
THE INFLUENCE OF CAVITATIONS PHENOMENON AND WATER HAMMER IN PUMPING STATION OF MITROVICA

NDIKIMI I DUKURISË SË KAVITACIONIT DHE GRUSHTIT HIDRAULIK NË STACIONIN E POMPAVE NË MITROVICË

NASER LAJQI^a, SHPETIM LAJQI^a, GJELOSH VATAJ^b, ARBEN AVDIU^a

^a Universiteti i Prishtinës, Fakulteti i Inxhinierisë Mekanike, Prishtinë, KOSOVË

^b Kompania Ujësjiellësi Rajonal PRISHTINA, Prishtinë, KOSOVË

Email: naserlajqi@hotmail.com

AKTET IV, 2: 360-366, 2011

PERMBLEDHJE

Dukuria e kavitacionit dhe e grushtit hidraulik hyjnë në grupin e karakteristikave kritike të turbomakinave dhe është një fenomen i dëmshëm që mund të paraqitet gjatë eksplotimit të tyre. Grushti hidraulik paraqitet në rastet kur presionet ndryshojnë si pasojë e ndryshimit të shpejtë të shpejtësisë së rrymimit të fluidit. Si masë parandaluese nga grushti hidraulik është ngadalësimi i shpejtësisë së rrymimit të fluidit dhe të gjitha rekomandimet bazohen në arritjen e këtij qëllim dhe janë të kategorizuara në: ngadalësimin e shpejtësisë së rrymimit, mbrojtjen nga rënia e presionit etj. Në këtë punim janë analizuar dukuritë: e kavitacionit dhe të grushtit hidraulik përmes modelit matematikor dhe nga llogaritjet e bëra janë marrë masat adekuate në mënjanim e këtyre dukurive në sistemin kryesor të furnizimit me ujë të pijshëm për banorët e qyteteve Mitrovicë, Vushtrri dhe Skenderaj.

Fjalët kyçe: Kavitacioni, grushti hidraulik, pompat, shpejtësia e rrymimit të fluidit, tubat.

SUMMARY

Cavitations phenomenon and water hammer come in group of critical characteristic of turbo machinery and is a pernicious phenomenon that may occur during their exploitation. Water hammer appears in case when pressures change as a result of rapidly changing flow velocity of the fluid. As a preventive measure by water hammer is slowdown of the flow velocity of the fluid and all recommendations based on this purpose are categorized into: slowdown flow velocity of the fluid, protection from pressure drop, etc.. In this paper are analyzed the phenomenon: of cavitations and water hammer through the mathematical model and from the calculations made are well taken adequate measures in avoidance of such occurrences in the main drinking water supply, residents of the city of Mitrovica, Vushtrri and Skenderaj.

Key words: Cavitations, water hammer, pumps, flow velocity, pipes.

1. HYRJE

Kavitacioni si fenomen paraqet formimin e zonave lokale të avullit në brendi të fluidit rrymues si pasoje e kalimit të presionit statik absolut në presion të avullimit [1]. Kavitacioni paraqitet në ujësjiellës, pompa si dhe në pajisje të tjera hidraulike. Hulumentimet kanë treguar se turbulencat e rrymimit të fluidit pas kthesave dhe pas pengesave të ndryshme në armaturën

gypore, kavitimi është intensiv, korrozioni më i shprehur dhe shtresat mbrojtëse janë më të dëmtuara.

Kavitacioni në mënyre drastike ndikon në jetëgjatësinë e pompave. Pasojat të cilat shfaqen në pompë me rastin e dukurisë së kavimit janë: zvogëlimi i rrjedhës së fluidit, zhurmë e theksuar, vibrime [2].

Grushti hidraulik është pasojë e rritjes momentale të presionit, kur papritmas ndryshon drejtimi ose shpejtësia e rrjedhjes së fluidit ose kur një valvul shpejtë ose papritmas mbyllet; në këtë rast ndërpritet rrjedhja e fluidit nëpër tuba dhe energjia e presionit transferohet në murin e tubave, valvulave ose pompës dhe për pasojë kemi dëmtimin e tubave, pajisjeve, valvulave, pompave etj.

