

## VPLIV KAVITACIJE NA KARAKTERISTIKE ČRPALKE V TREH KVADRANTIH CAVITATION INFLUENCE ON THREE QUADRANT PUMP CHARACTERISTICS

Peter TARMAN, Dušan FLORJANČIČ, Boris VELENŠEK

Črpalna postaja mora biti načrtovana ne samo za stacionarne pogoje obratovanja, temveč tudi za prehodne pojave. Za analizo teh pojavov je treba poznati karakteristike črpalke v najmanj treh kvadrantih. Trikvadrantne karakteristike črpalke lahko natančno določimo le s preizkušanjem na testni postaji. Pri tem je pomembno, da meritve izvedemo pri kavitacijskih pogojih, ki so predvideni v črpalni postaji. Članek zato obravnava vpliv kavitacije na karakteristike črpalke v treh kvadrantih, s posebnim poudarkom na področju disipacije energije. Prikazano je, da je kavitacija v rotorju črpalke lahko prisotna med prehodnimi pojavi (npr. pri nenadnem izklopu črpalke) in tudi vpliva na tlačna nihanja v cevnem sistemu.

**Ključne besede:** karakteristike črpalke v treh kvadrantih, črpalno področje, turbinesko področje, zavorno področje, kavitacija v treh kvadrantih, vodni udar, prehodni režimi.

A pumping station must be designed not only for steady state flow conditions, but also for transient conditions. In order to analyze these phenomena, the pump characteristics in at least three quadrants are needed. The three quadrant pump characteristics can be known exactly only by testing on a test rig. When testing characteristics, it is important to provide similar cavitation conditions as those foreseen in a pumping station. Therefore, the paper discusses the cavitation influence on three quadrant pump characteristics, particularly focusing on energy dissipation. It is shown that cavitation in the impeller could be present during transient conditions (shut down of a pump) and effects on the pressure fluctuations within the pipeline.

**Key words:** three quadrant pump characteristics, pumping zone, turbine zone, energy dissipation, zone, cavitation in three quadrants, water hammer, transient conditions

### 1. UVOD

Pri računanju vodnega udara v črpalnih sistemih je treba poznati, poleg karakteristik cevovoda in fluida, tudi celotne karakteristike črpalke. Posebno pomembno je poznavanje črpalnega področja A, turbineskega področja C in zavornega področja B, kjer je pretok negativen in vrtilna frekvenca pozitivna. Do zdaj so bile izvedene številne meritve celotnih karakteristik črpalk različnih značilnih frekvenc (Knapp, 1937; Swanson, 1953; Donsky, 1961; Thorley & Chaudry, 1996), pri tem pa vpliv kavitacije ni bil upoštevan.

Običajno črpalka v črpальнem sistemu obratuje v območju največjega izkoristka. Poleg tega je v sistem vgrajena tako, da je nevarnost kavitacijske erozije v črpalki

### 1. INTRODUCTION

When calculating the water hammer within a pumping station, it is not only necessary to be familiar with the pipe and fluid characteristics, but also with the complete and entire pump characteristics. Particularly important are the normal pumping zone A, the normal turbine zone C and the energy dissipation zone B, where the flow is negative and rotation is in a positive direction. Several measurements of complete pump characteristics at different specific speeds have been carried out so far (Knapp, 1937; Swanson, 1953; Donsky, 1961; Thorley & Chaudry, 1996). However, the cavitation effect has not been taken into account.

Pumps in pumping systems usually operate near the maximum efficiency point. They are also built into the system in a way that the

majhna. Pri teh pogojih je kavitacija običajno v začetni fazi razvoja, tako da še nima nobenega vpliva na karakteristike črpalke. Pri prehodnih pojavih se obratovalni pogoji spremenijo. Pri obtekanju toka okoli lopatic rotorja je lahko tok podvržen lokalnemu povečanju hitrosti in zaradi tega področjem, kjer je statični tlak manjši od parnega tlaka. Kavitacija v rotorju črpalke se lahko razvije v takšnem obsegu, da se karakteristike črpalke spremenijo. Zaradi spremenjenih karakteristik črpalke nastopijo tudi bistvene spremembe tlakov v cevovodu črpalnega sistema med trajanjem prehodnega pojava. že leta 1937 je Knapp predlagal, da je pri določevanju celotnih karakteristik modelne črpalke priporočljivo zagotoviti podobne kavitacijske pogoje, kot so predvideni za izvedbo. Kavitacijski vpliv na karakteristike v črpальнem in delno v turbinskem režimu je znan. Vpliv kavitacije v zavornih režimih še ni bil določen in obravnavan. Cilj raziskave je bil zaradi tega naslednji:

- določiti vpliv kavitacije na karakteristike črpalke v različnih področjih obratovanja, s posebnim poudarkom na vplivu kavitacije v zavornem režimu B,
- določiti možne vplive spremenjenih karakteristik črpalke na nihanja tlakov med prehodnimi pojavi v črpalnih postajah in
- preveriti pri dejanski črpalni postaji, če se pri nenadnem izpadu črpalke iz obratovanja lokalni tlak v rotorju zmanjša in povzroči kavitacijo v takšnem obsegu, da se karakteristike črpalke spremenijo.

## 2. KAVITACIJA PRI NEOBIČAJNIH REŽIMIH OBRATOVANJA

Slika 1 prikazuje rotor pri običajnem režimu obratovanja (področje A – običajno črpanje) pri katerem so štiri karakteristične veličine: pretok  $Q$ , vrtilna frekvenca  $n$ , totalna višina  $H$  in moment  $M$  upoštevane kot pozitivne. S to predpostavko lahko preprosto definiramo še ostale neobičajne režime.

danger of cavitation erosion is kept to a minimum. Under such conditions, cavitation is in the early development stage and, therefore, has no influence on the pump characteristics. During transients the operating conditions change. The flow path over the impeller vanes is subject to local excess velocities and zones in which the static pressure is lower than vapour pressure. Cavitation in the pump impeller can develop to such an extent that the pump characteristics change. Due to these changes there are also considerable variations of pressure fluctuations within the pipeline of the pumping system that occur during the transient conditions. As early as 1937, Knapp suggested that in determining the complete characteristics of a model pump, it is necessary to provide similar cavitation conditions as those foreseen for the prototype. The cavitation influence in the normal pumping zone, and partly in the normal turbine zone, are known. The influence of the cavitation on pump characteristics in energy dissipation zones has not yet been determined and discussed. The aim of the investigation was:

- to determine the influence of cavitation on pump characteristics in different zones, with special regard to the influence of cavitation in energy dissipation zone B,
- to determine the possible effect of changed pump characteristics on pressure fluctuations during transient conditions within a pumping station and
- to check on an actual pumping station whether, if after a sudden power failure, the local pressure in the impeller should drop and cause cavitation to such an extent that it affects the pump characteristics.

## 2. CAVITATION AT ABNORMAL CONDITIONS

Figure 1 depicts an impeller under normal operation (zone A - normal pumping), for which four characteristic quantities: flow rate  $Q$ , rotational speed  $n$ , total head  $H$  and torque  $M$ , are regarded as positive. Based on such an assumption other abnormal conditions can easily be defined.

