



УНИВЕРЗИТЕТ
У НОВОМ САДУ



ФАКУЛТЕТ
ТЕХНИЧКИХ НАУКА

Трг Доситеја Обрадовића 6, 21000 Нови Сад, Република Србија
Деканат: 021 6350-413; 021 450-810. Централa: 021 485-2000
Рачуноводство: 021 458-220. Студ. служба: 021 6350-763
Телефакс: 021 458-133. e-mail: ftndean@uns.ac.rs

ИНТЕГРИСАНИ
СИСТЕМ
МЕНАџМЕНТА
СЕРТИФИКОВАН ОД:



ОПТИМАЛНИ ДИЈАГНОСТИЧКИ ПАКЕТ ПАРАМЕТАРА ЗА ДЕТЕКЦИЈУ КАВИТАЦИЈСКИХ РЕЖИМА У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА

Ментори:

Проф. др Маша Букуров
Проф. др Александар Вер

Кандидат:

Мр Слободан Ташин

Нови Сад, 2016.



КЉУЧНА ДОКУМЕНТАЦИЈСКА ИНФОРМАЦИЈА

Редни број, РБР:	
Идентификациони број, ИБР:	
Тип документације, ТД:	Монографска публикација
Тип записа, ТЗ:	Текстуални штампани материјал
Врста рада, ВР:	Докторска дисертација
Аутор, АУ:	Мр Слободан Ташин
Ментор, МН:	Проф. др Маша Букуров, Проф. др Александар Вег
Наслов рада, НР:	Оптимални дијагностички пакет параметара за детекцију кавитацијских режима у центрифугалним пумпама
Језик публикације, ЈП:	Српски
Језик извода, ЈИ:	Српски и енглески
Земља публиковања, ЗП:	Република Србија
Уже географско подручје, УГП:	Аутономна покрајина Војводина
Година, ГО:	2016.
Издавач, ИЗ:	Ауторски репринт
Место и адреса, МА:	Нови Сад, Трг Доситеја Обрадовића 6
Физички опис рада, ФО: (поглавља/страна/ цитата/табела/слика/графика/прилога)	7/122/53/29/33/64/0
Научна област, НО:	Примењена механика флуида - хидропнеуматска техника
Научна дисциплина, НД:	Дијагностика
Предметна одредница/Кључне речи, ПО:	Центрифугалне пумпе, кавитација, вибрације, вибродијагностика
УДК	
Чува се, ЧУ:	У библиотеци Факултета техничких наука у Новом Саду
Важна напомена, ВН:	—
Извод, ИЗ:	Кавитација један од главних проблема који угрожавају рад центрифугалних пумпи, пре свега због последица које је прате: ерозија материјала, нестабилан рад, бука, вибрације итд. Познато је да кавитацијски индуковане вибрације кућишта пумпи показују карактеристичан тренд са повећањем интензитета кавитације. Експериментална истраживања урађена у оквиру дисертације, показала су да је у реалним радним условима могуће из мерног сигнала вибрација издвојити оне параметре који указују на развој кавитације у центрифугалним пумпама. Посебно добре резултате дала је нормирана укупна ефективна вибрацијска брзина, која је у оквиру дисертације предложена као параметар за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама.
Датум прихватања теме, ДП:	04.04.2016
Датум одбране, ДО:	
Чланови комисије, КО:	Председник: Др Сениша Бикић, доцент
	Члан: Др Ђорђе Чантрак, доцент
	Члан: Др Живојин Стаменковић, доцент
	Члан, ментор: Др Маша Букуров, ванредни професор
	Члан, ментор: Др Александар Вег, редовни професор



KEY WORDS DOCUMENTATION

Accession number, ANO :	
Identification number, INO :	
Document type, DT :	Monographic publication
Type of record, TR :	Textual printed material
Contents code, CC :	PhD Thesis
Author, AU :	Slobodan Tašin, MSc
Mentor, MN :	Professor Maša Bukurov, PhD, Professor Aleksandar Veg, PhD
Title, TI :	Optimal diagnostic set of parameters for cavitation detection in centrifugal pumps
Language of text, LT :	Serbian
Language of abstract, LA :	Serbian and English
Country of publication, CP :	Republic of Serbia
Locality of publication, LP :	Autonomous Province of Vojvodina
Publication year, PY :	2016.
Publisher, PB :	Author's reprint
Publication place, PP :	Novi Sad, Trg Dositeja Obradovića 6
Physical description, PD : (chapters/pages/ref./tables/pictures/graphs/appendixes)	7/122/53/29/33/64/0
Scientific field, SF :	Applied Fluid Mechanics - Hydro-pneumatic Techniques
Scientific discipline, SD :	Diagnostics
Subject/Key words, S/KW :	Centrifugal pumps, cavitation, vibration, vibration diagnostics
UC	
Holding data, HD :	In the Library of the Faculty of Technical Sciences
Note, N :	–
Abstract, AB :	<p>Cavitation is one of the main problems which could jeopardize the operation of centrifugal pumps, primarily due to its consequences: material erosion, unsteady operation, noise, vibrations, etc. It is known that cavitation induced vibrations of the pump casing shows characteristic trend with increasing cavitation intensity. Field measurements and carried out within the thesis, showed that it is possible to extract from the measured vibration signal specific parameters which points to cavitation inception and intensification in pumps. Particularly good results were obtained using normalized effective vibration velocity, which is proposed within the thesis as the parameter for the cavitation detection in centrifugal pumps.</p>
Accepted by the Scientific Board on, ASB :	
Defended on, DE :	
Defended Board, DB :	President: Assist. Prof. Siniša Bikić, PhD
	Member: Assist. Prof. Djorđe Čantrak, PhD
	Member: Assist. Prof. Živojin Stamenković, PhD
	Member, Mentor: Assoc. Prof. Maša Bukurov, PhD
	Member, Mentor: Prof. Aleksandar Veg, PhD
	Mentor's signatures

САДРЖАЈ

СПИСАК СЛИКА	III
ОЗНАКЕ	VIII
1 Увод	1
2 ПОЈАМ КАВИТАЦИЈЕ, КАВИТАЦИЈА У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА И КАВИТАЦИЈСКИ ПАРАМЕТРИ	5
2.1 Појам кавитације	5
2.1.1 Зачетак и развој кавитације у струјном току	7
2.1.2 Имплозија парних мехурића	11
2.1.3 Кавитацијска ерозија	14
2.1.4 Кавитацијски шум и вибрације	18
2.2 Кавитација у центрифугалним пумпама	21
2.2.1 Радни параметри и основне конструкције центрифугалних пумпи	21
2.2.2 Места настанка и појавни облици кавитације у центрифугалним пумпама	23
2.3 Кавитацијски параметри центрифугалних пумпи и закони сличности	32
2.4 Осврт на услов бескавитацијског рада пумпе	38
3 КАВИТАЦИЈСКИ ШУМ И ВИБРАЦИЈЕ КАО КРИТЕРИЈУМ ЗА ДЕТЕКЦИЈУ КАВИТАЦИЈЕ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА – ТРЕНУТНО СТАЊЕ ИСТРАЖИВАЊА	41
4 ПРОГРАМ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА КАВИТАЦИЈЕ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА	46
4.1 Увод – основна хипотеза дисертације	46
4.2 ПС „Лиман“ Нови Сад	46
4.3 ПС „Институт“ Нови Сад	49
4.4 ПС „Звездара 2“ Београд	50
4.5 Методологија експерименталних испитивања	52
4.6 Осврт на проблематику кавитацијских испитивања у радним условима	56
5 ОПИС МЕРНЕ ОПРЕМЕ И ПРОЦЕНА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ	59
5.1 Техничке карактеристике коришћене мерне опреме	59
5.1.1 Мерење притиска	59
5.1.2 Мерење протока	60
5.1.3 Мерење брзине обртања	61
5.1.4 Мерење температуре	62
5.1.5 Уређај за аквизицију мерних величина „Analog Acquisition Unit“	62

5.1.6	Мерење вибрација	63
5.2	Фото документација	65
5.3	Процена мерне несигурности	66
5.3.1	Увод – основни термини теорије грешака	66
5.3.2	Процена мерне несигурности при мерењу хидрауличких радних параметара пумпи	71
5.3.3	Процена мерне несигурности при мерењу вибрација	73
6	ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСПИТИВАЊА И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА	74
6.1	Резултати мерења у ПС „Институт“ у Новом Саду	74
6.1.1	Анализа резултата мерења у ПС „Институт“	80
6.2	Резултати мерења у ПС „Звездара 2“ у Београду	82
6.2.1	Анализа резултата мерења у ПС „Звездара 2“	87
6.3	Резултати мерења у ПС „Лиман“ у Новом Саду	88
6.3.1	ПС „Лиман“ – резултати мерења хидрауличких радних параметара	89
6.3.2	ПС „Лиман“ – резултати мерења вибрација у режиму „Р1“	92
6.3.3	ПС „Лиман“ – резултати мерења вибрација у режиму „Р2“	95
6.3.4	ПС „Лиман“ – резултати мерења вибрација у режиму „Р3“	98
6.3.5	ПС „Лиман“ – резултати мерења вибрација у режиму „Р5“	101
6.3.6	Анализа резултата мерења у ПС „Лиман“	104
7	ЗАКЉУЧАК	107
	ЛИТЕРАТУРА	110

Списак слика

Слика 2.1. Кавитација у конвергентно-дивергентном млазнику.	6
Слика 2.2. Зависност коефицијента почетне кавитације од Рејнолдсовог броја и количине нуклеуса у течности при опструјавању тела са полусферним врхом, пречника 3 cm (●), 4,5 cm (Δ) и 6 cm (□) (Keller, 1974)	8
Слика 2.3. Разлике температура ΔT_{ii} и притисака засићене паре Δp_{ii} парне и течне фазе у функцији температуре воде (Gülich, 2010)	11
Слика 2.4. Имплозија парног мехурића	12
Слика 2.5. Површинска оштећења услед кавитацијске ерозије на лопатицама радног кола полуаксијалне пумпе (Brennen, 1994)	14
Слика 2.6. Тешко оштећено седиште једног регулационог вентила као последица кавитацијске ерозије.	14
Слика 2.7. Карактеристичне криве кавитацијске ерозије (Szkodo, 2005)	15
Слика 2.8. Промена нивоа и фреквентног спектра буке у аксијалној пумпи са порастом интензитета кавитација (Lee, 1966)	18
Слика 2.9. Фреквентни спектар звучне снаге разводног вентила без ($\sigma = 0,523$) и са појавом кавитација (Martin et al., 1981)	18
Слика 2.10. Промена нивоа кавитацијског шума, величине кавитета и интензитета кавитацијске ерозије у зависности од кавитацијског коефицијента	19
Слика 2.11. Конструкције центрифугалних пумпи и основни радни и проточни елементи	22
Слика 2.12. Меридијански (а) и радијални (б) пресек једностепене центрифугалне пумпе, основне димензије и троуглови брзина	23
Слика 2.13. Места појаве кавитацијских оштећења у центрифугалним пумпама	24
Слика 2.14. Кавитација у близини улазне ивице лопатице радног кола	24
Слика 2.15. Распоред притисака дуж леђне и грудне стране лопатице радијалног радног кола	25
Слика 2.16. Појава рецикулације у радном колу центрифугалне пумпе при малим протоцима (Gülich, 2010, p. 201)	27
Слика 2.17. Вихорно струјање испред радног кола при протоцима пумпе много мањим од оптималног (Tillner and Lehmann, 1984)	28
Слика 2.18. Подни и зидни (кавитацијски) вртлози на усису утопне пумпе	29
Слика 2.19. Кавитација у унутрашњим заптивачима центрифугалних пумпи	29
Слика 2.20. Могућа места појаве одлепљивања струје течности и настанка кавитације на језичку спирале (Brennen, 1994, p. 74)	30
Слика 2.21. Кавитацијска оштећења на леђној (лево) и грудној (десно) страни лопатица	30
Слика 2.22. Кавитацијска оштећења у зони заптивног прстена	31
Слика 2.23. Кавитацијска оштећења у на језичку спирале на страни спирале (лево) и на страни излазног дифузора (десно)	31
Слика 2.24. Зачетак кавитацијских оштећења у усисном каналу	31

Слика 2.25. Развој кавитације и интензитета кавитацијске ерозије и критични кавитацијски коефицијенти при испитивању кавитацијских карактеристика центрифугалних пумпи	35
Слика 2.26. Типичне зависности карактеристичних кавитацијских коефицијената од протока за центрифугалне пумпе (Gulich, 2010, p. 276)	36
Слика 3.1. Одређивање вредности $NPSH_{cr}$ (а). Измерени нивои звучног притиска на 147 Hz при различитим протоцима (б) (Čudina and Prezelj, 2008)	42
Слика 3.2. Критичне вредности $NPSH$ према нивоима вибрација (VL) и звучног притиска (NL) за радно коло „R3LE“ при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ (Christopher and Kumarswamy, 2013)	43
Слика 3.3. Критичне кавитацијске резерве $NPSH_{3\%}$, $NPSH_{NLcr}$ и $NPSH_{VLcr}$ за радно коло „R3LE“ при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ (Christopher and Kumarswamy, 2013)	43
Слика 3.4. Зависности нивоа вибрација VL од кавитацијског коефицијента σ у различитим фреквентним доменама (Zhang et al., 2015)	44
Слика 3.5. Резултати испитивања индустријских пумпи са ужим и ширим прагом толеранције (* - без кавитације, () - почетна кавитација, + - развијена кавитација) (McKee et al., 2015)	45
Слика 4.1. ПС „Лиман“ у Новом Саду	46
Слика 4.2. Измерене радне карактеристике пумпе „Југотурбина ДХ 58-35“ (ДТД Хидроинвест, 1989)	47
Слика 4.3. Измерене радне карактеристике пумпи „Југотурбина ДХ 58-35“	48
Слика 4.4. ПС „Институт“ у Новом Саду	49
Слика 4.5. Радне карактеристике пумпи „KSB Etanorm M 150-400 M11“	49
Слика 4.6. ПС „Звездара 2“ у Београду	50
Слика 4.7. Каталожке радне карактеристике пумпе „Јастребац СЦП 150-500“	51
Слика 4.8. Мерне величине и шема мерења у ПС „Лиман“	52
Слика 4.9. Мерне величине и шема мерења у ПС „Институт“ и ПС „Звездара 2“	53
Слика 5.1. Манометар „Jokogawa EJA 530A“	59
Слика 5.2. Диференцијални манометар „Jokogawa EJA 510A“	59
Слика 5.3. Вагометар „Testo 511“	59
Слика 5.4. Оптички тахометар „Monarh ROS W“	61
Слика 5.5. Инфрацрвени термометар „KSB 380-EN-1“	62
Слика 5.6. Уређај за аквизицију мерних сигнала „RoTech Analog Acquisition Unit“	62
Слика 5.7. Анализатор вибрација „SKF Microlog CMVA 60“	63
Слика 5.8. Акцелерометар „Wilcoxon Research 780 B“	64
Слика 5.9. Испитне инсталације – мерење у ПС „Лиман“ у Новом Саду	65
Слика 5.10. Испитне инсталације – мерење у ПС „Звездара 2“ у Београду	66
Слика 5.11. Основни термини теорије грешака (ISO 5168:2005)	67
Слика 6.1. ПС „Институт“ – Радна тачка пумпе при кавитацијским испитивањима	76
Слика 6.2. ПС „Институт“ – каталожка и измерена кавитацијска резерва пумпе	76
Слика 6.3. ПС „Институт“ – кавитацијски дијаграм	76
Слика 6.4. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_1 – усис пумпе	77

Слика 6.5. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_1 – усис пумпе	77
Слика 6.6. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_2 – потис пумпе	78
Слика 6.7. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_2 – потис пумпе	78
Слика 6.8. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_3 – лежај пумпе	79
Слика 6.9. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_3 – лежај пумпе	79
Слика 6.10. ПС „Звездара 2“ – кавитацијски дијаграм	83
Слика 6.11. ПС „Звездара 2“ – каталошка и измерена кавитацијска резерва пумпе	83
Слика 6.12. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_1 – усис пумпе	84
Слика 6.13. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_1 – усис пумпе	84
Слика 6.14. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_2 – потис пумпе	85
Слика 6.15. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_2 – потис пумпе	85
Слика 6.16. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_3 – лежај пумпе	86
Слика 6.17. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_3 – лежај пумпе	86
Слика 6.18. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P1“	89
Слика 6.19. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P2“	90
Слика 6.20. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P3“	90
Слика 6.21. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P4“	90
Слика 6.22. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P5“	91
Слика 6.23. ПС „Лиман“ – измерене кавитацијске резерва пумпе	91
Слика 6.24. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_1 – усис пумпе	92
Слика 6.25. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_1 – усис пумпе	92
Слика 6.26. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_2 – потис пумпе	93

Слика 6.27. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_2 – потис пумпе	93
Слика 6.28. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе	94
Слика 6.29. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_3 – лежај пумпе	94
Слика 6.30. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_1 – усис пумпе	95
Слика 6.31. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_1 – усис пумпе	95
Слика 6.32. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_2 – потис пумпе	96
Слика 6.33. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_2 – потис пумпе	96
Слика 6.34. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе	97
Слика 6.35. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_3 – лежај пумпе	97
Слика 6.36. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P3“ на мерном месту V_1 – усис пумпе	98
Слика 6.37. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P3“, мерно место V_1 – усис пумпе	98
Слика 6.38. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P3“ на мерном месту V_2 – потис пумпе	99
Слика 6.39. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P3“, мерно место V_2 – потис пумпе	99
Слика 6.40. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P3“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе	100
Слика 6.41. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P3“, мерно место V_3 – лежај пумпе	100
Слика 6.42. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_1 – усис пумпе	101
Слика 6.43. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_1 – усис пумпе	101
Слика 6.44. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_2 – потис пумпе	102

Слика 6.45. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_2 – потис пумпе	102
Слика 6.46. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе	103
Слика 6.47. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_3 – лежај пумпе	103

Ознаке

b	Ширина радног кола пумпе [m]
c	Апсолутна брзина струјања [m/s]
c_m	Меридијанска компонента апсолутне брзине струјања [m/s]
$\cos\varphi$	Фактор снаге електромотора
c_u	Обимска компонента апсолутне брзине струјања [m/s]
CV_{rms}	Укупна кавитацијска ефективна вибрацијска брзина [mm/s]
d	Пречник [m]
e	Релативна мерна несигурност [%]
e_R	Релативна непоузданост мерења [%]
e_S	Релативна систематска грешка мерења [%]
f	Фреквенција [Hz]
g	Гравитационо убрзање [m/s ²]
H	Напор пумпе [J/N], [m]
h	Растојање у вертикалном правцу [m]
I	Јачина струје [A]
L	Латентна топлота [J/kg]
L_{cav}	Дужина кавитета [m]
m	Маса [kg]
n	Брзина обртања [min ⁻¹]
n	Број појединачних мерења
NL	Ниво звучног притиска (енг. „noise level“) [dB]
$NPSH$	Кавитацијска резерва [m]
$NPSH_{0\%}$	Кавитацијска резерва при почетку опадања напора пумпе [m]
$NPSH_{1\%}$	Кавитацијска резерва при паду напора пумпе од 1 % [m]
$NPSH_{3\%}$	Кавитацијска резерва при паду напора пумпе од 3 % [m]
$NPSH_{40.000}$	Потребна кавитацијска резерва пумпе за животни век радног кола од 40.000 h
$NPSHA$	Расположива кавитацијска резерва инсталације [m]
$NPSH_b$	Кавитацијска резерва при попуном губитку напора пумпе [m]
$NPSH_i$	Кавитацијска резерва на почетку кавитације у пумпи [m]
$NPSHR$	Потребна кавитацијска резерва пумпе [m]
n_{sq}	Специфична брзина обртања [-]
n_{ss}	Кавитацијска специфична брзина обртања [-]
p	Притисак [Pa]
p	Звучни притисак [Pa]
P	Потребна снага пумпе [W]
P_2	Електрична снага електромотора [W]

p_a	Атмосферски притисак [Pa]
p_g	Парцијални притисак гаса [Pa]
p_m	Натпритисак (манометарски притисак) [Pa]
p_v	Притисак засићене паре [Pa]
p_v	Потпритисак (вакуум-метарски притисак) [Pa]
Q	Проток [m^3/s]
q	Секундарни проток пумпе [m^3/s]
r, R	Радијус [m]
r_{cr}	Критични радијус нуклеуса [m]
Re	Рејнолдсов број
S	Сигурносни додатак на потребну кавитацијску резерву пумпе [m]
s	Стандардно одступање
t	Време [s]
t	Лучни корак лопатица радног кола пумпе [m]
T	Временски период [s]
t	Температура [$^{\circ}C$]
T	Температура [K]
u	Обимска брзина струјања [m/s]
U	Напон струје [V]
U, c	Брзина струјања [m/s]
V	Запремина [m^3]
v	Вибрацијска брзина [mm/s]
V_{cav}	Запремина кавитета [m]
VL	Ниво вибрација (енг. „vibration level“) [dB]
v_{rms}	Ефективна вибрацијска брзина [mm/s]
V_{rms}	Укупна ефективна вибрацијска брзина [mm/s]
$V_{rms,norm}$	Нормирана укупна ефективна вибрацијска брзина
w	Релативна брзина струјања [m/s]
Y	Напор пумпе [J/kg]
z	Геодезијска кота [m]
z	Број лопатица радног кола пумпе

Грчка слова

$\Delta(\cdot)$	Разлика
χ^2	Хи функција
α	Апсолутни струјни угао [$^{\circ}$]
β	Релативни струјни угао [$^{\circ}$]
β_L	Лопатични угао [$^{\circ}$]
ε	Релативна грешка [-]
γ	Површински напон [N/m]

η	Степен корисности пумпе [-], [%]
φ	Значица протока [-]
κ	Адијабатска константа [-]
λ	Значица снаге пумпе [-]
ρ	Густина течности [kg/m ³]
ρ_v	Густина паре [kg/m ³]
σ	Кавитацијски коефицијент [-]
$\sigma_{0\%}$	Кавитацијски коефицијент при почетку опадања напора пумпе [-]
$\sigma_{3\%}$	Кавитацијски коефицијент при паду напора пумпе од 3 % [-]
σ_b	Кавитацијски коефицијент при попуном губитку напора пумпе [-]
σ_{cr}	Критични кавитацијски коефицијент [-]
σ_{er}	Кавитацијски коефицијент на почетку кавитацијске ерозије [-]
σ_i	Коефицијент почетка кавитације [-]
ω	Угаона брзина обртања радног кола пумпе [rad/s]
ψ	Значица напора пумпе [-]

Индекси

$(\cdot)_1$	Односи се на улаз у лопатични канал радног кола пумпе
$(\cdot)_{1e}$	Односи се на највећи пречник на улазу у лопатични канал радног кола пумпе
$(\cdot)_2$	Односи се на излаз из радног кола пумпе
$(\cdot)_{em}$	Односи се на електромотор
$(\cdot)_I$	Односи се на улаз у пумпу
$(\cdot)_{II}$	Односи се на излаз из пумпе
$(\cdot)_k$	Односи се на радно коло пумпе
$(\cdot)_L$	Односи се на лопатице радног кола пумпе
$(\cdot)_{max}$	Максимална вредност
$(\cdot)_{min}$	Минимална вредност
$(\cdot)_{opt}$	Односи се на режим рада пумпе са максималним степеном корисности
$(\cdot)_p$	Односи се на грудну (притисну) страну лопатице радног кола пумпе
$(\cdot)_p$	Односи се на пумпу
$(\cdot)_{rec}$	Односи се на рецикулацију
$(\cdot)_s$	Односи се на леђну страну лопатице радног кола пумпе
$(\cdot)_{SF}$	Односи се на радни режим безударног струјања на улазу лопатични канал
$(\cdot)_t$	Означавача тотални притисак

1 УВОД

Кавитација представља један од главних погонских проблема са којим се суочавају хидраулички системи уопште, а посебно хидрауличке машине (пумпе, турбине, пропелери итд.) и арматура (регулациони и други вентили). Ово пре свега због последица, по правилу негативних, које прате појаву кавитације: ерозија материјала, дерогација радних карактеристика опреме, нестабилан рад, бука и вибрације.

У случају центрифугалних пумпи, које су у фокусу истраживања у оквиру докторске дисертације, један од два процентуално најчешћа узрока трајног испада пумпи из погона у пумпним системима у Србији, према личном искуству докторанта, јесу управо тешка оштећења виталних делова пумпи услед кавитацијске ерозије¹.

Стандардни машински материјали од којих се израђују радна кола и проточни делови пумпи могу да буду мање или више отпорни на кавитацијску ерозију, али нема таквих који могу дуго-трајно да издрже кавитацијско дејство. У том смислу основни начин борбе против кавитације у центрифугалним пумпама је спречавање њеног настанка.

Инжењерски прорачун опасности од рада пумпе у недопуштеном кавитацијском режиму своди се на познавање потребне кавитацијске резерве пумпе ($NPSHR$) и расположиве кавитацијске резерве инсталације ($NPSHA$). Услов бескавитацијског рада пумпе је $NPSHA > NPSHR$, у читавој очекиваној радној области.

Расположива кавитацијска резерва инсталације ($NPSHA$) зависи искључиво од погонских услова на усисној страни пумпе и срачунава се применом основних једначина механике флуида. Са друге стране, потребна кавитацијска резерва ($NPSHR$) је радна карактеристика пумпе и одређује се експерименталним путем – мерењем у односу на неки унапред задати кавитацијски критеријум.

Стандардно, као кавитацијски критеријум користи се регистрован пад напора пумпе од 3 % услед кавитацијског дејства ($NPSHR = NPSH_{3\%}$). Другим речима, радна карактеристика $NPSHR(Q)$, коју дају произвођачи пумпи, представља нето позитивну специфичну енергију на усису пумпе при којој пумпа ради у режиму кавитације која је већ толико развијена да знатно погоршава њене основне радне карактеристике. Из тог разлога, овако добијена кавитацијска резерва, по правилу се увећава за одговарајући сигурносни додаток S , који често дефинише сам произвођач, а у зависности од типа пумпе и материјала радног кола. Услов бескавитацијског рада пумпе тако постаје $NPSHA > NPSHR + S$.

Нажалост овај општеприхваћени начин прорачуна има озбиљне недостатке који, ако се не сагледају правилно, могу да доведу до погрешних закључака и озбиљних последица по пумпу и

¹ Други најчешћи узрок је хаварија пумпе услед нерегистрованог рада пумпе „на суво“, односно без воде. Напомиње се да је овде реч је о пумпним системима који раде са чистом водом.

пумпни систем (Schiavello and Visser, 2009). Најозбиљнији недостатак произилази из самог начина на који је дефинисана потребна кавитацијска резерва $NPSHR = NPSH_{3\%}$. Наиме. када кавитација почне мерљиво да утиче на напор који остварује пумпа, она је већ толико развијена да захвата велике површине лопатица радног кола, а интензитет кавитацијске ерозије је већ превазишао свој максимум (који се обично региструје око $NPSHA = NPSH_{0\%}$, односно у режиму у којем кавитација тек почиње да утиче на напор пумпе). Сам почетак кавитације дешава се при вредностима $NPSHA = NPSH_i$ које су неколико пута више од $NPSH_{3\%}$, при чему се карактеристични односи $NPSH_{0\%}/NPSH_{3\%}$ и $NPSH_i/NPSH_{3\%}$ мењају при протоцима који су мањи или већи од оптималног протока Q_{opt} који одговара максималном степену корисности пумпе.

Са друге стране, сигурносни додатак S који треба да надомести „мањак“ потребне кавитацијске резерве, многи произвођача пумпи или уопште не дефинишу или евентуално дају уопштenu константу $S \geq 0,5$ m. Како показују многобројни примери из праксе, овакав приступ може да доведе у заблуду пројектанте пумпних система, посебно ако пумпа треба да ради у ширем опсегу протока око Q_{opt} .

Од осталих проблема који оптерећују услов бескавитацијског рада $NPSHA > NPSHR + S$ треба споменути непостојање довољно тачног метода за прерачунавање карактеристике $NPSHR$ у условима променљиве брзине обртања пумпе, као и немогућност да се специфичне карактеристике радне течности, које битно утичу на настанак и развој кавитације (пре свега концентрација и спектар присутних нуклеуса из којих настају парни мехурићи), адекватно дефинишу и измере.

Наведени проблеми указују да постоји потреба за дефинисањем поузданог метода за ефикасну детекцију кавитацијских режима у центрифугалним пумпама у реалним радним условима, посебно када је реч о пумпама од којих зависи рад сложених и одговорних система какви су градски водоводи, системи даљинског грејања, расхладни системи, системи за напајање котлова у термоелектранама и слично. Јасно је да овакав метод не може да се базира само на мерењу хидрауличких радних параметара пумпе, него мора бити усмерен на мерење и анализу других феномена који се јављају при раду пумпе у кавитацијским режимима. Као један од могућих избора намећу се вибрације на кућишту пумпе.

