small probability. If the probability of mutation is too high, the GA degenerates into a random search process (Schactzen, 2000).

The whole process of optimisation is repeated until there are no more changes to the best score. Fig. 4 shows how the best score slowly converges through generations, leading to the optimum solution, considering the stated terms and fitness function.



Sl. 4. Potek GA optimizacije kaže ustalitev ocene najboljšega osebka (najboljše možne rešitve)  
Fig. 4. An example of GA optimisation with the presentation of the score of the best genome in each generation

### 3 PRIMER – VODOVODNI SISTEM LOGATEC

Prikazali bomo lahko le nekaj rezultatov praktične uporabe na vodovodnem sistemu Logatec. Sistem oskrbuje s pitno vodo okoli 7000 prebivalcev ter nekaj večjih industrijskih uporabnikov. Spada med stare vodovodne sisteme, saj so deli sistema stari tudi 80 in več let. Vodovodni sistem zajema vodo iz več zajetij, ki gravitacijsko napajajo sistem, in iz dveh vodnjakov s črpališči. Različni vodni viri in postopna gradnja so oblikovali sistem tako, da ga, glede na tlake v sistemu, lahko razdelimo na tri dele: visokotlačni, srednjetačni in nizkotlačni del. Med tlačnimi deli sistema je mogoč pretok vode le prek različnih regulacijskih elementov (npr. redukcijski tlačni ventil).

Vodovodni sistem Logatec v trenutnem stanju deluje na meji svojih zmogljivosti, v času največjih porab vode v sušnem obdobju pa že prihaja do motene oskrbe z vodo (prenizki tlaki). Da bi zagotovili nemoteno oskrbo, so bili največji posegi načrtovani na območju današnjega nizkotlačnega dela sistema (sl. 5). Predvideno je novo črpališče v Cuntovi grapi (dve črpalki CG-4 in CG-5), protiležni vodohran Sekirica in primerne cevovodne povezave. Pravni robni pogoji zahtevajo, da morajo biti doseženi predpisani standardi oskrbe, ekonomski robni pogoji pa narekujejo čim manjše spremljajoče stroške investicije oz. stroškov vzdrževanja in obratovanja.

### 3 CASE STUDY – THE WATER-SUPPLY SYSTEM OF LOGATEC

In order to demonstrate the genetic algorithm optimisation approach, the water-supply system of the town of Logatec was discussed. The system supplies around 7000 residents and a few industrial consumers. It can be placed among old systems, since some parts are older than 80 years. Due to different water sources (springs, wells) and stage development, the system is divided into three zones: high-pressure, middle-pressure and low-pressure parts. Through control devices (pressure reducing valves, pressure sustaining valves, etc.), the water can also be distributed from higher to lower zones.

Today, the water-supply system of Logatec operates at its limits. During a deficiency of water in a time of peak consumption, the requirements of the supply are continuously disturbed (low pressures). To ensure an undisturbed water supply, the interventions are planned on the lower-pressure part (Fig. 5). The plan includes well-pump station (two wells CG-4 and CG-5) with storage facility (Sekirica tank) and suitable pipeline connections. Planning must take into account the pressure requirements and the water demands as well efficient management.



### 3.1 Prikaz uporabljenega postopka

Posegi v vodovodni sistem Logatec so bili predlagani v različnih projektih, zato so v prikazani analizi vključene naslednje odločitvene spremenljivke:

- spremembe premerov cevovodov: možni premeri cevi so (točke genoma 1 do 10) v mm: 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, oz. cev ni potrebna;
- spremembe moči črpalk: črpalna krivulja po projektu je množena z različnimi faktorji (točki genoma 11 in 12): 0,7, 0,8, 0,9, 1,0, 1,1, 1,2, 1,3;
- najprimernejša nadmorska višina vodohrana: možne kote dna vodohrana so (točka genoma 13) [m.n.v.]: od 520 do 550 (s korakom 1m);
- dodano je lokalno zvišanje energije (izražene kot tlak) na območju Tabora z vgradnjo črpalke, ki naj lokalno dvigne tlak (točka genoma 14) v bar: od 0,1 do 3 bar (s korakom 0,1 bar), in dodatna možnost – črpalke ni treba dodati.

Za črpalke v vodnjakih CG-4 in CG-5 sta prav tako upoštevani črpalni krivulji (višina črpanja s pripadajočim pretokom), predvideni po projektih (Hidroinženiring, 1998), in dodane variacije črpalnih krivulj, zajete s pomočjo faktorjev. Tako faktor 1,0 pomeni, da je upoštevana s projektom načrtovana črpalna krivulja, faktorji manjši od 1,0, zmanjšujejo njene vrednosti, faktorji, višji od 1,0, pa jo zvišujejo [13], kar je upoštevano v točkah genoma 11 in 12. Po opravljenih izračunih je seveda mogoče (iteracijsko) upoštevati dejanske (proizvajalčeve) črpalne krivulje črpalke, ki zadoščajo novim obratovalnim razmeram.

Če upoštevamo našete predloge posegov v sistem, je število vseh možnih kombinacij (variant), ki opredeljujejo velikost optimizacijskega prostora mogočih rešitev, ki jih z navedenimi spremenljivkami ustvarimo, ogromno, saj znaša:

$$n = 5,05 \times 10^{13} \quad (14)$$

Posebni del, ki ga je treba skrbno določiti, je funkcija vrednotenja posameznega osebka - genoma. Uporabili smo večkriterijsko vrednotenje, pri katerem je treba opredeliti tudi pomembnost posameznih kriterijev (sl. 6). Ker so npr. standardi oskrbe glede zahtevanih tlakov predpisani, smo jih opredelili kot primarni kriterij, saj je veljavne predpise treba spoštovati, tudi če imajo morda (npr. finančno) neugodne posledice. V primeru višje sile (npr. izpad cevovoda) ali predpisanih vrednosti ob požaru pa je začasno lahko znižan standard oskrbe (kakor bi sicer veljal za normalno obratovanje), zato so upoštevane tri različne funkcije ocenjevanja tlakov (za 3 obtežbene primere).

Pomembnejši kriteriji imajo strmeje funkcije, kar vnaša prisilo, da naj bi bila iskana rešitev čim bližje zaželeni (npr. predpisani) vrednosti. Glede na uporabljen način zapisa funkcij ocenjevanja je zato najsprejemljivejša rešitev najbolj ocenjena, kadar po vseh kriterijih v seštevku prejme najnižjo oceno.