## 2.1 KAVITACIJA V PODROČJU B – ZAVORNO PODROČJE (Q<0, N>0, H>0, M>0)

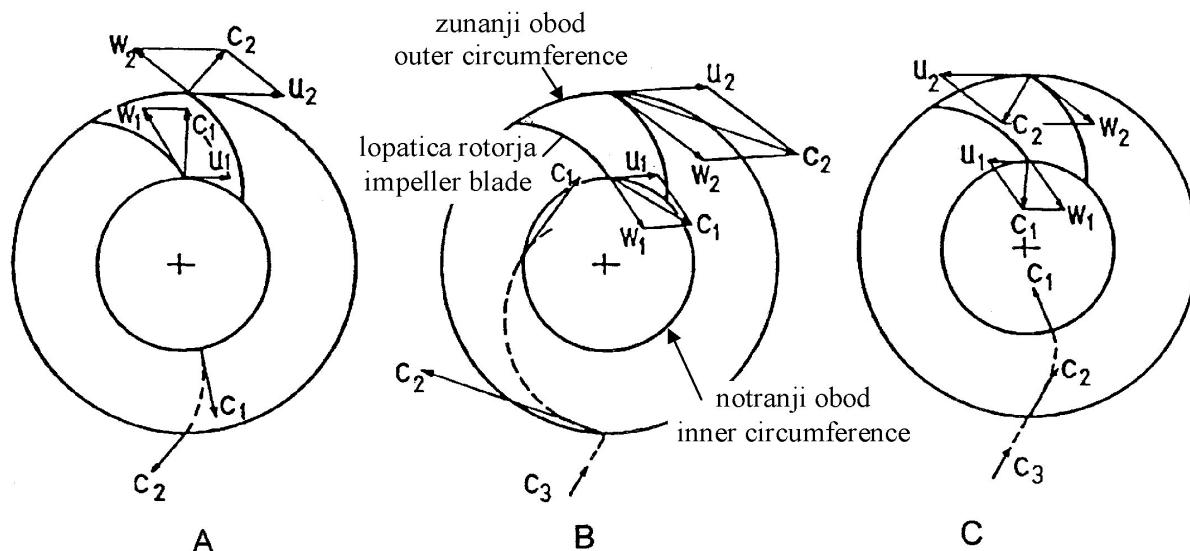
Črpalka obratuje v zavornem področju B, ko je pretok negativen in se rotor vrvi v pozitivni smeri. Fluid vstopa v rotor na njegovem zunanjem obodu in izstopa iz njega na notranjem obodu. Smer toka je v nasprotni smeri glede na črpalni režim A. Primerjava med trikotniki hitrosti v črpalnem področju A, zavornem področju B in turbinskem področju C je prikazana na sliki 1.

Kavitacija nastopi v primeru, ko se statični tlak na sesalni strani lopatice zmanjša pod parni tlak. Slika 2 prikazuje kavitacijske mehurčke v zavornem režimu B, ki nastajajo na robu lopatic rotorja na njegovem zunanjem obodu. Kavitacijski mehurčki potujejo v smeri toka po kanalu rotorja, kjer pri tlaku, večjem od parnega, implodirajo. Pri dovolj majhnem tlaku se kavitacija razširi vzdolž celotnega kanala rotorja v sesalno cev. Posledica kavitacije v zavornem režimu B so velike vibracije in hrup.

## 2.1 CAVITATION IN ZONE B - ENERGY DISSIPATION (Q<0, N>0, H>0, M>0)

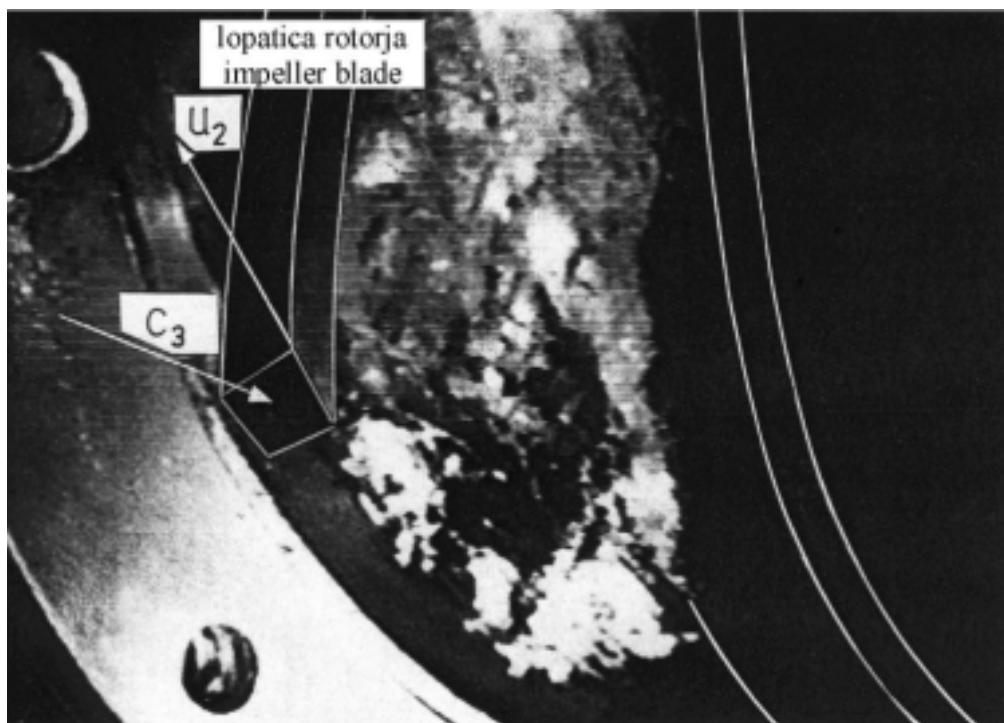
A pump operates in energy dissipation zone B when the flow is negative and the impeller is rotating in the positive direction. The fluid enters the impeller on its outer circumference and leaves it at the inner circumference. The flow direction through the pump is opposite to the pumping mode of zone A. A comparison between velocity triangles in zones A - normal pumping, B - energy dissipation and C - normal turbine, is shown in Figure 1.

Cavitation appears when the static pressure on the suction side of the blade drops below the vapour pressure. Figure 2 shows cavitation bubbles in energy dissipation zone B which are formed on the blade edge on the outer circumference of the impeller. The cavitation bubbles continue their way along the flow path until they implode when the pressure exceeds the vapor pressure. At a sufficiently low pressure, the cavitation spreads across the complete impeller blade passage into the suction pipe. The consequences of cavitation in energy dissipation zone B are considerable vibrations and loud noise.



Slika 1. Trikotniki hitrosti v črpalnem področju A, zavornem področju B in turbinskem področju C.

Figure 1. Velocity triangles in zones A - normal pumping, B - energy dissipation and C - normal turbine.



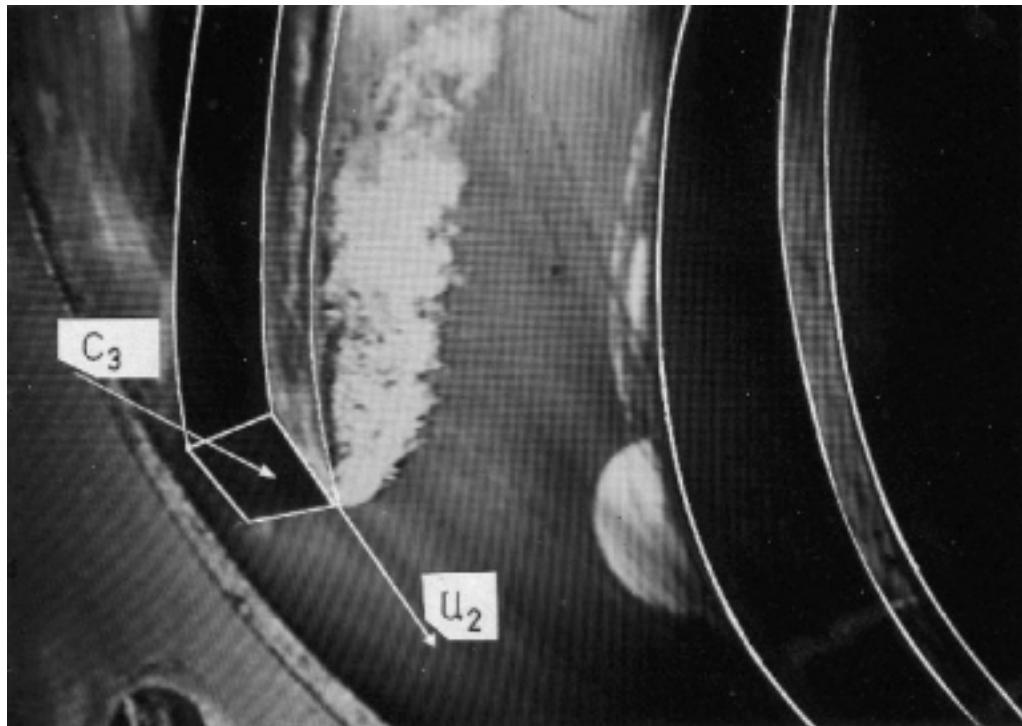
Slika 2. Kavitacija v zavornem režimu B, črpalka  $n_{q00}=101$  ( $Q=-Q_{opt,p}$ ,  $\sigma_{u2}=2.73$ ).  
Figure 2. Cavitation in energy dissipation zone B, pump  $n_{q00}=101$  ( $Q=-Q_{opt,p}$ ,  $\sigma_{u2}=2.73$ ).