Кавитацијски шум неизбежан је пратилац кавитације без обзира на њен интензитет, место настанка и појавни облик. Кавитација и кавитацијски шум показују врло изражену међузависност, због чега се овом феномену већ дуго посвећује велика пажња када су у питању детекција и анализа кавитације у центрифугалним пумпама и хидрауличким машинама уопште. Као и сваки други звук, и кавитацијски шум представља поремећаје притиска који се простиру кроз еластичну средину. Поремећаји притиска ударају о чврсте границе проточног тракта пумпе изазивајући при томе вибрације тих граница (нпр. кућишта пумпе). Како показују резултати многобројних публикованих истраживања, ове кавитацијски индуковане вибрације, такође показују карактеристичан тренд промене са порастом интензитета кавитације, врло сличан тренду који се региструје у случају кавитацијског шума.

Мерење вибрација је један од стандардних и широко примењиваних метода за оцену стања центрифугалних пумпи и ротационе опреме уопште. Такође, мерење вибрација је много практичније и приступачније од мерења звучног притиска у унутрашњости струјног тракта пумпе, посебно у реалним радним условима. Из тих разлога, вибродијагностика као метод за детекцију кавитације намеће се као разуман избор, првенствено када су питању хидрауличке машине.

Међутим, методе мерења вибрација мање су поуздане од директног мерења кавитацијског шума, пре свега зато што на вибрације утичу облик и материјал кућишта машине и што је мерни сигнал по правилу маскиран вибрацијама које потичу из механичких, хидрауличких и електромагнетних извора.

Теоријска, а пре свега експериментална истраживања, која су спроведена у оквиру дисертације, управо имају за циљ да се дефинише оптималан скуп мерних параметара вибрација који би недвосмислено указивао на појаву и развој кавитације у центрифугалним пумпама. Један од таквих параметара, назван „нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине“, предложен је у оквиру ове докторске дисертације.

Експериментални део истраживања обављен је у три пумпне станице које раде у градским водоводима Новог Сада (ПС „Лиман“ и ПС „Институт“) и Београда (ПС „Звездара 2“). Испитивања су обављена у сарадњи са стручњацима локалних комуналних предузећа која управљају овим пумпним станицама: ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад и ЈКП „Београдски водовод и канализација“. У свакој пумпној станици испитана је по једна пумпа, у реалним радним условима. На све три пумпе, паралелно су мерени хидраулички радни параметри и вибрације на одабраним тачкама на кућиштима пумпи. Примењене су класичне методе мерења како вибрација тако и хидрауличких радних параметара пумпи. Добијени резултати накнадно су обрађени применом уобичајених програмских пакета за табеларна израчунавања.

Текст дисертације подељен је у седам поглавља:

1. Увод.
2. Појам кавитације, кавитација у центрифугалним пумпама и кавитацијски параметри.
3. Кавитацијски шум и вибрације као критеријум за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама – тренутно стање истраживања.
4. Програм експерименталних истраживања кавитације у центрифугалним пумпама.
5. Опис мерне опреме и процена мерне не.
6. Приказ резултата експерименталних испитивања и анализа резултата.
7. Закључак.

У поглављу „2. Појам кавитације, кавитација у центрифугалним пумпама и кавитацијски параметри“ дат је теоријски увод неопходан за разумевање феномена кавитације, њеног настанка и развоја, као и најважнијих последица које прате појаву кавитације у хидрауличким системима: кавитацијске ерозије и кавитацијског шума и вибрација. Дат је кратак преглед основних типова центрифугалних пумпи са освртом на основне параметре који карактеришу рад ових машина. Посебно су обрађене специфичности које карактеришу појаву кавитације у центрифугалним пумпама и дефинисани су основни кавитацијски параметри који су коришћени у дисертацији. На крају поглавља дат је критички осврт на проблематику важећег прорачуна бескавитацијског рада пумпи.

У поглављу „3. Кавитацијски шум и вибрације као критеријум за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама – тренутно стање истраживања“ дат је преглед доступних научних и стручних радова који су објављени у последњих 10 година на тему детекције и анализе појаве кавитације у центрифугалним пумпама применом акустичких и вибродијагностичких метода.

У поглављу „4. Програм експерименталних истраживања кавитације у центрифугалним пумпама“, дефинисана је основна хипотеза која треба да се докаже експерименталним истраживањима. Описани су погонски услови у пумпним станицама у којима су вршена мерења и дефинисане су мерне инсталације и мерне величине које су мерене током испитивања. У оквиру овог поглавља дефинисани су параметри који се могу добити из мерног сигнала вибрација, а који указују на настанак и развој кавитације у центрифугалним пумпама, укључујући ту и параметар $V_{rms, norm}$ (нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине), који је предложен у оквиру докторске дисертације. На крају овог поглавља дат је кратак осврт на проблематику испитивања пумпи у реалним радним условима.

У поглављу „5. Опис мерне опреме и процена мерне несигурности“ приказана је коришћена мерна опрема, дате су основне техничке карактеристике опреме и процењена је мерна несигурност мерења хидрауличких величина и мерења вибрација.

У поглављу „6. Приказ резултата експерименталних испитивања и анализа резултата“ представљени су карактеристични резултати који су добијени паралелним мерењем хидрауличких радних параметара испитиваних пумпи и вибрација на кућиштима пумпи и анализирани су добијени резултати.

У поглављу „7. Закључак“ сумирани су резултати спроведених теоријских и експерименталних истраживања, изведени су одговарајући закључци и дате су смернице за наставак истраживања.

2 ПОЈАМ КАВИТАЦИЈЕ, КАВИТАЦИЈА У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА И КАВИТАЦИЈСКИ ПАРАМЕТРИ

2.1 ПОЈАМ КАВИТАЦИЈЕ

Кавитација је динамички процес у струји течности који се карактерише настајањем и растом парних мехурића када статички притисак у струјном току локално опадне испод притиска засићене паре за дату температуру. Ношени струјом, парни мехурићи доспевају у подручје вишег притиска, где нагло нестају. Нестанак (или имплозија, колапс) парних мехурића практично је тренутан, услед чега се околна течност великом брзином урушава у настали празан простор (лат. „cavitas“ = шупљина, празнина).

Феномен кавитације предвидео је још половином XVIII века Ојлер (Euler, 1754), у оквиру његове теорије турбомашина (тј. машина које се покрећу уз помоћ воде). Стварну кавитацију први су открили и истражили Барнаби и Парсонс (Barnaby, Parsons, 1893), када су утврдили да је узрок хаварије пропелера једног, за ондашње време супер брзог, британског бојног брода (HMS Daring), формирање парних мехурића на лопатицама пропелера. Развој брзих бродова пропелерне пропулзије уједно је означио и почетак великог интереса истраживача за проблем кавитације, који је касније продубљен наглим развојем водних турбина. Саму реч кавитација први је употребио Фруд (Froude, 1895), при опису овог феномена, док је Рејли (Rayleigh, 1917) поставио теоријске основе за решавање проблема колапса празне каверне унутар велике масе воде. Од тада је објављено више од десет хиљада радова и неколико књига на тему кавитације. И поред тога овај феномен је и даље у много чему непознаница и предмет многобројних истраживања.

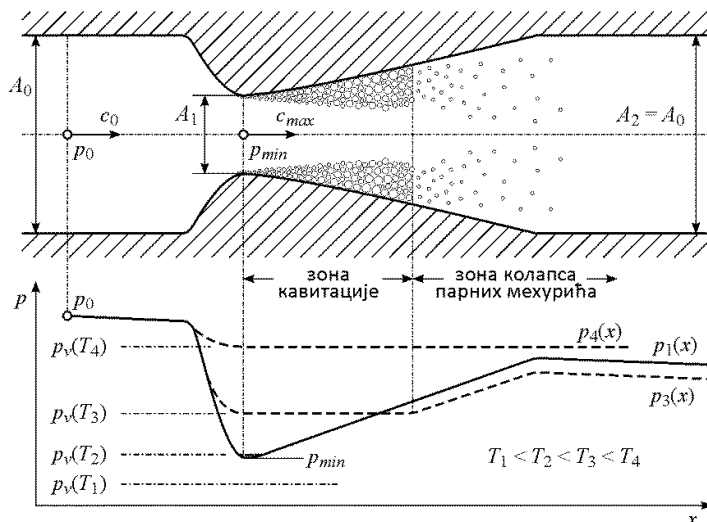
Данас је опште прихваћено да кавитацију треба разликовати од кључања, иако је сам процес испаравања, односно настајања парних мехурића, у основи врло сличан у оба случаја. Тако се под кавитацијом подразумева настанак двофазног тока у струји течности када, при приближно константној температури, притисак падне испод притиска засићене паре за ту температуру. Под кључањем се подразумева процес настајања парних мехурића у течности када јој се температура подигне изнад температуре кључања при датом притиску (Brennen, 1995, Li, 2000).

Са друге стране, са становишта последица појаве кавитације у хидрауличким системима, битно је да се нагласи да кавитација, поред настајања двофазног тока, подразумева и његово нагло нестајање, када се за то створе услови.

Ностанак и развој кавитације најлакше је објаснити на примеру струјања течности кроз конвергентно-дивергентни млазник, приказан на слици 2.1. За познату геометрију, промена статичког притиска дуж осе млазника $p(x)$ може се одредити применом Бернулијеве једначине. Највећа брзина струјања (c_{max}), односно најнижи притисак (p_{min}), јављају се у најужем пресеку. Једноставности ради, при идентичним условима на почетку млазника (p_0, c_0), посматраће се струјање исте течности при четири различите температуре $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$, којима одговарају

притисци засићене паре $p_v(T_1) < p_v(T_2) < p_v(T_3) < p_v(T_4)$. У првом случају је $p_{min} > p_v(T_1)$, нема услова за испаравање течности и формирање парних мехурића, па нема ни кавитације.

У случају да је статички притисак тек нешто нижи од притиска засићене паре ($p_{min} \cong p_v(T_2)$), појављују се незнатне количине ситних парних мехурића, који брзо доспевају у зону вишег притиска, где нагло ишчезавају – „почетна кавитација“.



Слика 2.1. Кавитација у конвергентно-дивергентном млазнику.

При притиску засићене паре $p_v(T_3)$, зона у којој је статички притисак нижи од притиска засићене паре заузима готово половину дужине дивергентног дела млазника. У овој области долази до интензивног и непрекидног настајања и раста парних мехурића, који испуњавају знатан део струјног простора формирајући велику кавитацијску зону (кавитет, или кавитацијска каверна). Кавитет сужава проточни простор и мења слику струјања у читавом млазнику, због чега се повећавају хидраулички губици. Овакво стање назива се „развијена кавитација“.

У делу струјног тока у којем статички притисак поново постаје виши од притиска засићене паре ($p_3(x) > p_v(T_3)$), пара врло брзо кондензује, долази до имплозије парних мехурића и кавитет се нагло прекида. При имплозији парних мехурића, локално (и краткотрајно) развијају се врло високи притисци и температуре, што може да доведе до поновног стварања нових парних мехурића, па чак и читавих „облака“ мехурића, који опет брзо ишчезавају. Овај процес може да се понови више пута у струјном току иза кавитета.

Даљим повишењем температуре флуида/ притиска засићене паре, односно аналогно – снижавањем статичког притиска у струји течности, кавитет расте заузимајући све већи део струјног простора. При $p_v(T_4)$, нема услова за кондензацију паре течности у дифузору, па се двофазни ток наставља у читавом низструјном току иза млазника.

Треба нагласити да је кавитација изразито нестационаран и стохастички феномен, на који утиче велики број параметара, о чему ће бити више речи у наредним поглављима. Примера ради, као што показују многобројни експерименти и резултати добијени нумеричким прорачунима, при одређеним хидрауличким условима и релативно малим угловима ширења дивергентног дела млазника, струјни пресек у којем долази до колапса кавитета ($p_3(x) > p_v(T_3)$) није стабилан, него (врло брзо) осцилује између нека два крајња положаја. На тај начин, дужина кавитета се

непрекидно мења, што за последицу има изразито осцилаторни карактер протока кроз млазник. У том смислу, промене струјних параметара у кавитацијским режимима, које су приказане на слици 2.1 – веома су поједностављене.

2.1.1 ЗАЧЕТАК И РАЗВОЈ КАВИТАЦИЈЕ У СТРУЈНОМ ТОКУ

Уобичајено је да се каже да кавитација започиње, односно да парни мехурићи почињу да настају када статички притисак на неком месту у струјном току опадне до притиска засићене паре за дату течност и температуру. Међутим, чак и ако се занемаре практични аспекти проблема детекције зачетка кавитације, ова тврдња није сасвим тачна.

Наиме, познато је да парни мехурићи настају из иницијалних језгара (нуклеуса, клица), када се за то створе одговарајући термодинамички услови. Нуклеуси су микроскопски мали мехурићи, пречника од 1 μm до 100 μm , испуњени молекулима паре и нерастворених гасова, који на неки начин опстају у течности². Притисак у нуклеусу p_B једнак је суми парцијалних притиска гаса p_g и паре течности p_v . У равнотежи, овај притисак мора бити виши од притиска околне течности p због постојања површинског напона γ : $p_B - p = (p_v + p_g) - p = 2\gamma/r$, где је r радијус нуклеуса.

Уколико се у нуклеусу налази само пара, да би дошло до испаравања течне фазе на његовој граници, односно до раста нуклеуса, притисак околног флуида мора да опадне испод вредности $(p_v - 2\gamma/r_{cr})$, где је r_{cr} критични радијус нуклеуса, односно минимални радијус који нуклеус може да има да би почео да расте. Критични радијус обрнуто је пропорционалан разлици притисака парне и течне фазе. Што је притисак у течности нижи, то је већи број нуклеуса радијуса већег од критичног ($r > r_{cr}$), који почињу да расту.

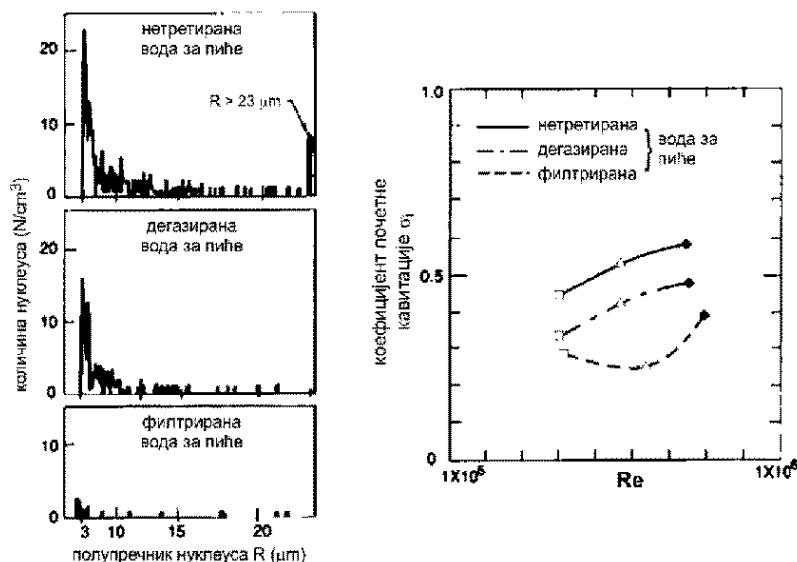
Иницирани нуклеуси расту до неке коначне величине, тј. радијуса парног мехурића. Иако је овај процес веома брз, готово експлозиван, за достизање крајње величине мехурића потребно је одређено коначно време. Највећи радијус који мехурић може да достигне и потребно време раста директно зависе од разлике притисака у мехурићу и околној течности, а не зависе од величине почетног нуклеуса. Што је локални притисак у струјном току нижи и што је зона у којој влада ниски притисак дужа, то ће број и величина насталих парних мехурића бити већи, односно хидродинамички интензитет кавитације расте (Gulich, 2010, p. 262).

Уколико се, поред паре, у нуклеусу налазе и молекули гаса (нпр. ваздуха), притисак у струјном току мора да опадне испод вредности $(p_v + p_g - 2\gamma/r_{cr})$ да би дошло до испаравања, односно настајања парних мехурића. Другим речима, присуство гаса у нуклеусима подиже вредност

² Одређени гас може да се раствори у одређеној течности само до одређене концентрације, што зависи од притиска и температуре. Теоријски, у незасићеној течности, мехурићи гаса не би могли да опстану. Већи мехурићи испливали би на површину услед силе потиска, док би мањи, временом, морали да се потпуно растворе. Искуство ипак говори супротно – у реалним условима у течностима увек постоје микро-мехурићи испуњени нераствореним гасовима (нуклеуси). Постоји неколико теоријских модела који покушавају да објасне ову појаву. Једна група модела базирана је на претпоставци да се молекули гаса адсорбују око неоквашених ситних механичких нечистоћа које су присутне у течности (нпр. зрнаца прашине), или пак око неравнина и микро-пукотина на граничним површинама струјног тока. Друга група модела претпоставља да постоји стална „производња“ нуклеуса услед космичког зрачења, док трећа група модела одговорност за опстанак гасних нуклеуса у незасићеној течности приписује постојању органских нечистоћа, које формирају опну око довољно малих мехурића, која не дозвољава даљи транспорт молекула гаса према околној течности (видети нпр. Leighton, 1994, p. 76-77).

притиска при којем долази до кавитације. Ако је концентрација нерастворених гасова у течности таква да је парцијални притисак гаса довољно висок ($p_g > 2\gamma/r_{cr}$), до кавитације може доћи и на притисцима који су виши од притиска засићене паре течности³.

На основу приказане анализе, јасно је да процес зачетка и настајања кавитације у струјном току суштински зависи од количине, величине и састава присутних кавитацијских нуклеуса. Илустрације ради, на слици 2.2 приказани су резултати мерења зачетка кавитације при опструјавању тела са полусферним врхом, за три различита степена чистоће воде (Keller, 1974).



Слика 2.2. Зависност коефицијента почетне кавитације од Рејнолдсовог броја и количине нуклеуса у течности при опструјавању тела са полусферним врхом, пречника 3 cm (●), 4,5 cm (Δ) и 6 cm (□) (Keller, 1974)

На дијаграмима на левој страни слике 2.2 дати су хистограми броја и величине нуклеуса у јединици запремине воде за непречишћену, дегазирану и филтрирану воду за пиће. На дијаграму на десној страни дата је зависност бездимензијског коефицијента почетка кавитације σ_i од Рејнолдсовог броја, за сва три степена чистоће воде.

Кавитацијски коефицијент је бездимензијски параметар који се често користи за анализу кавитацијских режима. Најчешће се дефинише изразом:

$$\sigma = \frac{p_0 - p_v(T_0)}{\frac{1}{2}\rho(T_0)U_0^2} \quad (2.1)$$

где су p_0 и U_0 притисак и брзина струјања у погодном одабраној, референтној тачки струјног тока (нпр. p_0 и c_0 на слици 2.1), $p_v(T_0)$ је притисак засићене паре течности за температуру у референтној тачки (која се сматра константом у читавом струјном току), а $\rho(T_0)$ је густина течности.

³ Треба нагласити да практично све радне течности у техничким системима садрже одређену количину нерастворених гасова. Штавише, снижавањем статичког притиска у струјном току, количина нераствореног гаса расте (гасна кавитација). У том смислу, када до кавитације дође, у насталим мехурићима поред паре течности увек се налази и нешто гаса, па је уместо израза „парни мехурић“ исправније користити израз „парно-гасни мехурић“.

Вредност кавитацијског коефицијента за притисак p_0 , при којем почиње кавитација на неком месту у струјном току, назива се коефицијент почетка кавитације и означава се са σ_i .

Као што се види из дијаграма на слици 2.2, вредност коефицијента почетка кавитације σ_i драстично се мења у зависности од степена чистоће течности. Лако се да срачунати да је при највећој измереној разлици σ_i (за $Re \approx 5 \times 10^5$), притисак при којем почиње кавитација у случају дегазиране воде за око 50-55 % нижи него у случају да вода није третирана. Према томе, што је течност чистија и што је у њој мања количина нествореног гаса, вредност коефицијента почетка кавитације је нижа, односно кавитација започиње при нижим притисцима. У случају да у течности нема никаквих примеса, ни чврстих ни гасовитих, до кавитације не би ни долазило, са обзиром да не би постајали довољно велики нуклеуси из којих би могли да се развију парни мехурићи⁴.

Са обзиром на њихову кључну улогу у процесу настанка кавитације у струјним токовима, било каква кавитацијска испитивања морала би да буду праћена одговарајућим мерењима броја и величине присутних кавитацијских нуклеуса у течности. Нажалост, то по правилу није случај, пре свега зато што су таква мерења технички веома сложена и захтевају скупу и компликовану опрему⁵. Из тог разлога, обично се захтева да се приликом кавитацијских испитивања контролише само садржај присутних гасова у течности. Међутим, у пракси се често дешава да је и овај податак изостављен.

Сем од броја и величине присутних кавитацијских нуклеуса у течности, настанак кавитације (тј. вредност коефицијента почетка кавитације σ_i) и њен ток, зависе од многих других фактора. Навешће се само најважнији.

Рејнолдсов број (Re) један је од најзначајнијих параметара који утичу на настанак кавитације, што се може видети и на дијаграму $\sigma_i = \sigma_i(Re)$ слици 2.2. Са једне стране, од Рејнолдсовог броја зависе хидраулички губици услед трења, односно минимални притисак који ће се појавити у струјном току, што се директно одражава на коефицијент почетка кавитације σ_i . Са друге стране, Рејнолдсов број утиче на режим струјања, посебно у граничном слоју изнад чврстих површина, што је тесно повезано са условима за појаву одлепљивања флуидне струје и настанак вртлога. У центру вртлога притисак може бити знатно нижи од средњег притиска у основној струји течности, па се могу добити више вредности за σ_i него да одлепљивања флуидне струје и стварања вртлога нема. Када кавитација настане, кретање и облик парних мехурића такође зависе од вредности Re . Према томе, Рејнолдсов број утиче практично на све фазе развоја кавитације.

Квалитет, односно храпавост граничних површина одражава се на хидрауличке губитке услед трења, односно на пад притиска дуж струјног тока. Већа релативна храпавост има за последицу већи пад притиска, тј. вишу вредност коефицијента почетка кавитације σ_i . Такође, квалитет граничних површина утиче на бројност и величину кавитацијских нуклеуса који настају у површинским микро-пукотинама. Треба ипак истаћи да на вредност σ_i много већи утицај има постојање кавитацијских нуклеуса у слободној струји течности него оних на граничним површинама.

⁴ У потпуно чистој течности, радијус кавитацијског нуклеуса теоријски би био реда величине међумолекулских растојања (нпр. око 10^{-10} m), па би унутрашњи напон који треба савладати да би дошло до испаравања ($\Delta p = p_v - p = 2\gamma/r_{cr}$) био огроман, реда величине 10^4 bar (Brennen, 1995).

⁵ Преглед метода мерења количине присутних кавитацијских нуклеуса у течности може се наћи радovima Билета (Billet, 1985) и Каца и др. (Katz et al. 1984).

Облик/ геометрија струјног простора (проточног канала или опструјаваног тела) одражава се на хидрауличке губитке, облик дијаграма промене притиска, вредност минималног притиска и величину зоне ниског притиска, у којој могу настати услови за појаву кавитације (за задате граничне услове). Облик граничних површина утиче и на појаву одлепљивања флуидне струје и настанак вртлога, чије постојање, као што је већ речено, може да има за последицу више вредности коефицијента почетка кавитације σ_i .

Кинематика струјања у специфичним тачкама струјног тока, може битно да утиче на низструјну слику и распоред притисака, а самим тим и на услове за почетак и развој кавитације. Типичан пример је улаз у лопатично коло турбомашина. У зависности од правца вектора брзине струјања испред улазне ивице лопатице, могу се појавити различити облици вртлога и на леђној и на грудној страни лопатице. Када се за то створе услови, унутар ових вртлога може доћи до развоја кавитације, чак и ако је околни притисак знатно виши од притиска засићене паре течности.

Температура течности, као очигледно битан параметар за настанак кавитације, узета је у обзир преко вредности притиска засићене паре $p_v(T_0)$, у изразу (2.1), којим је дефинисан кавитацијски коефицијент σ . Са порастом температуре T_0 , расте вредност $p_v(T_0)$, али мора да расте и притисак p_0 , при којем кавитација започиње, тако да би коефицијент почетка кавитације σ_i требало тек незнатно да се мења, због промене вискозности и густине течности са температуром. Ипак, искуство и многобројни експерименти показују да се са променом температуре течности, вредност σ_i мења много више него што би се то могло очекивати само на основу зависности густине и вискозности од температуре. Штавише, са порастом температуре, вредност σ_i опада, као да виша температура „кочи“ зачетак и развој кавитације у струјном току.

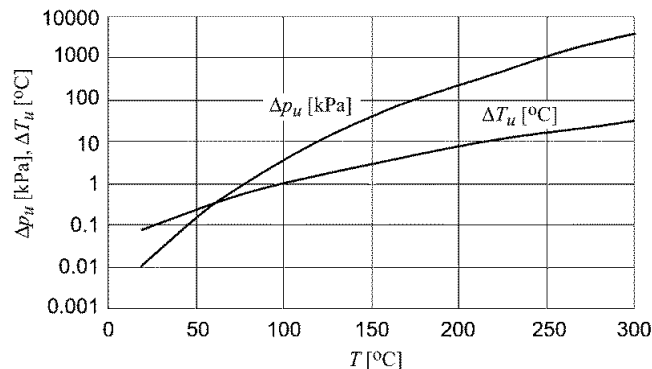
Овај, наизглед парадоксалан резултат, може се објаснити упрошћеном анализом раста усамљеног нуклеуса, када он доспе у зону притиска нижег од притиска засићене паре. Уколико је радијус нуклеуса већи од критичног, он ће почети да расте на рачун испаравања течности на његовој површини. Ако мехурић расте неком брзином, мора постојати одговарајући масени проток паре ка његовој унутрашњости, за шта је неопходно обезбедити одговарајућу количину топлоте (латентна топлота) у јединици времена (топлотни проток/флукс). Ова количина топлоте преноси се конвекцијом и кондукцијом из течности која окружује мехурић ка његовој површини, што захтева неку коначну разлику температура ΔT_u , за коју температура унутар мехурића мора бити нижа од температуре околне течности. Због разлике температура, притисак засићене паре унутар мехурића мора бити нижи од притиска засићене паре околне течности за неко Δp_u , сагласно (линеаризованој) Клаузијус-Клапејроновој (Clausius-Clapeyron) једначини:

$$\frac{\Delta p_u}{\Delta T_u} = \frac{p_v(T_\infty) - p_v(T_B)}{T_\infty - T_B} = \frac{\rho_v(T_\infty)}{1 - \frac{\rho_v(T_\infty)}{\rho}} \frac{L(T_\infty)}{T_\infty} \cong \frac{\rho_v(T_\infty)L(T_\infty)}{T_\infty} \quad (2.2)$$

где су $p_v(T_\infty)$ и $p_v(T_B)$ притисци засићене паре на температури околне течности (T_∞) и у мехурићу (T_B), $\rho_v(T_\infty)$ и ρ су густине паре и течности ($\rho_v \ll \rho$), а $L(T_\infty)$ је латентна топлота испаравања.

Ако се сада посматрају два идентична нуклеуса, један на „ниској“, а други на „високој“ температури, због много веће густине паре на високој температури (и притиску), масени проток испаравања, који је неопходно остварити да би мехурић на високој температури растао истом брзином као мехурић на ниској температури, мора бити знатно већи. Потребан топлотни проток

из околне течности ка површини мехурића такође мора бити већи, па ће разлике температура ΔT_u и притисака засићене паре Δp_u унутар мехурића и у околној течности бити знатно веће на вишим температурама, него на нижим, што је илустровано на слици 2.3.



Слика 2.3. Разлике температура ΔT_u и притисака засићене паре Δp_u парне и течне фазе у функцији температуре воде (Gülich, 2010)

Према томе, на вишим температурама, да би кавитација започела, статички притисак у струјном току мора више да опадне испод притиска засићене паре него при нижим температурама, због чега коефицијент почетка кавитације σ_i опада. Што је још важније, висока температура успорава и ограничава раст парног мехурића. Због тога се коначни радијус који мехурић може да достигне смањује, а потребно време које мехурић мора да проведе у зони ниског притиска да би достигао крајњу могућу величину расте. Према томе, на вишим температурама, формирају се мањи мехурићи и мањи број мехурића него на ниским температурама, за идентичне струјне услове.

Када је у питању вода, обично се сматра да утицај температуре на појаву кавитације не би требало да се занемари за температуре које су више од 70-100 °C, зависно од примене.