2. PARAQITJA E DUKURISË SË KAVITACIONIT

Një turbomakinë do të punojë pa kavitacion në qoftë se efekti i energjisë së stabilimentit është më i madh sesa efekti i energjisë së pompës [1].

$$Y_{HA} > Y_H \quad \dots (1)$$

ku janë:

Y_{HA} , J/kg – efekti specifik i stabilimenteve dhe

Y_H , J/kg – efekti specifik i pompës.

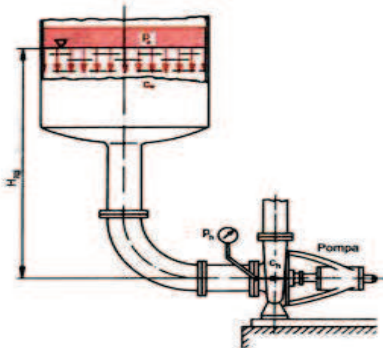


Figura 1. Fluidi është mbi aksin e pompës [4]

2.1. Niveli i fluidit ndodhet mbi aksin e pompës

Në këtë rast niveli i fluidit (ujit) është mbi aksin e pompës dhe llogaritja e efektit specifik bëhet sipas shprehjes (Fig. 1):

$$Y_{HA} = \frac{p_0 - p_{av}}{\rho} + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot H_{zgj} - g \cdot \sum h_{\xi} \quad (2)$$

Humbjet hidraulike të fluidit nëpër tuba ($\sum h_{\xi}$) llogariten me anë të shprehjeve:

$$\sum h_{\xi} = \sum h_{\xi \text{ lok}} + \sum h_{\xi \text{ gjat}} = \xi \cdot \frac{c^2}{2g} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \dots (3)$$

$$\sum h_{\xi \text{ lok}} = \xi \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \dots (4)$$

$$\sum h_{\xi \text{ gjat}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \dots (5)$$

ku janë:

$p_n, p_o, p_{av}, \text{bar}$ – presioni në hyrje të pompës, në rezervuar dhe presioni i avullimit,

$\rho, \text{kg/m}^3$ – dendësia e ujit,

$Q, \text{m}^3/\text{s}$ – prurja e pompës,

$\sum h_{\xi \text{ lok}}, \sum h_{\xi \text{ gjat}}, \text{m}$ – humbjet lokale dhe gjatësore,

l, d, m – gjatësia dhe diametri i tubit,

λ – koeficienti hidraulik i fërkimit,

ξ – koeficienti i rezistencave lokale,

$c_e, \text{m/s}$ – shpejtësia e ujit në rezervuar (~ 0) dhe

H_{thgj}, m – lartësia rënëse gjeodezike.

Pas disa rregullimeve në shprehjen (2) nxirret lartësia rënëse gjeodezike H_{zgj} :

$$H_{zgj} \geq \frac{Y_{HA}}{g} - \frac{p_0 - p_{av}}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2g} - \sum h_{\xi} \quad \dots (6)$$

Shprehja (6) paraqet lartësinë rënëse gjeodezike (H_{zgj}) minimale për të mos u shfaqur dukuria e kavitacionit.

3. PËRCAKTIMI I VLERËS SË N.P.S.H. NË STACIONIN E POMPAVE NË MITROVICË

Shkurtesa N.P.S.H. (angl. *Neto Positive Suction Head*) paraqet lartësinë neto të energjisë në seksionin thithës të pompës. Pompat centrifugale i nënshtrohen më së shumti rrezikut nga dukuria e kavitimit e cila ndikon në konsumimin e qarkut punues, shtëpizës, rritjen e nivelit të zhurmës dhe të vibrimeve [2]. Që të mos kemi kavitacion duhet që rezerva e kavitacionit të stabilimenteve - $(N.P.S.H)_{STAB}$ të jetë më e madhe sesa rezerva e kavitacionit të pompës - $(N.P.S.H)_{POMP}$ - jepet nga prodhuesi, shprehja (7):

$$(N.P.S.H)_{STAB} \geq (N.P.S.H)_{POMP} \quad \dots (7)$$

Rezerva e kavitacionit të stabilimenteve llogaritet me shprehjen:

$$(N.P.S.H)_{STAB} = \frac{p_0 - p_{av}}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2g} + H_{zgj} - \sum h_{\text{tot}} = \frac{Y}{g} \quad (8)$$