## 2.2 KAVITACIJA V PODROČJU C – TURBINSKO PODROČJE ( $Q<0$ , $N<0$ , $H>0$ , $M>0$ )

V turbinskem režimu C sta pretok in vrtenje rotorja v negativni smeri. Pri pretokih, ki so po absolutni vrednosti večji od optimalnega turbinskega pretoka ( $|Q|>|Q_{opt,p}|$ ), kavitacija nastaja na istem mestu rotorja kot v primeru zavornega področja B (Slika 3). V bližini optimalne točke  $Q_{opt,p}$  je pojavi kavitacije na vstopnem robu lopatic rotorja težko dosegljiv. Opazovanja skozi prozorno sesalno cev črpalke so pokazala, da se kavitacija v podoptimalnem področju črpalke, ki deluje kot turbina ( $|Q|<|Q_{opt,p}|$ ), lahko pojavi tudi v obliki vrtinca v sesalni cevi. Pojav je podoben, kot pri Francisovih turbinah.

## 2.2 CAVITATION IN ZONE C - NORMAL TURBINE ( $Q<0$ , $N<0$ , $H>0$ , $M>0$ )

In normal turbine zone C, the flow and rotation of the impeller are negative. In the overload operation region ( $|Q|>|Q_{opt,p}|$ ), cavitation forms at the same place of the impeller as is characteristic for energy dissipation zone B (Figure 3). In the region of the optimal flow rate  $Q_{opt,p}$ , cavitation is hard to come by. By observing cavitation at partload conditions ( $|Q|<|Q_{opt,p}|$ ), it was discovered that the cavitation forms like a vortex core in the suction pipe. The phenomenon is similar as with that of Francis turbines.



Slika 3. Kavitacija v turbinskem režimu C, črpalka  $n_{q00}=101$  ( $|Q| > |Q_{opt,p}|$ ,  $\sigma_{u2}=2.46$ ).  
*Figure 3. Cavitation in normal turbine zone C, pump  $n_{q00}=101$  ( $|Q| > |Q_{opt,p}|$ ,  $\sigma_{u2}=2.46$ ).*

### 2.3 KAVITACIJA V PODROČJU H – ZAVORNO PODROČJE $(Q>0, N>0, H<0, M>0)$

Vrtenje rotorja n, pretok  $Q$  in moment M so pozitivni, le totalna višina H je negativna glede na črpalni režim v področju A. V zavornem režimu H je pretok precej večji od optimalnega pretoka v črpальнem režimu ( $Q \gg Q_{opt,p}$ ). Vzroki za kavitacijo v zavornem področju H so zato podobni kot v črpальнem področju pri  $Q > Q_{opt,p}$ . Z zmanjševanjem sistemskoga tlaka se kavitacija pojavi najprej v vodilniku, zaradi popolnoma "napačnih" natočnih kotov fluida. Tudi razpoložljivi tlak za rotorjem je nizek, zaradi izgub v rotorju. Z nadaljnjam zmanjševanjem sistemskoga tlaka se kavitacija pojavi na zgornji strani lopatic rotorja ( $\equiv$  tlačni strani v črpальнem režimu), nato pa še na spodnji strani lopatic ( $\equiv$  sesalni strani v črpальнem režimu), z začetkom približno na sredini lopatic. Intenzivnost kavitacije in dolžina kavitacijskega oblaka se povečuje proti zunanjemu premeru rotorja  $D_{1a}$ , zaradi povečevanja obodne hitrosti lopatic rotorja.

### 2.3 CAVITATION IN ZONE H - ENERGY DISSIPATION $(Q>0, N>0, H<0, M>0)$

The impeller speed n, flow rate  $Q$  and torque M are positive, only the total head H is negative compared to the pumping mode in zone A. In energy dissipation zone H, the flow rate is much larger than the optimum one for the pumping mode ( $Q \gg Q_{opt,p}$ ). The reasons for cavitation in zone H are, therefore, similar to the ones in pumping zone A at  $Q > Q_{opt,p}$ . By reducing system pressure, cavitation first appears in the guide vanes caused by "wrong" fluid inlet angles. Also, the available pressure before the guide vanes is low, due to the impeller pressure losses. By further reducing the system pressure, cavitation forms on the impeller blades' upper side ( $\equiv$  pressure side in pumping mode), and later on the impeller blades' lower side ( $\equiv$  suction side in pumping mode), with its origins somewhere in the middle of the blades. The cavitation intensity and the length of the cavitation cloud increase towards the outer impeller diameter  $D_{1a}$  due to the increase of the circumferential velocity of the impeller blades.

### 3. TESTNA POSTAJA IN MERILNI POSTOPKI

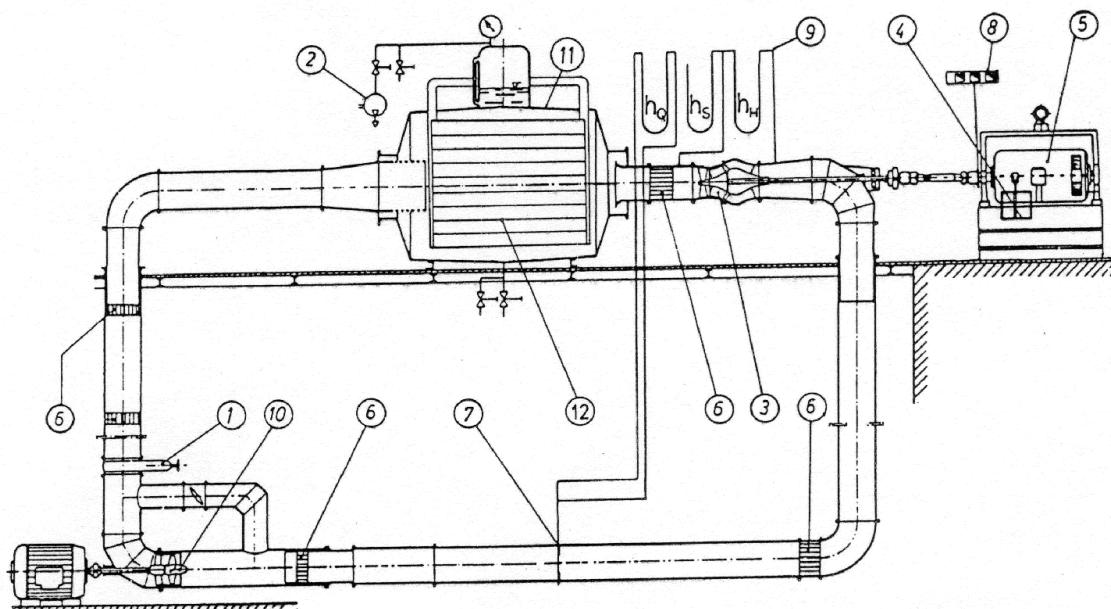
Za izvedbo raziskave smo imeli na voljo postajo za preizkušanje polaksialnih in aksialnih modelnih črpalk (slika 4). Postaja je zaprt cevovodni sistem v katerega je vgrajena modelna črpalka. Rotor modelne črpalke poganja enosmerni elektromotor, ki omogoča zvezno nastavljanje vrtilne frekvence. Postaja je opremljena tudi s pomožno črpalko, ki omogoča vzpostavitev vseh zahtevanih obratovalnih režimov na modelni črpalki. Glavni vodni rezervoar je povezan z vakuumsko črpalko ali s kompresorjem, ki omogočata uravnavanje sistemskoga tlaka.

