

**ДЕТЕКЦИЈА КАВИТАЦИЈСКИХ РЕЖИМА У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА
ПРИМЈЕНОМ ВИБРОДИЈАГНОСТИЧКИХ МЕТОДА****CAVITATION DETECTION IN CENTRIFUGAL PUMPS USING VIBRO-DAGNOSTIC
METHODS**Радивојка Вучинић, *Факултет техничких наука, Нови Сад***Област – МАШИНСТВО**

Кратак садржај – У оквиру рада приказан је поступак експерименталног испитивања појаве кавитације на примјеру центрифугалне пумпе у пумпној станици „Лиман“ у Новом Саду. Током експеримента паралелно су мјерени хидраулички радни параметри пумпе и вибрације на одабраним тачкама на кућишту пумпе. Објашњени су појмови кавитације и вибродијагностике и приказани су поступак и резултати испитивања, као и анализа резултата.

Кључне речи: *вибрације, вибродијагностика, кавитација, центрифугалне пумпе,*

Abstract – *Within the paper the procedure of experimental testing of the occurrence of cavitation on the example of one centrifugal pump in the pumping station „Liman“ in Novi Sad is presented. The experiment comprised parallel measurement of the pump hydraulic parameters and vibrations at selected points on the pump casing. The concepts of cavitation and vibration diagnostics are explained and the procedure and test results are presented as well as the analysis of the results.*

Key words: *vibrations, vibration diagnostic, cavitation, centrifugal pumps*

1. УВОД

Кавитација је један од главних погонских проблема са којим се сусрећу центрифугалне пумпе. Појава кавитације праћена је ерозијом материјала, нестабилним радом, буком и вибрацијама. Будући да су вибрације релативно лако мјерљив пратилац кавитације, могуће је на основу њих установити појаву и развој кавитације у струјном току унутар пумпе.

2. ВИБРОДИЈАГНОСТИКА

Вибрације су неизбежан пратилац рада ротационих машина, често непожељан, будући да изазивају замор и хабање и врло често су одговорне за отказ у раду. Под вибрацијама које се јављају на машинама подразумевамо кретање механичких компоненти машине, изазвано унутрашњим и спољашњим силама.

Вибродијагностика представља скуп активности који се проводе са циљем утврђивања стања техничког система на основу појаве вибрација, ради доношења одлука о даљим активностима одржавања или давања прогнозе понашања техничког система у будућности.

НАПОМЕНА:

Овај рад проистекао је из мастер рада чији ментор је био доцент др Слободан Ташин.

Један од узрока појаве вибрација код хидрауличких машина јесте кавитација.

3. КАВИТАЦИЈА

Кавитација настаје када локални притисак течности у струјном току опадне испод притиска засићене паре при датој температури, па долази до испаравања течности и стварања парних мјехурића. Ношени струјом течности парни мјехурићи улазе у зону повишеног притиска гдје имплодирају изазивајући при томе интензивне локалне пулсације притиска.

Најозбиљнија последица кавитације је кавитацијска ерозија материјала. Различити материјали могу бити мање или више отпорни на дејство кавитације али не постоји материјал који може трајно да издржи њено дејство. У случају центрифугалних пумпи најугрожене мјесто од настанка кавитације јесте улазна ивица лопатице радног кола.

3.1. Кавитацијска резерва

За проучавање појаве кавитације у центрифугалним пумпама потребно је дефинисати величину која се може лако измјерити и која на неки начин описује кавитацијске процесе у пумпама. Таква величина, данас опште прихваћена у инжењерској пракси, је кавитацијска резерва *NPSH* (Net Positive Suction Head).