Fabrika ekzistuese e ujit në Mitrovicë ka qenë e projektuar me kapacitet $Q = 450 \text{ l/s}$ për t'i furnizuar me ujë banorët e Mitrovicës, Vushtrisë dhe Skenderajt. Mirëpo pas luftës kapaciteti ekzistues nuk ka mjaftuar as për 50 % të

furnizimit të rregullt me ujë për shkak të shtimit të popullatës. Falë Komisionit Evropian është mundur zgjerimi i kapacitetit të fabrikës përmes projektimit detal të sistemit për furnizimi me ujë (Fig. 2.) me kapacitet prej $Q = 1000 \text{ l/s}$ dhe realizimit të këtij projekti, të filluar në vjeshtën e vitit 2010.

Lartësia rënëse gjeodezike e ujit është $H_{zgj} = 5.00 \text{ m}$. Rezerva e kavitationit për pompat *Omega 250–370* të prodhuesit *KSB* ka vlerën $N.P.S.H = 4.83 \text{ m}$ (Fig. 3.). Numri i pompave është 6 (5 në punë + 1 në gjendje gatishmërie) me kapacitet: $Q_{1-5} = 5 \times 200 = 1000 \text{ l/s}$, dhe lartësi shtytëse totale $H_{tot} = 36 \text{ m}$ (Fig. 4.). Vlera e N.P.S.H. e pompës duhet të jetë së paku 0,5 metra më e ulët se vlera N.P.S.H. e stabilimenteve. Të dhënat

e nevojshme për llogaritjen e N.P.S.H. janë dhënë në Tabelën 1.

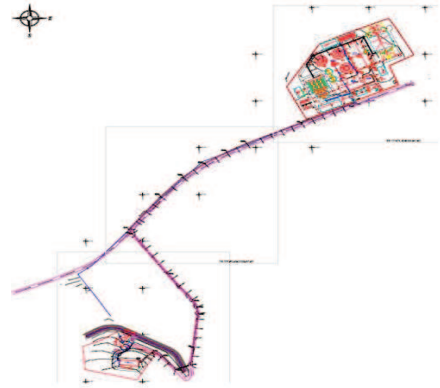


Figura 2. Plani i situacionit të sistemit për furnizim me ujë të pijshëm në Mitrovicë