2.1.2 ИМПЛОЗИЈА ПАРНИХ МЕХУРИЋА

Имплозија парних мехурића настаје када они, ношени струјом течности, из зоне у којој је статички притисак нижи од притиска засићене паре за дату температуру, доспеју у зону вишег притиска (слика 2.1). Равнотежа парне и течне фазе се губи, пара унутар мехурића нагло кондензује, услед чега се, под притиском околне течности, спољашња граница мехурића урушава великом брзином. Под претпоставком да је мехурић облика идеалне сфере радијуса R (слика 2.4.а), да се у њему поред паре налази и нешто гаса, чији је парцијални притисак p_g , те да се утицаји температуре, вискозности и стишљивости течности могу занемарити, брзина $\dot{r} = dr/dt$ којом се радијус мехурића смањује током имплозије, може да се процени из упрошћене Рејли-Плесеове (Rayleigh-Plesset) једначине (Brennen, 1995, p. 42):

$$\dot{r} \cong -\left(\frac{R}{r}\right)^{\frac{3}{2}} \left[\frac{2(p - p_v)}{3\rho} + \frac{2\gamma}{\rho R} - \frac{2p_g}{3(\kappa - 1)\rho} \left(\frac{R}{r}\right)^{3(\kappa - 1)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

где је p статички притисак течности у околини мехурића. Са обзиром да је имплозија мехурића врло брз процес, претпоставља се да се гас у мехурићу сабија приближно адијабатски, па је κ одговарајућа адијабатска константа гаса.

За мале количине гаса, први члан у загради у једначини (2.3) доминантан је у односу на преостала два, тако да брзина смањивања радијуса мехурића расте пропорционално са $1/r^{3/2}$, све док последњи члан у загради не достигне вредност која је упоредива са вредношћу прва два члана. Након тога, брзина смањивања мехурића почиње нагло да опада, док се не достигне минимални радијус:

$$R_{min} = R \left[\frac{p_g}{(\kappa - 1) \left(p - p_v + \frac{3\gamma}{R} \right)} \right]^{\frac{1}{3(\kappa-1)}} \quad (2.4)$$

У зависности од величине почетног мехурића, разлике притисака ($p - p_v$) и количине гаса, радијус мехурића на крају имплозије може да буде веома мали, чак знатно мањи од 1 μm . Време трајања имплозије ($R \rightarrow R_{min}$), мери се милсекундама, а брзина урушавања граница мехурића достиже брзину звука у течности⁶.



Слика 2.4. Имплозија парног мехурића

Сагласно претпоставци о адијабатској промени стања, притисак и температура гаса у мехурићу радијуса $r = R_{min}$, достижу максималне вредности:

$$p_{max} = p_g \left[\frac{(\kappa - 1) \left(p - p_v + \frac{3\gamma}{R} \right)}{p_g} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.5)$$

$$T_{max} = T \left[\frac{(\kappa - 1) \left(p - p_v + \frac{3\gamma}{R} \right)}{p_g} \right] \quad (2.6)$$

где је T температура гаса на почетку имплозије.

Из израза (2.5) и (2.6) следи да локални притисак и температура који се развијају у остатку мехурића директно зависе од разлике притисака у течности и мехурићу на почетку имплозије, док присуство гаса има „амортизујуће“ дејство.

Из претходне анализе јасно је да парцијални притисак гаса битно утиче на ток и последице имплозије парног мехурића. Стога је важно да се нагласи да је, у условима развијене кавитације, парцијални притисак гаса у мехурићу обично веома низак. Примера ради, парцијални

⁶ Треба ипак приметити да када се брзина урушавања граница мехурића приближи брзини звука, ефекти стишљивости течности не могу да се занемаре, па математички модел дефинисан једначином (2.3) престаје да важи.

притисак гаса у мехурићу чији је радијус 100 пута већи од радијуса почетног нуклеуса, што је неки типичан однос за кавитацијске токове, био би 10^6 пута нижи од парцијалног притиска гаса у нуклеусу пре почетка кавитације. У том смислу, локални притисци, температуре и максималне брзине течности, који се развијају током имплозије мехурића, директно су пропорционални величини (тј. радијусу R) коју је мехурић достигао у фази развоја кавитације.

Због усвојених упрошћења, вредности максималних притисака, температура и брзина, које се добијају из израза (2.5), (2.6) и (2.3), врло су велике и треба их схватити као потенцијално највеће могуће вредности. У реалним условима, термодинамички ефекти, вискозност и стишљивост течности, а нарочито појава дифузије гаса из течности ка мехурићу (у фази његовог раста), утичу на то да су стварни притисци и температуре, који се локално развијају током имплозије мехурића, знатно нижи. Међутим, и даље се ради о екстремно високим притисцима (реда величине око 1000 bar) и температурама (чак и преко 10.000 K).

Овако високи притисци и температуре гаса у мехурићу преосталом након имплозије, опстају тек делић микросекунде, након чега следи нагла експанзија и поновно стварање новог мехурића (тзв. „одбијање“), који опет врло брзо имплодира. У одсуству дисипативних механизма, овај процес би се понављао унедоглед (Brennen, 1995, p. 41).

Имплозије парних мехурића, праћене њиховим поновним настајањем, изазивају пулсације притиска у околној течности. Ове пулсације преносе се кроз течност и манифестују се као карактеристичан кавитацијски шум или бука. Кавитацијски шум неизбежан је пратилац кавитације, због чега се често користи као критеријум за њену детекцију у струјним токовима.

У струји течности, мехурић паре не може да задржи сферни облик, него се деформише под утицајем градијента притиска, близине чврстих граница, или услед интеракције са околним мехурићима. У таквим околностима, како то показују снимци начињени брзим камерама, по уласку у зону притиска вишег од притиска засићене паре, парни мехурић најчешће имплодира у облику вртложног торуса, у чијој се оси, на једном крају, формира водени микро-млаз који удара у супротни крај мехурића (слика 2.4.б). У непосредној близини чврстих граница струјног тока, овај водени млаз по правилу је усмерен ка чврстој површини (слика 2.4.в), великом брзином удара у њу, изазивајући при томе, краткотрајно, врло високе локалне притиске, упоредиве са притисцима који се добијају из израза (2.5).

Ако се овај процес понавља током времена, на чврстој површини формира се динамичко оптерећење високе учесталости, које доводи до замора и распада материјала од којег је та површина сачињена. Овај феномен назива се кавитацијска ерозија.

Кавитацијску ерозију изазива и дејство ударних таласа притиска, који настају током имплозије парног мехурића и рађања нових мехурића из његових остатака. Такође, високе температуре и притисци, којима су изложени гасови у остацима мехурића при крају имплозије, могу изазвати хемијске и електрохемијске реакције (нпр. корозију), које често доприносе појачаној деструкцији материјала.

2.1.3 КАВИТАЦИЈСКА ЕРОЗИЈА

Површинско разарање, односно ерозија материјала делова проточног тракта, најозбиљнија је последица појаве кавитације у елементима хидрауличких система. Узрок кавитацијске ерозије је интензивно динамичко оптерећење, које настаје као резултат континуираних имплозија парних мехурића у близини чврсте површине. Ако овакво стање траје дужи време, или се понавља током времена, долази до локалног замора површинског слоја материјала од којег је површина начињена, зрна материјала се откидају и бивају однесена струјом течности, при чему нападнута површина добија врло карактеристичну порасту структуру (слика 2.5). Уколико се овај процес не прекине, све више материјала бива однесено, површинска оштећења прерастају у дубинска, што на крају доводи до потпуног губитка радне способности опреме (слика 2.6).



Слика 2.5. Површинска оштећења услед кавитацијске ерозије на лопатицама радног кола полуаксијалне пумпе (Brennen, 1994)



Слика 2.6. Тешко оштећено седиште једног регулационог вентила као последица кавитацијске ерозије.

Као што је речено у потпоглављу 2.1.2, динамичко оптерећење којем је изложена чврста површина у зони имплозије парних мехурића, потиче од ударног дејства водених микро-млазева, који се формирају при асиметричном колапсу мехурића, као и од ударних таласа притиска који настају током имплозије мехурића и експлозивног настанка нових парних мехурића из њихових остатака⁷. Питање који од ова два механизма има већи потенцијал да изазове разарање нападнуте површине било је предмет дебате међу истраживачима од када су Нуди и Елис (Naude and Ellis, 1961) први уочили појаву микро-млаза при имплозији парног мехурића. Тек више од четврт века касније, мерењем помоћу читавог низа специјално конструисаних сензора притиска, Кимото (Kimoto, 1987) успева да покаже да оба механизма доприносе кавитацијској ерозији, али да је површинско оптерећење услед ударних таласа притиска два до три пута интензивније од оптерећења које настаје дејством водених микро-млазева. Кимото је експерименте вршио изазивањем кавитације у мирном флуиду. Каснија истраживања (Sessio and Brennen, 1991) показала су да је утицај ударних таласа још доминантнији у условима када се кавитација појављује при струјању течности изнад чврсте површине.

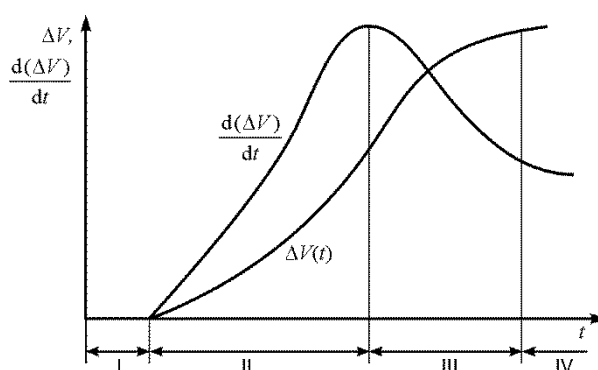
Кавитацијска ерозија није процес који се да лако описати и предвидети, што је уосталом случај и са практично свим осталим аспектима феномена кавитације. До ерозије материјала долази само ако хидродинамички интензитет кавитације превазилази кавитацијску отпорност материјала и ако је тај материјал изложен кавитацијском дејству довољно дуго. Ни један од ова три

⁷ Не треба заборавити ни већ споменуте хемијске и електрохемијске реакције, које су чест пратилац имплозија парних мехурића, а чији се утицај на деструкцију материјала обично суперпонира са хидродинамичким оптерећењем услед кавитацијског дејства. Корозија је само један од примера.

параметра не може јасно да се дефинише, нити да се срачуна или измери, при чему овај последњи, потребно време изложености (или време инкубације), зависи од прва два. Што је хидродинамички интензитет кавитације виши од кавитацијске отпорности материјала, то ће потребно време инкубације бити краће, односно кавитацијска ерозија започиње после краћег времена изложености материјала кавитацијском дејству. Ако је хидродинамички интензитет кавитације нижи од кавитацијске отпорности материјала, до ерозије материјала неће ни доћи у неком коначном времену.

Кавитацијска отпорност материјала зависи од читавог низа механичких, структурних, физичких и хемијских својстава, као што су: затезна чврстоћа, граница течења, модул еластичности, жилавост, тврдоћа, динамичка издржљивост, индекс деформацијског ојачавања, кристална грађа, отпорност на корозију, храпавост површине и друго. Нажалост, ниједно од наведених својстава, нити комбинација више њих, не може, са довољном тачношћу, да опише отпорност материјала на кавитацијску ерозију. Ово пре свега због тога што се оптерећења којима се подвргавају узорци материјала током механичких испитивања знатно разликују од површинског оптерећења које настаје кавитацијским дејством.

Ипак, у условима контролисано изазване кавитације⁸, ефекти кавитацијског дејства на различите материјале могу врло прецизно да се измере. Параметри који се прате током испитивања обично су укупан губитак масе или запремине узорка у току времена ($\Delta m(t)$ или $\Delta V(t)$) и брзина кавитацијске ерозије ($d(\Delta m)/dt$ или $d(\Delta V)/dt$). Типичне зависности ова два параметра од времена приказане су на слици 2.7.



Слика 2.7. Карактеристичне криве кавитацијске ерозије (Szkodo, 2005)

⁸ Постоји неколико лабораторијских метода за испитивање интензитета ерозије различитих материјала изложених кавитацијском дејству (Gulich, 2010, p. 306). Једна од најпопуларнијих базира се на коришћењу магнетострикцијског или пиезоелектричног осцилатора, помоћу којег се узорку материјала, уроњеном у течност, задаје праволинијско осцилаторно кретање високе фреквенције и мале амплитуде (обично око 20 kHz и $\pm 25 \mu\text{m}$). Због великог убрзања (око $4 \times 10^5 \text{ m/s}^2$), течност није у стању да прати кретање узорка услед чега се на његовој површини генеришу парни мехурићи који брзо имплодирају, стварајући кавитацијско оптерећење високог интензитета. Добри резултати постижу се и коришћењем вентури млазнице (сличне оној приказаној на слици 2.1) у чијој оси може бити постављен узорак материјала који се испитује. Интересантна је и метода са ротационим диском, који може имати рупице или мале избочине, око којих се формирају кавитацијске зоне при обртном кретању диска великом угаоном брзином кроз течни медијум. Од осталих метода треба споменути методу испитивања ударом млаза течности велике брзине, те методу испитивања капљицама течности. Основни недостатак свих наведених метода испитивања кавитацијске ерозије је што је интензитет кавитације, која се вештачки изазива, по правилу много виши него што је то случај у реалним струјним токовима (да би се уштедело на потребном лабораторијском времену).

Као што се види из приказаних дијаграма, процес кавитацијске ерозије може се поделити на четири фазе. Прва фаза је инкубациони период (I), током којег се енергија хидрауличких удара (који настају при имплозији парних мехурића) углавном троши на пластичну деформацију материјала. Могуће су појаве повећања тврдоће површинског слоја материјала, замора материјала и појава микро пукотина. Губитка масе услед ерозије практично нема. Интензивно разарање материјала карактеристика је друге фазе (II). На површини изложеној кавитацијском дејству најпре се појављује већи број малих неправилних кратера након чега се интензитет ерозије нагло појачава. Временом, суседни кратери се спајају, образујући јамице у површинском слоју материјала. Током читавог овог периода брзина кавитацијске ерозије расте, достиже свој максимум, након чега следи период њеног успоравања (фаза III). Објашњење ове појаве је да течност која попуњава настале веће кратере и јамице ублажава разорно дејство кавитације. Последњу фазу (IV) карактерише практично константна брзина кавитацијске ерозије.

Резултати лабораторијских испитивања кавитацијске ерозије јако зависе од примењене методологије испитивања и не могу директно да се пресликају на реалне струјне услове у елементима хидрауличких система, посебно ако се ради о кавитацији у сложеним струјним токовима, као што је то случај са водним турбинама или пумпама. Без обзира на то, ова испитивања представљају незаменљив извор информација о понашању различитих материјала под кавитацијским дејством. Сасвим је јасно да ће материјали који показују добру кавитацијску отпорност у лабораторијским условима, ту особину задржати без обзира на врсту и интензитет кавитације којој су изложени. Ипак, сам интензитет кавитацијске ерозије у стварним радним условима (још увек) није могуће довољно тачно проценити само на основу овако добијених резултата.

Са друге стране, лабораторијска испитивања великог броја различитих материјала омогућила су да се успостави веза између појединих својства материјала и њихове отпорности на кавитацијску ерозију. Тако је данас познато да материјали који имају добру кавитацијску отпорност треба да имају високу затезну чврстоћу, тврдоћу, жилавост, динамичку издржљивост, финију структуру, висок индекс деформацијског ојачавања и високу корозиону постојаност. Такође, ниска површинска храпавост, може да допринесе продужењу периода инкубације, међутим, када кавитација започне, квалитет површине губи на значају.

У табели 2.1, илустрације ради, дато је поређење неких од материјала, који се користе за израду радних кола пумпи, према отпорности на кавитацијску ерозију. Као референтни материјал, са индексом губитка масе услед кавитацијске ерозије 1,0, узет је сиви лив (EN-JL 1040).

Табела 2.1. Поређење кавитацијске отпорности различитих материјала (KSB, 2014)

Назив материјала	Ознака	Индекс релативне кавитацијске отпорности
Челични лив	GP240GH	0,8
Нерђајући челични лив	GX20Cr14	0,2
Калајна бронза	CC480K-GS	0,1
Алуминијумска бронза	CC333G-GC	0,1
Нерђајући челични лив	GX5CrNi19-10	0,05
Нерђајући дуплекс челик	GX3CrNiMoCuN24-6-2-3-	0,02

Као што се из претходне табеле види, погодним избором легирајућих елемената, могуће је направити материјал (у овом случају челик) који може имати врло високу кавитацијску отпорност. Штавише, развој материјала и премаза повишене отпорности на кавитацијску ерозију врло је актуелно поље истраживања, нарочито када се ради о материјалима који налазе своју примену код пумпи, водних турбина, бродских пропелера и слично. Међутим, још увек нема таквих материјала који могу неограничено дуго да издрже кавитацијско дејство. Из тог разлога, у системима у којима је кавитација непожељна, основни начин борбе против њеног деловања је спречавање њеног настанка, или барем ограничење њеног интензитета.

Хидродинамички интензитет кавитације уопштено може да се дефинише као укупна енергија имплозија парних мехурића у јединици времена. Тако дефинисан, хидродинамички интензитет кавитације зависи од броја и величине мехурића који настају у зони ниског притиска ($p < p_v$), односно од струјних и термодинамичких услова, као и од карактеристика течности, укључујући ту и број и величину присутних нуклеуса, о чему је било речи у потпоглављу 2.1.1. На интензитет кавитације снажно утичу парцијални притисак гасова у парним мехурићима и разлика притисака у зони имплозије ($p - p_v$), са обзиром да ова два параметра битно одређују притиске и температуре који се развијају у остацима мехурића након имплозије, што се види из израза (2.5) и (2.6). Коначно, треба нагласити да једино мехурићи који имплодирају на самој чврстој површини, или у њеној непосредној близини, могу да изазову разарање материјала. Мехурићи који имплодирају „далеко“ од површине (на растојањима већим од тек неколико десетих делова mm) не представљају опасност, са обзиром да енергија ударних таласа притиска врло брзо опада са растојањем од тачке имплозије (Brujan et al., 2008). У том смислу, можда је правилније да се хидраулички интензитет кавитације дефинише као рад који се у јединици времена врши над јединичном површином (обично у $J/sm^2 = W/m^2$).

Интересантно је да се при прорачунима (или боље рећи проценама) ефеката кавитацијске ерозије у хидрауличким системима, хидродинамички интензитет кавитације уопште не појављује експлицитно, као засебан параметар процеса. Уместо тога, брзина кавитацијске ерозије, или неки други параметар који квантификује ерозију материјала изложеног кавитацијском дејству, обично се посматра у корелацији са неким од пратећих ефеката кавитације, које је лакше измерити или срачунати, а који показују директну зависност од хидродинамичког интензитета кавитације. Неке од најперспективнијих метода у том погледу, базирају се на мерењу нивоа кавитацијског шума и/или кавитацијски индукованих вибрација зидова проточног тракта. Више о овој теми биће речи у потпоглављу 2.1.4 и поглављу 3.

Развој метода за процену интензитета кавитацијске ерозије, процену ризика од настанка кавитацијских оштећења и процену животног века опреме угрожене кавитацијским дејством, предмет је бројних теоријских, нумеричких и експерименталних истраживања у последњих неколико деценија. Врло детаљан преглед тренутног стања истраживања у овој области може се наћи у књизи коју су приредили Ким и др. (Kim et al., 2014).

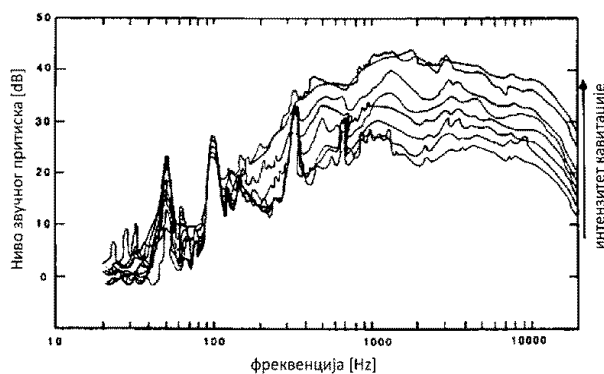
Када је конкретно реч о кавитацији у центрифугалним пумпама, заокружену методологију за процену интензитета кавитацијске ерозије и очекиваног животног века радног кола пумпе (под условом да је познат спектар очекиваних радних режима машине) предложио је Гулих (Gulich, 2010, р. 322-323). Методологија се базира на емпиријским обрасцима за процену већине утицајних параметара, укључујући ту и процену кавитацијске отпорности материјала радног кола.

Међутим, према наводима самог аутора, због комплексности струјања у центрифугалним пумпама, као и изузетне сложености процеса који су повезани са феноменом кавитацијске ерозије, резултате који се добијају применом ове методологије, треба прихватити само као грубу процену онога што се може очекивати у реалним радним условима. Из тог разлога, Гулих наводи да су континуално праћење и пажљива анализа радних параметара пумпних постројења неопходни предуслови за доношење исправних закључака у погледу опасности од рада пумпи у кавитацијским режимима, те за благовремено предузимање неопходних мера за спречавање настанка трајних оштећења виталних делова пумпи услед кавитацијске ерозије.

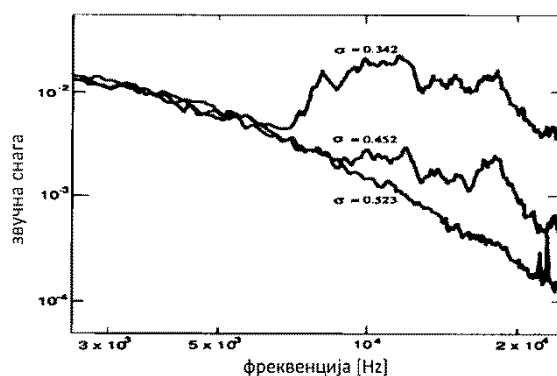
2.1.4 КАВИТАЦИЈСКИ ШУМ И ВИБРАЦИЈЕ

Имплозије парних мехурића у струјном току генеришу поремећаје притиска који се простиру кроз течност и на макро нивоу се региструју као карактеристичан кавитацијски шум. Поремећаји притиска ударају у чврсте границе струјног тока, што у садејству са хидрауличким ударима микро-млазева, који настају при имплозији мехурића у непосредној близини чврсте површине, изазива вибрације тих граница. Један део ових вибрација може бити емитован у спољашњу средину као звук у фреквентном опсегу који региструје људско ухо. Када се ради о кавитацији у пумпама, овај звук се по правилу чује слично као звецкање каменчића на морском дну (или као да течност са собом носи ситан шљунак), док се у случају великих вентила (нпр. лептирастих) може чути заглашујућа шкрипа, слично буци коју производи авионски мотор.

Ниво и фреквентни опсег кавитацијског шума директно зависе од броја и величине парних мехурића који имплодирају унутар струјног тока, као и од разлике притисака ($p - p_v$) у зони имплозије. Са обзиром на стохастичку природу феномена кавитације, фреквентни опсег у којем се региструје кавитацијски шум може бити врло широк, реда величине од неколико десетина Hz, па до неколико стотина kHz (према неким ауторима и до 1 MHz), у зависности хидрауличких и термодинамичких услова. Треба рећи да у случају сложених струјних режима (нпр. код пумпи), кавитацијском шуму, поред имплозија мехурића, доприносе и друге појаве које се везују за кавитацију: осциловање кавитета (или већег броја кавитета), појава ротирајуће кавитације у радним колима пумпи, појава нестабилног рада пумпе услед компресибилности кавитета и слично. Типичан пример фреквентног спектра и нивоа звучног притиска измерен за различите интензитете кавитације у једној аксијалној пумпи дат је на слици 2.8. Сличан дијаграм, али за један разводни вентил, приказан је на слици 2.9.



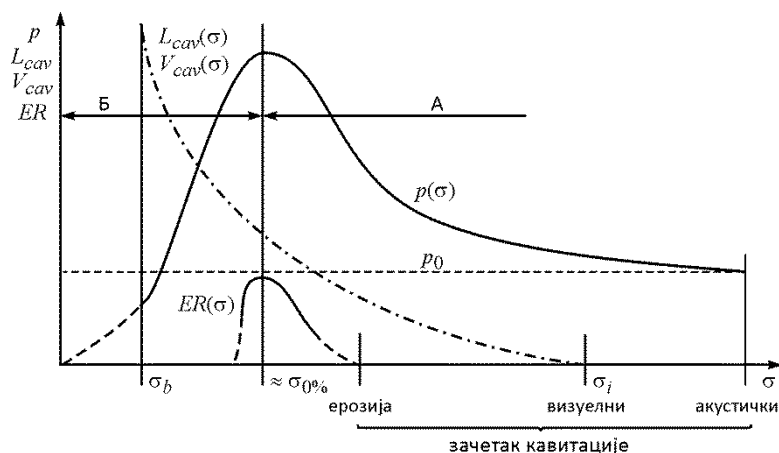
Слика 2.8. Промена нивоа и фреквентног спектра буке у аксијалној пумпи са порастом интензитета кавитације (Lee, 1966)



Слика 2.9. Фреквентни спектар звучне снаге разводног вентила без ($\sigma = 0,523$) и са појавом кавитације (Martin et al., 1981)

На обе слике јасно се види пораст нивоа звучног притиска са повећањем интензитета кавитације и то у врло широком дијапазону фреквенција. На слици 2.8, уочљиви су и пикови на фреквенцијама које одговарају брзини обртања радног кола пумпе и фреквенцијама пролаза лопатица радног кола. Ови пикови нормално се региструју и у бескавитацијском раду пумпе, а са појавом и развојем кавитације могу бити или нешто појачани или пак потпуно пригушени.

Веза између нивоа кавитацијског шума и интензитета кавитације може се сагледати и из слике 2.10, на којој су приказане карактеристичне промене звучног притиска p (ефективна вредност (RMS) у интервалу фреквенција од 1 kHz до 180 kHz), интензитета кавитацијске ерозије ER и величине кавитета (L_{cav} или V_{cav}), са снижавањем притиска (тј. кавитацијског коефицијента σ) на усису једне центрифугалне пумпе (делимично преузето из Gülich, 2010, р. 302).



Слика 2.10. Промена нивоа кавитацијског шума, величине кавитета и интензитета кавитацијске ерозије у зависности од кавитацијског коефицијента

У условима када кавитације у пумпи нема (високе вредности σ), региструје се одређени ниво позадинске буке (p_0), који потиче од механичких и хидрауличких извора. Снижавањем притиска на усису пумпе, јављају се први знаци кавитације (мали број сићушних парних мехурића), што се манифестује благим повишењем нивоа звучног притиска услед појаве кавитацијског шума. Овај тренутак може се означити као „акустички зачетак кавитације“. У центрифугалним пумпама, акустички зачетак кавитације често се јавља при вредностима σ нешто вишим од вредности коефицијента почетка кавитације σ_i , који се у литератури обично везује за тренутак када је могуће визуелним путем регистровати појаву парних мехурића и/или малих кавитета на лопатицама радног кола пумпе.

Даљим снижавањем притиска на усису пумпе (тј. кавитацијског коефицијента σ), интензитет кавитације расте (што се условно може представити преко дужине L_{cav} или запремине V_{cav} кавитета), уз истовремени нагли пораст нивоа кавитацијског шума. Када интензитет кавитације прерасте кавитацијску отпорност материјала радног кола пумпе, створени су услови за почетак кавитацијске ерозије. Надаље, интензитет кавитацијске ерозије и ниво кавитацијског шума расту са опадањем σ , достижу свој максимум, након чега почињу да опадају! Бројна истраживања кавитације у центрифугалним пумпама потврђују да се максимални ниво кавитацијског шума јавља око вредности кавитацијског коефицијента који одговара кавитацији која је толико развијена да почиње да дерогира енергетске параметре пумпе, пре свега напор ($\sigma = \sigma_{0\%}$). Овај феномен последица је више механизма.

Пре свега, са почетком опадања напора пумпе услед кавитације, разлика притисака ($p - p_v$) у зонама имплозије унутар радног кола пумпе почиње да опада⁹, што за последицу има ниже притиске (и температуре) који се развијају при имплозији парних мехурића (видети изразе (2.5) и (2.6)). Интензитет кавитације због тога опада, а самим тим и ниво кавитацијског шума.

Овај механизам одговоран је и за опадање интензитета кавитацијске ерозије, мада њен максимум може бити померен ка вредностима σ нешто нижим од $\sigma_{0\%}$.

Од осталих разлога појаве максимума и наглог опадања нивоа кавитацијског шума у центрифугалним пумпама при $\sigma < \sigma_{0\%}$ навешће се само неки (Gulich, 2010, р. 302).