Кавитацијска резерва дефинише се као нето позитивна специфична енергија флуида у уписном пресеку пумпе, односно као разлика тоталног притиска на усису (p_t) и притиска засићене паре (p_v) за дату температуру [1]:

$$\begin{aligned} NPSH &= \frac{p_t - p_v}{\rho g} - (z_0 - z_1) \\ &= \frac{p_t - p_v}{\rho g} + \frac{v_t^2}{2g} - (z_0 - z_1) \end{aligned} \quad (1)$$

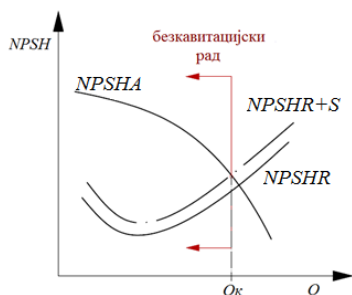
Инжењерски прорачун опасности од рада пумпе у кавитацијском режиму своди се на познавање потребне кавитацијске резерве пумпе *NPSHR* и расположиве кавитацијске резерве инсталације *NPSHA* [1].

Сматра се да пумпа ради у режиму без кавитације све док је задовољен услов:

$$NPSHA > NPSHR + S \quad (2)$$

гдје је *S* сигурносни додатак (мин. 0,5 m) који узима у обзир тип пумпе и материјал од којег је израђено радно коло пумпе.

Графички приказ услова (2) дефинише област безкавитацијског рада пумпе (слика 1):



Слика 1. Услов безкавитацијског рада

Произвођачи пумпи договорно дефинишу критеријум за одређивање $NPSHR$. Овај критеријум одговара таквом интензитету кавитације при којем долази до 3%-ог смањења напора пумпе при константној брзини обртања и протоку [2].

Често се уместо кавитацијске резерве $NPSH$ за анализу кавитације користи бездимензијски параметар назван кавитацијски коефицијент:

$$\sigma = \frac{NPSH}{\frac{1}{2g} U_0^2} \quad (3)$$

гдје је: U_0 – брзина струјања у погодном одабраној, референтној тачки струјног тока [m/s].

У табели 1. приказани су типични односи карактеристичних кавитацијских коефицијената центрифугалних пумпи при $Q = Q_{opt}$ [3].

Табела 1. Типични односи карактеристичних кавитацијских коефицијената центрифугалних пумпи при $Q = Q_{opt}$

Тип радног кола	$\sigma_i / \sigma_{3\%}$	$\sigma_{0\%} / \sigma_{3\%}$	$\sigma_b / \sigma_{3\%}$
Радна кола нормалне конструкције	4 - 6	1,1 - 1,3	0,8 - 0,9 $\approx 1,0$ за веће n_{ss}
Са специјално обликованим улазним ивицама лопатица	2		
Радна кола са малим бројем лопатица ($z = 3$)	8 - 10		

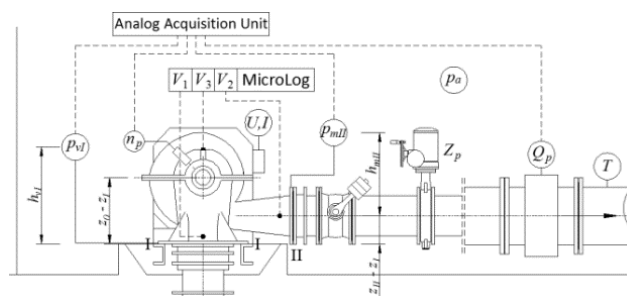
σ_i - регистрован почетак кавитације у пумпи
 $\sigma_{0\%}$ - регистрован почетак опадања напора пумпе услед кавитације
 $\sigma_{3\%}$ - регистрован пад напора пумпе од 3% услед кавитације
 σ_b - потпун губитак напора пумпе услед кавитације

4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНО ИСПИТИВАЊЕ ПОЈАВЕ КАВИТАЦИЈЕ У ПС „ЛИМАН“

Основна улога ПС „Лиман“ јесте да пуни резервоар „Институт“, који служи за снабдевање водом виших зона новосадског водовода. У ПС „Лиман“ уграђена су три пумпна агрегата типа „Југотурбина ДХ 58-35“. Пумпе су двострујне, центрифугалне, у хоризонталној изведби. Погонски електромотори су номиналне снаге 480 kW, брзине обртања 1485 min^{-1} .