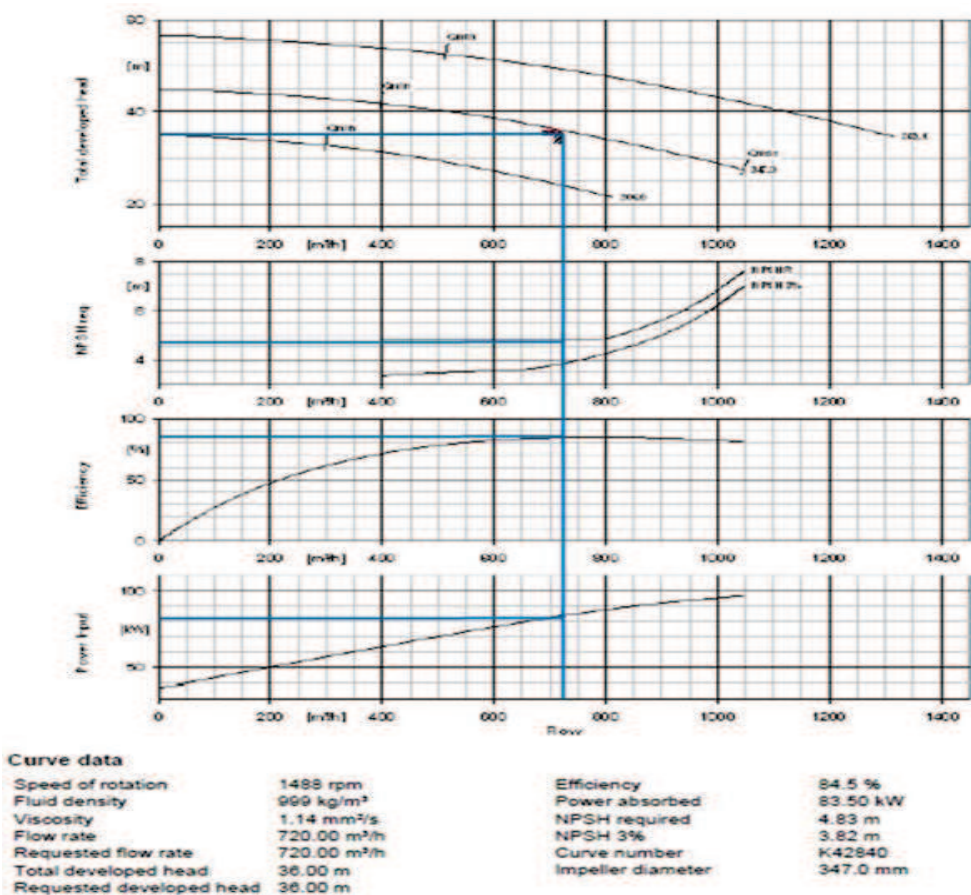


Figura 3. Karakteristikat punuese të pompave të prodhuesit KSB–e

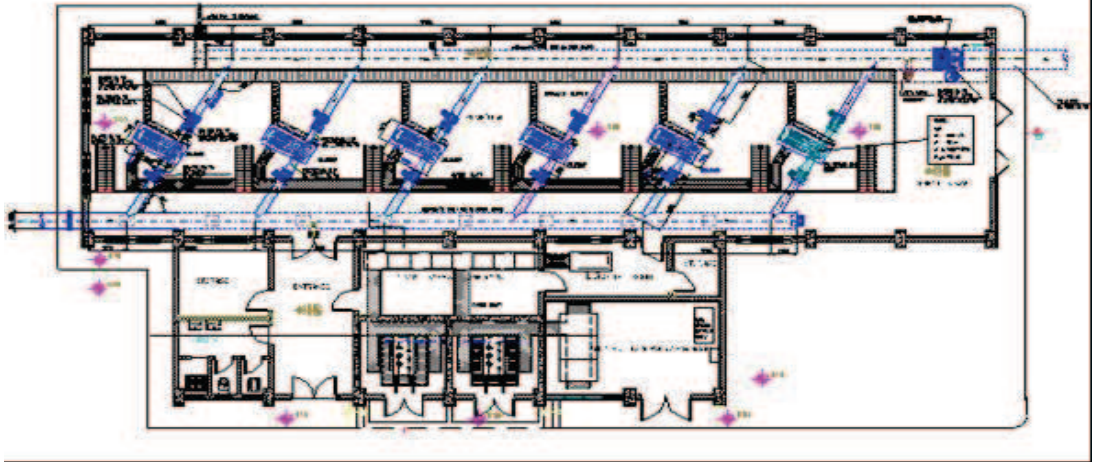


Figura 4. Prerja tërthore e Stacionit të ri të Pompave në Mitrovicë (Lushtë)

Karakteristika	Vlera	Njësia matëse
Presion në rezervar, $p_o =$	1.0 $10 \cdot 10^5$	bar Pa
Presion i avullimit, $p_{av} =$	0.016 $0.16 \cdot 10^5$	bar Pa
Dendësia e ujit, $\rho =$	1000	kg/m ³
Nxitimi gravitacional, $g =$	9.81	m/s ²
Shpejtësia e ujit në rezervuar, $c_e =$	0.0	m/s
Lartësia rënëse gjeodezike, $H_{zgj} =$	5.0	m
Vlera e (N.P.S.H.) _{POMP} =	4.83	m
Gjatësia e tubit thithës, L =	20	m
Diametri i tubit thithës, d =	1200	mm