- У условима развијене кавитације, могућа је појава да велики кавитети, који се формирају у једном делу струјног простора, апсорбују део звучног притиска који се емитује из зоне имплозија парних мехурића на неком другом месту. Типичан пример је рецимо појава кавитета испред радног кола пумпе¹⁰, који може да закљони мерило звучног притиска (микрофон), постављено на усису у пумпу, тако да не може да региструје део кавитацијског шума који се емитује из унутрашњости радног кола.
- При ниским притисцима на усису пумпе долази до појачаног издвајања гасова из течности и формирања гасних мехурића који утичу на простирање звучних таласа и могу да апсорбују део кавитацијског шума.
- Развијено двофазно струјање мења акустичке карактеристике средине, посебно брзину звука, која знатно опада са порастом броја парних и гасних мехурића, што такође утиче на ниво кавитацијског шума који се региструје мерним уређајем.

Из наведених разлога, треба имати у виду да мерење нивоа кавитацијског шума може да буде поуздан показатељ интензитета кавитације само док измерени ниво звучног притиска има растућу тенденцију (зона А на слици 2.10). Када мерни сигнал почне да опада (зона Б), све већи део кавитацијског шума бива апсорбован у областима у којима се формира двофазно струјање, тако да измерени ниво кавитацијског шума престаје да буде мера интензитета кавитације.

Зависност између измереног нивоа кавитацијског шума и кавитацијског коефицијента (или неког другог кавитацијског параметра), која је приказана на слици 2.10 (раст-максимум-опадање), може се уочити и при мерењу кавитацијски индукованих вибрација опреме (нпр. на кућишту пумпе), па чак и при мерењу звучног притиска у спољашњој средини, у близини саме опреме.

Са обзиром да је мерење вибрација много практичније од мерења звучног притиска у унутрашњости струјног тока, посебно у реалним радним условима, вибродијагностика као метод за детекцију кавитације намеће се као разуман избор, првенствено када су питању хидрауличке машине. Међутим, методе мерења вибрација мање су поуздане од директног мерења кавитацијског шума, пре свега зато што на вибрације утичу облик и материјал кућишта машине и што је мерни сигнал по правилу маскиран вибрацијама које потичу из механичких, хидрауличких и електромагнетних извора.

⁹ Највећи део специфичног рада радног кола центрифугалне пумпе (тј. напора кола), посебно у области максималног степена корисности, одлази на повећање притиска течности која кроз њега струји.

¹⁰ Места настанка и различити појавни облици кавитације у центрифугалним пумпама детаљније су објашњени у поглављу 2.2.2.

Детекција кавитације у центрифугалним пумпама и другим хидрауличким машинама мерењем и анализом сигнала вибрација била је и још увек је предмет интересовања великог броја истраживача, о чему ће бити више речи у поглављу 3, које се бави тренутним стањем истраживања у овој области.

2.2 КАВИТАЦИЈА У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА

2.2.1 РАДНИ ПАРАМЕТРИ И ОСНОВНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ЦЕНТРИФУГАЛНИХ ПУМПИ

Центрифугалне (радијалне) пумпе припадају групи хидрауличких машина које предају енергију течности која кроз њих струји. Основни елемент центрифугалних пумпи је лопатично радно коло (1 на слици 2.11), због чега се ове машине сврставају у групу турбомашина. Радно коло врши обртно кретање са одређеном угаоном брзином, коју му, преко вратила, саопштава погонска машина (нпр. електромотор). При обртању, услед дејства лопатица и центрифугалне силе, радна течност се непрекидно премешта од улаза ка излазу радног кола, при чему се њена струјна енергија (притисна и кинетичка) повећава.

Укупан прираштај специфичне струјне енергије течности при проласку кроз пумпу, односно специфични рад пумпе, назива се напор (у ознаци Y у J/kg , или чешће H у $J/N = m$). Остали радни параметри пумпи су запремински проток (капацитет) Q , потребна снага, или снага на вратилу пумпе P , степен корисности η , брзина обртања n и потребна кавитацијска резерва $NPSHR$. О овом последњем радном параметру биће више речи у наредним поглављима.

Зависности појединих радних параметра од протока, при константној брзини обртања, називају се радне карактеристике пумпе (нпр. $H(Q)$, $P(Q)$, $\eta(Q)$, $NPSHR(Q)$). Радне карактеристике пумпи по правилу се одређују експерименталним путем, мерењем одговарајућих струјних и механичких величина при раду стварне пумпе, или адекватног модела пумпе. При мерењу радних карактеристика, као радни медијум, стандардно се користи чиста вода.

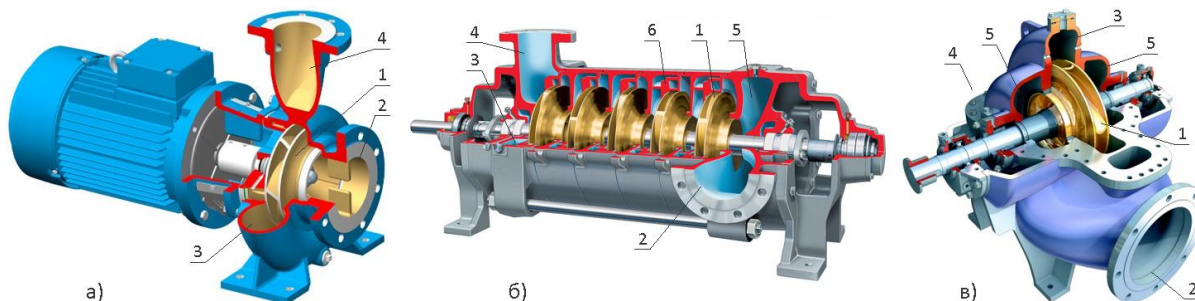
Када је потребно поредити понашање геометријски сличних машина, уместо димензијских радних параметара (H , Q , P , ...) користе се бездимензијски радни параметри – значеце. Тако имамо (видети слику 2.12): значецу напора $\psi = Y/(u_2^2/2) = H/(u_2^2/2g)$, значецу протока $\varphi = Q/(A_2 u_2)$, значецу потребне снаге $\lambda = \varphi\psi/\eta$ итд. О бездимензијском кавитацијском параметру, биће речи у потпоглављу 2.3. Различите комбинације значеца, такође представљају бездимензијске величине. Једна од најзначајнијих је специфична брзина обртања:

$$\frac{\varphi_{opt}^{1/2}}{\psi_{opt}^{3/4}} \rightarrow n_{sq} = \frac{nQ_{opt}^{1/2}}{H_{opt}^{3/4}} \quad (2.7)$$

где су Q_{opt} и H_{opt} проток и напор у који одговарају максималном степену корисности пумпе (тј. оптималном радном режиму). Специфична брзина обртања служи, између осталог, за класификацију различитих пумпи по брзоходости. Пумпе најмање брзоходости су центрифугалне, а највеће – аксијалне.

Основне конструкције центрифугалних пумпи приказане су на слици 2.11. Ако пумпа садржи само једно радно коло, ради се о једностепеним пумпама (слика 2.11.а), а ако је више радних кола уграђено једно иза другог на заједничком вратилу (редна веза), такве се пумпе називају

вишестепеним (слика 2.11.б). У случају двострујних пумпи (слика 2.11.в), радно коло се састоји из два, леђима спојена радна кола, тако да имају независне улазе, а заједнички излаз (паралелна веза). Постоје и двострујне вишестепене пумпе које могу бити сачињене од различитих комбинација редно и паралелно везаних радних кола¹¹.



Слика 2.11. Конструкције центрифугалних пумпи и основни радни и проточни елементи

- а) једноступена пумпа, б) вишеступена пумпа в) двострујна пумпа
 1) радно коло, 2) улазни конфузор, 3) спирала, 4) излазни дифузор
 5) улазни канал, 6) пакет заколо-кривина-претколо

Изузев радног кола, сви остали проточни елементи центрифугалних и других лопатичних пумпи су непокретни¹². У општем случају ту спадају улазни конфузор (2 на слици 2.11), спирала (3) и излазни дифузор (4).

Намена конфузора је да повећа брзину струјања радне течности и на тај начин хомогенизује струјно поље на улазу у радно коло, уз минималне хидрауличке губитке. У случају двострујних пумпи, због специфичне конструкције радног кола (два улаза), улазни конфузор се наставља у два полуспирална канала (5 на слици 2.11.в), која треба да обезбеде побољшано опструјавање вратила које кроз њих пролази и равномерно поље брзина на улазу у радно коло. Слично томе, код вишестепених пумпи са радијалним улазом течности, улазни конфузор прелази у посебно обликовани спирални или прстенасти канал (5 на слици 2.11.б), чија је намена иста као у случају двострујних пумпи.

Основни задатак спирале (3) је да прикупи радну течност која напушта (последње) радно коло и спроведе је ка излазном дифузору, који се на њу надовезује. Сем тога, у спирали и излазном дифузору врши се успоравање струје течности, чиме се део кинетичке струјне енергије трансформише у притисну.

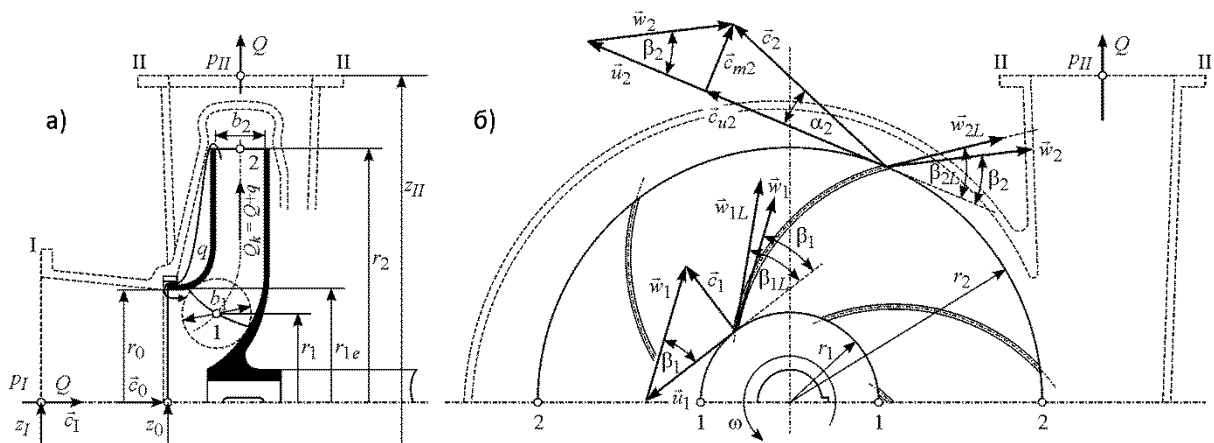
Поред конфузора и спирале са дифузором, вишестепене пумпе обавезно садрже и пакете специфичних проточних елемената који се постављају иза сваког радног кола изузев последњег.

¹¹ Свеобухватнији преглед различитих конструкција центрифугалних и лопатичних пумпи уопште, може се наћи у богатој домаћој и иностраној литератури из ове области (видети нпр. Вуковић и Ташин, 2006, стр. 113-124).

¹² У неким случајевима, када је неопходно да се поправе кавитацијска својства пумпе, испред (првог) радног кола уграђује се допунско радно коло завојног типа (тзв. шнек коло). Ово радно коло повећава притисак у струји течности (остварује напор), чиме се у великој мери умањује могућност појаве кавитације на улазу у основно радно коло (Ристић, 1990, стр. 285). Обично се шнек коло израђује од материјала који је знатно отпорнији на кавитацијску ерозију у односу на материјал од којег је израђено основно радно коло.

Пакети (6 на слици 2.11.б) се састоје из спроводног апарата, који може бити без или са лопатицама (заколо), прелазне кривине и лопатичног усмерног апарата (претколо). Намена ових елемената је да прихвате струју течности која напушта претходно радно коло и припреме је за улазак у наредно коло под приближно једнаким хидрауличким условима.

На слици 2.12 шематски су приказани меридијански (а) и радијални (б) пресек једне једноступене центрифугалне пумпе са назначеним најосновнијим геометријским, кинематским и хидрауличким величинама, које ће бити неопходне у поглављима која следе.



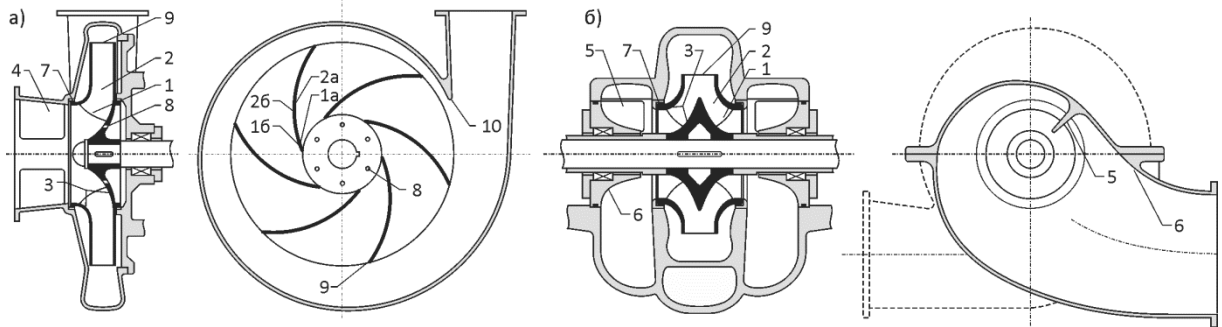
Слика 2.12. Меридијански (а) и радијални (б) пресек једноступене центрифугалне пумпе, основне димензије и троуглови брзина

Детаљна објашњења кинематике струјања (троуглови брзина на слици 2.12), геометрије различитих радних кола и пумпи, енергетских параметара, те веза између ових величина, могу се наћи у било којој домаћој или иностраној литератури која се бави основама теорије центрифугалних пумпи. Нажалост, систем означавања појединих величина, посебно геометријских и кинематских, разликује се од аутора до аутора.

2.2.2 МЕСТА НАСТАНКА И ПОЈАВНИ ОБЛИЦИ КАВИТАЦИЈЕ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА

На основу летимичног прегледа конструкција и основних радних и проточних елемената центрифугалних пумпи, који је дат у претходном потпоглављу, јасно је да струјање течности кроз ове машине мора бити врло сложено, праћено интензивним променама брзина и притиска у практично читавом струјном простору. Ситуација се додатно усложњава ако пумпа ради ван пројектованог радног режима, односно са протоцима који су већи или мањи од протока према којем је димензионисана геометрија радног кола и свих осталих проточних делова. У овим радним режимима појава одлепљивања флуидне струје од зидова проточног тракта и настанак вртлога, практично су неизбежни, и то како у самом радном колу, тако и у деловима непокретних елемената испред и иза радног кола. Овако комплексна струјна слика, као и чињеница да кавитација и њен интензитет зависе од великог броја параметара, чине да се кавитација и кавитацијска оштећења у центрифугалним пумпама појављују (када се за то створе услови) у мноштву различитих облика и на различитим, понекад неочекиваним местима.

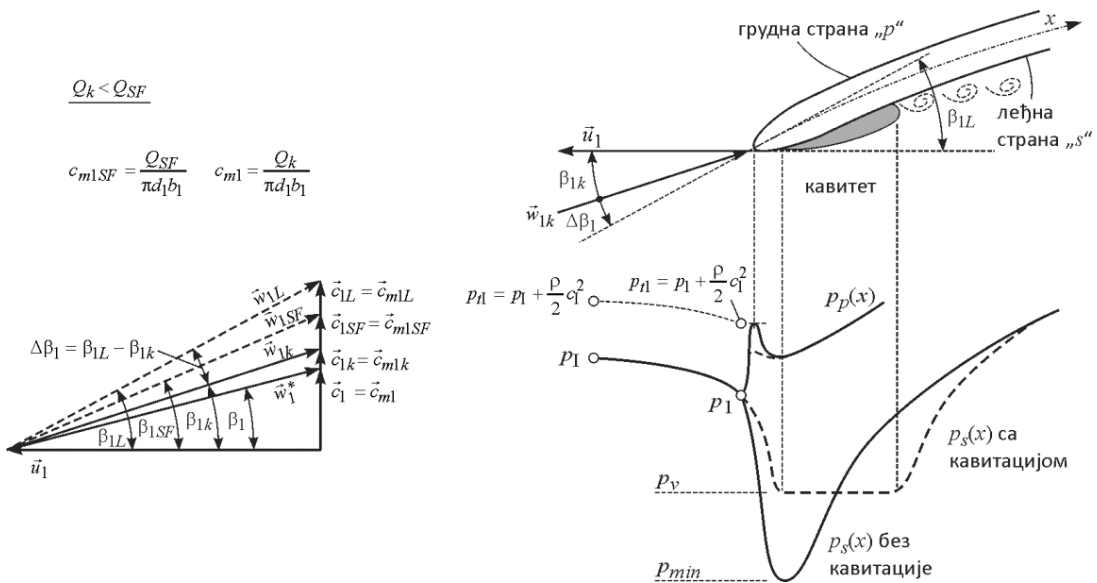
На слици 2.13 означена су места унутар једне једноступене (а) и једне двострујне (б) центрифугалне пумпе, на којима се, при различитим радним режимима, може очекивати појава кавитацијских оштећења.



Слика 2.13. Места појаве кавитацијских оштећења у центрифугалним пумпама

- 1) У близини улазне ивице лопатица радног кола са леђне (1а) и грудне (1б) стране.
- 2) У унутрашњости лопатичног канала на леђној (2а) и грудној (2б) површини лопатице.
- 3) На површинама предњег и задњег диска на почетку и у унутрашњости лопатичног канала.
- 4) На радијалним ребрима усисног конфузора. 5) На језичку усисног канала. 6) Унутар усисног канала.
- 7) У процепу између радног кола и кућишта. 8) У отворима за умањење аксијалне силе.
- 9) На излазу из радног кола. 10) На језичку спирале.

По правилу, најугроженије место од кавитације је површина уз улазну ивицу лопатице (1) радног кола и то како на леђној (1а), тако и на грудној страни (1б), у зависности од радног режима пумпе. Најчешће, на овим местима појављује се тзв. „површинска кавитација“, што је објашњено на слици 2.14 (слика је делом преузета из Gülich, 2010, р. 265).



Слика 2.14. Кавитација у близини улазне ивице лопатице радног кола

При неком протоку Q_k кроз радно коло, течност прилази лопатици радног кола са релативном брзином w_1 , под релативним струјним углом β_1 . Непосредно по уласку у лопатични канал, због сужења проточног пресека услед постојања лопатица коначне дебљине, меридијанска (проточна) компонента апсолутне брзине расте ($c_{m1k} > c_{m1}$), па течност наилази на лопатицу са релативном брзином w_{1k} , под релативним струјним углом $\beta_{1k} > \beta_1$. Разлика између лопатичног угла на улазу у радно коло (β_{1L}) и струјног угла под којим течност наилази на лопатицу, назива се нападни угао струје течности на улазу у лопатични канал ($\Delta\beta_1 = \beta_{1L} - \beta_{1k}$). При одређеном протоку ($Q_k = Q_{SF}$), струјни угао поклапа се са лопатичним углом ($\Delta\beta_{1k} = 0$), па је струјање на улазу у лопатични

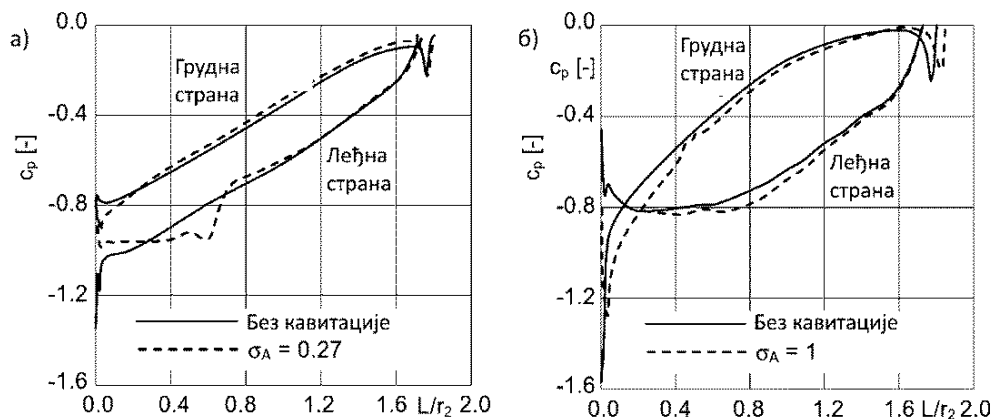
канал безударно (енг. „shockless flow“). Код центрифугалних пумпи, проток Q_{SF} обично је нешто већи од протока Q_{opt} који одговара максималном степену корисности пумпе.

На слици 2.14 приказани су дијаграми промене притисака на леђној ($p_s(x)$) и грудној ($p_p(x)$) страни лопатице, непосредно по уласку у лопатични канал, за случај када пумпа ради са протоком који је мањи од протока који одговара безударном струјању ($Q_k < Q_{SF}$), односно када постоји позитиван нападни угао $\Delta\beta_1$. Притисак p_1 , испред улазне ивице лопатице, нижи је од притиска p_1 на улазу у пумпу услед хидрауличких губитака и убрзања флуидне струје у улазном конфузору. Зауоставна тачка налази се на грудној страни, а најнижи притисак (p_{min}), појављује се на леђној страни, у близини улазне ивице лопатице.

Када притисак p_{min} опадне испод притиска засићене паре течности p_v , долази до настанка парних мехурића који, ако је зона ($p_s < p_v$) довољно велика – образују кавитет. Распоред притисака дуж леђне стране лопатице сада се драстично мења, пре свега зато што унутар кавитета влада притисак засићене паре, а делимично и због тога што кавитет блокира део струјног простора, што утиче на промену поља брзина на улазу у лопатични канал (услед чега се донекле мења и распоред притисака на грудној страни лопатице). Врх p_{min} , који је постојао у дијаграму притиска без кавитације, нестаје, а непосредно низструјно од кавитета појављује се нагли пораст притиска услед успоравања струје течности због колапса кавитета.

Важно је истаћи да ова промена распореда притисака не мора да утиче на напор који остварује пумпа¹³, зато што се виши притисци на почетку кавитета (у односу на стање без кавитације) компензују нижим притисцима према крају кавитета. Штавише, у неким случајевима могућ је и пораст напора пумпе са појавом кавитације на леђној страни лопатице. Наравно, са повећањем дужине кавитета, односно са снижавањем притиска на усису пумпе, у једном тренутку напор пумпе ће свакако почети да опада. Као груба апроксимација, може се сматрати да при $Q_k < Q_{SF}$, кавитација почиње да утиче на напор пумпе тек када кавитет на леђној страни лопатице постане дужи од лучног корака лопатица на улазу у радно коло $t_1 = \pi d_1/z$ (Gülich, 2010, p. 265).

На слици 2.15 приказани су резултати нумеричког прорачуна промене притисака око лопатице једног радијалног радног кола, за радне режиме са и без кавитације (Hirschi, 1998).



Слика 2.15. Распоред притисака дуж леђне и грудне стране лопатице радијалног радног кола
а) Позитиван нападни угао: $\Delta\beta_1 = 5^\circ$. б) Негативан нападни угао: $\Delta\beta_1 = -12^\circ$ (Hirschi, 1998)

¹³ Напор пумпе пропорционалан је интегралу притисака по читавој површини лопатице радног кола.

При позитивном нападном углу (слика 2.15.а), уочавају се исте оне тенденције у променама дијаграма притисака које су приказане на слици 2.14.

При негативном нападном углу (слика 2.15.б), односно при $Q_k > Q_{SF}$, у режиму без кавитације, зауставна тачка налази се на леђној страни лопатице, а минимални притисак p_{min} појављује се на грудној страни, у близини улазне ивице. Другим речима, почетни део лопатице, непосредно уз улазну ивицу, остварује негативан напор, тј. ради у турбинском режиму.

Ако је $p_{min} < p_v$, на грудној страни, непосредно уз улазну ивицу лопатице, формираће се кавитет. Као што се са слике види, иако врло кратак (у приказаном случају), кавитет повећава зону турбинског рада лопатице и блокира део проточног пресека, због чега долази до убрзања струје течности на улазу у лопатични канал и пада притиска на грудној страни лопатице, а делом и на леђној страни.

Из тих разлога, појава чак и врло малих кавитета на грудној страни лопатице (при $Q_k > Q_{SF}$), може за последицу да има мерљив пад напора пумпе.

Такође, треба приметити да је разлика притисака ($p_p - p_v$) у зони колапса кавитета на грудној страни већа него на леђној страни лопатице, због чега парни мехурићи који имплодирају на грудној страни имају већи потенцијал да направе штету у материјалу лопатице него мехурићи који имплодирају на леђној страни (видети изразе (2.5) и (2.6)).

Другим речима, при истој дужини кавитета, интензитет кавитације на грудној страни увек је виши него на леђној страни лопатице.

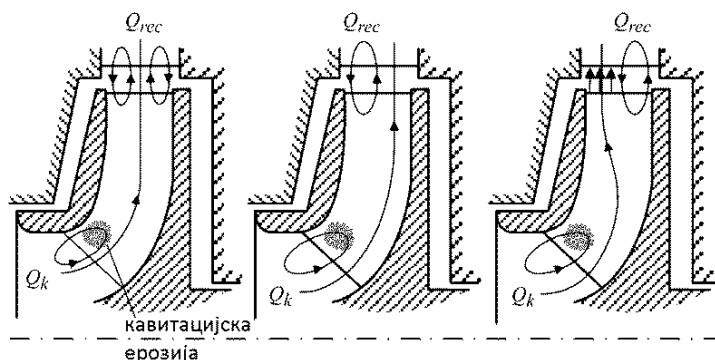
И на леђној и на грудној страни, површинска кавитација може да захвати читаву ширину лопатице дуж улазне ивице, или само делове лопатице уз предњи или задњи диск, у зависности од радног режима пумпе и геометрије радног кола.

При протоцима кроз радно коло који су знатно мањи од протока који одговара безударном струјању ($Q_k \ll Q_{SF}$), односно при већим позитивним нападним угловима $\Delta\beta_1$, кавитет почиње да се одлепљује од леђне површине лопатице, а са његовог краја откидају се већи вртлози које струја течности односи даље у лопатични канал (слика 2.14). У језгру вртлога, притисак је нижи него у околној течности, па парни мехурићи, који су ту заробљени, могу да „преживе“ до дубоко у унутрашњости лопатичног канала, где на крају имплодирају. Овакав тип кавитације назива се „вртложна кавитација“.

Слична појава могућа је и на грудној страни лопатице, при већим негативним нападним угловима, односно при $Q_k \gg Q_{SF}$.

У зависности од радног режима пумпе и геометрије радног кола и облика лопатица, до колапса кавитацијских вртлога може доћи у слободној струји течности унутар лопатичног канала (где не могу да изазову ерозију материјала), на површини једне од лопатица које образују лопатични канал (2а и 2б на слици 2.13), или на унутрашњим површинама предњег или задњег диска (3 на слици 2.13). Са обзиром да се имплозије дешавају дубље у унутрашњости лопатичног канала, где разлика притисака ($p - p_v$) може бити прилично велика, вртложна кавитација обично има врло висок ерозиони потенцијал, много виши него, рецимо, површинска кавитација на леђној страни лопатице.

Из аспекта појаве кавитацијских оштећења радног кола, интересантно је размотрити рад пумпе при протоцима који су знатно мањи од протока који одговара безударном струјању, рецимо при $Q < 0,6Q_{SF}$. При оваквим радним режимима, нарочито у случају пумпи веће брзоходости, на улазу и на излазу радног кола формира се супротносмерно струјање – рециркулација. На улазу у радно коло, зона рециркулације увек настаје у близини предњег диска, док се на излазу из кола рециркулација може формирати уз предњи, задњи, или уз оба диска, зависно од излазног профила брзина (слика 2.16).



Слика 2.16. Појава рециркулације у радном колу центрифугалне пумпе при малим протоцима (Gülich, 2010, p. 201)

Због појаве рециркулације, струјна слика унутар, испред и иза радног кола пумпе постаје врло сложена.

Са једне стране, унутар лопатичног канала, у зони рециркулације, формирају се вртлози који се попут каквих пијавица протежу са леђне површине лопатице ка грудној страни суседне лопатице (Okamura, 1978). Ако је притисак на усису пумпе довољно низак, унутар ових вртлога долази до настанка парних мехурића који обично имплодирају на грудној површини лопатице, изазивајући при том кавитацијску ерозију врло високог интензитета.

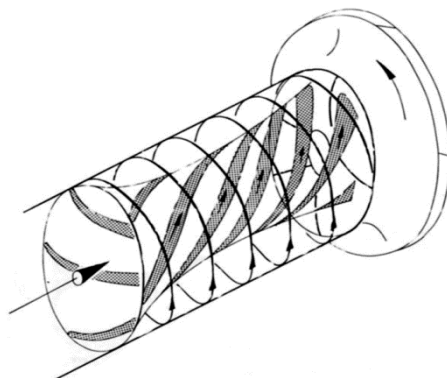
На слици 2.16 приказана је зона на улазу у лопатични канал у којој се могу очекивати кавитацијска оштећења индукована појавом рециркулације – грудна површина, у близини улазне ивице лопатице, ближе предњем диску радног кола.