Meritve kavitacijskih karakteristik v treh kvadrantih obratovanja črpalk so bile opravljene pri dveh črpalkah različnih značilnih frekvenc  $n_{q00}=101$  in  $n_{q00} = 50.4$ .

### 3. TEST BED AND MEASUREMENT PRINCIPLES

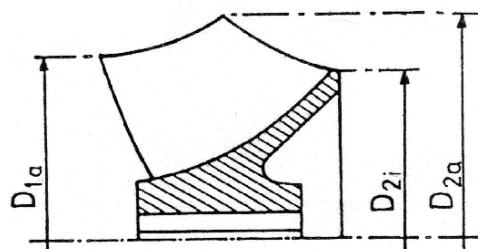
A testing device for testing semiaxial and axial model pumps (Figure 4) was made available for the investigation. The model pump was built into a closed test loop. The impeller of the model pump was driven by the DC electromotor providing an adjustable rotating speed. The device was equipped with an auxiliary pump that allowed all required operating conditions to be provided on the model pump. A vacuum pump and compressed air pump were connected to the main tank of the test bed. The two facilities allowed the adjusting of system pressure.

Measurements of cavitation characteristics in three pump operation quadrants were carried out with two pumps of different specific speeds  $n_{q00}=101$  and  $n_{q00} = 50.4$ .



Slika 4. Preizkusna postaja: 1 - zasun, 2 - vakuumski črpalka, 3 - modelna črpalka, 4 - tehnica momenta, 5 - enosmerni elektromotor ali generator, 6 - usmerjevalec toka, 7 - zaslonek, 8 - digitalni števec vrtljajev, 9 - diferencialni živosrebrni manometri, 10 - pomožna črpalka, 11 - glavni vodni rezervoar, 12 - strehasti izločevalnik mehurčkov plina.

Figure 4. Test bed: 1 - gate valve, 2 - vacuum pump, 3 - model pump, 4 - balance, 5 - electromotor (generator), 6 - flow straightener, 7 - orifice plate, 8 - digital speed counter, 9 - differential mercury manometer, 10 - auxiliary pump, 11 - water tank, 12 - bubble trap.



Slika 5. Meridianski prerez rotorja ( $n_{q00}=101$ ).  
 Figure 5. Meridian cross-section of the impeller ( $n_{q00}=101$ ).

Kavitacijske karakteristike v vseh obratovalnih režimih so bile izmerjene na enak način kot v normalnem črpальнem režimu. Pri konstantnem pretoku (negativnem ali pozitivnem) in konstantni vrtljni frekvenci smo stopenjsko zmanjševali sistemski tlak in merili totalno višino črpalke in moment.

#### 4. MERILNI REZULTATI IN DISKUSIJA

Slika 6 prikazuje primer kavitacijske karakteristike v zavornem režimu B pri razmerju pretokov  $Q/Q_{opt,p} = -1.03$ . V kritični točki (definirana je kot 3-odstotni padec višine v črpальнem področju A ali 3-odstotni porast višine v zavornem režimu B) se z zmanjševanjem kavitacijskega števila začneta relativna višina  $H/H_{opt,p}$  in moment  $M/M_{opt,p}$  povečevati. V tem se kaže bistvena razlika v primerjavi s kavitacijskima karakteristikama v optimalni točki obratovanja črpalke ( $Q/Q_{opt,p}=1$ ), kjer se začneta relativna višina in moment zmanjševati.

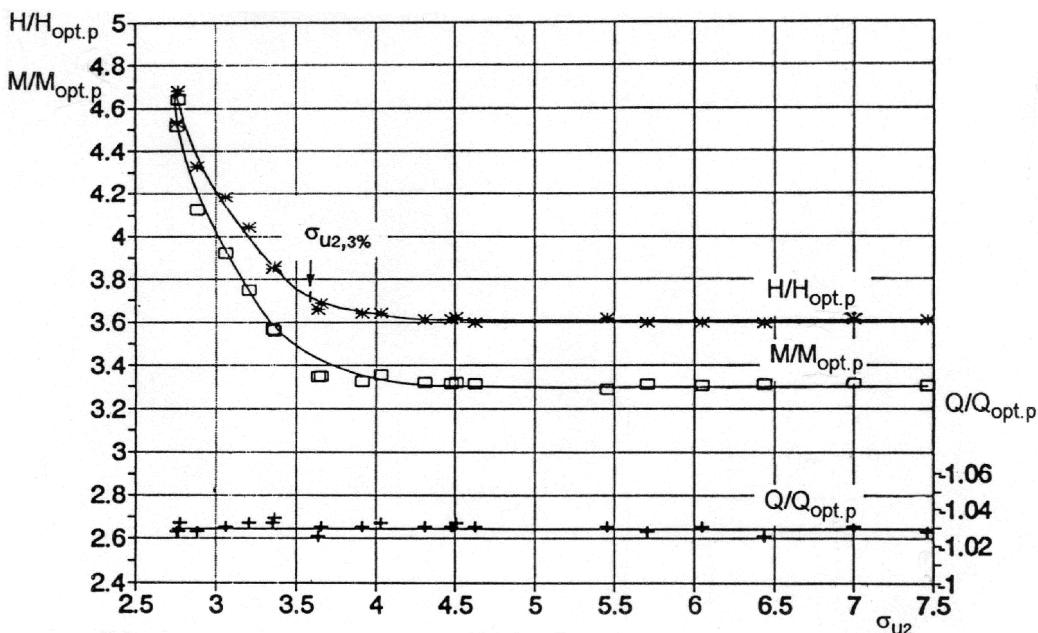
Slika 2 prikazuje, da kavitacija v zavornem režimu B nastopi na vstopnem robu lopatic na zunanjem obodu rotorja in s tem blokira del vstopnega prereza rotorja. Z zmanjševanjem tlaka v sistemu se kavitacijsko področje širi, zmanjšuje pa se efektivni pretočni prerez rotorja. Posledica je večji upor pri pretoku fluida skozi črpalko. Če hočemo skozi črpalko doseči konstanten pretok, moramo zagotoviti večjo tlačno razliko med vstopom in izstopom fluida iz črpalke. Podoben pojav nastopi pri ventilih, ki so podvrženi kavitaciji.

The cavitation characteristics in all operation zones were measured in the same way as for the normal pumping conditions. The system pressure was reduced in steps at a constant (negative or positive) flow rate and rotating speed, while measuring the total pump head and torque.

#### 4. MEASUREMENT RESULTS AND DISCUSSION

Figure 6 shows cavitation characteristics in the energy dissipation zone B at a flow rate ratio of  $Q/Q_{opt,p} = -1,03$ . By decreasing the cavitation coefficient below the critical point (defined as a 3% head drop in the pumping mode -zone A- or a 3% head rise in energy dissipation -zone B), the relative total head  $H/H_{opt,p}$  and torque  $M/M_{opt,p}$  increase. This is the essential difference when comparing the operation at the optimum point of pumping mode ( $Q/Q_{opt,p}=1$ ), where, by decreasing the cavitation number, the relative total head  $H/H_{opt,p}$  and torque  $M/M_{opt,p}$  decrease.

Figure 2 shows that cavitation in energy dissipation zone B is formed on the blade edge on the outer circumference of the impeller, and by this action, blocks a part of the inlet cross-section of the impeller. By decreasing the system pressure, the cavitation cloud becomes larger and reduces the effective inlet cross-section of the impeller. The consequence is a growing flow resistance for the fluid on its way through the pump. If a constant flow rate through the pump is required, a larger pressure difference between the pump delivery and suction nozzle must be provided. A similar phenomenon can be encountered with valves that are subject to cavitation.



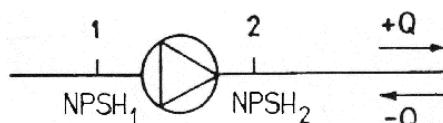
Slika 6. Razmerje višine, razmerje momenta in razmerje pretoka v odvisnosti od kavitacijskega koeficenta za črpalko značilne frekvence  $n_{q00}=101$ .

Figure 6. Head ratio, torque ratio and flow rate ratio versus cavitation coefficient for the pump of specific speed  $n_{q00}=101$ .