Tabela 1. Të dhënat e nevojshme për llogaritjen e dukurisë së kavitacionit

Nisur nga shprehja (7) dhe (8) kemi:

$$(N.P.S.H)_{STAB} \geq (N.P.S.H)_{POMP} + 0.5 \quad \dots (9)$$

$$\frac{p_o - p_{av}}{\rho \cdot g} + \frac{c_e^2}{2g} + H_{zgj} - \sum H_{tot} \geq (N.P.S.H)_{POMP} + 0.5$$

(10)

Humbjet totale hidraulike nëpër tuba llogariten me shprehjen:

$$\sum H_{tot} = \sum H_{gjat} + \sum H_{lokale} \quad \dots (11)$$

Humbjet gjatësore:

Humbjet gjatësore llogariten me shprehjen:

$$\sum H_{gjat} = \lambda \cdot \frac{L}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \quad \dots (12)$$

Numri i Rejnolsit caktohet me shprehjen:

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\nu} \quad \dots (13)$$

ku janë, Re – numri i Rejnols-it, v , m/s, shpejtësia e rrjedhjes së ujit dhe ν , m²/s – viskoziteti i ujit. Koeficienti hidraulik i fërkimit caktohet me shprehjen:

$$\lambda = 0.0054 + \frac{0.396}{Re^{0.3}}, \text{ për } 2300 < Re < 2 \cdot 10^6 \quad (14)$$

Humbjet gjatësore në tubin e çeliktë DN 1200 kanë vlera relativisht të vogla.

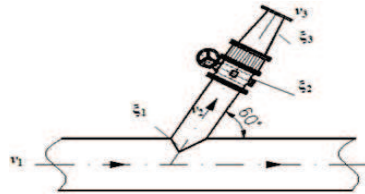


Figura 5. Humbjet lokale në tub dhe armaturë gypore

Humbjet lokale:

Humbjet lokale janë në kthesën 60°, valvulat flutur dhe në reduktuese (Fig. 5). Humbjet lokale në seksione të ndryshme caktohen me shprehjet:

$$\sum H_{lokale} = \sum H_{lokale1} + \sum H_{lokale2} + \sum H_{lokale3} \quad (15)$$

$$\sum H_{\text{lokale1}} = \xi_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \quad \dots (16)$$

$$\sum H_{\text{lokale2}} = \xi_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} \quad \dots (17)$$

$$\sum H_{\text{lokale3}} = \xi_3 \cdot \frac{v_3^2 - v_2^2}{2 \cdot g} \quad (18)$$

ku janë, $\xi_1 = 1.3$ – në kthesën 60° , $\xi_2 = 0.2$ – në valvulën flutur DN 450 për $\alpha = 0^\circ$, $\xi_3 = 0.05$ – në pjesën reduktuese për $\phi = 14^\circ$, $v_1 = 0.88$ m/s, për diametër $d_1 = 1200$ mm dhe prurje $Q = 1000$ l/s, $v_2 = 1.26$ m/s, për diametër $d_2 = 450$ mm dhe prurje $Q = 200$ l/s, $v_3 = 2.83$ m/s, për diametër $d_3 = 300$ mm dhe prurje $Q = 200$ l/s. Pas caktimit të humbjeve lokale, caktohet vlera e N.P.S.H. së stabilimenteve:

$$(N.P.S.H.)_{\text{STAB}} = 14.94 \text{ m} \quad \dots (19)$$

Pas zëvendësimeve në shprehjen (9) kemi:

$$(N.P.S.H.)_{\text{STAB}} = 14.94 \geq (N.P.S.H.)_{\text{POMP}} = 5.33 \text{ m} \quad (20)$$

Meqenëse vlera e $(N.P.S.H.)_{\text{STAB}} = 14.94 \text{ m} > (N.P.S.H.)_{\text{POMP}} = 5.33 \text{ m}$, mund të konstatohet se ky sistem i pompimit punon me kushte jashtëzakonisht të mira dhe nuk do të ketë ndikim dukuria e kavitimit. Në tabelën 2 janë paraqitur vlerat e llogaritura me anën e shprehjeve (11) deri (19) për caktimin e dukurisë së kavitimit.