Са друге стране, са формирањем и растом зоне рециркулације, ефективни проточни пресек на улазу у радно коло сужава се према задњем диску, због чега стварна меридијанска брзина c_{m1} и релативни струјни угао β_1 расту, а нападни угао $\Delta\beta_1$ опада (видети троуглове брзина на слици 2.14). Ово умањује могућност настанка кавитације на леђној страни лопатице у овој зони, а ако је кавитација пре тога већ настала – њен интензитет опада.

Међутим, ако пумпа ради са врло малим протоцима ($Q \ll Q_{SF}$), нападни угао $\Delta\beta_1$ на улазу у лопатични канал, у зони „здоровог“ протока, може постати негативан, што ствара услове за настанак кавитације на грудној страни лопатице и појаву кавитацијских оштећења на грудној површини, ближе задњем диску.

Сем у радном колу, појава рециркулације при раду пумпе са протоцима мањим од протока безударног струјања (Q_{SF}) може да изазове драстичну промену струјне слике и испред радног кола. Као што се види на слици 2.16, у зони рециркулације, течност напушта лопатични канал у

близини предњег диска, улази у унисно грло радног кола и поново се враћа у лопатични канал ближе задњем диску. Услед обртања радног кола, течност која напушта лопатични канал поседује одређену обимску компоненту брзине. Ова течност меша се са течношћу која притиче радном колу, долази до размене количине кретања, због чега се испред радног кола формира вихорно струјање (слика 2.17).



Слика 2.17. Вихорно струјање испред радног кола при протоцима пумпе много мањим од оптималног (Tillner and Lehmann, 1984)

При врло малим протоцима, вихорно струјање може да се протегне уструјно кроз читав унисни конфузор пумпе, па чак и у унисни цевовод.

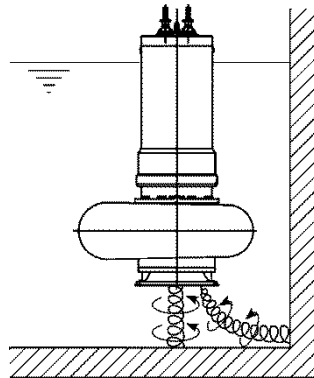
Распоред притисака унутар вихора је приближно параболичан, а најнижи притисак јавља се у његовом језгру, где и настаје кавитација, када се за то створе услови¹⁴. Кавитацијско језгро улази у радно коло, где долази до имплозије парних мехурића, првенствено на грудним површинама лопатица и на површини задњег диска, у близини главчине, понекад и на самој главчини.

Појаву вихорног струјања могуће је избећи уградњом радијалних ребара у унисном конфузору пумпе (4 на слици 2.13). Са друге стране, при опструјавању ових елемената може доћи до откидања вртлога (Карманов вртложни низ), или формирања ивичних вртлога, унутар којих, када притисак опадне испод притиска засићене паре, долази до настанка парних мехурића. По уласку у радно коло, ови кавитацијски вртлози имплодирају, обично опет на грудним површинама лопатица или на површини задњег диска. Слично важи и за језичак унисног спиралног или прстенастог канала код двострујних (5 на слици 2.13) или вишестепених пумпи. У случају унисних канала, до одлепљивања флуидне струје и откидања вртлога може доћи и са површина ових елемената. Понекад, кавитацијска оштећења могу настати и на самим радијалним ребрима, језичку унисног канала или на површинама унисног канала (6 на слици 2.13).

¹⁴ При одређеним радним режимима, са појавом кавитације, вихорно струјање испред радног кола постаје нестабилно. Наиме, када се у језгру вихора оформи двофазно струјање, оно делимично блокира проточни пресек, због чега расту аксијалне (проточне) брзине на периферији вихора. Троуглови брзина на уласку у радно коло се мењају, релативни струјни угао β_1 расте, што може да изазове колапс рецикулације у лопатичним каналима, која је била узрок настанка вихорног струјања.

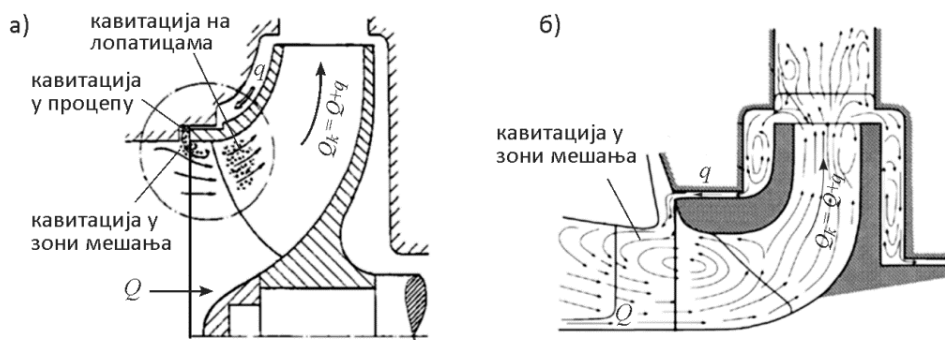
Са нестанком рецикулације, долази до колапса вихорног струјања и имплозије кавитацијског језгра. Релативни струјни угао на уласку у радно коло сада опада, рецикулација се поново формира, а за њом и вихорно струјање испред радног кола, након чега се циклус понавља. Описани процес изазива осцилације протока пумпе и вибрације пумпе и пумпних инсталација, са фреквенцијама које су обично испод 10 Hz (Gülich, 2010, p. 300).

Код утопних пумпи, које немају усисни цевовод, вртлози и вртложна кавитација могу бити индуковани неправилном геометријом црпилишта и/или неповољним наструјавањем течности на пумпу, што је илустровано на слици 2.18.



Слика 2.18. Подни и зидни (кавитацијски) вртлози на усису утопне пумпе

Процеп између радног кола и кућишта (или заптивни прстен, унутрашњи заптивач), још је један елемент пумпе у којем може доћи до развоја кавитације (7 на слици 2.13). Намена заптивног прстена је да редукује секундарни проток који, због разлике притисака, рециркулише од излаза радног кола ка улазу (q на сликама 2.12 и 2.19). Због тога је његова конструкција таква да остварује што је могуће већи отпор струјању (мали зазори, лавиринт, контра завојница и слично).



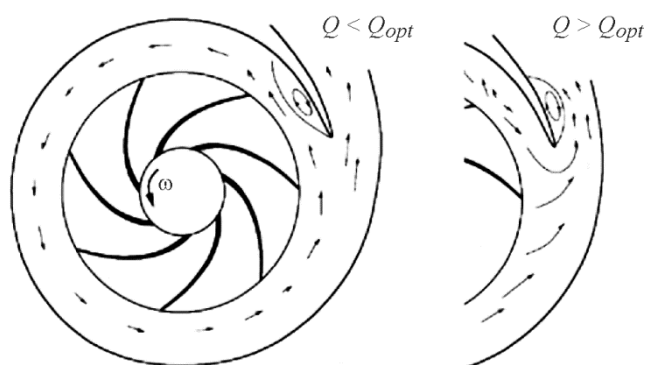
Слика 2.19. Кавитација у унутрашњим заптивачима центрифугалних пумпи а) Без рецикулације (Stoffel and Ludwig, 1990). б) Са рецикулацијом (Makay, 1980)

Велика брзина струјања кроз заптивни прстени и нагли пад притиска, идеални су услови за настанак кавитације када притисак опадне испод притиска засићене паре. Настали парни мехурићи могу да имплодирају у самом процепу заптивног прстена, на његовом излазу, на улазу у радно коло, или на грудним површинама лопатица (слика 2.19.а). Када пумпа ради са малим протоцима ($Q < Q_{opt}$), изгледи за настанак кавитације у заптивном прстену се повећавају, са обзиром да са опадањем протока напор пумпе расте, па расте и секундарни проток q , а са њим и брзина струјања у процепу заптивног прстена. Ако при томе постоји рецикулација на улазу у радно коло, парни мехурићи настали у процепу могу да имплодирају у статорским деловима пумпе испред радног кола и да тамо направе оштећења (слика 2.19.б).

По сличном механизму као у унутрашњим заптивачима, кавитација се понекад може појавити и у отворима за умањење аксијалне силе (8 на слици 2.13).

У ретким случајевима, када пумпа ради са далеко ван оптималног радног режима и у условима развијене кавитације у радном колу, кавитација и кавитацијска оштећења могу се јавити на излазу из радног кола, у близини излазне ивице лопатице (9 на слици 2.13).

Језичак спирале једностепених (10 на слици 2.13) и двострујних пумпи место је на којем долази до интензивног одлепљивања струје течности при протоцима који су знатно већи или знатно мањи од оптималног (слика 2.20). У неким случајевима, нарочито ако је излаз из радног кола близу језичка, унутар насталих вртлога може доћи до појаве кавитације која оштећује сам језичак, па чак и низструјне површине излазног дифузора или спирале. Важно је напоменути да овај облик кавитације практично не утиче на напор који остварује пумпа. На сличан начин, могу бити угрожене лопатице закола иза првог радног кола код вишестепених пумпи.



Слика 2.20. Могућа места појаве одлепљивања струје течности и настанка кавитације на језичку спирале (Brennen, 1994, р. 74)

Из приказане анализе, јасно је да кавитацијска оштећења на појединим деловима пумпи, нпр. на грудној површини лопатица радног кола, могу бити последица различитих појавних облика кавитације, односно, могу настати при сасвим различитим радним режимима. Због тога је у пракси често врло тешко, само на основу изгледа насталих оштећења – разлучити шта је њихов узрок. За доношење исправне дијагнозе неопходно извршити пажљиву анализу историје радних режима конкретне пумпе.

На сликама 2.21 до 2.24 приказана су кавитацијска оштећења на деловима неких од пумпи које су испитиване и чији је рад анализиран током израде докторске дисертације.



Слика 2.21. Кавитацијска оштећења на леђној (лево) и грудној (десно) страни лопатица Радно коло једне двострујне пумпе уграђене у ПС „Лиман“ (ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад)



Слика 2.22. Кавитацијска оштећења у зони заптивног прстена
Двострујна пумпа уграђена у ПС „Штранд“ (ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад)



Слика 2.23. Кавитацијска оштећења у на језичку спирале
на страни спирале (лево) и на страни излазног дифузора (десно)
Двострујна пумпа уграђена у ПС „Штранд“ (ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад)



Слика 2.24. Зачетак кавитацијских оштећења у усисном каналу
Двострујна пумпа типа уграђена у ПС „Штранд“ (ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад)

2.3 КАВИТАЦИЈСКИ ПАРАМЕТРИ ЦЕНТРИФУГАЛНИХ ПУМПИ И ЗАКОНИ СЛИЧНОСТИ

Кавитација у центрифугалним пумпама почиње на месту на којем притисак опадне испод притиска засићене паре течности. Као што је речено у претходном потпоглављу, најчешће је то улаз у лопатични канал радног кола, али и други делови проточног тракта могу бити „погодни“ за настанак и развој кавитације, зависно од конструкције стварне пумпе и радног режима. Са друге стране, место настанка и врста кавитације битно одређују њен интензитет, односно ерозиони потенцијал, као и њен утицај на енергетске параметре пумпе (напор, степен корисности). Нажалост, проблеми лоцирања кавитације при неком радном режиму и процене њеног интензитета нису нимало једноставни. У најбољем случају, до релативно поузданих одговора на ова питања може се доћи у лабораторијским условима, коришћењем врло софистициране мерне опреме (видети нпр. Škara, 2015). Нумеричке методе прорачуна кавитацијских режима такође дају одређене резултате, о чему је публикован велики број радова.

Без обзира на сву сложеност кавитације као феномена, са инжењерске тачке гледишта, неопходно је дефинисати величину коју је једноставно измерити и која, на неки начин, квантификује кавитацијске процесе у пумпама. Кавитацијска резерва $NPSH$ једна је од таквих величина, која је данас општеприхваћена у инжењерској пракси.

Према стандарду ISO 9906:2012, кавитацијска резерва дефинише се као нето позитивна специфична енергија флуида у усисном пресеку пумпе ($y J/N = m$), односно као разлика тоталног притиска на усису пумпе (p_{It}), сведеног на референтну раван¹⁵, и притиска засићене паре (p_v) за дату температуру (видети слику 2.12):

$$NPSH = \frac{p_{It} - p_v}{\rho g} - (z_0 - z_I) = \frac{p_I - p_v}{\rho g} + \frac{c_I^2}{2g} - (z_0 - z_I) \quad (2.8)$$

Прорачун опасности од рада пумпе у кавитацијском режиму своди се на познавање потребне кавитацијске резерве пумпе ($NPSHR$) и расположиве кавитацијске резерве инсталације ($NPSHA$). Услов бескавитацијског рада пумпе је $NPSHA > NPSHR$ у читавој очекиваној радној области.

Расположива кавитацијска резерва $NPSHA$ зависи искључиво од погонских услова на усисној страни пумпе и срачунава се применом основних једначина механике флуида. Са друге стране, потребна кавитацијска резерва $NPSHR$ дефинише се као минимална нето позитивна специфична енергија на усису, при којој конкретна пумпа може да ради, условно речено – без опасности од појаве озбиљнијих последица кавитације. То је дакле радна карактеристика пумпе и одређује се мерењем, у односу на неки унапред задати кавитацијски критеријум.

Кавитацијски критеријум за одређивање вредности $NPSHR$ за одређени радни режим пумпе (дефинисан протоком Q , напором H , степеном корисности η и брзином обртања n) може бити:

- почетак кавитације – појава првих већих парних мехурића (детектује се снимањем или фотографисањем струјног тока испред радног кола) – $NPSHR = NPSH_i$,
- почетак опадања напора пумпе услед појаве кавитације – $NPSHR = NPSH_{0\%}$,

¹⁵ Дефиниција референтне равни за кавитацијску резерву $NPSH$ дата је у стандарду ISO 9906:2012. За пумпе код којих се оса улазног пресека у пумпу и оса улазног пресека у радно коло налазе у истој хоризонталној равни члан $(z_0 - z_I)$ раван је нули, као што је то случај на слици 2.12.

- регистрован пад напора од 3 % у односу на режим без кавитације – $NPSHR = NPSH_{3\%}$,
- регистрован пад напора од 1 % у односу на режим без кавитације – $NPSHR = NPSH_{1\%}$,
- потпуни губитак напора пумпе услед кавитације („breakdown“) – $NPSHR = NPSH_b$,
- регистрован пад степена корисности пумпе за одређени проценат (нпр. за 1 %) у односу на бескавитацијски режим рада,
- унапред дефинисан губитак масе пумпног агрегата услед кавитацијске ерозије, или степен оштећења површинских премаза,
- очекивани животни век радног кола, нпр. 40.000 h (одређује се емпиријским методама, видети нпр. Vlaming, 1981) – $NPSHR = NPSH_{40.000}$,
- повећање нивоа кавитацијског шума, или вибрација на кућишту пумпе, изнад унапред одређене границе.

У случају центрифугалних и других лопатичних пумпи, стандардно се као кавитацијски критеријум користи регистрован пад напора од 3 %, односно потребна кавитацијска резерва који дају произвођачи пумпи је $NPSHR = NPSH_{3\%}$. Овај критеријум усвојен је из сасвим прагматичног разлога – врло лако се мери.

Према томе, радна карактеристика $NPSHR(Q)$ представља нето позитивну специфичну енергију на усису пумпе при којој пумпа ради у режиму кавитације која је већ толико развијена да осетно погоршава њене радне карактеристике. Због тога се, по правилу, овако добијена потребна кавитацијска резерва $NPSHR$ увећава за одговарајући сигурносни додатак S . Услов бескавитацијског рада пумпе тако постаје $NPSHA > NPSHR + S$, у читавој очекиваној радној области пумпе. Сигурносни додатак понекад дефинишу сами произвођачи пумпи, у зависности од типа пумпе и материјала радног кола. Генерална препорука је да треба да буде $S \geq 0,5$ m.

Када је потребно поредити понашање геометријски сличних машина у кавитацијским режимима рада, уместо кавитацијске резерве (2.8) по правилу се користи нека, погодна дефинисана, бездимензијска величина. Најчешће је то кавитацијски коефицијент (2.1), који се, у случају пумпи, обично дефинише као:

$$\sigma = \frac{p_l - p_v}{\frac{1}{2} \rho u_{1e}^2} \quad (2.9)$$

где је $u_{1e} = \omega r_{1e}$ највећа обимска брзина на улазу у лопатични канал радног кола (слика 2.12), мада неки аутори уместо обимске користе релативну брзину w_{1e} .

Поједини аутори, посебно они који на проблем кавитације у пумпама гледају више из инжењерског аспекта (нпр. Gülich, 2010, р. 268), кавитацијски коефицијент σ дефинишу свођењем кавитацијске резерве (2.8) на бездимензијску величину:

$$\sigma = \frac{NPSH}{\frac{1}{2g} u_{1e}^2} \quad (2.10)$$

Овако дефинисан, кавитацијски коефицијент има форму бездимензијске карактеристике пумпе, (по угледу на значајцу напора). Из тог разлога, дефиниција (2.10) коришћена је и у оквиру ове докторске дисертације.

Слично као у случају потребне кавитацијске резерве, у зависности од усвојеног кавитацијског критеријума, могу се срачунати различите вредности тзв. критичног кавитацијског коефицијента ($NPSHR \rightarrow \sigma_{cr}$), па тако разликујемо коефицијент визуелног почетка кавитације ($NPSH_i \rightarrow \sigma_i$), коефицијент почетка опадања напора пумпе ($NPSH_{0\%} \rightarrow \sigma_{0\%}$), пада напора за 3 % ($NPSH_{3\%} \rightarrow \sigma_{3\%}$) и коефицијент потпуног губитка напора ($NPSH_b \rightarrow \sigma_b$), итд.

Када су кавитацијски коефицијент и кавитацијски критеријум дефинисани, аналогно карактеристици $NPSHR(Q)$, може се срачунати бездимензијска кавитацијска карактеристика пумпе $\sigma_{cr}(\varphi)$, где је φ погодна дефинисана значајца протока. Са обзиром да кавитација умногоме зависи од струјних услова на улазу у лопатични канал, корисно је да се значајца протока веже управо за улазни троугао брзина (видети слику 2.12):

$$\varphi \rightarrow \varphi_{1e} = \frac{c_{m1e}}{u_{1e}} = \frac{Q_k}{\pi d_{1e} b_1 u_{1e}} \quad (2.11)$$

Од других бездимензијских величина које се срећу у пракси, када су у питању кавитацијски режими рада пумпе, вреди споменути кавитацијску специфичну брзину обртања, која се добија погодном комбинацијом критичног кавитацијског коефицијента и значајце протока:

$$\frac{\varphi_{1e,opt}^{1/2}}{\sigma_{cr,opt}^{3/4}} \rightarrow n_{ss} = \frac{n Q_{opt}^{1/2}}{NPSHR_{opt}^{3/4}} \quad (2.12)$$

Као и специфична брзина обртања (2.7), кавитацијска специфична брзина обртања дефинише се за проток и потребну кавитацијску резерву у оптималном радном режиму пумпе, и користи се за поређење и класификацију различитих пумпи према подложности ка кавитацији.

Из једнакости кавитацијског коефицијента (2.10) и значајце протока (2.11) за две геометријски сличне пумпе (условно речено модела „*m*“ и прототипа „*p*“), директно следе закони сличности који омогућавају прерачунавање кавитацијских карактеристика¹⁶:

$$\frac{NPSHR_p}{NPSHR_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right)^2 \left(\frac{d_{1e,p}}{d_{1e,m}}\right)^2 \quad (2.13)$$

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left(\frac{n_p}{n_m}\right) \left(\frac{d_{1e,p}}{d_{1e,m}}\right)^3 \quad (2.14)$$

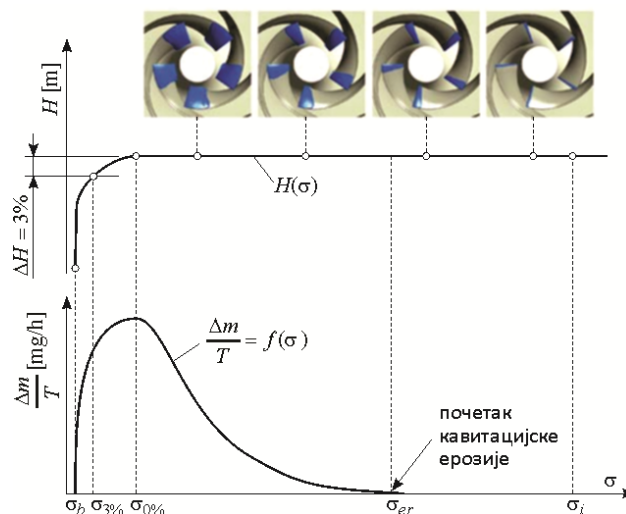
Према томе, кавитацијска резерва пумпе мења се пропорционално квадрату брзине обртања и пречника. Међутим, као што је у претходним потпоглављима речено, зачетак, развој и интензитет кавитације у пумпама суштински зависе од карактеристика радне течности (броја и спектра присутних нуклеуса, концентрације гасова) и распореда притисака у деловима проточног тракта, првенствено око лопатица радног кола. Карактеристике радне течности свакако нису обухваћене изразом (2.13), док на распоред притисака утиче читав низ фактора који такође нису узети у обзир, или не могу стриктно да задовоље услов геометријске сличности (релативна храпавост

¹⁶ У условима геометријске сличности, све димензије радног кола модела и прототипа пумпе су у истој размери (тј. $d_{1e,p}/d_{1e,m} = b_{1,p}/b_{1,m} = \dots = d_{2,p}/d_{2,m}$), тако да би у изразима (2.13) и (2.14) уместо $d_{1e,p}/d_{1e,m}$ могло да стоји $d_{2,p}/d_{2,m}$. Ипак, овде треба бити опрезан, посебно када се прерачунавају кавитацијске карактеристике пумпи са подсеченим радним колима.

проточних површина, процепи између радног кола и кућишта итд.). Примера ради, формиран кавитет, одређене величине (што је условна мера интензитета кавитације), прави већу блокаду проточног пресека лопатичног канала ако је радно коло мање, што за последицу може да има сасвим другачији распоред притисака око лопатица. Такође, мале нетачности у изради, посебно на улазним ивицама лопатица, могу битно да промене услове за настанак и развој кавитације.

Из наведених разлога, закон сличности (2.13) треба примењивати са великим опрезом, имајући стално на уму да добијени резултати могу јако да одступају од вредности за $NPSHR$ које би се добиле мерењем. Штавише, различити произвођачи, при прерачунавању кавитацијских карактеристика својих пумпи, уместо експонента 2 у једначини (2.13), користе емпиријске експоненте, у интервалу од 0,2 до 2,2, а у зависности од произвођача и типа пумпе (Timcke, 2001).

Различити поступци експерименталног одређивања кавитацијске резерве пумпе, односно аналогно – критичног кавитацијског коефицијента, описани су у стандарду ISO 9906:2012. Најчешће примењиван метод своди се на мерење напора H и притиска на усису пумпе p_1 , при чему се, уз одржавање константног протока и температуре воде, притисак на усису пумпе снижава све док се не достигне усвојени кавитацијски критеријум. На слици 2.25 приказани су типични резултати једног таквог испитивања (крива $H(\sigma)$). На слици су означени кавитацијски коефицијенти који одговарају различитим кавитацијским критеријумима. Упоредо је приказана типична крива промене интензитета кавитацијске ерозије (као губитак масе у јединици времена $\Delta m/T = f(\sigma)$) и дат је визуелни приказ развоја кавитета на улазу у лопатични канал (слика је преузета из Sulzer Pumps, 2010, р. 8 и делимично модификована).



Слика 2.25. Развој кавитације и интензитета кавитацијске ерозије и критични кавитацијски коефицијенти при испитивању кавитацијских карактеристика центрифугалних пумпи

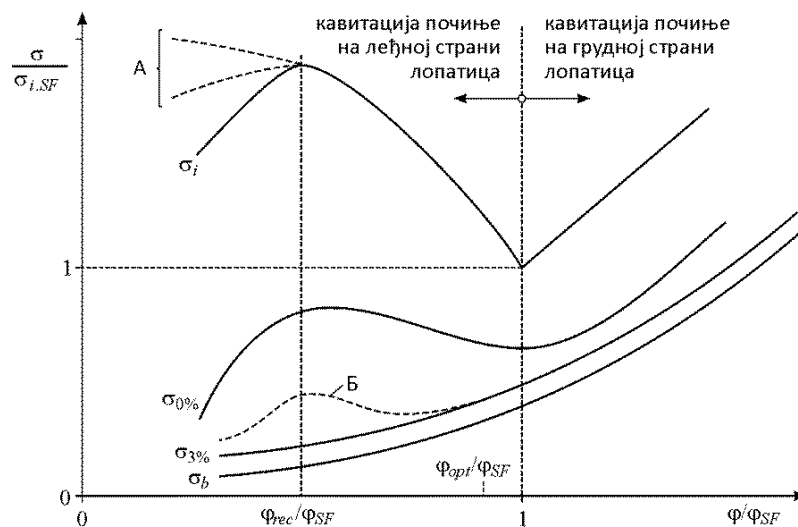
Са опадањем σ (тј. снижавањем притиска на усису пумпе) први уочљиви парни мехурићи појављују се при $\sigma = \sigma_i$ (визуелни почетак кавитације). Са даљим опадањем σ , интензитет кавитације (тј. величина кавитета) расте и при некој вредности $\sigma = \sigma_{er}$ превазилази кавитацијску отпорност материјала радног кола – почетак кавитацијске ерозије¹⁷. Надаље, интензитет кавитацијске

¹⁷ Вредност σ_{er} не може да се одреди описаним експерименталним поступком. Јасно је да ће, за једну те исту пумпу, σ_{er} бити нижи ако је радно коло пумпе израђено од материјала више кавитацијске отпорности и обрнуто. У сваком случају, σ_{er} се увек налази негде између σ_i и $\sigma_{0\%}$.

ерозије расте са опадањем σ и достиже максимум око $\sigma = \sigma_{0\%}$, тј. отприлике када кавитација почиње да утиче на опадање напора пумпе (видети и слику 2.10). Тачку $\sigma = \sigma_{0\%}$ је обично тешко лоцирати на дијаграму промене напора пумпе $H(\sigma)$, па је из тог разлога, као погодан критеријум за дефинисање критичне вредности кавитацијског коефицијента σ_{cr} , односно потребне кавитацијске резерве $NPSHR$, договорно узет регистрован пад напора пумпе од 3 %. Као што се види на слици 2.25, овај критеријум нема неко посебно физичко значење.

Даљим снижавањем σ испод $\sigma_{3\%}$, напор пумпе брзо опада и у једном тренутку ($\sigma = \sigma_b$) долази до његовог потпуног колапса (крива $H(\sigma)$ почиње вертикално опада). У овом режиму, кавитети обухватају практично читаве лопатице (суперкавитација), па више не постоје услови за ерозију материјала радног кола¹⁸, тј. $\Delta m/T = 0$.

Вредности појединих карактеристичних кавитацијских коефицијента (σ_i , $\sigma_{0\%}$, $\sigma_{3\%}$, σ_b) и њихове међусобне разлике зависе од радног режима пумпе, пре свега протока, што је илустровано на слици 2.26 (обрађено из Gülich, 2010, р. 276). На слици су приказане типичне (нормиране) зависности ових кавитацијских коефицијената од бездимензијског протока, у облику: $\sigma/\sigma_{i.SF} = f(\varphi/\varphi_{SF})$, где је $\sigma_{i.SF}$ вредност коефицијента визуелног почетка кавитације за радни режим који одговара безударном струјању на улазу у лопатични канал радног кола ($Q_{SF} \rightarrow \varphi_{i.e.SF} \rightarrow \varphi_{SF}$).



Слика 2.26. Типичне зависности карактеристичних кавитацијских коефицијената од протока за центрифугалне пумпе (Gülich, 2010, р. 276)

Коефицијент визуелног почетка кавитације σ_i има најнижу вредност управо у условима безударног струјања ($\varphi = \varphi_{SF}$), када су и разлике између овог и осталих кавитацијских коефицијената најмање. У овом радном режиму, кавитација може да се појави и на грудној и на леђној страни лопатице радног кола.

Са порастом протока ($\varphi > \varphi_{SF}$), кавитација се првенствено јавља на грудној страни лопатице (видети потпоглавље 2.2.2). Вредност σ_i расте са порастом протока, а исту тенденцију показују

¹⁸ Наглашава се да се крива интензитета кавитацијске ерозије приказана на слици 2.25 односи само на радно коло. На другим местима унутар проточног тракта пумпе, која могу бити погођена кавитацијом (видети потпоглавље 2.2.2), интензитет кавитацијске ерозије може да има сасвим другачију зависност од кавитацијског коефицијента σ .