Za uvrstitev različnih kriterijev v posamezna polja je bilo ključno sodelovanje strokovnjakov

### 3.1 Presentation of the used approach

In accordance with the suggested interventions from different projects, further decision variables and their possible values (with widening of the range) have been defined (Fig. 5):

- pipe diameters (position in genome - 1 do 10): possible values [mm]: 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, or pipe is not necessary;
- pumps (position in genome - 11 in 12): pump curve with different speed factors: 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2, 1.3;
- elevation of the tank (position in genome - 13): possible values [meters above sea level]: from 520 to 550 (1m step);
- local buster pump in the area of Tabor (position in genome 14) [bar] : from 0.1 to 3 bar ( 0.1 bar step), or buster is not necessary.

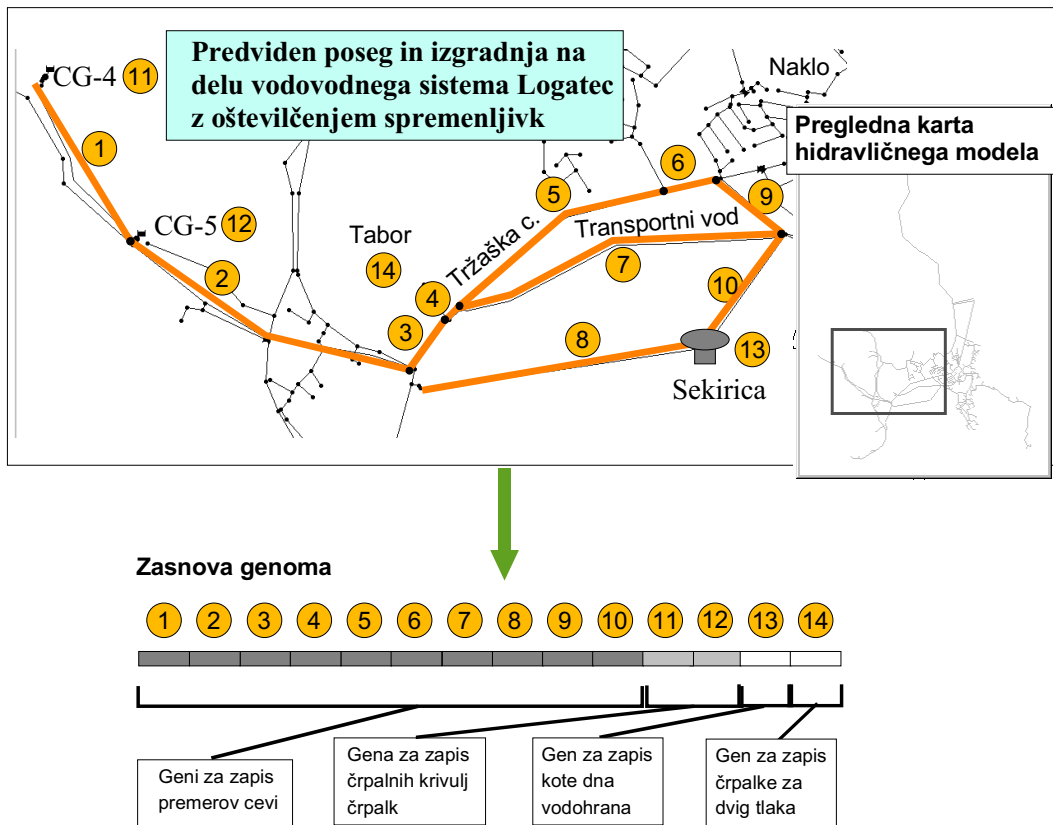
Possible values of pipe diameters result from a technical estimation of the required diameters with additional expanding (diameter 400 and 450 mm). A storage tank is planned on the nearby hill, which is 550 m above sea level. The range of possible pumps was estimated on the basis of previous research (Hidroinženiring Ltd., 1998). A pump curve represents the relationship between head and flow rate that a pump can deliver at its nominal speed setting. The pump curve shifts as the speed changes, so factor 1.0 defines the planned pump, factors lower than 1.0 lower the pump curve, and factors higher than 1.0 increase it (Rossman, 2000).

Considering the mentioned decision variables, the number of all possible solutions (combinations) is:

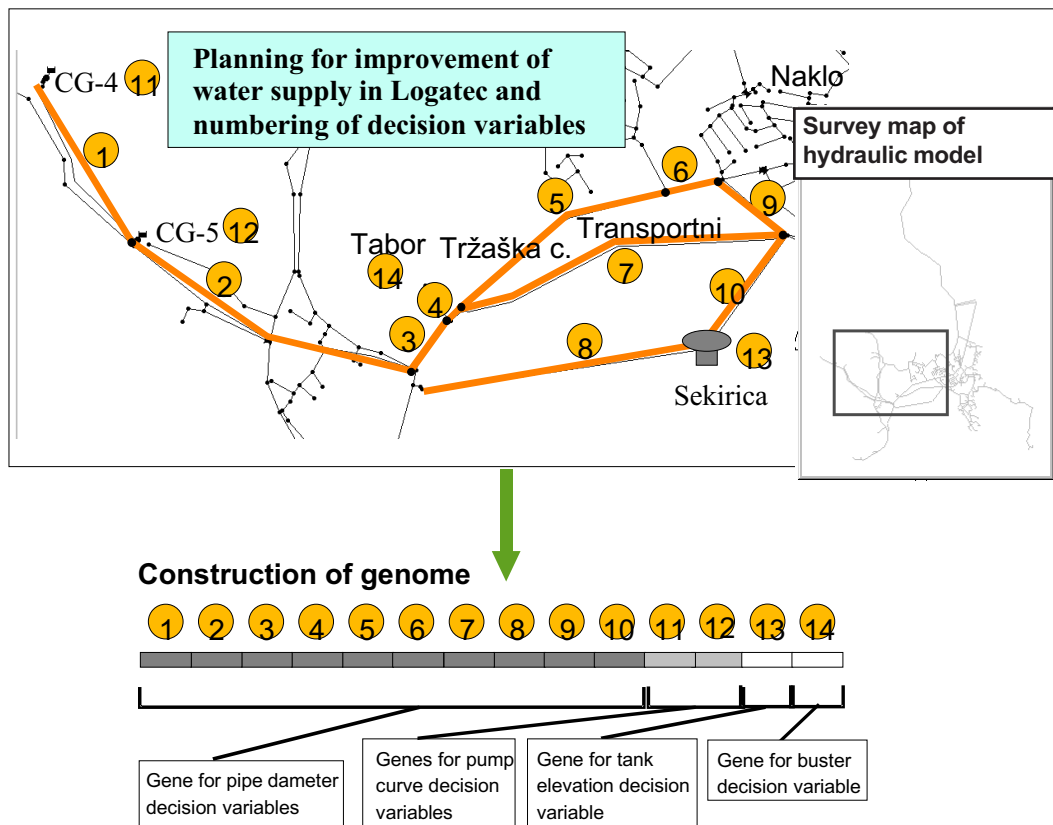
In our case, we deal with a multi-objective function composed of many normalised objective functions. We used the weighting of a particular objective function with regard to its significance (Fig. 6). For example, the requirements of the supply are defined as the primary criterion since they have to be fulfilled although they may have (e.g. financially) unfavourable consequences. In the case of a force majeure (e.g. cut-out of a part of the network, fire, etc.), the requirements do not have to be completely fulfilled, so they can be weighted with a lower criterion.