4.1. Мјерне величине

За потребе испитивања кавитације мјерене су следеће хидрауличке величине (слика 2): проток пумпе Q_p , потпритисак на усису пумпе p_{vl} , натпритисак на потису пумпе p_{ml} , атмосферски притисак p_a , температура воде T (потребна за израчунавање притиска zasiћене паре) и брзина обртања пумпе n_p . Мјерење вибрација вршено је у три тачке на кућишту пумпе: на усисном конфузору V1, на потисном дифузору V2 и на лејају на страни пумпе V3.



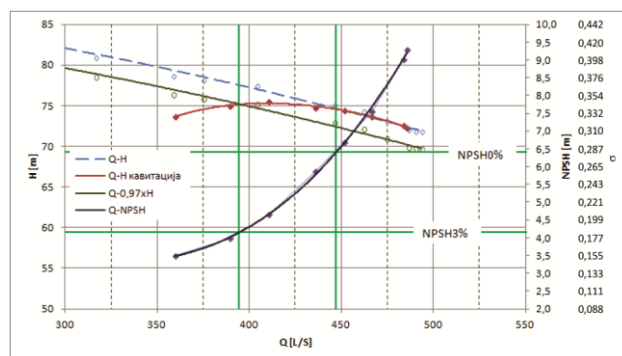
Слика 2. Мјерне величине у ПС „Лиман“ [1]

Мјерења хидрауличких параметара вршена су у складу са стандардом ISO 9906:2012, коришћењем уобичајене мјерне опреме (ултразвучно мјерило протока, вакуум-метар, манометар, барометар, инфрацрвени термометар, тахометар). Мјерења вибрација вршена су у складу са стандардом ISO 10816-5:2000 коришћењем пиезоелектричних акцелерометара „Wilcoxon Research 780 B“.

Излазни мјерни сигнали уређаја за мјерење натпритиска, потпритиска, протока и брзине обртања повезани су са уређајем за аквизицију. Мјерни сигнали вибрација прикупљани су и анализирани помоћу вишенаменског анализатора типа „SKF Microlog CMVA 60“.

4.2. Резултати мјерења хидрауличких радних параметара

На основу мјерења хидрауличких параметара добијене су најприје радне карактеристике испитиване пумпе а затим и кавитацијски дијаграми од којих је један, за радни режим „P1“, приказан на слици 3.



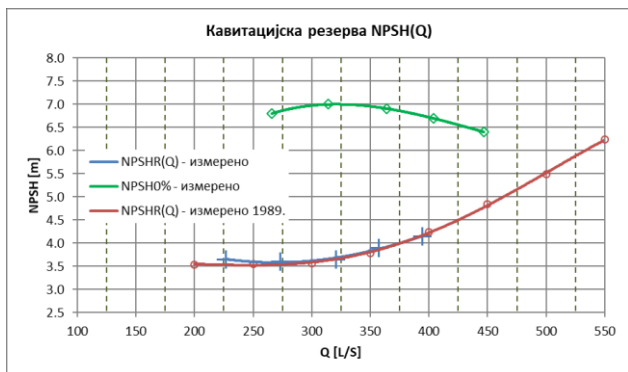
Слика 3. Кавитацијски дијаграм – режим „P1“

Кавитацијски дијаграми добијени су методом снижавања притиска на усису пумпе, при чему је проток промјенљива величина, што спада у стандардне методе испитивања, дефинисане у ISO 9906:2012.

У пресеку напора пумпе при пригушивању (црвена крива) и карактеристике пумпе 0,97H (зелена крива)

очитава се $NPSHR$ пумпе ($NPSH_{3\%}$) која се према ISO стандарду проглашава за $NPSHR$ пумпе.