*Kavitacijski koeficient  $\sigma_u$ .* Na sliki 6 je na abscisi podano kavitacijsko število  $\sigma_{u2}$ , saj je nastajanje kavitacije v zavornem režimu B odvisno od totalnega tlaka fluida pred vstopom fluida v rotor (prerez 2, slika 7). Razmerje med NPSH vrednostima je definirano z naslednjo enačbo:

*Cavitation coefficient  $\sigma_u$ .* The abscissa on Figure 6 shows the cavitation coefficient  $\sigma_{u2}$  because cavitation formation in the energy dissipation zone B depends on the total fluid pressure before fluid enters the impeller (cross-section 2, Figure 7). The relationship between the net positive suction heads is defined by the following formula:

$$NPSH_2 = NPSH_1 + H \quad (1)$$



Slika 7.  
 Figure 7.

Razmerje med kavitacijskima številoma je definirano kot:

The relationship between cavitation coefficients is defined as:

$$\sigma_{u2} = \frac{NPSH_1 + H}{\frac{u_{1a}^2}{2g} \left( \frac{D_{2a}}{D_{1a}} \right)^2} = \frac{\frac{u_{1a}^2}{2g} \sigma_{u1} + H}{\frac{u_{1a}^2}{2g} \left( \frac{D_{2a}}{D_{1a}} \right)^2} \quad (2)$$

#### 4.1 POENOSTAVLJEN PRIMER DOLOČITVE VODNEGA UDARA PO GRAFIČNI METODI

Vpliv spremenjenih karakteristik črpalk zaradi kavitacije v področju B na izračun vodnega udara je prikazan na poenostavljenem modelu črpalnega sistema (Slika 8). Črpalka A dobavlja fluid v tank C na geodetsko višino  $H_g$  in premaguje upor v cevovodu  $H_f$ . Črpalka ni varovana s povratnim ventilom. Predpostavljeno je, da rotor v primeru izpada črpalke doseže ubežno vrtilno frekvenco v času treh refleksijskih časov  $3\mu$ . Karakteristika višine pred izpadom črpalke je označena z 0, po enem refleksijskem času z  $1\mu$  in z  $2\mu$  po dveh refleksijskih časih. Delovanje črpalke se ustali pri karakteristiki  $M=0$ , ki je označena z  $3\mu$ .

#### 4.2 PREVERJANJE VPLIVA KAVITACIJE NA KARAKTERISTIKE ČRPALKE PRI PREHODNIH REŽIMIH

Na primeru dejanske črpalne postaje (slika 9) preverimo, ali vpliv kavitacije na karakteristiko višine črpalke med prehodnim pojavom preseže 3-odstotni padec višine (ali porast višine). Vpliv, ki je večji kot 3 odstotke višine, je dosežen pri naslednjih pogojih:

- pri običajnem črpanju (področje A):  $\sigma_{u1} < \sigma_{u1,3\%}$
- v zavornem področju B in običajnem turbinskem področju C:  $\sigma_{u2} < \sigma_{u2,3\%}$ .

Da bi preverili zgornje relacije, je treba izračunati  $\sigma_{u1}$  in  $\sigma_{u2}$  v vsakem trenutku prehodnega pojava in ju primerjati z  $\sigma_{u1,3\%}$  in  $\sigma_{u2,3\%}$ , ki sta določeni na podlagi kavitacijskih meritev. Kavitacijski števili  $\sigma_{u1}$  in  $\sigma_{u2}$  se neprestano spreminja med prehodnim pojavom. Izračunamo ju lahko iz enačb 3 in 4:

- v področju A - običajno črpanje:

- v področju B – zavornem režimu

#### 4.1 SIMPLIFIED EXAMPLE OF WATER HAMMER DETERMINATION BY GRAPHICAL METHOD

The effect of changed pump characteristics due to cavitation in zone B on the calculation of the water hammer is shown on a simplified pumping system model (Figure 8). Pump A delivers the fluid into the tank C to a geodetic height  $H_g$  and overcomes the pipeline friction  $H_f$ . The pump is not protected by a check valve. In case of power failure we have assumed that the impeller reaches the runaway speed within three reflection times  $3\mu$ . 0 marks the head characteristic prior to failure, after one reflection time from failure by  $1\mu$ , and by  $2\mu$  following two reflections times. The pump operation stabilizes at the characteristic  $M=0$ , which is marked by  $3\mu$ .

#### 4.2 CHECKING THE CAVITATION INFLUENCE ON PUMP CHARACTERISTICS AT TRANSIENT CONDITIONS

With the help of an actual pumping station (Figure 9) let's check whether the cavitation effect on the head characteristic during transient conditions exceeds the 3% head drop (or head rise). The effect that is larger than 3% of the head realizes, under the following conditions:

- at normal pumping (zone A):  $\sigma_{u1} < \sigma_{u1,3\%}$  and
- in energy dissipation zone B and normal turbine zone C:  $\sigma_{u2} < \sigma_{u2,3\%}$ .

To verify the above relationships, it is necessary to calculate  $\sigma_{u1}$  and  $\sigma_{u2}$  at every moment of the transient condition, and to compare them with  $\sigma_{u1,3\%}$  and  $\sigma_{u2,3\%}$ , which are based on the cavitation measurements. Cavitation coefficients  $\sigma_{u1}$  and  $\sigma_{u2}$  are continuously changing during transient conditions. They can be calculated by using the equations 3 and 4:

- in zone A - normal pumping:

$$\sigma_{u1} = \frac{NPSH_1}{\frac{u_{1a}^2}{2g}} \quad (3)$$

- in zone B - energy dissipation

ali v področju C – turbinskem režimu:

or zone C - normal turbine:

$$\sigma_{u2} = \frac{NPSH_1 + H}{\frac{u_{2a}^2}{2g}} \quad (4)$$

kjer je  $NPSH_1$  enak

where  $NPSH_1$  is equal to

$$NPSH_1 = H_b + H_{gs} \pm H_f - \frac{p_v}{\rho g} \quad (5)$$

Neznane veličine v enačbah 3, 4 in 5 lahko ocenimo, kot je podano v nadaljevanju:

$H_b$  barometrska višina ( $p_b \approx 1.013\text{bar}$ ),  
 $H_{gs}$  sesalna višina (iz slike 9,  $H_{gs} = 2.2\text{m}$ ),  
 $H_f$  izguba višine zaradi trenja v sesalni cevi  
 ( $H_f$  je negativna, če je tok v črpalki smeri in pozitivna, če je tok v turbinski (negativni) smeri. V kratki sesalni cevi je  $H_f$  zanemarljiv in je lahko izpuščen iz enačbe 5 brez kakršnekoli bistvene napake),

$p_v$  parni tlak.

Zgornje količine  $H_b$ ,  $H_{gs}$  in  $p_v$  so približno konstantne med prehodnim pojavom, le  $H$ ,  $u_{1a}$  in  $u_{2a}$  se neprestano spremunjajo. Totalno višino in obodni hitrosti  $u_{1a}$  ( $u_{1a} = \pi D_{1a}n$ ) ter  $u_{2a}$  ( $u_{2a} = \pi D_{2a}n$ ) lahko približno določimo iz Slike 10. Diagram na Sliki 10 predstavlja računalniško simulacijo vodnega udara. Podlaga za simulacijo je bila črpalka postaja iz slike 9 in karakteristike črpalke brez vpliva kavitacije.

Izračunani kavitacijski števili  $\sigma_{u1}$  in  $\sigma_{u2}$  primerjamo pri pretočnem številu:

Unknown quantities from equations 3, 4 and 5 can be determined as follows:

$H_b$  barometric head ( $p_b \approx 1.013\text{bar}$ ),  
 $H_{gs}$  suction head (from Figure 9,  $H_{gs} = 2.2\text{m}$ ),  
 $H_f$  frictional head loss in the suction pipe  
 ( $H_f$  is negative if the flow is in the pumping direction, and positive if the flow is in turbine, i.e. negative, direction. In a short suction pipe, the  $H_f$  is negligible and can be omitted from formula 5 without any considerable error.),

$p_v$  vapour pressure.