More important criteria have steeper functions, which forces the optimisation process to subordinate to criteria with greater significance. Due to the described multiobjective function, the optimum solution is the one with the better »score«.

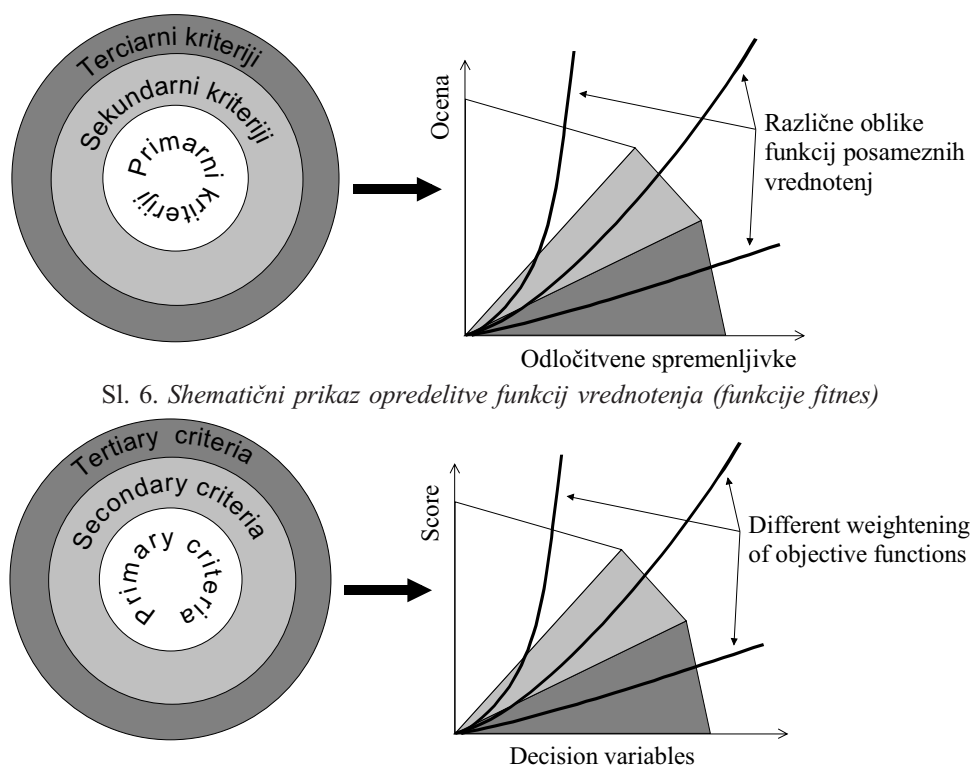
In order to arrange different criteria with regard to their significance and define the terms,



Sl. 5. Prikaz izbranih odločitvenih spremenljivk in zasnove genoma



Sl. 5. Determination of decision variables and genome structure



Sl. 6. Shematični prikaz opredelitve funkcij vrednotenja (funkcije fitness)

Fig. 6. Weighting of a particular objective function with regard to its significance

komunalnega podjetja Logatec, poznavalcev sistema (in robnih pogojev). Ti kriteriji so praviloma unikatni, saj se na vsakem sistemu kaže pomembnost posamezne funkcije z vidika različnih ciljnih skupin (uporabnikov, upravljavca ipd.). Za vrednotenje posameznega genoma smo upoštevali naslednje kriterije ocenjevanja (sl. 7):

#### Primarni kriteriji:

- ustreznost izračunanih tlakov v šestih reprezentativnih nadzornih točkah sistema (sl. 8 in 9), pri dveh načinih obratovanja sistema, z obtežbo pri največji urni porabi, v dnevu z največjo dnevno porabo. Pri prvem načinu obratovanja sta bili črpalki CG-4 in CG-5 izključeni, zato se je celoten sistem oskrboval iz vodohrana Sekirica, v drugem načinu obratovanja pa sta obe črpalki delovali;
- omejitev črpanja iz posamezne vrtine (CG-4 do 20 l/s, CG-5 do 30 l/s; Hidroinženiring, 1998), saj je izdatnost vodnega vira omejena. Zato so genomi, pri katerih bi se po hidravličnem izračunu pojavilo večje črpanje od izdatnosti vodnjakov, dobili dodatne slabe ocene.

Kot primerjalne (ustrezne) vrednosti smo upoštevali standarde oskrbe (Uradni list RS št. 52/99), ki določajo zahtevane tlake. Čeprav naj se zeleni tlaki gibljejo med 2 in 7 bar (povprečje 4,5 bar), ima lahko povišanje tlaka, glede na sedanje stanje tlakov, tudi negativne posledice (npr. preobremenitev hišnih vodovodnih inštalacij). Zato je predvideno, da so najustreznejši tlaki (z najugodnejšo oceno) pri vrednosti 4 bar (sl. 7).