Будући да је мјерење урађено за пет различитих радних режима пумпе добијено је пет оваквих дијаграма на основу којих је добијена $NPSHR$ карактеристика пумпе (слика 4).



Слика 4. Зависност кавитацијске резерве од протока (поређење $NPSHR$ мјерено 1989. године и у току експеримента) [1]

Са слике 4 је уочљиво да се измјерена $NPSHR$ крива практично у потпуности поклапа са кривом која је за исту пумпу измјерена 1989. године, такође у радним условима.

Интересантно је уочити да за оптимални проток пумпе од $Q = 485$ L/s потребна кавитацијска резерва износи $NPSHR = 5,4$ m а да је у том радном режиму измјерена расположива кавитацијска резерва од $NPSHA = 9,3$ m. Будући да је према томе испуњен услов бескавитацијског рада $NPSHA > NPSHR + S$ ($9,3$ m $>$ $5,4$ m + $0,5$ m), могло би се закључити да пумпа ради без кавитације.

4.3. Резултати мјерења вибрација

Као резултат мјерења вибрација добијени су спектрограми за радне режиме од $I = 0$ (без пригушења на усису пумпе, условно речено – бескавитацијски режим) до $I = N$ (режим потпуно развијене кавитације).

Спектрограми снимљени за радни режим „P1“ приказани су на сликама 5, 7 и 9.

Измјерени фреквентни спектри накнадно су анализирани на персоналном рачунару како би се уочио фреквентни домен у којем је приметан утицај кавитације. У тако издвојеном фреквентном домену ($f_i \in [f_a, f_b]$) израчунати су следећи карактеристични параметри:

- укупна ефективна вриједност вибрацијске брзине у радном режиму „I“:

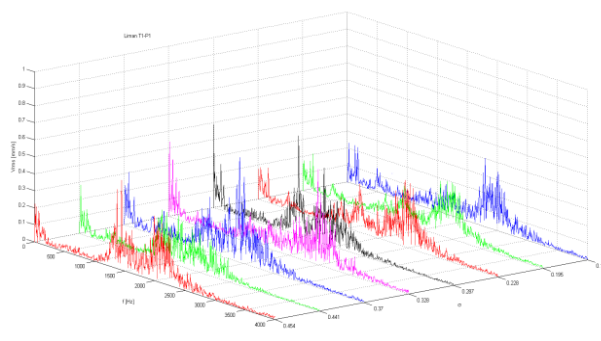
$$V_{rms}^I = \sqrt{\sum_{i=a}^b (v_{rms,i}^I)^2} \quad I = 0, 1, \dots, N \quad (4)$$

- нормирана укупна ефективна вриједност вибрацијске брзине у радном режиму „I“:

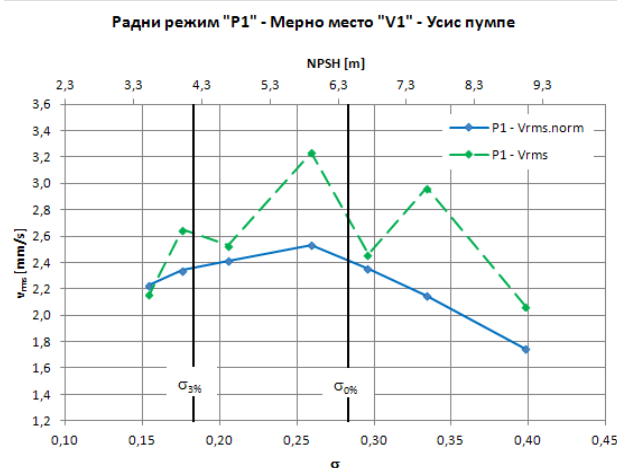
$$V_{rms,norm}^I = \sqrt{\sum_{i=a}^b (v_{rms,i}^I - v_{rms,i}^0)^2} \quad I = 1, 2, \dots, N \quad (5)$$

Као крајњи резултат мјерења и обраде резултата мјерења добијени су дијаграми зависности ефективних вриједности вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms,norm}$ од кавитацијског коефицијента σ (слике 6, 8, и 10).