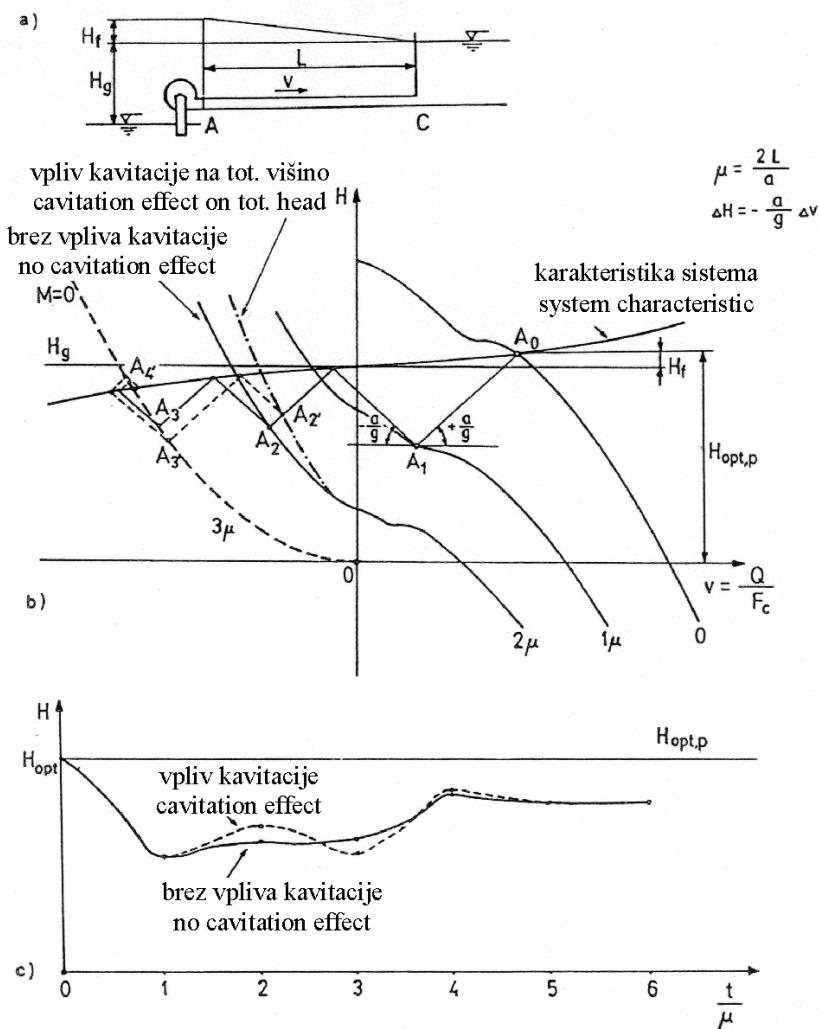
The upper quantities  $H_b$ ,  $H_{gs}$  and  $p_v$  are approximately constant during the transient condition, but  $H$ ,  $u_{1a}$  and  $u_{2a}$  are continuously changing. The total head and circumferential velocities  $u_{1a}$  ( $u_{1a}=\pi D_{1a}n$ ) and  $u_{2a}$  ( $u_{2a}=\pi D_{2a}n$ ) can be approximately determined from Figure 10. The diagram on Figure 10 is a computer simulation of the water hammer. The basis for the simulation is the pumping station from Figure 9 and the pump characteristics with no cavitation effect.

Calculated cavitation coefficients  $\sigma_{u1}$  and  $\sigma_{u2}$  are at the flow coefficient:

$$\varphi = \frac{Q}{\pi^2 B_2 D_{2a}^2 n} \quad (6)$$

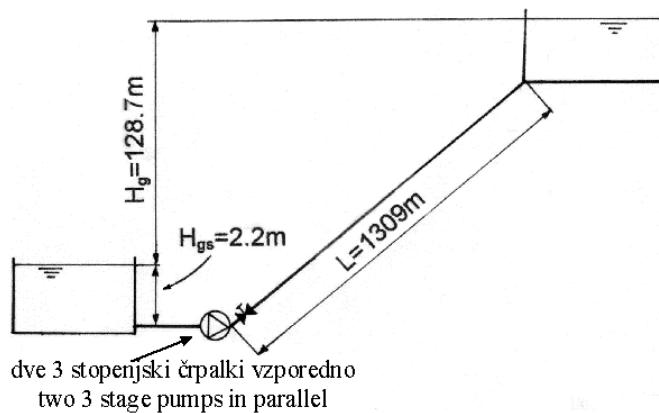
s kavitacijskima številoma  $\sigma_{u1,3\%}$  ali  $\sigma_{u2,3\%}$  (Slika 11 in 12).

compared to cavitation coefficients  $\sigma_{u1,3\%}$  or  $\sigma_{u2,3\%}$  (Figures 11 and 12).



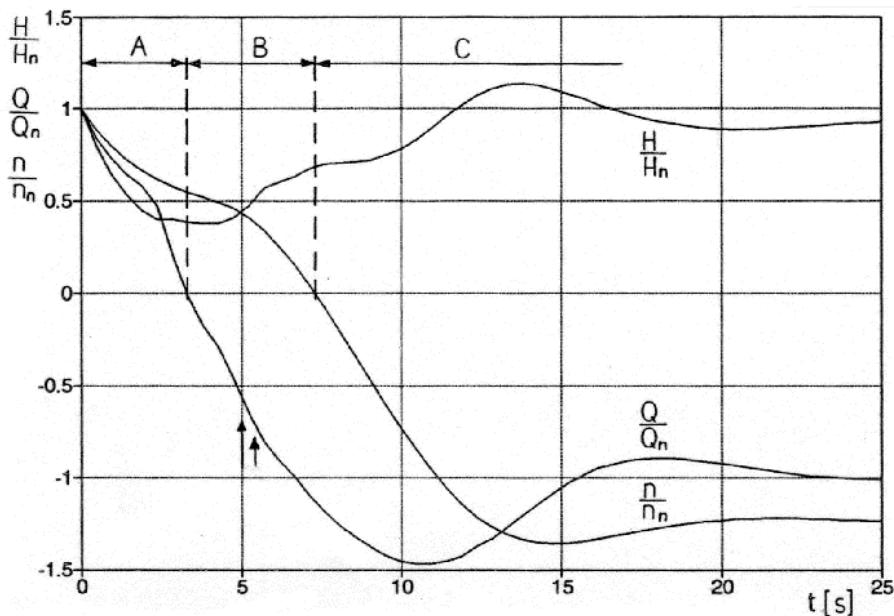
Slika 8. Primer poenostavljenje določitve vodnega udara z grafično metodo.

Figure 8. Example of the simplified determination of the water hammer by graphical method.



Slika 9. Skica dejanske črpalne postaje.

Figure 9. The rough draft of an actual pumping station.



Slika 10. Računalniška simulacija karakteristik črpalke, v odvisnosti od časa po izpadu črpalke iz obratovanja, (A – črpalni režim, B – zavorni režim, C – turbinski režim).

Figure 10. Computer simulation of pump characteristics versus time after the power failure, (A - normal pump, B - energy dissipation, C - normal turbine).

Kot primer poglejmo, ali kavitacija vpliva na karakteristiko višine črpalke v času 5. sekunde po izpadu črpalke iz obratovanja. Iz slike 10 je razvidno, da črpalka obratuje v zavornem področju B. Ker je črpalka trostopenjska, preverimo najbolj kritično prvo stopnjo obeh črpalk, v kateri pričakujemo najnižji absolutni tlak.