Karakteristika	Vlera	Njësia matëse
Humbjet totale hidraulike, $\sum H_{\text{tot}} =$	0.087	m
Humbjet gjatësore, $\sum H_{\text{gjat}} =$	0.004	m
Humbjet lokale, $\sum H_{\text{lok}} =$	0.083	m
Numri i Rejnolsit, $Re =$	$0.93 \cdot 10^6$	-
Koeficienti hidraulik i fërkimit, $\lambda =$	0.006	-
Vlera e $(N.P.S.H.)_{\text{STAB}} =$	19.94	m

Tabela 2. Vlerat e llogaritura për caktimin e dukurisë së kavitacionit

4. NDIKIMI I GRUSHTIT HIDRAULIK NË STACIONIN E POMPAVE NË MITROVICË

Ky rast paraqitet gjatë ndaljes së dhunshme të pompave ose me rastin e hapjes/mbylljes së shpejtë të valvulave. Po të pranojmë një mbyllje

të plotë të valvulës, d.m.th shpejtësia e rrjedhjes së fluidit në tub para valvulës bëhet $v = v_0 = 0$ do pranojmë rritjen e presionit (Δp) e cila lind për shkak të kalimit të energjisë kinetike ($v_0^2/2g$) në energji potenciale, shprehja e mëposhtme:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v_0^2}{2} \text{ ose } \Delta p = \frac{\gamma \cdot v_0^2}{2 \cdot g} \quad \dots (21)$$

Kështu p.sh. për $v_0 = 3$ m/s rritja e presionit është $\Delta p \approx 0.045$ bar. Provat e ndryshme tregojnë se ndryshimi i presionit, është shumë më i madh se vlera e fituar nga shprehja (21) **prandaj përdorimi i ligjit të ruajtjes së energjisë është i pavlefshëm.**

Hulumtimet e fundit tregojnë se për përcaktim e Δp duhen të merret parasysh ndrydhshmëria e fluidit dhe deformimi elastik i tubit, me përdorimin e ligjit të sasisë së lëvizjes, pra, përmes formulës themelore të goditjes hidraulike e dhënë nga **Zhukovski**:

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot v \text{ ose } \Delta p = \frac{\gamma \cdot c \cdot v}{g} \quad \dots (22)$$

Grushti hidraulik duhet të analizohet në rastet kur pompat: punojnë me presione dhe prurje të madhe, bartje të ujit në distanca të largëta etj. Si masë parandaluese nga grushti hidraulik përdoren: ena ekspanduese, valvulat jokthyesë hidraulike ose valvulat jokthyesë automatike.

Karakteristika	Vlera	Njësia matëse
Prurja, $Q =$	1000	l/s
Lartësia shtytëse gjeodezike, $H_{\text{geo}} =$	34	m
Humbjet totale hidraulike, $\sum H_{\text{tot}} =$	1.80	m
Lartësia totale me humbje, $H_{\text{tot}} =$	36	m
Lartësia maksimale shtytëse e pompës, kur prurja e saj është zero, $H_{\text{max}} =$	45	m
Diametri i jashtëm i tubit, $d =$	1000	mm
Trashësia e tubit, $\delta =$	60	mm
Gjatësia e tubit, $L =$	950	m

Tabela 3. Karakteristikat teknike të Stacionit të Pompave në Mitrovicë

Logaritja e enës për përballimin e grushtit hidraulik sipas Spar-it [3]:

▪ Shpejtësia e përhapjes së valës goditëse (c , m/s), caktohet me shprehjen:

$$c = \frac{C_0}{\sqrt{1 + \frac{E_w \cdot d}{E \cdot \delta}}} \quad \dots (23)$$