#### Sekundarni kriteriji:

- velikost stroškov gradnje cevovoda, črpališča in

it was important to take into account different areas of interests. Because of specific requirements (consumers, management, etc.), those criteria can vary considerably from case to case. The multi-objective function consists of (Fig. 7):

#### Primary criteria:

- pressure requirements for normal supply measured in 6 representative controlling nodes (Fig. 8 and 9) in two conditions of operation of the system (at peak consumption of water). In the first condition, pumps were shut down, so the whole system was supplied from the Sekirica tank, whereas in the second case the pumps were open,
- restrictions on the pumped amount of water from wells (CG-4 to 20 l/s, CG-5 to 30 l/s; Hidroinženiring, 1998). The genomes, whose decision-variable values showed a higher amount of pumped water, got an extra penalty.

In addition to the defined standards (Official Journal of RS, št. 52/99) for pressure requirements (average value at 4.5 bars), specific requirements were also taken into account. The existing pressures in the main area of Logatec are much lower, so the elevation of pressure could have negative consequences (for example, on internal installations). That is why we determined optimum pressures at 4 bars (Fig. 7).

#### Secondary criteria:

- construction costs of the pipe network, pump sta-

črpalke za lokalni dvig energije. Ker je bil na območju Tržaške ceste pred kratkim obnovljen cevovod ( $\Phi$  200 mm), genomi, ki imajo zapis premera 200 mm na tem delu vodovoda, nimajo prišteti novih nastalih stroškov na tem delu vodovoda;

- ustreznost izračunanih tlakov tudi v izrednih razmerah, enkrat za primer požara, ki obremeni odzvem na območju Nakla (sl. 5; 500 m.n.v.) s požarno porabo 10 l/s, pri čemer bi se sistem oskrboval samo iz vodohrana, drugač pa v primeru izpada cevovoda, ki bi se zgodil na območju Tržaške ceste, ali pa izpada transportnega cevovoda (sl. 5).

**Terciarni kriteriji:**

- ustreznost izračunanih hitrosti vode v cevovodih glede na že omenjene standarde oskrbe;
- spreminjanje tlakov v posamezni kontrolni točki, ki se pojavijo pri različnih obratovalnih stanjih na vodovodnem sistemu.

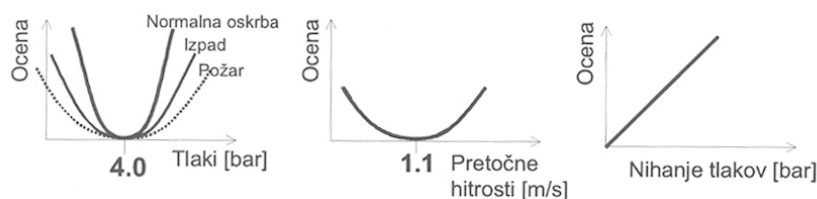
tions and the buster. Pipelines along the Tržaška road have already been replaced by a diameter of 200 mm. So, the genomes which carried those values of diameter (200 mm) for that part of the network, were not penalised.

- pressure requirements for force majeure. First case with a fire situation in the area Naklo with an extra consumption of water (10 l/s) and with a duration of one hour (supply only from the Sekirica tank). And the second case with a cutout of the network in the area of the Tržaška road, and separately in the area of the transportation pipeline (Fig. 5).

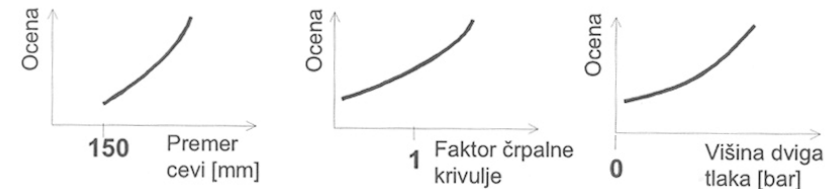
**Tertiary criteria:**

- requirements for flow velocities,
- oscillation of pressure during a day.

**Standardi oskrbe**

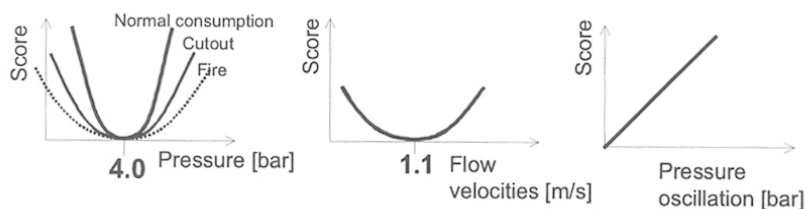


**Stroški**



Sl. 7. Prikaz načina ocenjevanja posameznih genomov (oblike funkcij vrednotenja)

**Supply requirements**



**Costs**

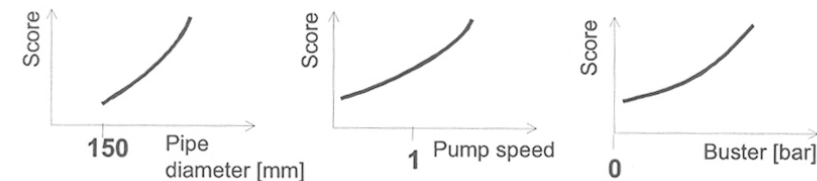


Fig. 7 Objective functions

### 3.2 Prikaz rezultatov

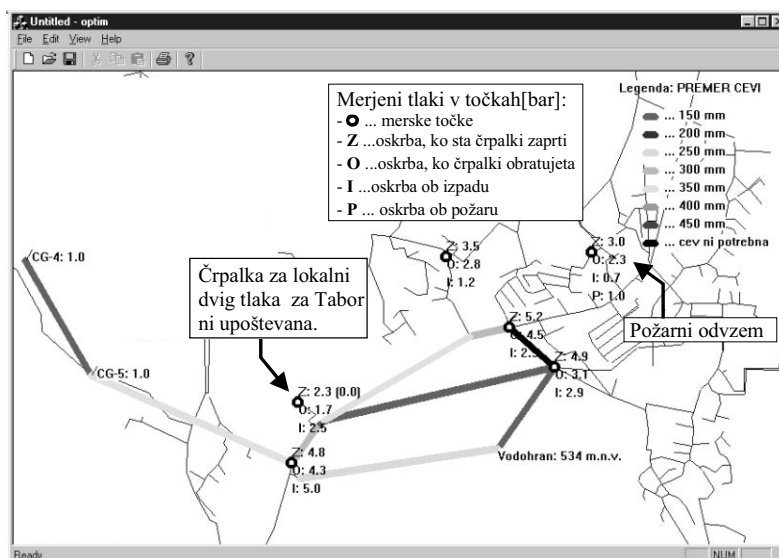
Na slikah 8 in 9 sta prikazana dva rezultata optimizacije. Oba imata enako začetno populacijo, kar pomeni, da sta obe optimizaciji imeli enako polje začetnih rešitev, razlika med njima je v tem, da v prvem primeru (sl. 8) ni dodane črpalke za lokalni dvig energije na območju Tabor. Zagotavljanje standarda oskrbe na višje ležečih območjih, še posebno območja Tabora (510 m.n.v.), kjer je le nekaj stanovanjskih objektov, bi morda bilo negospodarno, zato je preverjena še druga možnost, z vgradnjo dodatne črpalke.