V času 5. sekunde po izpadu črpalke iz obratovanja lahko iz Slike 10 odčitamo:

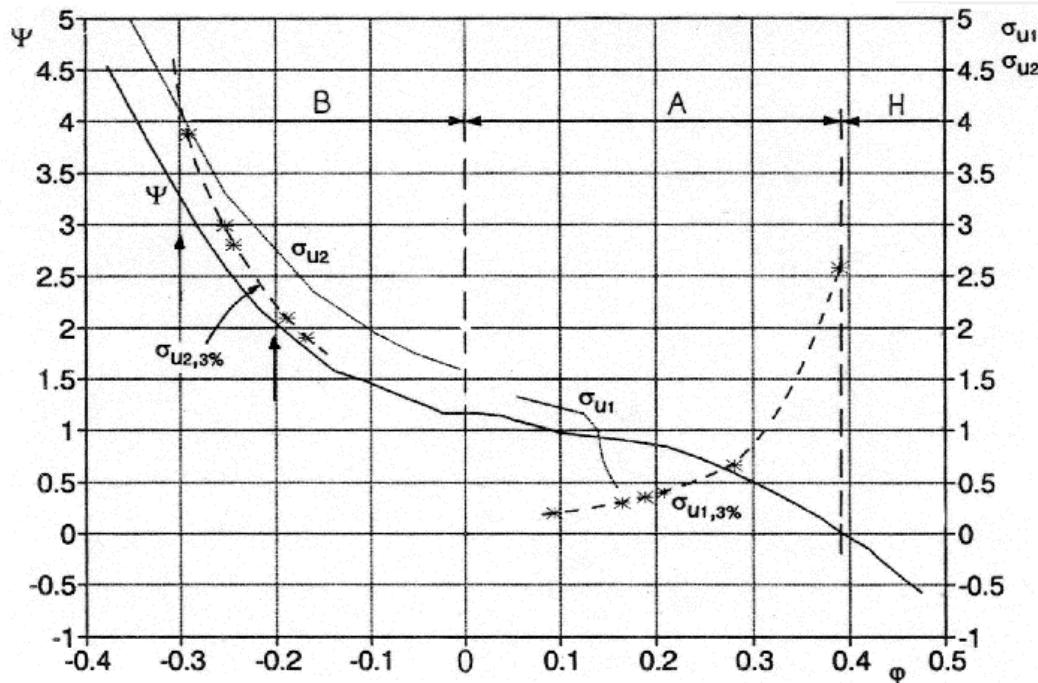
$$\begin{aligned} Q/Q_n &= -0.556 \\ H/H_n &= 0.444 \rightarrow \varphi = -0.204 \quad (\text{en./Eq.6}) \Rightarrow \sigma_{u2} = 2.8 > \sigma_{u2,3\%} \approx 2.25 \quad (\text{slika/Figure 11}) \\ n/n_n &= 0.435 \quad \sigma_{u2} = 2.8 \quad (\text{en./Eq. 4}) \end{aligned}$$

Razpoložljivo kavitacijsko število  $\sigma_{u2}$  je večje kot  $\sigma_{u2,3\%}$ . To pomeni, da v času 5. sekunde po izpadu črpalke, kavitacija nima vpliva na karakteristike. Podobno lahko preverimo v kateremkoli trenutku med prehodnim pojavom. V času 5.5 sekunde že lahko ugotovimo, da je  $\sigma_{u2} \approx \sigma_{u2,3\%}$ . Od tega trenutka dalje je nihanje tlaka v tlačnem cevovodu odvisno od spremenjenih karakteristik črpalke zaradi kavitacije. Zato je pri izračunavanju vodnega udara treba upoštevati dejanske kavitacijske karakteristike črpalke.

To illustrate this, let's have a look to see whether cavitation has any effect on the pump head 5 seconds after the power failure. Figure 10 shows that the pumps are operating in energy dissipation zone B. As the pumps have three stages, the cavitation effect at the most critical first stages of both pumps is checked, where the lowest absolute pressure is expected.

5 seconds after the power failure, Figure 10 shows:

The available cavitation coefficient  $\sigma_{u2}$  is larger than  $\sigma_{u2,3\%}$ . This means that in the fifth second after the pump failure, the cavitation has no effect on pump characteristics. A very similar test can be made at any moment during the transient condition. At 5.5 seconds, it can be seen that  $\sigma_{u2} \approx \sigma_{u2,3\%}$ . At this moment the pressure fluctuation in the pressure pipeline depends on the changed pump characteristics due to cavitation. That is why the actual pump cavitation characteristics need to be taken into account when calculating the water hammer.

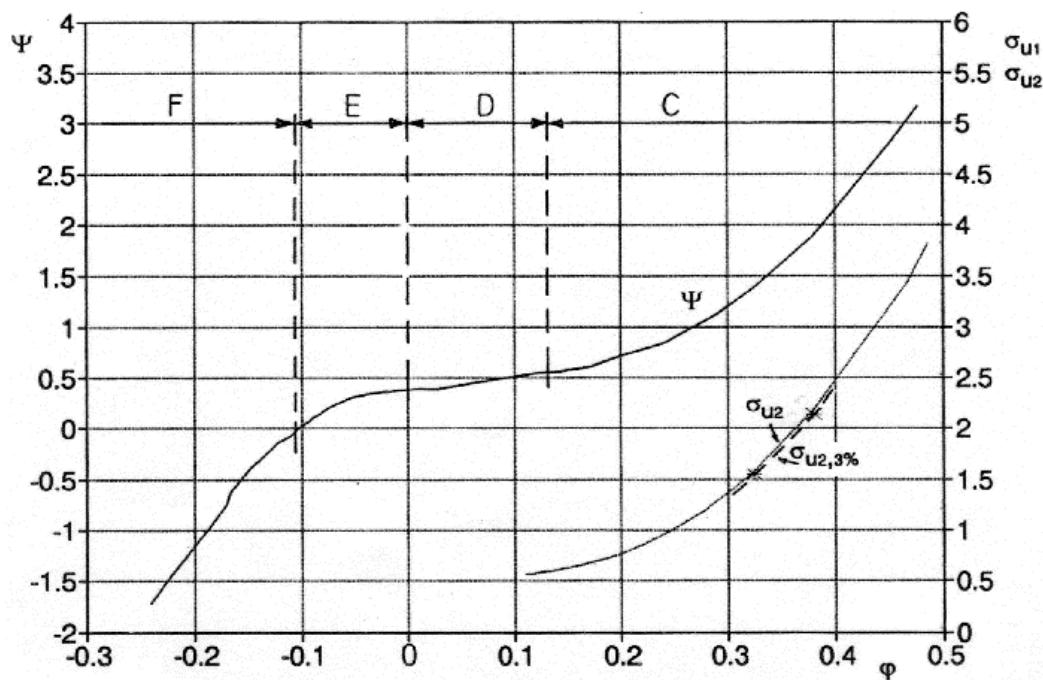


Slika 11. Primerjava med kavitacijskima številoma  $\sigma_{u2,3\%}$  in  $\sigma_{u2}$  ter med  $\sigma_{u1,3\%}$  in  $\sigma_{u1}$  med prehodnim pojavom. (Črpalka  $n_{q00} = 50.4$  vgrajena v črpalni sistem iz slike 9.)

Figure 11. Comparison between cavitation coefficients  $\sigma_{u2,3\%}$  and  $\sigma_{u2}$ , as well as between

$\sigma_{u1,3\%}$  and  $\sigma_{u1}$ , during the transient condition.

(Pump  $n_{q00} = 50.4$ , built into the pumping system on Figure 9.)



Slika 12. Primerjava med kavitacijskima številoma  $\sigma_{u2,3\%}$  in  $\sigma_{u2}$  ter med  $\sigma_{u1,3\%}$  in  $\sigma_{u1}$  med prehodnim pojavom. (Črpalka  $n_{q00} = 50.4$  vgrajena v črpalni sistem iz slike 9.)

Figure 12. Comparison between cavitation coefficients  $\sigma_{u2,3\%}$  and  $\sigma_{u2}$  during the transient condition. (Pump  $n_{q00} = 50.4$ , built into the pumping system on Figure 9.)

## 5. ZAKLJUČKI

Eksperimentalna raziskava je pokazala, da se v zavornem področju B in pri določenem sistemskem tlaku, kavitacija pojavi na robu lopatic na zunanjem obodu rotorja. Kavitacijski oblak blokira del vstopnega prereza rotorja. Posledica je večji upor toka skozi rotor in zato tudi povečana totalna višina pri konstantnem pretoku skozi črpalko.