▪ Koha kritike (T_k , s), caktohet me shprehjen:

$$T_k = \frac{2 \cdot L}{a} \quad \dots (24)$$

▪ Shpejtësia mesatare e ujit (v_{mes} , m/s), caktohet me shprehjen:

$$v_{mes} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad \dots (25)$$

▪ Ndryshimi i presionit (Δp , bar), caktohet me shprehjen:

$$\Delta p = c \cdot v_{mes} \cdot \rho \quad \dots (26)$$

▪ Amplituda e rënies së presionit (n), caktohet me shprehjen:

$$n = \frac{\Delta p}{p_{max} - H_{tot}} \quad \dots (27)$$

▪ Vëllimi i enës (V , m³), caktohet me shprehjen:

$$V = g \cdot \left(\frac{n}{\rho}\right)^2 \cdot L \cdot A \cdot (H_{tot} + p_{atm}) \quad \dots (28)$$

ku janë:

C_0 , m/s – shpejtësia e zërit në ujë ($C_0 = 1425$ m/s).
 E , N/mm² – moduli i Jung-ut për tuba të plastikës ($E = 3.00 \cdot 10^7$ N/mm²),
 E_w , N/mm² – moduli i elasticitetit të ujit ($E_w = 2.07 \cdot 10^7$ N/mm²),
 p_{max} , bar – presioni maksimal punues i pompës kur prurja është zero,
 p_{atm} , bar – presioni atmosferik,
 A , m² – seksioni tërthor i tubit.

Bazuar në llogaritjet e mësipërme, vëllimi i enës, duhet të jetë: $V = 17$ m³.

Vëllimi i enës është afërsisht 3 % i sasisë së ujit në tubin shtytës, prandaj vëllimi i enës është 1 % më i madh se ai i rekomanduar [3]. Enët prodhohen standarde, andaj zgjedhen dy enë me vëllim $V_{1-2} = 2 \times 9 = 18$ m³, PN 10 bar (Fig. 6.). Në tabelën 4 janë paraqitur vlerat e llogaritura me anën e shprehjeve (23) e deri (28) për zgjedhjen e enës për përballimin e grushtit hidraulik.

Valvulat jokthyese hidraulike me amortizator

Këto valvula instalohen në dalje të pompave shtytëse dhe si të tilla gjatë ndaljes së dhunshme

ose normale të pompave e mbrojnë sistemin nga goditjet hidraulike duke e mbyllur valvulën jokthyese ngadalë, gjë që bën të mos kemi rritje të shpejte të ndryshimit të presionit (Fig. 7.).

Karakteristika	Vlera	Njësia matëse
Shpejtësia e përhapjes së valës goditëse, $c =$	427.33	m/s
Koha kritike, $T_k =$	4.45	s
Shpejtësia mesatare e ujit në tubin shtytës, $v_{mes} =$	1.644	m/s
Vlera e presionit të grushtit hidraulik, $\Delta p =$	7.03 702530.52	bar Pa
Amplituda e rënies së presionit, $n =$	7.96	-
Vëllimi i nevojshëm i enës për mbrojtje nga grushti hidraulik, $V =$	16.52	m ³
Vëllimi i enës për mbrojtje nga grushti hidraulik i standardizuar, $V =$	2 x 9	m ³

Tabela 4. Vlerat e llogaritura për zgjedhjen e enës

Valvulat jokthyese automatike

Këto valvula komandohen në mënyre elektronike dhe tërësisht janë të komanduara nga një kontrollues elektronik (Fig. 8.). Skemat *a*) dhe *b*) paraqesin pozicionin e valvulave jokthyese automatike (hapja dhe mbyllja) gjatë aktivizimit dhe ndaljes së punës së pompave shtytëse.

5. PËRFUNDIME

Bazuar në analizën e llogaritjeve të bëra në këtë punim janë nxjerrë këto përfundime:

- Rezerva e kavitationit të stabilimenteve është 2.8 herë më e madhe se e pompave, që do të thotë që kemi 2.8 herë siguri më të madhe, prandaj nuk do të ketë rrezik nga dukuria e kavitationit.
- Fenomeni i grushtit hidraulik është analizuar përmes tri varianteve të mundshme:
 - Në **variantin e parë** është shqyrtuar mbrojtja e pajisjeve përmes enës për mbrojtje nga grushti hidraulik dhe ka dalë së vëllimi i enës është $V =$

18 m³ dhe vlera e presionit të grushtit hidraulik është $p = 7.03$ bar,

○ Në **variantin e dytë** është shqyrtuar mundësia e mbrojtjes së pajisjeve përmes valvulave jokthyese me dy amortizatorë dhe

○ Në **variantin e tretë** është shqyrtuar mundësia e mbrojtjes së pajisjeve përmes valvulave jokthyese automatike.