и остали карактеристични кавитацијски коефицијенти ($\sigma_{0\%}$, $\sigma_{3\%}$ и σ_b), мада се разлика између њих и σ_i благо повећава. При $\varphi \gg \varphi_{SF}$, све криве σ_x постале би готово вертикалне, што би представљало границу радне способности пумпе.

Са опадањем протока ($\varphi < \varphi_{SF}$), кавитација почиње на леђној страни лопатица. Коефицијент σ_i расте све док се на улазу у радно коло не оформи рецикулација ($\varphi = \varphi_{rec}$), након чега почиње да опада, због промене струјних услова на улазу лопатични канал услед прерасподеле протока и формирања вихорног струјања испред радног кола (видети потпоглавље 2.2.2). Ако су у уписном конфузору пумпе уграђена радијална ребра, која спречавају појаву вихорног струјања, ефекти рецикулације су ублажени, па коефицијент σ_i у области $\varphi < \varphi_{rec}$ блаже опада или чак може да настави да расте (испрекидане линије А на слици 2.26).

У области $\varphi < \varphi_{SF}$, крива $\sigma_{0\%}$ има сличан облик као и крива визуелног почетка кавитације σ_i , али са мање израженим максимумом око $\varphi = \varphi_{rec}$. Пумпе веће кавитацијске специфичне брзине обртања n_{ss} имају овај максимум нешто израженији и обрнуто.

Коефицијенти $\sigma_{3\%}$ и σ_b стално опадају са опадањем протока. Изузетак су центрифугалне пумпе веће брзоходости n_{sq} , код којих крива $\sigma_{3\%}$ може да има облик приказан испрекиданом линијом Б на слици 2.26.

У зависности од конструкције и брзоходости конкретне пумпе, као и од погонских услова на уписној страни, стварне криве $\sigma_x/\sigma_{i,SF} = f(\varphi/\varphi_{SF})$ могу донекле одступати од оних приказаних на слици 2.26. Исто важи и за међусобне односе појединачних кавитацијских коефицијената, што се може видети из табеле 2.2 у којој су дати типични односи $\sigma_i/\sigma_{3\%}$, $\sigma_{0\%}/\sigma_{3\%}$ и $\sigma_b/\sigma_{3\%}$ при протоку који одговара безударном струјању на улазу у радно коло ($\varphi = \varphi_{SF}$). Приказани подаци резултат су испитивања великог броја различитих центрифугалних пумпи (Hergt et al., 1996). Имајући у виду дефиницију кавитацијског коефицијента (2.10), исти односи важе и за $NPSH_x/NPSH_{3\%}$.

Табела 2.2. Типични односи карактеристичних кавитацијских коефицијената центрифугалних пумпи при $Q = Q_{SF}$

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 ≈1,0 за веће n_{ss}
Са специјално обликованим улазним ивицама лопатица	2		
Радна кола са малим бројем лопатица ($z = 3$)	8 - 10		

Као што се види, односи кавитацијских коефицијената $\sigma_x/\sigma_{3\%}$, посебно оних кључних са становишта почетка кавитације и интензитета кавитацијске ерозије ($\sigma_i/\sigma_{3\%}$ и $\sigma_{0\%}/\sigma_{3\%}$), крећу се у врло широким интервалима. Ово доводи у питање адекватност кавитацијског критеријума $\Delta H = 3\%$ за одређивање потребе кавитацијске резерве $NPSHR$, о чему ће бити речи у потпоглављу које следи.

2.4 ОСВРТ НА УСЛОВ БЕСКАВИТАЦИЈСКОГ РАДА ПУМПЕ

Као што је напоменуто у претходном потпоглављу, уобичајени инжењерски прорачун опасности од рада пумпе у недозвољеном кавитацијском режиму своди се на срачунавање расположиве кавитацијске резерве инсталације ($NPSHA$) и познавање потребне кавитацијске резерве конкретне пумпе ($NPSHR = NPSH_{3\%}$), увећане за сигурносни додатак S .

Услов тзв. бескавитацијског рада је:

$$NPSHA > NPSHR + S \quad (2.15)$$

Поједини произвођачи, за одређене типове својих пумпи, предлажу нешто сложенији услов бескавитацијског рада, у зависности од очекиваног радног режима пумпе:

$$\begin{aligned} NPSHA > NPSHR + S, \quad Q > Q_{opt} \\ NPSHA > NPSHR(Q_{opt}) + S, \quad Q \leq Q_{opt} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Ако је позната прорачунска радна област пумпе, из неједнакости (2.15) или (2.16) могу се сагледати потребни услови на усису да би пумпа радила ван опасних кавитацијских режима (нпр. минимални дозвољени притисак, максимална дозвољена усисна висина и сл.).

Са друге стране, на основу свега што је у претходним потпоглављима речено о кавитацији уопште, а посебно о кавитацији у центрифугалним пумпама, може се закључити да овај, опште-прихваћени начин прорачуна бескавитацијског рада, има озбиљне недостатке који, ако се не сагледају правилно и на време, могу да доведу до погрешних закључака и на крају – до непредвиђених последица по пумпу и пумпни систем.

Слично мишљење деле и поједини истраживачи који раде у развојним тимовима великих произвођача пумпи (видети нпр. Schiavello and Visser, 2009).

У наставку ће се сумирати најважнији разлози који услове бескавитацијског рада (2.15) или (2.16) чине проблематичним.

- Потребна кавитацијска резерва пумпе $NPSHR = NPSH_{3\%}$ одређује се у условима врло развијене кавитације, када је интензитет кавитацијске ерозије, барем што се тиче радног кола – већ достигао свој максимум (слика 2.25).

При тек нешто нижем притиску на усису (односно при $NPSHA = NPSH_b$) пумпа улази у режим потпуно развијене кавитације и више није у стању да остварује напор.

- Кавитација започиње, тачније речено први уочљиви парни мехурићи се појављују на улазу у лопатични канал радног кола, при вредностима $NPSHA = NPSH_i$ које су неколико пута више од $NPSH_{3\%}$. Овај однос драстично расте ако пумпа ради са протоцима мањим од протока безударног струјања Q_{SF} (видети слику 2.26 и табелу 2.2)¹⁹.

¹⁹ Из односа $\sigma_i/\sigma_{3\%}$ који су дати у табели 2.2, види се да у случају центрифугалних пумпи нормалне конструкције, кавитација обично започиње при вредностима $NPSHA = NPSH_i$ које су четири до чак шест пута више од $NPSH_{3\%}$. То практично значи да у већини уобичајених пумпних система ове пумпе стално раде у неком режиму кавитације. У том смислу, назив „услов бескавитацијског рада“ за неједнакости (2.15) и (2.16) ни терминолошки није одговарајући.

- Сличан тренд као $NPSH_i(Q)$, али уз мање разлике у односу на $NPSH_{3\%}(Q)$, показује и крива кавитацијске резерве $NPSH_{0\%}(Q)$, која дефинише услове на усису при којима кавитација почиње да утиче на напор пумпе (слика 2.26).

Истовремено, при $NPSHA \approx NPSH_{0\%}$ интензитет кавитацијске ерозије (у радном колу) достиже свој максимум (слика 2.25). Из тог разлога, услов бескавитацијског рада (2.16) више одговара уобичајеном тренду развоја кавитације у центрифугалним пумпама него услов (2.15), те га због тога треба увек користити.

- Сигурносни додаток S који треба да надомести „мањак“ потребне кавитацијске резерве $NPSHR = NPSH_{3\%}$, многи произвођача пумпи или уопште не дефинишу или евентуално дају уопштenu препоруку да је $S \geq 0,5$ m. Као што се може закључити из дијаграма на слици 2.26 и односа $\sigma_{0\%}/\sigma_{3\%} = NPSH_{0\%}/NPSH_{3\%}$, датих у табели 2.2, овакав приступ веома је опасан и доводи у заблуду пројектанте пумпних система, посебно ако пумпа треба да ради у ширем опсегу протока око Q_{SF} .

Понеки произвођачи, и то само за поједине типове својих пумпи, дефинишу различите вредности сигурносног додатка, обично у зависности од материјала од којег је израђено радно коло. Иако овај приступ има смисла, треба бити веома опрезан, са обзиром да се кавитација и кавитацијска оштећења могу појавити и у другим деловима пумпе, а не само у радном колу. Лако може да се догоди да кавитацијски прорачун покаже да радно коло није угрожено од кавитације, а да у експлоатације страдају други делови пумпе²⁰.

- Проток безударног струјања на улазу лопатични канал радног кола (Q_{SF}) суштински разграничава кавитацијске режиме у центрифугалним пумпама (слика 2.26). При $Q = Q_{SF}$ криве кавитацијске резерве $NPSH_i$ и $NPSH_{0\%}$ имају минимум, а разлике $NPSH_x - NPSH_{3\%}$ су најмање.

Нажалост, податак о протоку Q_{SF} обично није доступан пројектанту који треба да дефинише потребне услове на усису пумпе који обезбеђују њен поуздан рад, без опасности од појаве негативних последица кавитације. Произвођачи тај податак једноставно не дају у техничком опису својих пумпи²¹.

²⁰ Пример: На сликама 2.22, 2.23 и 2.24, које су дате на крају поглавља 2.2.2, приказана су кавитацијска оштећења проточних делова једне двострујне центрифугалне пумпе ($n_{sq} = 36$, $n_{ss} = 198$). Оштећења су видљива како на елементима испред радног кола (у усисном каналу и на унутрашњим заптивачима), тако и на елементима иза радног кола (на језичку спирале). Истовремено, само радно коло остало је нетакнуто. Материјал кућишта пумпе је нодуларни лив, а радног кола дуплекс челик (9.4460).

Пумпа је радила је врло широкој радној области ($0,4Q_{opt} < Q < 1,2Q_{opt}$), у условима фреквентне регулације брзине обртања. Услов бескавитацијског рада (2.16) био је задовољен у читавој радној области пумпе, уз препоручени (од стране произвођача) сигурносни додаток за радно коло израђено од дуплекс челика $S = 0,5$ m.

Међутим, за исту пумпу, али са радним колом од сивог лива, произвођач прописује сигурносни додаток $S = 3,6$ m. Са овим сигурносним додатком, услов бескавитацијског рада (2.16) не би био задовољен у делу пројектоване радне области пумпе. Како материјал радног кола (тачније релативна храпавост) може да утиче само на почетну фазу развоја кавитације, тј. на вредност $NPSH_i$ (Gülich, 2010, р. 269), закључено је да је пумпа повремено радила у режиму развијене кавитације, чији интензитет није могао да науди материјалу радног кола, али јесте материјалу других проточних делова пумпе.

²¹ Проток безударног струјања Q_{SF} може релативно лако да се срачуна ако су познати геометрија улаза у лопатични канал (r_1 , b_1 , β_{1L} на слици 2.12), број лопатица z и брзина обртања радног кола n (Gülich, 2010, р. 131-144). Међутим, сем брзине обртања, остале потребне величине обично није могуће пронаћи у техничким подацима које произвођачи достављају уз своје пумпе.

Због тога се, уместо са Q_{SF} , у пракси обично барата са протоком Q_{opt} који одговара максималном степену корисности и који се врло лако читава из $\eta(Q)$ радне карактеристике пумпе. Тако се, нажалост, проток Q_{opt} појављује уместо Q_{SF} у услову бескавитацијског рада (2.16), у изразу за кавитацијску специфичну брзину обртања (2.12) и у разним другим кавитацијским параметрима.

У случају центрифугалних пумпи увек важи да је $Q_{opt} < Q_{SF}$. Штавише, при подсецању радног кола, што је уобичајени начин подешавања радних параметара пумпе захтевима система, Q_{opt} опада, а Q_{SF} остаје непромењен, тако да разлика између ова два протока расте. Ове чињенице увек треба имати на уму при кавитацијским прорачунима.

- Када пумпа ради са променљивом брзином обртања, услов бескавитацијског рада треба проверити у читавом планираном радном опсегу брзина. Сагласно законима сличности (2.13) и (2.14), са снижавањем брзине обртања, крива потребне кавитацијске резерве $NPSHR(Q)$ помера се улево, према мањим протоцима, а проток безударног струјања Q_{SF} опада. Ако је пумпа предимензионисана (примера ради), тако да пројектовани проток Q остварује са редукованим напором и брзином обртања ($n_f < n_0$), однос Q/Q_{SF} расте па лако може да се деси да је $NPSHA < NPSHR(Q)^* + S$, односно да пумпа уђе у режим развијене кавитације.

Наравно, сваки савестан пројектант би овакав развој догађаја морао да предвиди и предупреди. Међутим, квадратна зависност $NPSHR/n^2 = const$, која произилази из закона сличности (2.13), не даје добре резултате (видети потпоглавље 2.3) па је из тог разлога, било какав кавитацијски прорачун у условима променљиве брзине обртања пумпе крајње непоуздан. Овај проблем до данас није решен на универзалан и општеприхватљив начин, тако да пројектантима остаје да се уздају у сопствено искуство или да се за помоћ обратe произвођачу конкретне пумпе.

- Карактеристике радне течности (концентрација и спектар присутних нуклеуса, концентрација растворених гасова) обично се не узимају у обзир приликом кавитацијских прорачуна. Што се тиче утицаја присуства нуклеуса, ту не треба очекивати значајније помаке ни у будућности, барем када су у питању инжењерски прорачуни. Међутим, утицај концентрације растворених гасова у радној течности може релативно лако да се унесе у прорачун модификовањем вредности притиска засићене паре (приликом срачунавања $NPSHA$) и то треба користити у пракси (видети нпр. Wood et al., 1998).

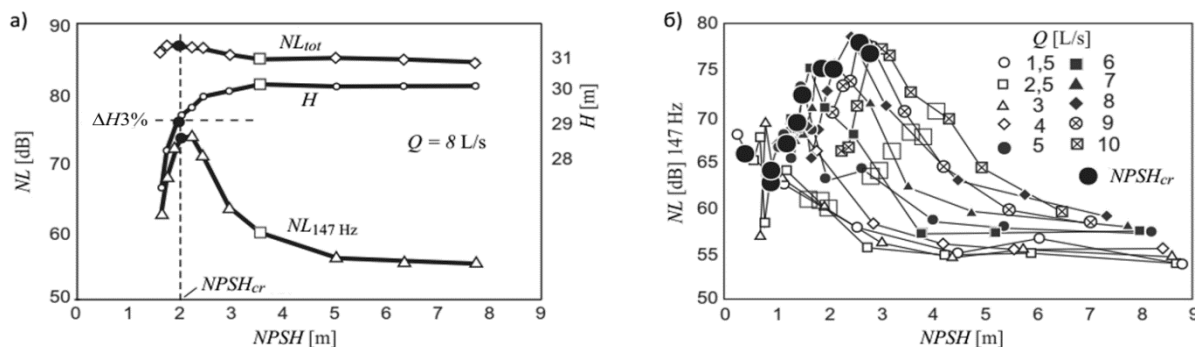
3 КАВИТАЦИЈСКИ ШУМ И ВИБРАЦИЈЕ КАО КРИТЕРИЈУМ ЗА ДЕТЕКЦИЈУ КАВИТАЦИЈЕ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА – ТРЕНУТНО СТАЊЕ ИСТРАЖИВАЊА

Кавитацијски шум је неизбежан пратилац кавитације без обзира на њен интензитет, место настанка и појавни облик. Кавитација и кавитацијски шум показују врло изражену међузависност (видети слику 2.10) због чега се овом феномену већ деценијама посвећује велика пажња када су у питању детекција и анализа кавитације у центрифугалним пумпама и хидрауличким машинама уопште.

Вероватно прва публикована акустичка мерења кавитацијског шума у хидрауличким машинама извео је Стопски (Stopskii, 1957) на прототипу и моделу водне турбине. Он је већ тада уочио да ниво кавитацијски индукованог шума расте са интензитетом кавитације, да би нагло почео да опада када кавитација почне да утиче на енергетске карактеристике машине. Од тада па до данас публикован је велики број истраживања која се баве везом између кавитације у хидрауличким машинама и кавитацијског шума, кавитацијски индукованих вибрација и кавитацијске буке емитоване у спољашњу средину.

Када је реч о овом последњем феномену, опште је познато да појаву кавитације у пумпама људско ухо без проблема региструје (као звук сличан звецкању каменчића ношених струјним током) већ на удаљеностима не мањим од неколико десетина центиметара од кућишта пумпе. И поред тога, све до недавно није било истраживања која би се бавила детекцијом кавитације у центрифугалним пумпама помоћу мерења звучног сигнала у чујном спектру.

Један од првих радова на ову тему објавили су Чудина и Презељ (Čudina and Prezelj, 2008). Они су помоћу микрофона постављеног на удаљености од 0,1 до 0,5 m од пумпе, мерили фреквентни спектар и ниво емитованог звучног притиска при раду пумпе у кавитацијским режимима. Испитане су три различите пумпе у лабораторијским условима, постепеним увођењем у кавитацијски радни режим при константном протоку. У измереним фреквентним спектрима за сваку од пумпи, аутори су детектовали дискретну фреквенцију на којој ниво звучног притиска показује највећу промену са развојем кавитације. Код једне пумпе та фреквенција је одговарала половини фреквенције пролаза лопатица радног кола, а код друге две целобројном умношк (хармонику) фреквенције пролаза. Са опадањем вредности $NPSH$, код све три пумпе измерен је карактеристичан пораст нивоа звучног притиска на издвојеној фреквенцији, са максимумом између $NPSH_{0\%}$ и $NPSH_{3\%}$. Карактеристични резултати за једну од пумпи (са полуотвореним радним колом) које су Чудина и Презељ испитивали, приказани су на слици 3.1. Аутори на основу резултата испитивања закључују да мерење нивоа звучног притиска на дискретним фреквенцијама из чујног фреквентног домена, које претходно треба детектовати анализом измерног фреквентног спектра, може да послужи као метод за детекцију појаве кавитације у центрифугалним пумпама.



Слика 3.1. Одређивање вредности $NPSH_{cr}$ (а). Измерени нивои звучног притиска на 147 Hz при различитим протоцима (б) (Čudina and Prezelj, 2008)

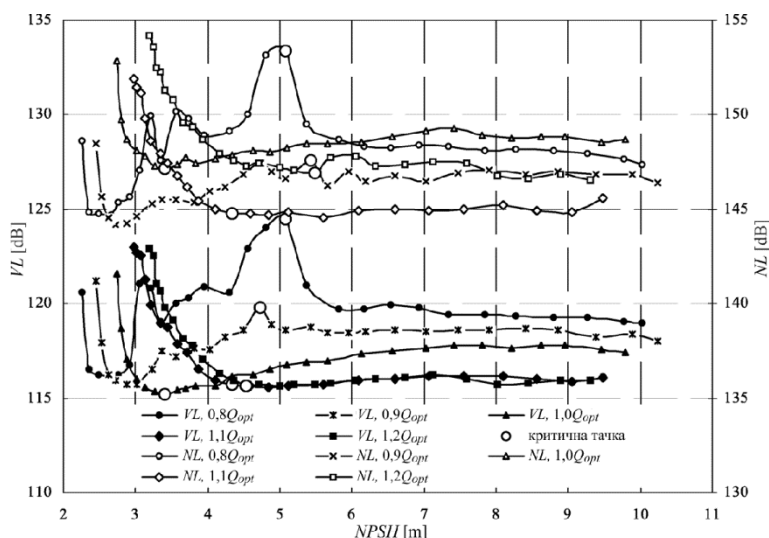
Везано за могућност детекције кавитације помоћу анализе звучног сигнала у чујном спектру, Чернетић и Чудина (Černetić and Čudina, 2011) дали су процену мерне несигурности ове методе. Аутори су посебно анализирали мерне несигурности при мерењу нивоа звучног притиска у широком фреквентном опсегу (од 20 Hz до 20 kHz) и на дискретним фреквенцијама. Резултати су показали да је ова техника поуздана у оба случаја упркос многих могућих утицаја на тачност мерења. На основу низа извршених мерења у лабораторијским условима, мерна несигурност за случај мерења нивоа звучног притиска у широком фреквентном опсегу процењена је на $\pm 0,66 \%$, а за случај мерења на дискретним фреквенцијама на $\pm 2,47 \%$, што оба ова поступка чини веома поузданим и перспективним методама за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама.

Када је реч у мерењу вибрација на кућишту пумпе као начину за детекцију кавитације, што је био предмет истраживања у оквиру ове докторске дисертације, и на ову тему је објављен знатан број радова. Један број истраживача користи једноставне методе за обраду сигнала вибрација како би се показала зависност између развоја кавитације у центрифугалним пумпама и неког параметра вибрација (или више њих) – и при томе добија врло добре резултате. Са друге стране, поједини истраживачи користе врло комплексне алгоритме и робусне статистичке методе за обраду великог броја података како би се из мерног сигнала вибрација истакле кавитацијске компоненте. Такође добијајући добре резултате. У наставку ће се дати преглед неколико одабраних радова који репрезентују оба приступа.

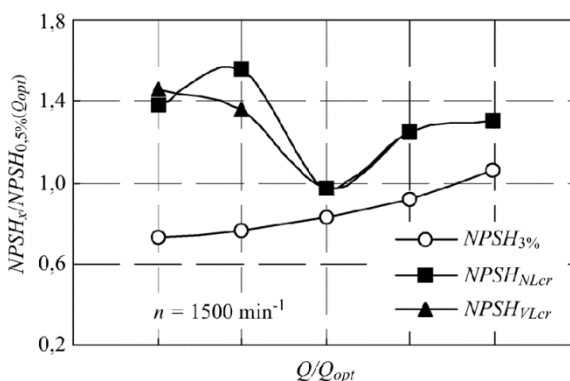
Кристофер и Кумарсвами (Christopher and Kumarswamy, 2013) извршили су низ кавитацијских испитивања једне центрифугалне пумпе при протоцима од $0,8Q_{opt}$, $0,9Q_{opt}$, Q_{opt} , $1,1Q_{opt}$ и $1,2Q_{opt}$ и то за три различита профила улазне ивице лопатице радног кола. Током испитивања у лабораторијским условима, паралелно су мерили хидрауличке радне параметре пумпе (проток, напор и кавитацијску резерву), ниво звучног притиска (у фреквентном опсегу од 0 Hz до 100 kHz) и ниво вибрација (у фреквентном опсегу од 128 Hz до 10 kHz). Вибрације су мерили акцелерометром, а ниво звучног притиска микрофоном. Оба уређаја била су постављена на усисном конфузору пумпе. Из добијених дијаграма зависности $NL-NPSH$ и $VL-NPSH$ (слика 3.2) аутори су успели да одреде критичне вредности кавитацијске резерве (односно $NPSH_{cr}$) као вредности $NPSH$ при којима се у дијаграмима $NL-NPSH$ и $VL-NPSH$ региструје максимум (за $Q < Q_{opt}$), односно при којима нивои вибрација и звучног притиска почињу да расту (за $Q \geq Q_{opt}$)!

Типичне криве кавитацијске резерве које су добијене описаном методологијом приказане су на слици 3.3. На основу резултата својих испитивања Кристофер и Кумарсвами закључују да су

ниво звучног притиска и ниво вибрација добри индикатори кавитације и да могу да се користе као много поузданији критеријум за одређивање потребне кавитацијске резерве пумпе у односу на важећи, општеприхваћени критеријум $NPSHR = NPSH_{3\%}$.



Слика 3.2. Критичне вредности $NPSH$ према нивоима вибрација (VL) и звучног притиска (NL) за радно коло „R3LE“ при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ (Christopher and Kumarswamy, 2013)



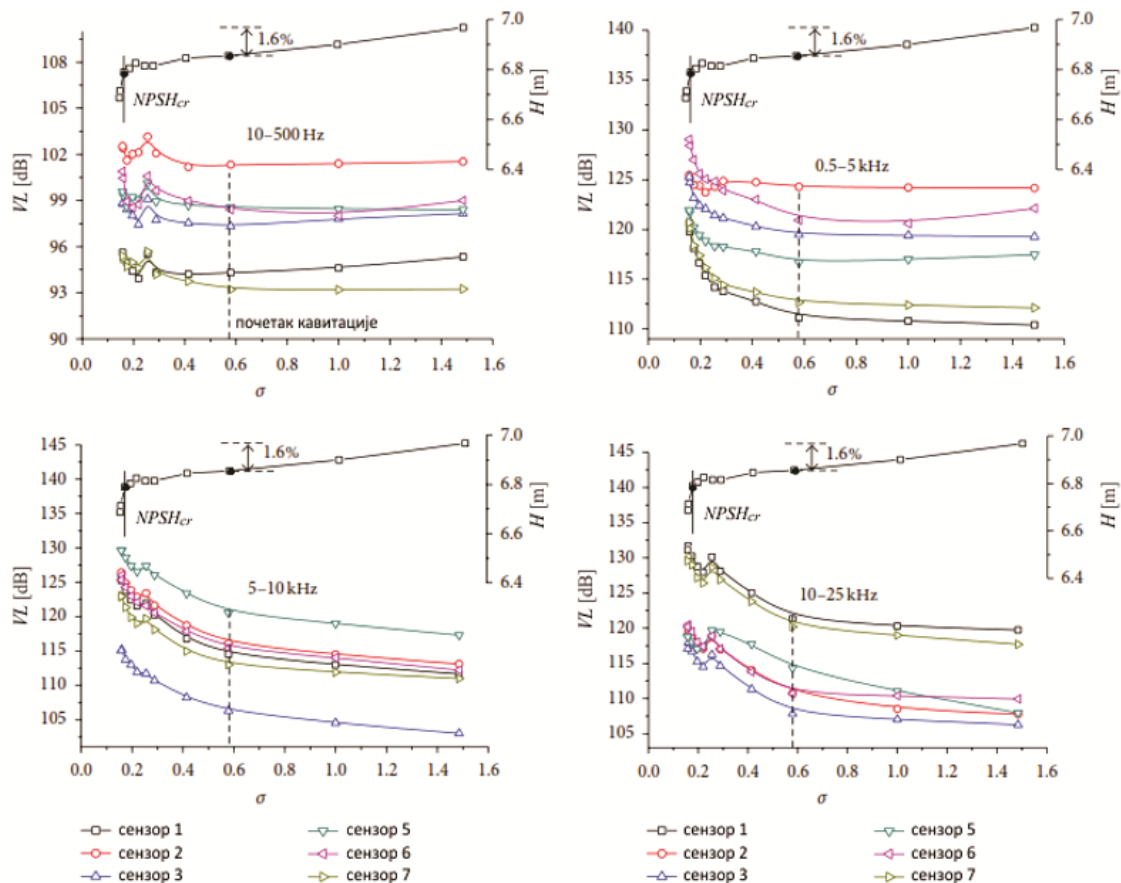
Слика 3.3. Критичне кавитацијске резерве $NPSH_{3\%}$, $NPSH_{NLcr}$ и $NPSH_{VLcr}$ за радно коло „R3LE“ при $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ (Christopher and Kumarswamy, 2013)

Хан и сарадници (Zhang et al., 2015) такође су испитивали су зависност између вибрација на кућишту лабораторијског прототипа једне центрифугалне пумпе и кавитације. Они су користили седам акцелерометара од којих је један постављен на усису пумпе, један на потису и пет на одабраним тачкама на спирали. Из мерног сигнала са сваког мерног места израчунали су ефективну вредност вибрацијског убрзања, нормирану са средњом вредношћу амплитуде убрзања, све у различитим фреквентним доменима (10-500 Hz, 0,5-5 kHz, 5-10 kHz и 10-25 kHz):

$$A_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}, \quad \text{где је } \bar{a} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i$$

На основу овако добијене ефективне вредности вибрацијског убрзања, срачунат је ниво вибрација $VL = 20 \log(A_{rms}/a_{ref})$, где је $a_{ref} = 10^{-6} \text{ m/s}^2$.

Испитивана пумпа увођена је постепено у кавитацијски радни режим, при константном протоку. Крајњи резултат мерења су зависности ефективних вредности кавитацијских убрзања од кавитацијског броја, у свих седам мерних тачака. Типични резултати које су аутори добили приказани су на слици .