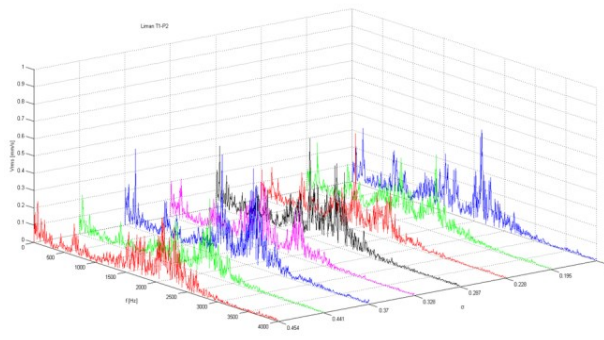
Дијаграми $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms,norm}-\sigma$ омогућавају лако праћење и анализу промјене наведених карактеристичних параметара вибрација са развојем кавитације у пумпи. Другим ријечима ови дијаграми омогућавају сагледавање везе између интензитета вибрација и интензитета кавитације у центрифугалним пумпама. Ово се посебно односи на дијаграм зависности $V_{rms,norm}-\sigma$.



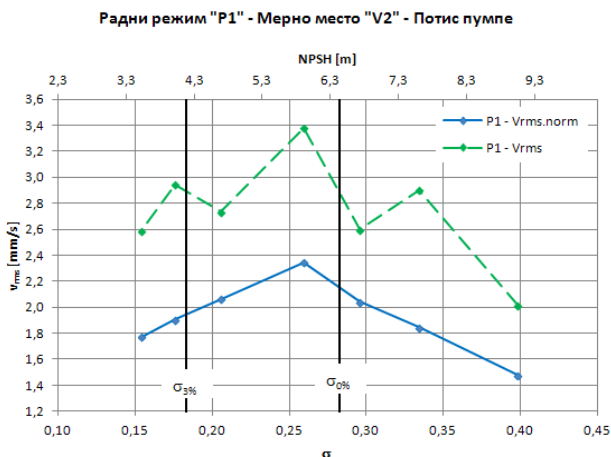
Слика 5. Спектри вибрација измјерени у радном режиму „P1“ на мјерном мјесту V_1 – усис пумпе [1]



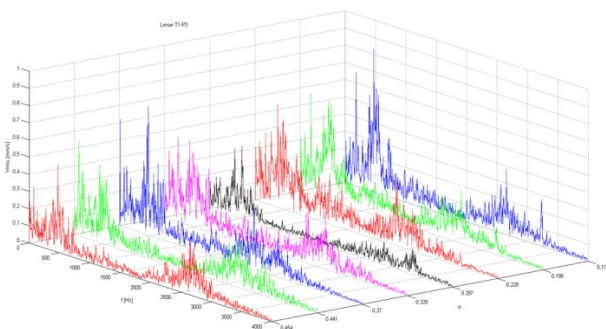
Слика 6. Зависности ефективних вриједности вибрацијских брзина $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms,norm}-\sigma$ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: радни режим „P1“, мјерно мјесто V_1 – усис пумпе [1]



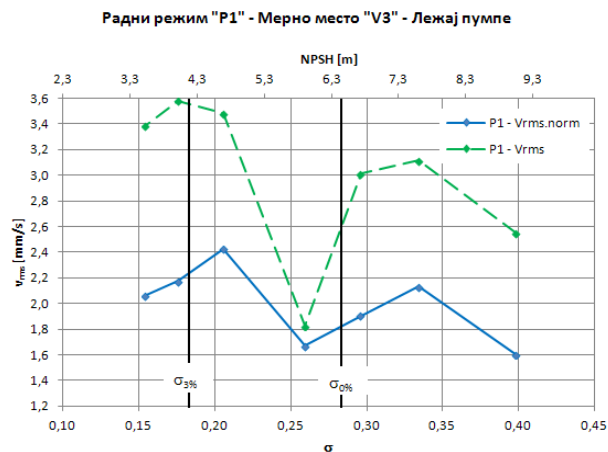
Слика 7. Спектри вибрација измјерени у радном режиму „P1“ на мјерном мјесту V_2 – потис пумпе [1]