Pokazalo se je, da je pri prvi različici kota vodohrama nekoliko višja, kakor je bilo to ugotovljeno v dosedanjih študijah (projektih). To je predvsem posledica doslednega izpolnjevanja standardov oskrbe in posledica dejanskih naravnih danosti, saj je razgibanost terena na tem območju precej živahna (od 480 do 510 m.n.v.).

### 3.2 Presentation of the results

Fig. 8 and 9 present two results of the optimisation. In both cases the optimisation started with the same initial population (same stock of values for each decision variable). The difference between the two cases is that the first case (Fig. 8) did not take into account the local buster in the area of Tabor. In the second case, the buster for Tabor was added since the area is not very populated (only a few residential houses) and would therefore it would not be economic to raise pressures for the whole system (higher costs) in order to satisfy the supply requirements in such a small area.

The results show that the Sekirica tank would have to be higher, as was planned in the previous studies. This is due to pressure requirements, since the configuration of the relief of the town of Logatec is quite varied (from 480 to 510 m.a.s.l.).



Sl.8. Prikaz rezultata optimizacije brez vključitve črpalke za lokalni dvig tlaka

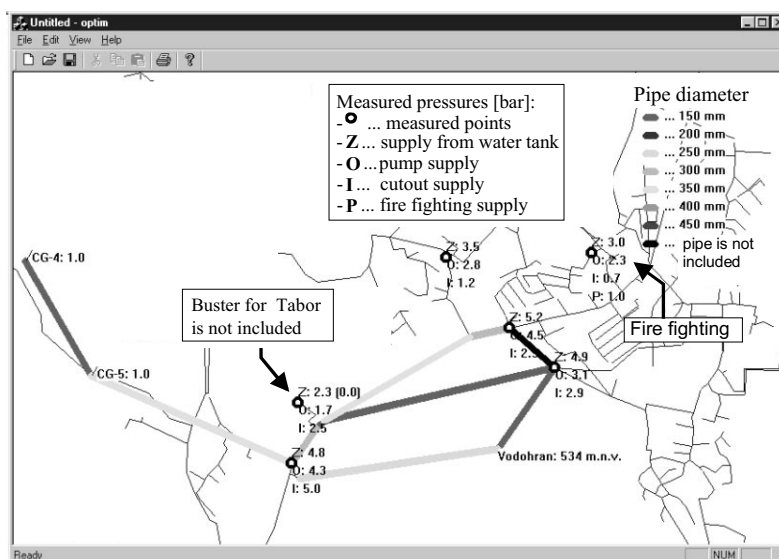
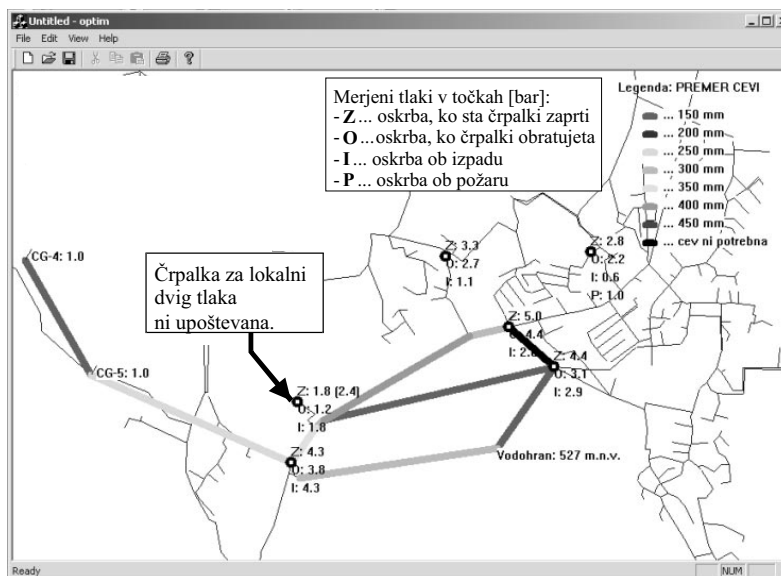


Fig.8. Result of the optimisation without local buster included





Sl. 9. Prikaz končnega rezultata optimizacije z vključitvijo črpalke za lokalni dvig tlaka

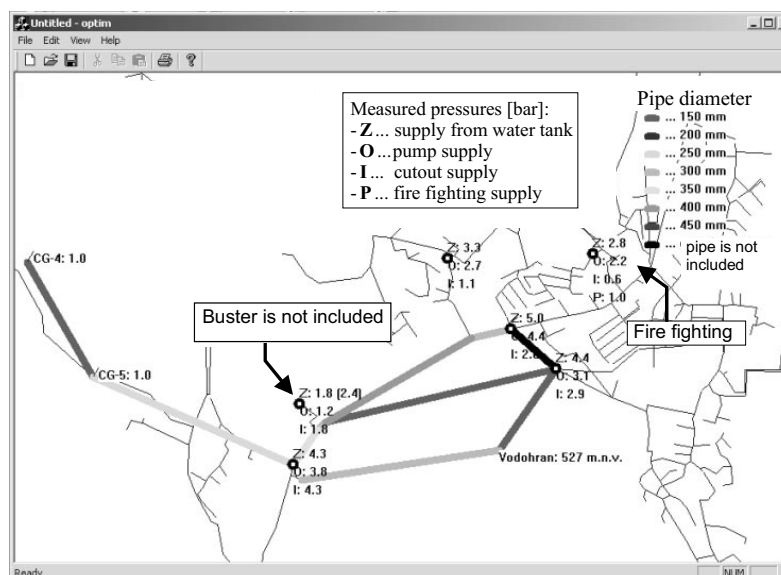


Fig. 9. Result of the optimisation with local buster included

Na sliki 9 lahko vidimo, da je izračunana višinska lega vodohrana sedaj za 7 m nižja, nižji kakor v prvem primeru so tudi tlaki v nadzornih točkah, pri več cevovodih pa so potrebni tudi manjši premeri cevi. Izračunana rešitev pa je precej nepričakovana na delu cevodovoda po Tržaški cesti, ki je bil pred kratkim obnovljen, saj tam zahteva večji premer cevi. Vgradnja dodatne črpalke v dosedanjih dokumentaciji ni bila obravnavana.