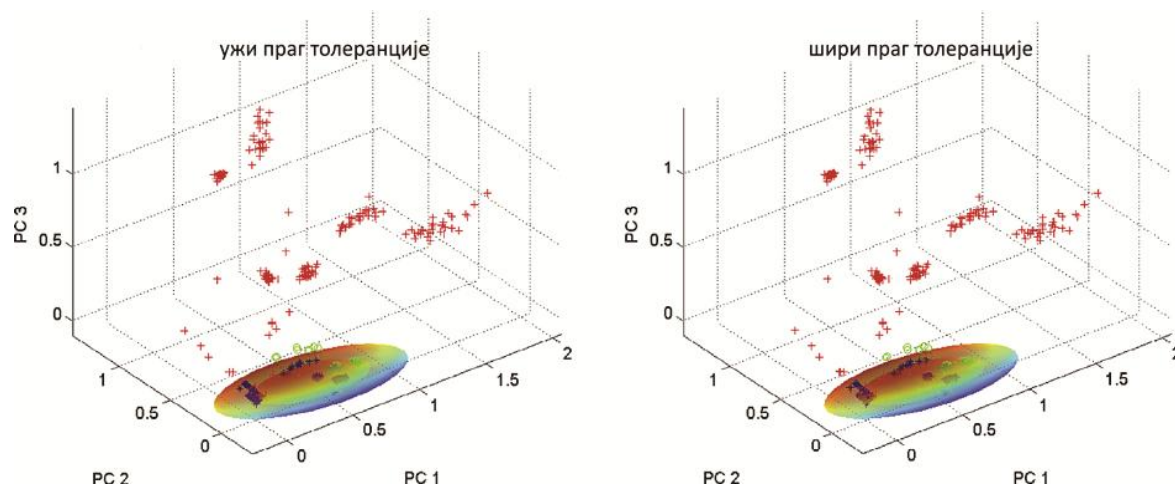


Слика 3.4. Зависности нивоа вибрација VL од кавитацијског коефицијента σ у различитим фреквентним доменима (Zhang et al., 2015)

На основу добијених резултата, аутори закључују да кавитација у пумпи започиње при знатно вишим вредностима кавитацијског коефицијента σ у односу на $\sigma_{3\%}$, те да важећи кавитацијски критеријум $\Delta H = 3\%$ не може да се сматра одговарајућим. Аутори такође предлажу мерење вибрација као поуздан метод за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама примећујући да се јасније зависности $VL(\sigma)$ добијају на вишим фреквенцијама (изнад 10 kHz).

Мекки и др. (McKee et al., 2015) је развио врло робустан метод за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама који је применљив у радним условима. Метод се заснива на спрегнутој примени „PCA“ анализе („Principal Component Analysis“), адаптивне октавно-појасне анализе и статистичке метрике при обради мерних сигнала вибрација. Основна идеја аутора састоји се у томе да се прво испита „здрава“ пумпа у лабораторијским условима, мерењем радних параметара пумпе и вибрација на четири одабране тачке: на усису и потису пумпе и на лежајевима. Одабрана центрифугална пумпа испитана је у више радних режима укључујући ту и режиме са и без кавитације. Применом „PCA“ анализе у три октавна појаса, аутори су успели да издвоје примарне утицајне параметре са становишта кавитације и да раздвоје области у којима пумпа

ради без кавитације, у почетној фази кавитације и у режиму потпуно развијене кавитације. Величина све три области може да се мења у зависности од одабраног прага осетљивости. Тако формиран модел тестиран је у радним условима на три различите пумпе, како би проверила његова способност да класификује радне режиме са становишта кавитације. Резултати ових испитивања приказани су на слици 3.5.



Слика 3.5. Резултати испитивања индустријских пумпи са ужим и ширим прагом толеранције (* - без кавитације, () - почетна кавитација, + - развијена кавитација) (McKee et al., 2015)

Из приказаних резултата аутори закључују да се предложени метод може са великом поузда-ношћу користити за детекцију кавитацијских режима у центрифугалним пумпама.

На приказаних одабраних резултата истраживања разних аутора, као и прегледа друге доступне литературе, може се закључити да међу истраживачима који се баве истраживањем кавитације влада неподељено мишљење да кавитацијски шум и вибрације представљају врло поуздан индикатор почетка и развоја кавитације у центрифугалним пумпама. И поред тога методе детекције кавитације и одређивања потребне кавитацијске резерве пумпе које би биле засноване мерењу параметара кавитацијског шума и/или вибрација још увек нису нашле ширу примену у индустријској пракси.

4 ПРОГРАМ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА КАВИТАЦИЈЕ У ЦЕНТРИФУГАЛНИМ ПУМПАМА

4.1 Увод – основна хипотеза дисертације

У оквиру експерименталне фазе истраживања испитане су три различите центрифугалне пумпе у три пумпне станице: ПС „Лиман“ и ПС „Институт“ у Новом Саду и ПС „Звездара 2“ у Београду. На све три пумпе, у реалним радним условима, паралелно су мерени хидраулички радни параметри и вибрације на одабраним тачкама на кућиштима пумпи. Од директног мерења кавитацијског шума постављањем микрофона у усисни или потисни пресек пумпе се одустало, са обзиром да за то нису постајали технички услови.

Крајњи циљ мерења је да се покаже да је у реалним радним условима и применом уобичајене вибродијагностичке опреме, из мерног сигнала вибрација могуће селектовати оне параметре који указују на појаву и развој кавитације у струјном току унутар пумпе. То је уједно и основна хипотеза која се жели доказати у оквиру докторске дисертације.

У наредним потпоглављима укратко су описани погонски услови у све три пумпне станице, дате су основне техничке карактеристике испитиваних пумпи, описана је методологија мерења и указано је на проблеме које треба имати у виду при мерењу хидрауличких и других параметара у радним условима, а који могу да утичу на ток и резултате мерења.

4.2 ПС „Лиман“ Нови Сад

Пумпна станица „Лиман“ (слика 4.1) изграђена је у зони постројења за прераду воде „Штранд“ у Новом Саду. Њена искључива намена је да пуни резервоар „Институт“, који је базни резервоар за снабдевање водом виших зона новосадског водовода (на десној обали Дунава). Своју функцију ПС „Лиман“ обавља по правилу само у ноћним сатима, у време ниже тарифе за утрошену електричну енергију. Пумпна станица ради у ручном режиму.

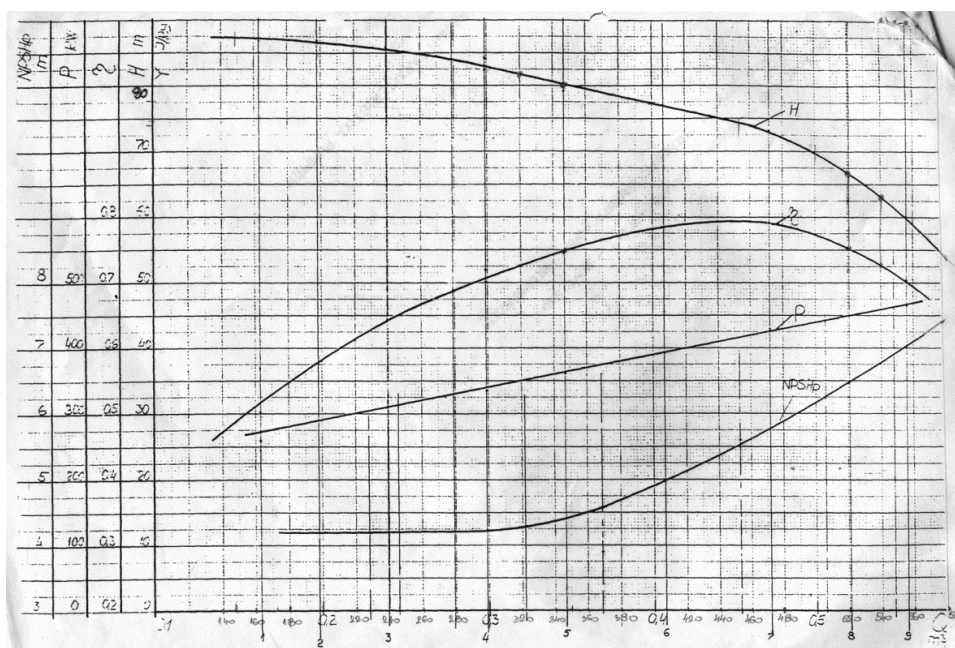


Слика 4.1. ПС „Лиман“ у Новом Саду

ПС „Лиман“ црпи воду из црпилишта пумпне станице које је повезано са главним резервоаром „Штранд“ цевоводом DN 1200 дужине око 100 m. Потисни цевовод ка резервоару „Институт“ је DN 900, дужине око 3,9 km. ПС „Лиман“ пуштена је у погон 1981. године²².

У пумпној станици „Лиман“ уграђена су три (1+2) пумпна агрегата типа „Југотурбина ДХ 58-35“, које погоне електромотори снаге 480 kW, брзине обртања 1485 min^{-1} . Мотори раде на средњем напону (6000 V). Пумпе су двострујне, у хоризонталном извођењу. Усисне прирубнице пумпи су DN 400 а потисне DN 350. Радно коло пумпе знатно је редуковано ($d_2 = 495 \text{ mm}$ са $d_2 = 580 \text{ mm}$).

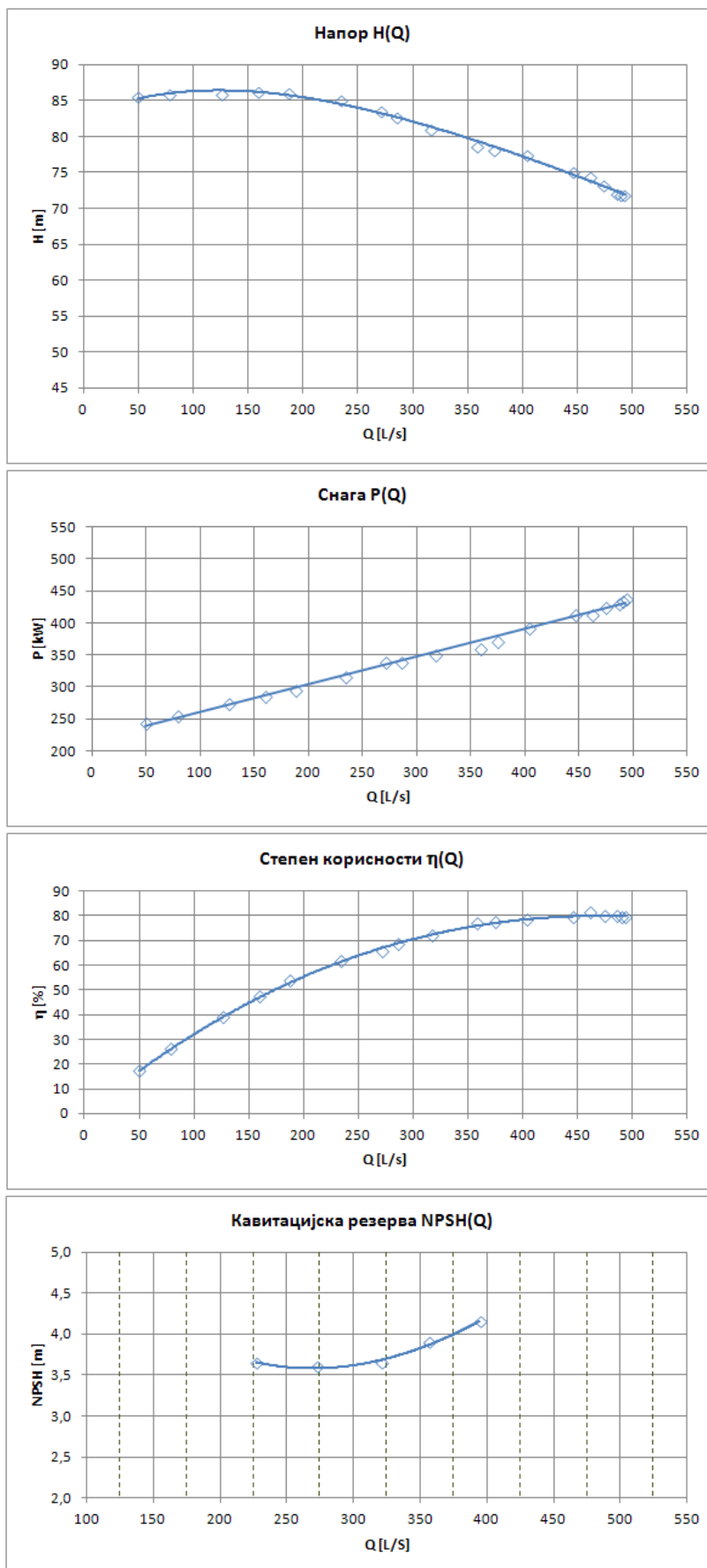
Радне карактеристике уграђених пумпи дате су на слици 4.2. Карактеристике су измерене у радним условима 1989. године, након што су у ПС „Лиман“ примећени проблеми са кавитацијом (методологија мерења и детаљни резултати мерења дати су у извештају ДТД Хидроинвест, 1989).



Слика 4.2. Измерене радне карактеристике пумпе „Југотурбина ДХ 58-35“ (ДТД Хидроинвест, 1989)

Међутим, са обзиром на старост пумпи, као и на чињеницу да је крајем 2015. год. откривено да су радна кола пумпи тешко оштећена услед кавитацијске ерозије (видети слику 2.21), након чега су замењена новим, у оквиру експерименталног дела докторске дисертације прво је извршено контролно снимање радних карактеристика $H(Q)$, $P(Q)$ и $\eta(Q)$. Радна карактеристика $NPSHR(Q)$ снимљена је током кавитацијских испитивања. Мерења радних карактеристика извршена су у складу са односним стандардом ISO 9906:2012, а према методологији која је детаљно описана у потпоглављу 4.5. Резултати ових испитивања приказани су на слици 4.3.

²² Све до недавно пумпна станица „Лиман“ радила је као главна пумпна станица новосадског водовода, а резервоар „Институт“ је био главни висински резервоар за изравнавање неравномерности потрошње. Оба објекта пројектована су за притисак у систему од око 6 bar, што се показало претераним, тако да су од самог пуштања ових објеката у погон вршене знатне редукације притисака према градској мрежи. Данас је за снабдевање водом на бачкој страни новосадског водовода задужена нова ПС „Штранд“, која је по својим излазним параметрима прилагођена овом делу система. Након изградње и пуштања у погон ПС „Штранд“ (2009. године) пумпна станица „Лиман“ и резервоар „Институт“ добијају нове улоге: резервоар „Институт“, постаје базни резервоар за снабдевање искључиво сремске стране градског конзумног подручја, а ПС „Лиман“ добија искључиву намену да пуни резервоар „Институт“.



Слика 4.3. Измерене радне карактеристике пумпи „Југотурбина ДХ 58-35“

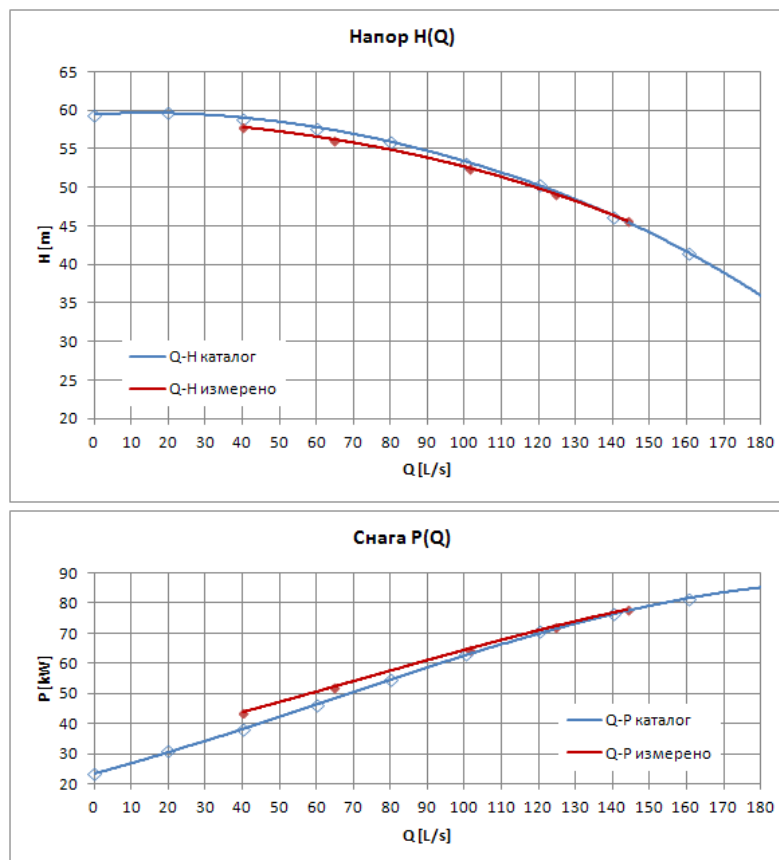
4.3 ПС „Институт“ Нови Сад

Пумпна станица „Институт“ (слика 4.4) је главни објект водоводног подсистема „Фрушка гора“ који је део водоводног система Новог Сада. Изграђена је 2006. године у непосредној близини резервоара „Институт“.

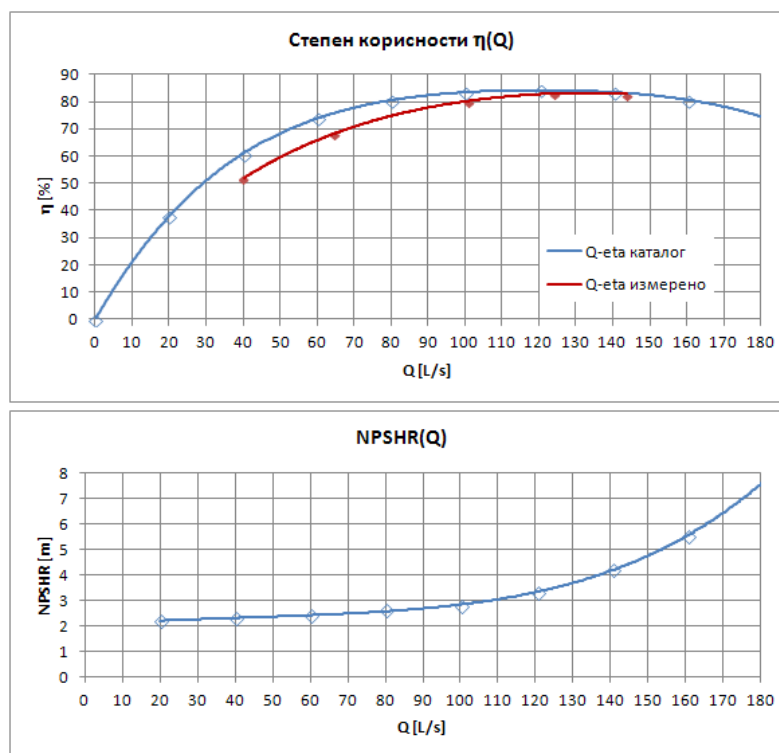


Слика 4.4. ПС „Институт“ у Новом Саду

У ПС „Институт“ уграђене су три (2+1) пумпе типа „KSB Etanorm M 150-400 M11“, које погоне електромотори снаге 90 kW, брзине обртања 1490 min^{-1} . Пумпе су једностепене, центрифугалне, у хоризонталном извођењу. Усисне прирубнице пумпи су DN 200, а потисне DN 150. Радне карактеристике пумпи генерисане су из каталожке документације, а затим су и испитане у радним условима (све осим *NPSHR*). Резултати ових испитивања приказани су на слици 4.5.



Слика 4.5. Радне карактеристике пумпи „KSB Etanorm M 150-400 M11“



Слика 4.5 (наставкак). Радне карактеристике пумпи „KSB Etanorm M 150-400 M11“

ПС „Институт“ црпи воду из резервоара „Институт“ и потискује је према резервоарима „Татарско брдо“ у Сремској Каменици и „Дока“ у Сремским Карловцима, уз успутну потрошњу потрошача у Сремској Каменици и Петроварадину. Потисни цевовод ка резервоару „Татарско брдо“ је DN 500, дужине око 2400 m. У зони објекта пумпне станице са овог цевовода се одваја крак DN 300 према резервоару „Дока“ и крак DN 200 према Петроварадину.

Пумпна станица ради у аутоматском режиму, према нивоу воде у резервоару „Татарско брдо“.

4.4 ПС „ЗВЕЗДАРА 2“ БЕОГРАД

Пумпна станица „Звездара 2“ (слика 4.6) изграђена је 1980. године, непосредно уз истоимени резервоар. Њена намена је снабдевање потрошача у тој висинској зони Београда.

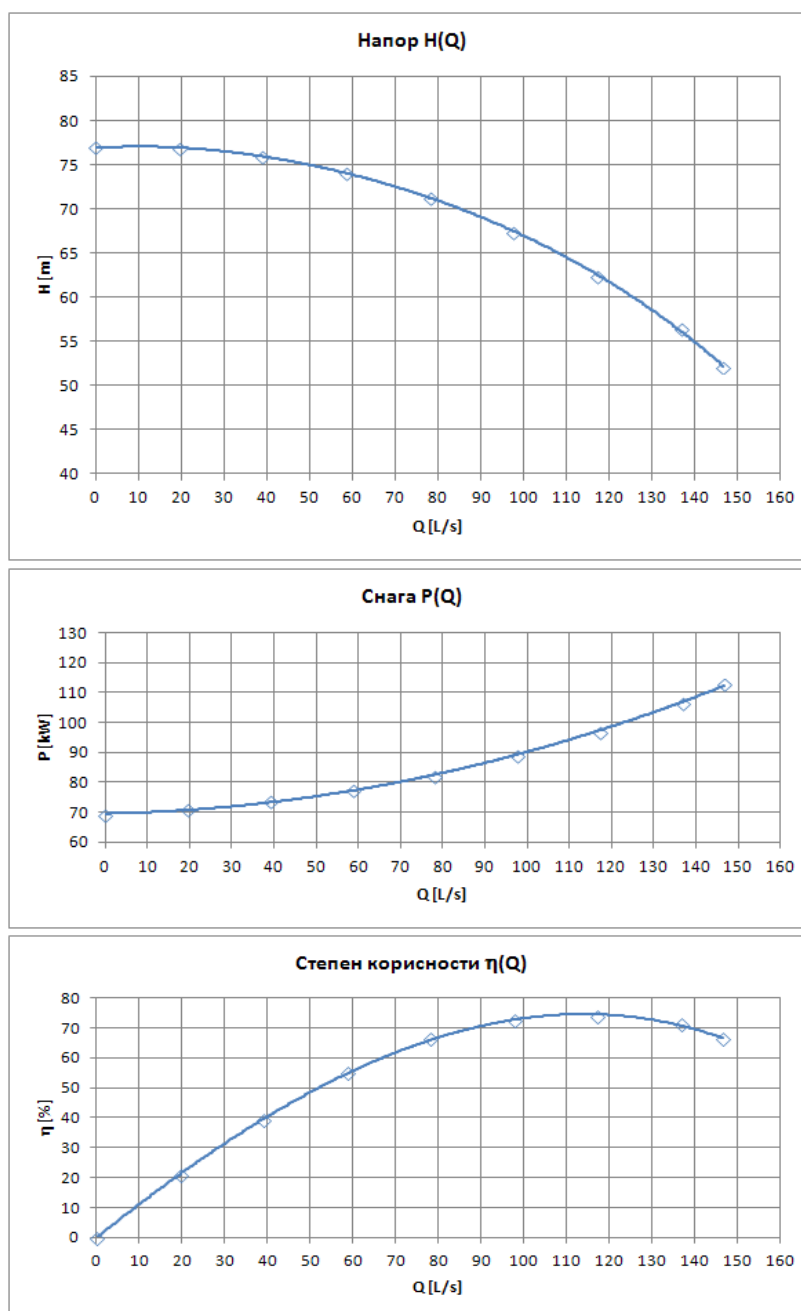


Слика 4.6. ПС „Звездара 2“ у Београду

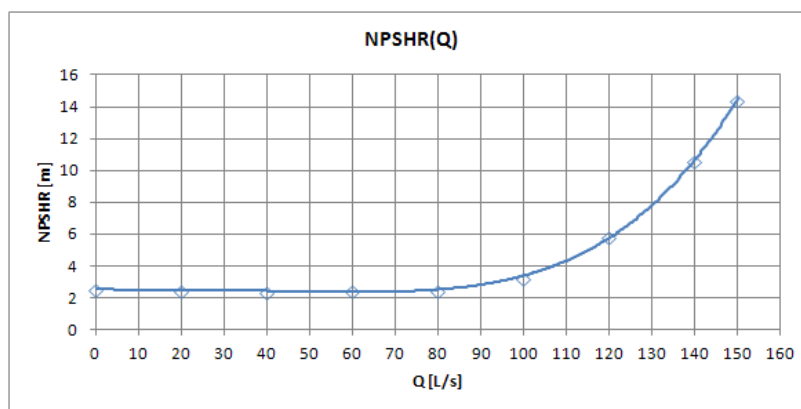
У пумпној станици су уграђене три пумпе. Једна пумпа је типа „Јастребац СЦП 150-500“, коју погони електромотор снаге 110 kW, брзине обртања 1485 min^{-1} , а две пумпе су типа „Јастребац СЦП 100-400“, са погонским електромоторима снаге 55 kW, брзине обртања 1450 min^{-1} . Све три пумпе су једностепене, центрифугалне, у хоризонталном извођењу.

ПС „Звездара 2“ ради у аутоматском радном режиму. Пумпни агрегати погоне се преко одговарајућих фреквентних регулатора. Брзина обртања пумпе у раду непрекидно се подешава се у функцији одржавања задатог референтног натпритиска на потису пумпне станице.

Током извођења кавитацијских испитивања обрађена је само већа пумпа. Усисна прирубница ове пумпе је DN 200 а потисна DN 150. Радне карактеристике пумпе генерисане су из доступне каталожке документације за одговарајући пречник радног кола и дате су на слици 4.7.



Слика 4.7. Каталожке радне карактеристике пумпе „Јастребац СЦП 150-500“



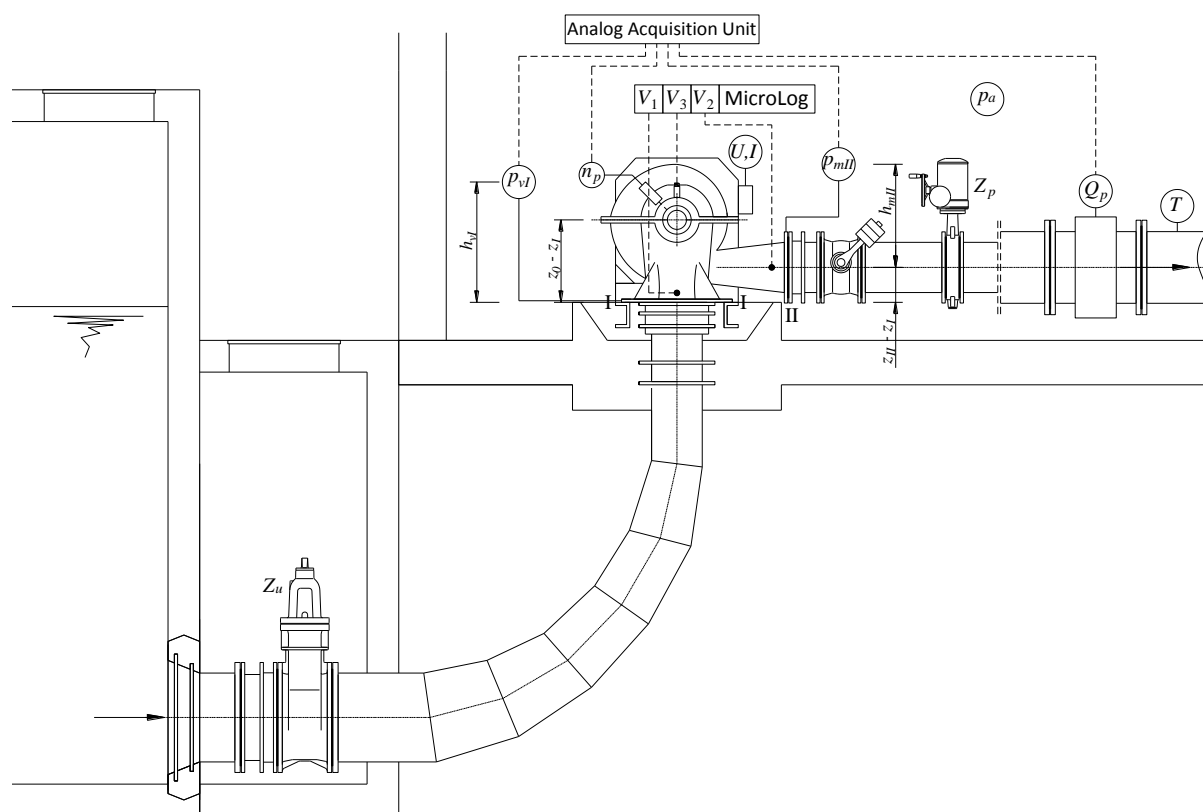
Слика 4.7 (наставак). Каталогске радне карактеристике пумпе „Јастребац СЦП 150-500“

4.5 МЕТОДОЛОГИЈА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСПИТИВАЊА

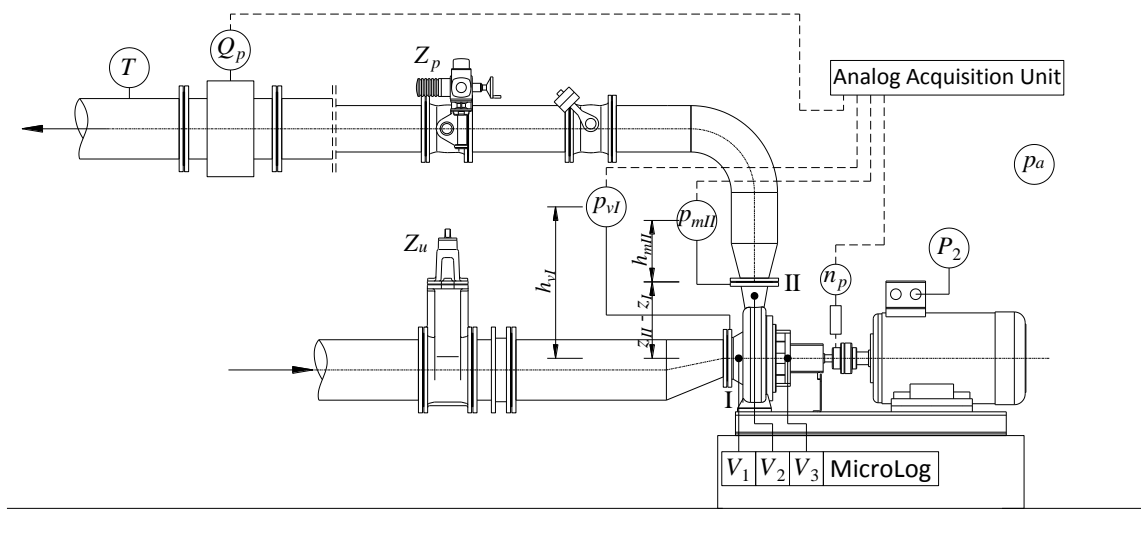
Кавитацијска испитивања пумпи спроведена у оквиру докторске дисертације базирана су на паралелном мерењу хидрауличких радних параметара пумпе (пре свега напора H , протока Q и расположиве кавитацијске резерве $NPSH$) и вибрација на одабраним тачкама на кућишту пумпе.