Simulacija vodnega udara z upoštevanjem trikvadrantnih karakteristik, na katere kavitacija še nima vpliva (slika 10) je pokazala, da se lahko lokalni tlak v rotorju zmanjša pod parni tlak. Vpliv kavitacije, ki je večji od 3 odstotkov karakteristike višine, nastopi v zavornem režimu B, kjer so obratovalni pogoji zelo različni (negativni pretok kljub pozitivni vrtilni frekvenci) v primerjavi s črpalnim režimom. Spremenjene karakteristike vplivajo na nihanje tlaka v cevovodu. Zato je treba pri simulaciji vodnega udara upoštevati dejanske kavitacijske karakteristike črpalke.

Z uporabo namišljenega črpalnega sistema (Slika 8) smo prikazali, da kavitacijske karakteristike v primerjavi s karakteristikami, na katere kavitacija nima vpliva, lahko povečajo amplitudo nihanja tlakov v cevovodnem sistemu (Slika 8). To vpliva na načrtovanje črpalnega sistema, saj je lahko največji tlak v črpalnem sistemu večji ali najmanjši tlak manjši od pričakovanega.

Pri meritvah kavitacijskih karakteristik se je treba zavedati, da so bile določene pri pogoju, ko za črpalko na tlačnem delu cevovoda ni bilo regulacijskega ventila. Ta je v dejanskih črpalnih sistemih vgrajen. Posledica ventila pri različnih odprtijih je neuniformen natok fluida v črpalko v zavornem režimu B ( $Q < 0$ ), kar lahko povzroči še zgodnejši nastop kavitacije v rotorju črpalke.

## 5. CONCLUSIONS

Experimental investigation has shown that in energy dissipation zone B, and at a certain system pressure, cavitation appears on the blade edge on the outer circumference of the impeller. The cavitation cloud blocks a part of the impeller inlet cross section. The consequence is an increase of flow resistance, and, therefore, also an increase of the total pump head at a constant flow rate through the pump.

When simulating a water hammer by using cavitation-free three quadrant pump characteristics (Figure 10), it was shown that the local pressure within the impeller could drop below the vapour pressure. The effect of cavitation on the head characteristics which exceeds a 3% head change takes effect in the energy dissipation zone B, where the operating conditions are very different (negative flow despite positive impeller rotation) compared to normal pumping. The changed characteristics influence the pressure fluctuation inside the pipeline, therefore, in simulating a water hammer, the actual characteristics (affected by cavitation) need to be taken into account.

Water hammer calculation by using a virtual pumping system (Figure 8) has shown that characteristics which are affected by cavitation compared to characteristics that are not, can increase the amplitude of pressure fluctuations within the pipeline (Figure 8). This has an effect on designing a pumping system, as the maximum pressure can be higher, or the minimum pressure, lower than expected.

When measuring cavitation characteristics, it should be remembered that they were determined without any control valve built in on the pressure side of the pump. This is not usually the case in actual pumping systems. The consequence of the valve at different openings is a non-uniform fluid inflow into the pump in zone B ( $Q < 0$ ), which can cause cavitation in the impeller to take effect even earlier.

## VIRI - REFERENCES

- Knapp, R. T. (1937). Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behavior, *Trans. ASME* **59**.
- Swanson, W. M. (1953). Complete Characteristic Circle Diagrams for Turbomachinery, *Trans. ASME* **75**.
- Donsky, B. (1961). Complete Pump Characteristics and Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients, *Trans. ASME, J. Basic Eng.* **83**.
- Thorley, A. R. D., Chaudry, A. (1996). Pump Characteristics for Transient Flow Analysis, Pressure Surges and Fluid Transients, BHR Group.

## OZNAKE - NOTATION

<i>a</i>	m/s	hitrost širjenja motnje	wave propagation speed
<i>B</i> <sub>2</sub>	m	širina rotorja na zunanjem obodu	width of impeller passage at outer circumference of impeller
<i>c</i>	m/s	absolutna hitrost	absolute velocity
$D_{2m} = (D_{2i}^2 + D_{2a}^2)^{0.5}/2$	m	srednji premer rotorja (slika 5)	mean impeller diameter (Figure 5)
<i>F</i> <sub>c</sub>	$m^2$	površina prereza cevi	cross-sectional area of pipe
<i>g</i>	$m/s^2$	gravitacijski pospešek	acceleration due to gravity
<i>H</i>	m	totalna višina	total head
<i>H</i> <sub>f</sub>	m	višina zaradi izgub v sistemu	frictional head loss
<i>H</i> <sub>g</sub>	m	geodetska višina	geodetic head
<i>H</i> <sub>gs</sub>	m	geodetska sesalna višina	geodetic suction head
<i>L</i>	m	dolžina cevi	length of pipe
<i>M</i>	Nm	moment rotorja	fluid torque on impeller
<i>n</i>	1/s	vrtilna frekvenca gredi	rotational speed of shaft
$n_{q00} = 60 n_n Q_{opt,p}^{0.5} / H_{opt,p}^{0.75}$		značilna frekvenca črpalke	specific speed of pump
$NPSH_1 = (p_s + p_b - p_v) / (\rho g) + v_s^2 / (2g)$	m	neto pozitivna sesalna višina pred črpalko	net positive suction head in front of the pump
$NPSH_2 = NPSH_1 + H$	m	neto pozitivna sesalna višina za črpalko (slika 7)	net positive suction head behind the pump (Fig. 7)
<i>p</i> <sub>b</sub>	Pa	barometrski tlak	barometric pressure
<i>p</i> <sub>s</sub>	Pa	statični tlak v sesalnem ustju črpalke	gauge pressure in the suction nozzle
<i>p</i> <sub>v</sub>	Pa	parni tlak	vapor pressure
<i>Q</i>	$m^3/s$	pretok	flow rate
<i>t</i>	s	čas	the time
$u_{1a} = \pi n D_{1a}$	m/s	obodna hitrost na premeru $D_{1a}$	circumferential velocity at the diameter $D_{1a}$
$u_{2a} = \pi n D_{2a}$	m/s	obodna hitrost na premeru $D_{2a}$	circumferential velocity at the diameter $D_{2a}$
<i>v</i>	m/s	povprečna hitrost cevovodu	mean velocity in pipe
<i>v</i> <sub>s</sub>	m/s	hitrost v sesalni cevi	flow velocity in the suction nozzle

$w$	m/s	relativna hitrost	relative velocity
$\varphi = c_{2m}/u_2 = Q/(\pi^2 D_{2m}^2 B_2 n)$		pretočno število	flow coefficient
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	gostota fluida	fluid density
$\sigma_{u1} = NPSH_1/(u_{1a}^2/2g)$		kavitacijsko število pred črpalko	cavitation coefficient in front of the pump
$\sigma_{u2} = NPSH_2/(u_{2a}^2/2g)$		kavitacijsko število za črpalko	cavitation coefficient behind the pump
$\mu$	s	refleksijski čas	reflection time
$\psi = 2gH/(\pi D_{2m} n)^2$		energijsko število	head coefficient

## INDEKSI - SUBSCRIPTS

opt,p	točka največjega izkoristka v črpalnem režimu	best efficiency point of normal pump
opt,t	točka največjega izkoristka v turbinskem režimu	best efficiency point of normal turbine
n	nominalna	rated, nominal
3	iz vodilnika	from guide vanes
3%	3% padec totalne višine ali 3% porast totalne višine	3% total head drop or 3% total head rise

OPOMBA: Članek je bil predstavljen na srečanju IAHR, delovna skupina: "Behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions", 8 srečanje, Chatou, september 1997.

NOTE: *The paper was presented on IAHR meeting, working group: Behavior of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, 8th meeting, Chatou, September 1997.*

## Naslov avtorjev - Authors' Address

Peter TARMAN

Domel d.d.

Otoki 21, SI - 4228 Železniki

Dušan FLORJANČIČ

†Boris VELENŠEK

Univerza v Ljubljani - University of Ljubljana

Fakulteta za strojništvo - Faculty of Mechanical Engineering

Aškerčeva 6, SI - 1000 Ljubljana