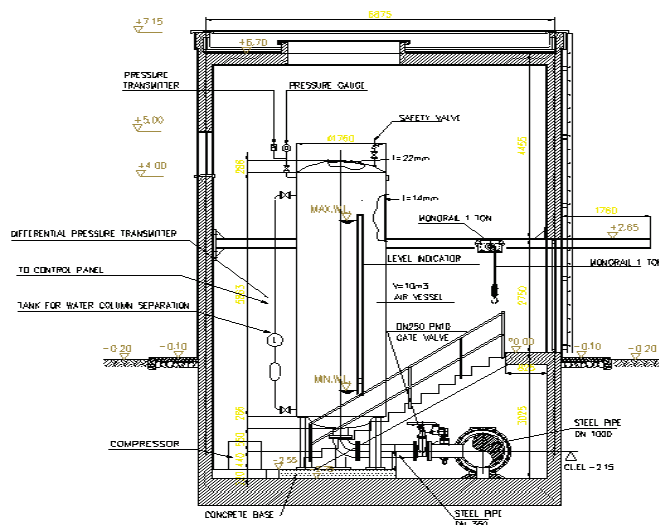


Figura 6. Ena për mbrojtje nga grushti hidraulik

$p = 7.03$ bar, ndërsa tubat janë të përzgjedhura për presion 10 bar (HDPE PE 100, PN 10 bar) dhe stabilimentet e tjera së bashku me pompat janë dimensionuar nga prodhuesi për presion 10 bar është përzgjedh varianti i tretë, i cili edhe nga ana ekonomike është dukshëm më i arsyeshëm. Kjo përzgjedhje arsyetohet me faktin se presioni gjatë krijimit të goditjes hidraulike është më i vogël për 28 % se dimensionimi i sistemit të stacionit të pompave në Mitrovicë.

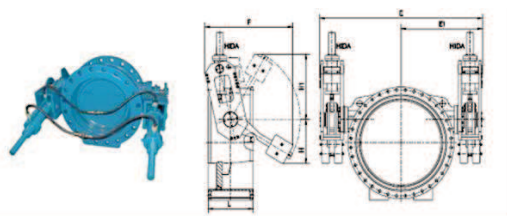


Figura 7. Valvulat jokthyese hidraulike me dy amortizatorë

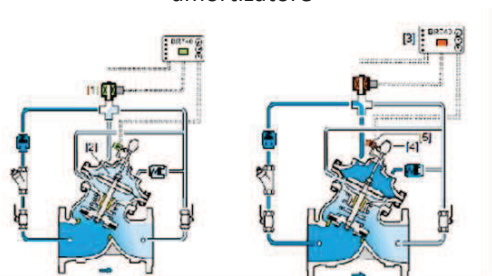


Figura 8. Valvula jokthyese automatike. (a) gjatë lëshimit të pompës në punë dhe (b) gjatë ndaljes së pompave

Duke pasur parasysh faktin se presion i grushtit hidraulik për rastin më të pafavorshëm ka vlerën

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Fejzullahu, Xh.; Lajçi, Sh.; Zhitia, I.; Vataj, Gj.: "Analiza e dukurisë së kavitationit në stacionin e pompave në Batllavë", Revistë profesionale dhe shkencore, Ferizaj, 2003.
- [2] Jones, Robert M.: A Guide to the interpretation of Machinery Vibration Measurements – Part 1, Sound and Vibration, May 1994.
- [3] Andjelković, M.: Priručnik za projektovanje pumpnih postrojenja, Niš, 1995.
- [4] Stoffel, B.: Turbomaschinen I, Technische Universitaet, Darmstadt, 2002.