Rezultati so nekoliko drugačni od dosedanjih, kar je predvsem posledica funkcije vrednotenja, ki kot primarni kriterij upošteva (predpisane) standarde oskrbe in ne cilja, z (pre)malo denarja v čimvečji meri izboljšati delovanje sistema. To pa pove tudi, zakaj je predmet nadaljnega dela predvsem raziskava in natančnejša opredelitev (merljivih) funkcij vrednotenja in morebitnih medsebojnih povezav med kriteriji, ki so bili upoštevani. Kakor je prikazano na sl. 1, opravljeno delo pomeni le vstop v nov krog, le da tokrat z že izdelanim GA-net orodjem.

Fig. 9 shows that the elevation of the tank is much lower than in the first case. Also, pressures in the control nodes are closer to the optimum value and some pipe diameters are reduced. The presented solution is quite unexpected for this part of the network (diameters of pipes along the Tržaška road), although the pipelines have already been replaced (and the optimisation resulted in larger diameters for that area).

Before a complete integration of the GA as decision-support tool can take place, additional research on the arrangement of different criteria with regard to their significance have to be carried out. Especially on the economic terms, where also the life-cycle costs have to be integrated in the optimisation processes [1].

## 4 SKLEP

Podan je pregled uporabnosti GA, ki so se v tujini že izkazali kot uspešni na različnih področjih, tudi na področjih hidrotehnike (za načrtovanje obnove sistemov, lociranje izgub v sistemu ipd.). Uporaba na področju oskrbe z vodo je prenos novih znanj v Slovenijo, hkrati pa prispevek nekaterih izvornih rešitev.

Povezovanje več orodij v GA-net se je izkazalo kot zelo uporabno. Poleg optimizacije posegov za izboljšanje delovanja sedanjih sistemov za predlagane razvojne scenarije itn. pa se odpirajo še druga področja, kakor so analiza tveganj, analiza pomembnosti delov sistema, analiza občutljivosti (npr. stroškov in koristi), področje ocenjevalnih kriterijev ipd. Doseženi rezultati, prikazani na strokovnih srečanjih v tujini, so že bili zadostni za povabilo k izvedbi mednarodnega projekta WASYMO [17].

## 4 CONCLUSION

This paper shows the applicability of genetic algorithms, which have proved to be effective in many cases in the world (planning the renovations of systems, leakage detections, calibrations, etc.). The application of the GA in Slovenia represents a transfer of new knowledge and a contribution of some creative solutions to the area of optimisation problems.

The connection of different tools (like GA-net) has proved to be very useful. There are many new research areas which can also be integrated (cost-benefits, risk analysis, definition of importance of areas of a system, etc.). The achieved results, presented at an expert meeting abroad, contributed to the invitation of our group to join the international project WASYMO [17].

## 5 LITERATURA

## 5 REFERENCES

- [1] Kleiner, Y., B.J. Adams, and J.S. Rogers (2000) Water distribution network renewal planning. *Journal of computing in civil engineering*.
- [2] Hamam, Y.M, and A. Brameller (1971) Hybrid method for the solution of piping networks. *Proc. IEE*, Vol. 113, No. 11, 1607-1612.
- [3] Steinman, F.P. Banovec in S. Šantl (sprejet v objavo 2001) Uporaba genetskih algoritmov pri načrtovanju in upravljanju vodovodnih sistemov, *Gradbeni vestnik*.
- [4] Salgado, R., E. Todini and P.E. O'Connell (1988) Extending the gradient method to include pressure regulating valves in pipe networks. *Proc. Inter. Symposium on Computer Modeling of Water Distribution Systems*, University of Kentucky.
- [5] Todini, E., S. Pilati (1987) A gradient method for analysis of pipe networks. *International Conference on Computer Applications for Water Supply and Distribution*, Leicester Polytechnic, UK.
- [6] Banovec, P., S. Šantl (2000) Kalibracija in optimizacija vodovoda z genetskimi algoritmi, *Zbornik 11. Mišičev vodarski dan*, str. 138.
- [7] Halhal, D.(1998) Optimal improvement of water distribution systems, The PhD thesis, University of Exeter.
- [8] Banovec, P.(2000) Direktiva o skupni politiki do voda in modeliranje.
- [9] Osiadacz, A.J.(1987) Simulation and analysis of gas networks. *E. & F.N. Spon*, London.
- [10] Đorđević, B.(1990), Vodoprivredni sistemi, Optimizacija vodoprivrednih sistema – metode i primena, 198 – 236.
- [11] Steinman, F. (1992) Hidravlika, *UL-FGG*, učbenik.
- [12] Goldberg, D.E. (1989) Genetic algorithms in search, optimization and machine learning. *Addison – Wesley Publishing Company, Inc.*, 412.
- [13] Rossman, L. A. (2000) EPANET 2 – USERS MANUAL, United States – Environmental Protection Agency (EPA). (<http://www.epa.gov/ordntrnt/ORD/NRMRL/wswrd/epanet.html>)
- [14] Vključitev vrtin v Cuntovi grapi v vodovodni sistem Logatec, PGD, PZI, Hidroinženiring d.o.o., št. proj. 40-173-00/99 (tudi Osnove za izdelavo lokacijske dokumentacije), maj 1998.
- [15] Uradni list RS št. 32/93, Zakon o gospodarskih javnih službah.
- [16] Uradni list RS št. 52/99, Pravilnik za projektiranje, tehnično izvedbo in uporabo javnega vodovodnega sistema.
- [17] Savic D. A. et all. (2001) Water supply and distribution systems modelling and optimisation (WASYMO), Research Training Network, EU, IHP-RTN-00-2.