Слика 8. Зависности ефективних вриједности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: радни режим „P1“, мјерно мјесто V2 –потис пумпе [1]



Слика 9. Спектри вибрација измјерени у радном режиму „P1“ на мјерном мјесту V3 – лежај пумпе [1]



Слика 10. Зависности ефективних вриједности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: радни режим „P1“, мјерно мјесто V3 –лежај пумпе [1]

5. ЗАКЉУЧАК

На основу вибродиагностичких мјерења која су вршена на испитиваној пумпи установљено је да пумпа практично стално ради у режиму кавитације. Анализом спектограма приказаних на сликама 5, 7. и 9. може се установити да су у читавом посматраном фреквент-

ном опсегу измјерене интензивне вибрације, на сва три мјерна мјеста V1, V2 и V3. Вибрације су мјерене у фреквентном домену до 5000 Hz.

У свим фреквентним спектрима регистрована су два пика. Први пик на око 25 Hz одговара брзини обртања пумпе, а други пик, који се јавља на око 75 Hz одговара фреквенцији пролаза лопатица радног кола.

У области фреквенција изнад 200 Hz регистроване су интензивне вибрације у широком фреквентном домену које могу бити последица механичких, хидрауличких или кавитацијских феномена.

Посматрајући дијаграме на сликама 6, 8. и 10. примјетно је да са опадањем кавитацијског коефицијента σ , ефективне вриједности вибрацијских брзина расту, а посебно у области између вриједности кавитацијског коефицијента $\sigma_{0\%}$ и $\sigma_{3\%}$.

Интересантно је примјетити да на овим дијаграмима зависности не постоји хоризонтални дио, што указује на то да испитивана пумпа у ПС „Лиман“ стално ради у режиму кавитације. Највјероватније је ријеч о кавитацији ниског интензитета, која у кратком временском року не може да оштети радно коло, али у дужем временском року сигурно може, што се уосталом и догађало током досадашње експлоатације ПС „Лиман“.

На основу дијаграма са слика 3 и 4 може се закључити да пумпа не ради у режиму кавитације са обзиром да је услов бескавитацијског рада ($NPSHA > NPSHR + S$) испуњен. Међутим, на основу вибродиагностичких мјерења недвосмислено је показано да пумпа стално ради у режиму кавитације, истина релативно ниског интензитета. До индиректне потврде овог закључка може се доћи и на основу литературних података датих у табели 1. Наиме, на основу ових података, коефицијент почетка кавитације (за случај да су улазне ивице лопатице специјално обликоване) требало би да износи $\sigma_i = 2 \times \sigma_{3\%} = 2 \times 0,239 = 0,478$, односно $NPSH_i = 10,8$ m док је измјерена расположива кавитацијска резерва у оптималном радном режиму $NPSHA = 9,3$ m (слика 3).

6. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ташин, С. „Оптимални дијагностички пакет параметара за детекцију кавитацијских режима у центрифугалним пумпама“, докторски рад, Нови Сад, Факултет техничких наука, 2016. год.
- [2] Вуковић, Ж., Халкијевић, И. „Кавитација у центрифугалним црпкама“, Грађевинар 63-1, 2011.г.
- [3] Hergt P., Nicklas, A., Mollenkopf, G., Brodersen, S. „The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements“. Proceedings of the 13th International Pump Users Symposium, Houston, p. 13-25, 1996.

Кратка биографија:



Радивојка Вучинић рођена је у Невесињу 1993. год. Основну и средњу школу завршила је у Невесињу. Мастер рад на Факултету техничких наука из области Машинства одбранила је 2019. год.