Naslova avtorjev: prof.dr. Franci Steinmann  
dr. Primož Banovec  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za gradbeništvo in  
geodezijo  
Hajdrihova 28  
1000 Ljubljana

Sašo Šantl  
Univerza v Ljubljani  
Fakulteta za gradbeništvo in  
geodezijo  
Jamova 2  
1000 Ljubljana

Authors' Addresses: Prof.Dr. Franci Steinman  
Dr. Primož Banovec  
University of Ljubljana  
Faculty of Civil and Geodetic  
Engineering  
Hajdrihova 28  
1000 Ljubljana, Slovenia

Sašo Šantl  
University of Ljubljana  
Faculty of Civil and Geodetic  
Engineering  
Jamova 2  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 2.7.2001  
Received:

Sprejeto: 12.10.2001  
Accepted:

## Strokovna literatura

### Professional Literature

#### Ocene knjig

##### **Jobst H. Kerspe in 8 soavtorjev: Aufgaben und Verfahren in der Oberflächenbehandlung**

Zal.: Expert Verlag GmbH, Renningen-Malmsheim  
2000.

Obseg: format 16 x 23 cm, 348 strani, 258 slik, 50  
preglednic.  
Cena je 88 DEM.

Površine spremljajo naše vsakdanje življenje. Privlačna zunanja podoba izdelkov se prav tako zahteva kakor zaščita posameznih sestavnih elementov proti vsem možnim oblikam obrabe. Inovativni postopki površinskih tehnik obdelave in tudi njihov nadaljnji razvoj lahko uporabnikom le-teh ponudijo veliko prednost v zahtevni mednarodni konkurenci. Zlasti plazemske, laserske in tehnologije tankih plasti ponujajo, s svojimi možnostmi uporabe, pomemben inovacijski potencial pri reševanju problemov v vsakdanji praksi. Pričujoča knjiga naj bi dala vpogled v to zanimivo področje. Močan poudarek je na inovativnih uporabah tehnologije tankih plasti.

Knjiga je razdeljena na tri dele, znotraj katerih je 13 skrbno oblikovanih poglavij:

- naloge in obdelava površin – določitev pojmov in sistematika postopkov,
- izboljššan tok informacij v tehniki površin in površinskih plasti,
- čiščenje in obdelava površin,
- obdelava s plazmo in ionsko jedkanje,
- termo-kemična obdelava s cementiranjem,
- termo-kemična obdelava z nitriranjem in karbonitriranjem,
- plazemsko naogljčenje,
- plazemsko nitriranje,
- toplotno naprševanje za izdelavo debelejših, obrabno odpornih plasti,
- inovativni razvoji v galvanski tehniki,
- minimizacija adhezivne obrabe s prekrivanjem preoblikovalnih orodij,
- materiali PVD trdih prevlek za zmanjševanje obrabe,
- zmanjševanje trenja in obrabe s trdnimi mazivi,
- nove možnosti ionsko podprtih PVD-tehnik,
- prekrivanje »sol-gel« – nov postopek obdelave.

Po besedah avtorjev je knjiga namenjena tako konstrukterjem, inženirjem in tehnikom na področjih gradnje strojev, izdelave investicijske opreme, avtomobilov in gospodinjskih aparatov kakor tudi strokovnjakom za obdelavo in zaščito površin.

Vsekakor knjigo priporočamo študentom in diplomantom strojništva, v njej bodo na enem mestu dobili ustrezne informacije o novostih na tako pomembnem področju kakor je inženirstvo površin.

M. Soković

##### **Božina Perović**

##### **Spanende und abtragende Fertigungsverfahren Grundlagen und Berechnung**

Zal.: Expert Verlag GmbH, Renningen-Malmsheim,  
2000.

Obseg: format 16 x 23 cm, 291 strani, 127 slik, 105  
preglednic.  
Cena je 74 DEM.

Knjižica predstavlja dober priručnik za takojšnjo praktično uporabo pri preračunu rezalnih sil, potrebne moči in ustreznih rezalnih hitrosti za posamezne postopke rezanja in odnašanja v obdelovalni tehniki.

Uvodoma je podana razdelitev izdelovalnih postopkov, tako kakor to nalaga standard DIN 8580, ter na kratko razloženi osnovni pojmi pri odrezovanju. V nadaljevanju so za vsak postopek podane fizikalne osnove, kinematika, obrazci za preračun rezalnih sil, moči in rezalnih hitrosti ter številne preglednice z ustreznimi koeficienti za najbolj uporabljane konstrukcijske materiale. Posebnost so preglednice, v katerih so zbrani konkretni podatki za vrsto in tip rezalnih materialov, ki jih najbolj znani izdelovalci rezalnih orodij priporočajo pri posameznih rezalnih postopkih, pri obdelavi posameznih materialov. Na koncu vsakega poglavja so za nazorno ponazoritev obravnavane problematike podani še praktični primeri preračunov posameznih obdelovalnih postopkov.

Knjižica je pisana preprosto in nazorno, kar kaže na velike avtorjeve izkušnje, ki jih je pridobil po eni strani kot dolgoletni vodilni konstrukter obdelovalnih strojev, po drugi strani pa kot profesor za obdelovalne stroje in izdelovalno tehniko. V veliko pomoč pri študiju bo lahko študentom visokošolskega strokovnega študija strojništva. Kot dopolnilno gradivo pa jo priporočamo inženirjem in tehnikom v neposredni proizvodnji ter tehnologom pri pripravi dela.

M. Soković

## Osebnosti

### Personal Events

#### Doktorati, magisteriji, diplome

##### DOKTORATI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta z uspehom zagovarjala svoji doktorski disertaciji, in sicer:

*dne 14. junija 2001:* mag. **Jure Mencinger**, disertacijo z naslovom: "Numerična simulacija taljenja in strjevanja z uporabo samoprilagodljive računske mreže" in

*dne 21. junija 2001:* mag. **Iztok Ciglarič**, disertacijo z naslovom: "Modeliranje vozil in potnikov za analizo cestno prometnih nezgod".

S tem sta navedena kandidata dosegla akademsko stopnjo doktorja tehničnih znanosti.

##### MAGISTERIJI

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

*dne 1. junija 2001:* **Matjaž Šlibar**, delo z naslovom: "Modeliranje nastanka dušikovega oksida v kuriščih industrijskih kotlov" in **Marko Hočevar**, delo z naslovom: "Napoved slikovnih struktur v turbulentnem toku s pomočjo nevronske mreže";

*dne 4. junija 2001:* **Damjan Zagožen**, delo z naslovom: "Uvajanje energetsko učinkovitih tehnologij in postopkov v industriji" in

*dne 27. junija 2001:* **Dejan Križaj**, delo z naslovom: "Razvoj metod za načrtovanje prilagodljivih montažnih sistemov".

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

*dne 7. junija 2001:* **Albert Korošec**, delo z naslovom: "Računalniško integrirano optimiranje proizvodnje vlitih aluminjskih polizdelkov";

*dne 19. junija 2001:* **Gorazd Bombek**, delo z naslovom: "Računalniško podprto zajemanje podatkov in vodenje poteka meritev karakteristik motorjev z notranjim zgorevanjem" in **Martin Volmajer**, delo z naslovom: "Numerična in eksperimentalna analiza tokovnih karakteristik vbrizgalne šobe dizelskega motorja".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

##### DIPLOMIRANIS

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

*dne 7. junija 2001:* Tomaž BENEDIČIČ, Branko CIRAR, Jure ERGAVER, Igor LABOREC, Vjekoslav RAŠPERIČ, Simon ŠUTALO;

*dne 8. junija 2001:* Andrej ČERNE, Milan ČUKLJEK, Boris HROVAT, Stojan KLAVS, Janez MOHAR, Sebastian MOHAR, Lucijan MUZICA, Jože NOVAK, Peter PETRIČ, Milan PLOS, Ivan RIBIČ, Roman SATOŠEK;

*dne 11. junija 2001:* Bojan ADAMOVIČ, Erik BOČKO, Samo BRIC, Bojan BRIŠKI, Aleš GODNIČ, Klavdij KALIGARIČ, Jože KRIŽAN, Samo PETRIČ, Marko PEZDIRNIK, Nikola POPADIČ, Peter PUSTAVRH, Ivan TROHA, Klavdij UGRIN.

*dne 13. junija 2001:* Primož LAZAR, Bojan MAVRIČ, Elvis ŠTERPIN, Robert ŠVERKO.

*dne 27. junija 2001:* Martin OBID, Tadej POVHE, Jernej PRISTAVEC, Vid ZAVADLAV, Peter ŽELEZNIKAR;

*dne 28. junija 2001:* Janez ALIČ, Peter KRAJNIK, Aleš MARŠIČ, Mitja ŠORN;

*dne 29. junija 2001:* Peter ČAS, Andrej FARAZIN, Matej PETRIČ, Saša STOJČIČ.

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

*dne 28. junija 2001:* Leon FINŽGAR, Silvester KMET, Peter KOLENC, Niko KRANJAC, Bojan MARTIČ, Marko PIRC.

\*

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

*dne 21. junija 2001:* Rajko ČEH, Klemen DUHOVNIK, Josip KUHARIČ, Edvin PETVAR, Matija ŠTAJDOHAR, Marko LOZAR, Simon KALAN;

*dne 22. junija 2001:* Rok ŠETINA, Boštjan DOBROVOLJC, Boris PLESAC;

*dne 26. junija 2001:* Peter ANŽIČ, Marko HADALIN, Marko DOLENEC.



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

*dne 28. junija 2001:* Tomaž BELE, Matej ČREMOŽNIK, Bojan FORJANIČ, Srečko FRUMEN, Maks GOLOB, Jožef HROVAT, Vladimir JANIČEK, Slavko KADIVEC, Martin KODRIČ, Martin KRIŽANEC, Niko MARN, Edvard PUŠNIK, Franc ROGELŠEK, Peter SEVČNIKAR, Milan SKERBIŠ,

Miran ŠALAMUN, Zlatko ŠOŠTARIČ, Andrej ŠTERN, Aleksander TRABE, Aleš VALADŽIJA.

\*

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

*dne 28. junija 2001:* Primož KITEK, Matjaž POŽUN, Benjamin ŠELIGA, Aljoša ŠTRAFELA.

### **Sejmi in konference Fairs and Conferences**

15. in 16. november 2001: **“Stahl 2001” – Mednarodni kongres**, Düsseldorf, Nemčija – informacije: [www.stahl-online.de](http://www.stahl-online.de)
13. do 15. marec 2001: **“Mednarodna konferenca o zobnikih”**, München, Nemčija – informacije: VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb (VDI-EKV), Postfach 10 11 39, D-40002 Düsseldorf; tel.: +49(0) 211 6214-218, faks: +49(0) 211 6214-171
24. do 30. april 2002: **“Interpack “ – 16. mednarodni sejem pakirnih strojev in opreme**, Düsseldorf, Nemčija – informacije: [www.iterpack.de](http://www.iterpack.de)
28. oktober do 1. november 2002: **“Glasstec” – 17. mednarodni sejem z razstavo in simpozijem**, Düsseldorf, Nemčija – informacije: [www.glasstec-online.com](http://www.glasstec-online.com)

## 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 presledki med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, prosimo, da besedilo konvertirate v navadno ASCII (tekstovno) obliko. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

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.).

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. If you use another word processor, please convert to normal ASCII (text) format. One hard copy, including all figures, tables and illustrations and an identical electronic version of the manuscript must be submitted simultaneously.

Please do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering. Graphs, tables and equations in LaTeX may be supplied in good quality hard-copy format, so that they can be copied for inclusion in the Journal.

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

#### Units and abbreviations

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

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

### Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Za pripravo diagramov in risb priporočamo CDR format (CorelDraw), saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi preprosto povečujemo ali pomajšujemo.

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

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvirne fotografije ali kakovostno narejen posnetek. V izjemnih primerih so lahko slike tudi barvne.

### Preglednice

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

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

### Seznam literature

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

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische Wirtschaftskybernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

### Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštne naslove, številke telefona in faksa ter naslove elektronske pošte.

### Sprejem člankov in avtorske pravice

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

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

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV.

Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo  
STROJNIŠKEGA VESTNIKA  
p.p. 197/IV  
1001 Ljubljana  
Telefon: (01) 4771-757  
Telefaks: (01) 2518-567  
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si

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

### Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Figures may be saved in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, the use of CDR format (CorelDraw) is recommended for graphs and line drawings, since vector images can be easily reduced or enlarged during final processing of the paper.

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

All figure captions must be bilingual.

Good quality black-and-white photographs or scanned images should be supplied for illustrations. In certain circumstances, colour figures may be considered.

### Tables

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

All table captions must be bilingual.

### The list of references

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

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische 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/IV  
1001 Ljubljana, Slovenia  
Telephone: +386 (0)1 4771-757  
Fax: +386 (0)1 2518-567  
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si