Мерења хидрауличких параметара вршена су складу са ISO 9906:2012, а вибрација у складу са односним стандардом ISO 10816-5:2000.

На сликама 4.8 и 4.9 приказане су шеме мерења у пумпним станицама „Лиман“, „Институт“ и „Звездара 2“ и означене су све мерене величине. Опис и техничке карактеристике коришћене мерне опреме, као и процена мерне несигурности дати су у поглављу 5.



Слика 4.8. Мерне величине и шема мерења у ПС „Лиман“



Слика 4.9. Мерне величине и шема мерења у ПС „Институт“ и ПС „Звездара 2“

Хидрауличке величине које су мерене у све три пумпне станице су проток Q_p , потпритисак на усису пумпе p_{vI} и натпритисак на потису пумпе p_{mII} . За потребе израчунавања кавитацијске резерве²³ мерени су још и атмосферски притисак p_a и температура воде T (која је потребна и за израчунавање густине воде). Коначно, мерена је и брзина обртања пумпе n_p .

На основу измерених величина израчунати су напор пумпе:

$$H_p = \frac{p_{mII} + p_{vI}}{\rho(T)g} + (h_{mII} - h_{vI}) + \frac{8Q_p^2}{g\pi^2} \left(\frac{1}{d_{II}^4} - \frac{1}{d_I^4} \right) + (z_{II} - z_I) \quad (4.1)$$

и кавитацијска резерва:

$$NPSH_p = \frac{(p_a - p_{vI}) - p_v(T)}{\rho(T)g} + h_{vI} + \frac{8Q_p^2}{g\pi^2 d_I^4} - (z_0 - z_I) \quad (4.2)$$

Густина воде на температури T (односно t у °C) израчуната је коришћењем Келове формуле (Kell, 1975), која важи у распону температура од 5 °C до 40 °C:

$$\rho(t) = 999,84847 + 6,337563 \times 10^{-2}t - 8,523829 \times 10^{-3}t^2 + 6,943248 \times 10^{-5}t^3 - 3,821216 \times 10^{-7}t^4 \quad (4.3)$$

Притисак zasiћене паре израчунат је помоћу Гоф-Грачове формуле (Goff J.A. 1957):

$$\log_{10}(p_v(T)) = a_1 \left(\frac{373,15}{T} - 1 \right) + b_1 \log_{10} \left(\frac{373,15}{T} \right) + c_1 \left(10^{d_1 \left(1 - \frac{T}{373,15} \right)} - 1 \right) + e_1 \left(10^{f_1 \left(\frac{373,15}{T} - 1 \right)} - 1 \right) + \log_{10}(g_1) \quad (4.4)$$

где су: $a_1 = -7,90298$, $b_1 = 5,02808$, $c_1 = 1,3816 \times 10^{-7}$, $d_1 = 11,344$, $e_1 = 8,1328 \times 10^{-3}$, $f_1 = -3,49149$ и $g_1 = 1013,25$. Температура T је у K, а притисак zasiћене паре p_v у hPa.

²³ Нажалост, техничке могућности за мерење концентрације ваздуха у води нису биле на располагању.

Радни режим пумпе, дефинисан протоком и напором, као и притисак у усисном пресеку пумпе (односно кавитацијска резерва), подешавани су помоћу затварача на усисном и потисном цевоводу пумпе (Z_u и Z_p на сликама 4.8 и 4.9).

У сваком одабраном радном режиму, мерење хидрауличких величина (Q_p , p_{vl} , p_{mll}) и брзине обртања пумпе (n_p) вршено је у временском интервалу од најмање 60 s, са кораком узорковања $\Delta t = 1$ s (минимум 60 вредности за сваку мерну величину). Сви подаци прикупљани су у уређају за аквизицију (DynaLog), а затим су накнадно обрађени на персоналном рачунару (у програмском пакету Excel). Поступак обраде своди се на израчунавање напора и кавитацијске резерве (према (4.1) и (4.2)), а затим и средњих вредности \bar{H}_p , \overline{NPSH}_p , \bar{Q}_p и \bar{n}_p . Температура T , односно густина воде (4.3) и притисак засићене паре (4.4) су практично константе током мерења.

Са обзиром да се при промени радног режима пумпе мења и брзина обртања електромотора (истина незнатно), сви измерени радни параметри из свих радних режима пумпи прерачунати су на константну брзину обртања n , коришћењем закона сличности:

$$Q = \bar{Q}_p \frac{n}{\bar{n}_p} \quad (4.5)$$

$$H = \bar{H}_p \left(\frac{n}{\bar{n}_p} \right)^2 \quad (4.6)$$

$$NPSH = \overline{NPSH}_p \left(\frac{n}{\bar{n}_p} \right)^2 \quad (4.7)$$

Кавитацијски коефицијент срачунат је као бездимензијски облик кавитацијске резерве:

$$\sigma = \frac{NPSH}{\frac{1}{2g} u_{1e}^2} \quad (4.8)$$

где је:

$$u_{1e} = \frac{\pi d_{1e} n}{60} \quad (4.9)$$

Екстерни пречник на улазу у лопатични канал d_{1e} (слика 2.12), који фигурише у изразу (4.9), у суштини не може да се измери без отварања саме пумпе, што је било могуће само у пумпној станици „Лиман“. Код пумпи које су испитиване у ПС „Институт“ и ПС „Звездара 2“ то није било могуће па је претпостављено је да је $d_{1e} = 0,95d_l$.

У случају пумпи код којих су поред напора и кавитацијске резерве вршена и контролна мерења потребне снаге пумпе и степена корисности, мерена је или електрична снага P_2 коју електромотор узима из мреже (у ПС „Институт“), или су мерени напон U и јачина струје I (у ПС „Лиман“). У зависности од мерених величина, потребна снага пумпе добија се као:

$$P_p = \eta_{em} P_2 \quad (4.10)$$

$$P_p = \eta_{em} \sqrt{3} UI \cos \varphi \quad (4.11)$$

где је η_{em} степен корисности електромотора, а $\cos \varphi$ је фактор снаге. За пумпу у ПС „Лиман“ зависност степена корисности електромотора од улазне снаге мотора P_2 била је позната, а

фактор снаге узет је као константа (са таблице електромотора). Код пумпе у ПС „Институт“ оба параметра узета су као константе. Са обзиром да су код кавитацијских испитивања примарна мерења напора, протока и кавитацијске резерве, овакво упрошћено мерење потребне снаге није имало никакав утицај на добијене резултате.

Степен корисности пумпе израчунава се из формуле:

$$\eta_p = \frac{\rho g Q_p H_p}{P_p} \quad (4.12)$$

Конечно, свођењем на константну брзину обртања и густину воде на 20 °C, добија се:

$$P = P_p \left(\frac{n}{n_p} \right)^3 \frac{\rho_{20^\circ\text{C}}}{\rho(T)} \quad (4.13)$$

$$\eta = \eta_p \quad (4.14)$$

Програм мерења вибрација обухватио је три тачке на кућишту пумпе (слике 4.8 и 4.9): на уписном конфузору (V_1), на потисном дифузору (V_2) и на лежају на страни пумпе (V_3).

Мерни сигнал вибрација (са сваке мерне тачке појединачно) трансформисан је из временског у фреквентни домен помоћу брзе Фуријеове трансформације (Fast Fourier Transformation). На тај начин добија се спектар вибрација у унапред одабраном фреквентном опсегу (0 до f_{max}) и са унапред одабраном фреквентном резолуцијом (Δf). На свакој дискретној фреквенцији f_i амплитуда осциловања изражена је преко ефективне вибрацијске брзине²⁴:

$$f_i \rightarrow v_{rms,i} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [v_i(t)]^2 dt} \quad (4.15)$$

где је T период узорковања. Крајње вредности $v_{rms,i}$ добијене су као средње вредности из четири узаstopна узорковања.

Фреквентни спектри снимани су (MicroLog) за различите радне режиме пумпи „I“, од почетног, условно речено бескавитацијског радног режима ($I = 0$), па све до режима потпуно развијене кавитације ($I = N$).

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

- укупна ефективна вредност вибрацијске брзине у радном режиму „I“

$$V_{rms}^I = \sqrt{\sum_{i=a}^b (v_{rms,i}^I)^2}, \quad I = 0, 1 \dots N \quad (4.16)$$

²⁴ Током пробних мерења установљено је да су ефекти кавитације видљиви већ у фреквентном опсегу до 5000 Hz, па је из тог разлога као меродавна одабрана амплитуда фреквенцијске брзине а не фреквенцијског убрзања, која се уобичајено користи у литератури.

- кавитацијска укупна ефективна вредност вибрацијске брзине у радном режиму „I“

$$CV_{rms}^I = \sqrt{(V_{rms}^I)^2 - (V_{rms}^0)^2}, \quad I = 1, 2 \dots N \quad (4.17)$$

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

$$V_{rms.norm}^I = \sqrt{\sum_{i=a}^b (v_{rms.i}^I - v_{rms.i}^0)^2}, \quad I = 1, 2 \dots N \quad (4.18)$$

Цртањем дијаграма зависности V_{rms} - $NPSH$, CV_{rms} - $NPSH$, и $V_{rms.norm}$ - $NPSH$, односно аналогно V_{rms} - σ , CV_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ , може се пратити промена ових, карактеристичних параметара вибрација, са развојем кавитације у пумпама.

Параметри (4.16) и (4.17) добро познати су из литературе, док је нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине (4.18), предложена у оквиру ове докторске дисертације. Као што ће се видети из резултата експерименталних испитивања, који су приказани у поглављу 6, овај параметар показао се као веома ефикасан алат за праћење развоја кавитације у центрифугалним пумпама.

4.6 ОСВРТ НА ПРОБЛЕМАТИКУ КАВИТАЦИЈСКИХ ИСПИТИВАЊА У РАДНИМ УСЛОВИМА

Кавитацијска (као и многа друга) испитивања пумпи у реалним радним условима по правилу се суочавају са бројним проблемима и ограничењима којих у лабораторијским условима нема. Једно од таквих ограничења свакако се односи на расположиви опсег радних режима у којем је могуће вршити испитивања.

У реалним радним условима, максимални расположиви проток пумпе ограничен је карактеристиком стварног система (цевовода) и карактеристиком саме пумпе. Кавитацијска испитивања могућа су само при протоцима који су мањи од максималног протока, са обзиром да се током ових испитивања увек врши веће или мање пригушивање (редуковање притиска) на усисној страни пумпе.

У лабораторијским условима по правилу је могуће остварити знатно шири опсег протока испитиване пумпе. У лабораторијским испитним постројењима вода циркулише у круг, геодезијске висине дизања најчешће нема, па пумпа треба да савлада само хидрауличке губитке у испитним инсталацијама, где су цевоводи обично кратки. Често је ту присутна и помоћна пумпа помоћу које се расположиви опсег протока може додатно проширити.

У принципу, кавитацијска испитивања пумпи најбоље је вршити при константом протоку (видети ISO 9906:2012, табела 10). Поступак тече тако што се притварањем вентила на усисној грани пумпе (Z_u на сликама 4.8 и 4.9) најпре снижава притисак на усису пумпе²⁵. Кавитацијска резерва $NPSH$ опада, али истовремено опада и проток, који је затим потребно вратити на првобитну вредност отварањем вентила на потису пумпе (Z_p). Када је поток подешен, приступа се мерењу

²⁵ Реч је о такозваном „отвореним“ испитним инсталацијама, код којих у црпилишту пумпе влада атмосферски притисак.

потребних радних параметара, након чега се поступак понавља док се не достигне задати кавитацијски критеријум (обично пад напора од 3% на дијаграму $H-NPSH$).

Описана методологија увек је примењива у лабораторијским условима. Такође, већина публикованих радова који се односе на испитивање кавитације у центрифугалним пумпама базирана је на мерењу при константном протоку.

Међутим, у реалним радним условима, посебно када се ради у пумпама у системима градских водовода, често се појављују проблеми техничке и организационе природе који овакав метод испитивања онемогућавају (а понекад и било какав други метод). Ту спадају:

- сталне промене радног режима пумпе (протока) услед прилагођавања захтевима конзумног подручја,
- неповољне карактеристике пумпе (нпр. сувише положена $Q-H$ крива) и неповољан радни режим (нпр. проток знатни мањи од Q_{opt}),
- неповољна конфигурација система – нпр. дугачки потисни цевоводи који захтевају дуже време за стабилизацију протока,
- могућност нестабилног рада пумпног система у условима појаве кавитације, што може да доведе до хаварије,
- стање и техничке карактеристике вентила на усисном и потисном цевоводу пумпе – лоше или никакве регулацијске карактеристике, неисправност, отежана или немогућа манипулација, појава вибрација, појава кавитације, недоступност и слично,
- временска ограничења – кавитацијска испитивања базирана на сталном подешавању задатог протока предуго трају за пумпне системе који морају да обезбеде несметано и континуирано снабдевање становништва водом,
- сарадња власника пумпног постројења – обезбеђивање потребних дозвола за приступ и рад на постројењу, обезбеђивање техничке подршке, обезбеђивање потребног броја квалификованог особља, пружање гаранција да пумпни систем и његова основна функција неће бити угрожени током испитивања и слично,
- други проблеми (којих увек има).

Када је реч о испитивањима спроведеним у оквиру ове докторске дисертације, кавитацијска испитивања са $Q = const$ била су могућа једино у ПС „Институт“, и то само при једном протоку, што је било условљено обликом $Q-H$ карактеристике испитиване пумпе (о чему ће бити више речи у потпоглављу 6.1 у којем су приказани резултати испитивања ове пумпе).

У пумпној станици „Звездара 2“, вентил на потису испитиване пумпе (Z_p на сликама 4.8 и 4.9) био је тешко доступан и повезан на систем аутоматике, без могућности да се пребаци у ручни режим рада. Такође, уочене су нешто веће промене протока у нормалном раду, са обзиром да ова пумпа потискује воду у дистрибутивну мрежу конзумног подручја. У пумпној станици „Лиман“, примећено је да стабилизација протока након промене радног режима предуго траје, што је вероватно последица дугачког потисног цевовода (3,9 km), па се из тог разлога одустало од методе константног протока. У ове две пумпне станице кавитацијска испитивања вршена су методом снижавања притиска на усису пумпе (притварањем вентила Z_{in}) и праћењем радне тачке пумпе дуж њене $Q-H$ карактеристике (видети нпр. слику 6.10).

Кавитацијско испитивање пумпе снижавањем притиска на усису пумпе, при чему је проток променљива величина, такође спада у стандардне методе испитивања и дефинисано је односним стандардом ISO 9906:2012.

Од осталих проблема који могу да утичу на ток кавитацијских (и других) испитивања, али и на саме резултате испитивања, треба споменути могуће проблеме са монтажом мерних уређаја: непостојање мерних прикључака, оштећене површине цевовода, влага, поплављене инсталације, проблеми са напајањем и слично. Ту спада и врло чест проблем са проналажењем технички адекватне локације за монтажу мерних уређаја, посебно мерила протока (нпр. непостојање довољно дугачких равних деоница цевовода).

Коначно, када су у питању конкретно кавитацијска испитивања, посебан проблем може да представља тип и положаја вентила (Z_w) на усисном цевоводу. Као што је већ речено, овај вентил користи се за снижавање притиска на усису пумпе, односно, помоћу њега се пумпа уводи у кавитацијски режим рада. У све три пумпне станице у којима су вршена кавитацијска испитивања, овај вентил био је типа засун (па према томе и није вентил него затварач). За засуне је познато да имају веома лошу регулацијску карактеристику, односно да почињу да остварују осетлији отпор струјању тек у последњој трећини хода свог затварачког елемента, док при крају хода, врло мале промене положаја затварачког елемента изазивају драстичне промене пада притиска и протока.

Са једне стране, овако лоша регулацијска карактеристика онемогућава финије подешавање жељеног притиска на усису пумпе, односно кавитацијске резерве $NPSH$. Са друге стране, што је још неповољнија околност, при малим отвореностима, могуће је да сам засун уђе у кавитацијски режим рада. Уколико је он монтиран сувише близу усисног пресека пумпе, то може да доведе у питање резултате кавитацијских испитивања, посебно резултате мерења вибрација на улазу у пумпу.

То је један од основних разлога због којег су мерења вибрација вршена у више тачака на кућишту пумпе.

5 ОПИС МЕРНЕ ОПРЕМЕ И ПРОЦЕНА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ

5.1 ТЕХНИЧКЕ КАРАКТЕРИСТИКЕ КОРИШЋЕНЕ МЕРНЕ ОПРЕМЕ

У овом потпоглављу дат је преглед комплетне мерне опреме која је коришћена током експерименталних испитивања и дате су основне техничке карактеристике те опреме.

5.1.1 МЕРЕЊЕ ПРИТИСКА

За потребе одређивања напора пумпе H и кавитацијске резерве $NPSH$, мерене су три притисне величине (слике 4.8 и 4.9):

- потпритисак на усису пумпе p_{vl} ,
- натпритисак на потису пумпе p_{mII} и
- атмосферски притисак p_a .

Натпритисак p_{mII} мерен је помоћу електронског манометра типа „Jokogawa EJA 530 A“ (слика 5.1). Потпритисак p_{vl} мерен помоћу електронског диференцијалног манометра типа „Jokogawa EJA 110 A“ (слика 5.2), који је за ову прилику коришћен као вакуум-метар (прикључак ниског притиска повезан са усисом пумпе, прикључак високог притиска отворен према атмосфери). Оба мерила притиска била су повезана на уређај за аквизицију („Analog Acquisition Unit“ на сликама 4.8 и 4.9). Пре почетка сваке кампање мерења, оба мерила притиска баждарена су у Лабораторији за механику флуида Факултета техничких наука у Новом Саду. За баждарење је коришћена притисна вага типа „3/PD 60“.

Атмосферски притисак p_a мерен је помоћу компактног електронског барометра типа „Testo 511“ (слика 5.3).

Основне техничке карактеристике коришћених мерила притиска дате су у табелама 5.1 до 5.3.



Слика 5.1. Манометар „Jokogawa EJA 530A“



Слика 5.2. Диференцијални манометар „Jokogawa EJA 510A“



Слика 5.3. Barometar „Testo 511“

Табела 5.1. Техничке карактеристике манометра „Jokogawa EJA 530 A“

Мерни опсег	0 - 20 bar (подешен на 0 - 10 bar)
Мерни однос	1 : 20
Мерна несигурност	± 0,2 % (од подешеног мерног опсега)
Резолуција	0,01 bar
Излазни сигнал	4-20 mA DC

Табела 5.2. Техничке карактеристике диференцијалног манометра „Jokogawa EJA 510 A“

Мерни опсег	0 - 100 kPa (подешен на 0 - 100 kPa)
Мерни однос	1 : 100
Мерна несигурност	± 0,065 % (од подешеног мерног опсега)
Резолуција	0,01 kPa
Излазни сигнал	4-20 mA DC
Аларм	+110 % од опсега (21,6 mA) -5 % од опсега (3,2 mA)

Табела 5.3. Техничке карактеристике барометра „Testo 511“

Мерни опсег	200 - 1200 hPa
Мерна несигурност	± 3 hPa
Резолуција	0,1 hPa

5.1.2 МЕРЕЊЕ ПРОТОКА

Ни у једној од три пумпне станице у којима су вршена кавитацијска испитивања пумпи нису постојали технички услови (довољно дугачке равне деонице цевовода) за монтажу преносног ултразвучног мерила протока са којим располаже Лабораторија за механику флуида Факултета техничких наука („Krohne UFM 610 P“). Из тог разлога, за мерење протока (Q_p на сликама 4.8 и 4.9) коришћена су мерила протока која су иначе уграђена на потисним цевоводима ових пумпних станица:

- ултразвучно мерило протока типа „Danfoss SonoFlo Sono 3300 CT“ – ПС „Лиман“,
- електромагнетно мерило протока типа „Endress+Hauser Promag 10 W“ – ПС „Институт“ и ПС „Звездара 2“.

Основне техничке карактеристике сва три мерила протока дате су у табелама 5.4 до 5.6. Мерни сигнал 4-20 mA са ових уређаја спроведен је и до уређаја за аквизицију података („Analog Acquisition Unit“).

Табела 5.4. Техничке карактеристике мерила протока „Danfoss SonoFlo Sono 3300 СТ“ уграђеног у ПС „Лиман“

Називни пречник/ притисак	DN 700/ PN 10
Мерни опсег	0 - 10 m/s (0 - 3850 L/s) (подешен на 0 - 1000 L/s)
Мерна несигурност	± 0,5 % за $v > 0,25$ m/s
Излазни сигнал	4-20 mA DC
Подаци о калибрацији	новембар 2015.

Табела 5.5. Техничке карактеристике мерила протока „Endress+Hauser Promag 10 W“ уграђеног у ПС „Институт“

Називни пречник/ притисак	DN 400/ PN 10
Мерни опсег	0 - 10 m/s (0 - 1250 L/s) (подешен на 0 - 500 L/s)
Мерна несигурност	± 0,5 % ± 2 mm/s
Излазни сигнал	4-20 mA DC
Подаци о калибрацији	јун 2015.

Табела 5.6. Техничке карактеристике мерила протока „Endress+Hauser Promag 10 W“ уграђеног у ПС „Звездара 2“

Називни пречник/ притисак	DN 300/ PN 10
Мерни опсег	0 - 10 m/s (0 - 700 L/s) (подешен на 0 - 300 L/s)
Мерна несигурност	± 0,5 % ± 2 mm/s
Излазни сигнал	4-20 mA DC
Подаци о калибрацији	–

5.1.3 МЕРЕЊЕ БРЗИНЕ ОБРТАЊА

Брзина обртања вратила пумпе/ електромотора (n_p на сликама 4.8 и 4.9) мерена је помоћу оптичког тахометра типа „Monarh ROS W“ (слика 5.4), опсега мерења 1 - 250.000 min^{-1} . Излазни сигнал уређаја (негативан напонски пулсни сигнал) био је повезан са уређајем за аквизицију података („Analog Acquisition Unit“).



Слика 5.4. Оптички тахометар „Monarh ROS W“

5.1.4 МЕРЕЊЕ ТЕМПЕРАТУРЕ

Температура воде процењена је као температура спољашње површине потисног цевовода пумпе умањена за $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура површине цевовода мерена је помоћу инфрацрвеног термометра типа „KSB 380-EN-01“ (слика 5.5). Основне техничке карактеристике уређаја дате су у табели 5.7.

Табела 5.7. Техничке карактеристике манометра „KSB 380-EN-1“

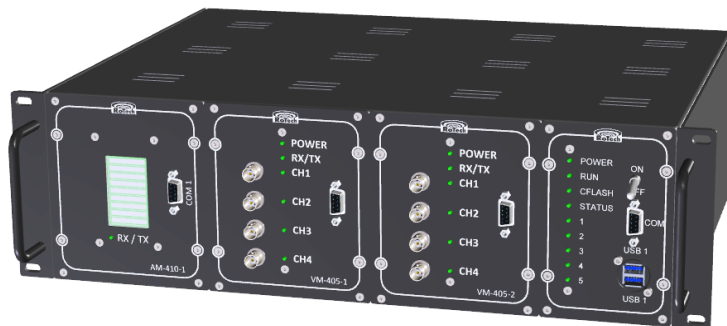
Мерни опсег	$-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $380\text{ }^{\circ}\text{C}$
Мерна несигурност	$\pm 1,5\%$ или $\pm 1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (шта је веће)
Резолуција	$0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$



Слика 5.5. Инфрацрвени термометар „KSB 380-EN-1“

5.1.5 УРЕЂАЈ ЗА АКВИЗИЦИЈУ МЕРНИХ ВЕЛИЧИНА „ANALOG ACQUISITION UNIT“

Мерни сигнали натпритиска p_{ml} , потпритиска p_{vl} , протока Q_p и брзине обртања пумпе n_p , прикупљани су у уређају за аквизицију типа „RoTech Analog Acquisition Unit“ (слика 5.6), из којег су накнадно експортирани у формату погодном за даљу обраду на персоналном рачунару.



Слика 5.6. Уређај за аквизицију мерних сигнала „RoTech Analog Acquisition Unit“

Уређај „RoTech Analog Acquisition Unit“ састоји се из четири модула:

- централне јединице са меморијом (крајњи десни модул на слици 5.6),
- два четвороканална модула за аквизицију мерних сигнала вибрација „RoTech VM-405“ (два средишња модула на слици 5.6) и
- једног модула за аквизицију аналогних мерних сигнала „Rotech AM-410“ (крајњи леви модул на слици 5.6).

Током мерења, коришћени су само централна јединица и модул за аквизицију аналогних мерних сигнала. Основне техничке карактеристике овог модула дате су у табели 5.8.

Табела 5.8. Техничке карактеристике модула ја аквизицију аналогних мерних сигнала „Rotech AM-410“

Број аналогних улаза	8 (4-20 mA, 0-10 V)
Број дигиталних улаза	2 (за фазну синхронизацију)
Број дигиталних излаза	2
Комуникациони порт	RS 232
А/D конвертер	2x24 bit, са одвојеним каналима за сваки аналогни улаз
Брзине узорковања	мале брзине: 10, 20, 50, 100, 200 узорака/s велике брзине: 500, 1000, 2000 узорака/s

5.1.6 МЕРЕЊЕ ВИБРАЦИЈА

Мерења вибрација на кућиштима пумпи (V_1 , V_2 и V_3 на сликама 4.8 и 4.9) вршена су помоћу преносног вишенаменског анализатора типа „SKF Microlog CMVA 60“ (слика 5.7). Помоћу истог уређаја вршена је и спектрална анализа сигнала вибрација. Ради се о уобичајеном уређају који се користи за анализу вибрација механичких система са ротационим елементима.

„SKF Microlog CMVA 60“ у себи садржи јединицу за аквизицију, интерну меморију (6 MB) и различите алате за анализу како сигнала вибрација тако и других мерних сигнала. Основне техничке карактеристике уређаја дате су табели 5.9.



Слика 5.7. Анализатор вибрација „SKF Microlog CMVA 60“

Табела 5.9. Техничке карактеристике анализатора вибрација „Microlog CMVA 60“

Улазни сензори:	<ul style="list-style-type: none"> ▪ акцелерометар, индуктивни давач, бесконтактна сонда, ▪ SEE сензор, ▪ АС/DC сензор („ампер клешта“), ▪ сензор притиска, ▪ сензор температуре, ▪ тахометар.
Мерења:	<ul style="list-style-type: none"> ▪ мерни опсег: 0,5 Hz - 20 kHz ▪ резолуција: 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400 линија ▪ FFT анализа ▪ програмске функције: „Hanning“, „Uniform“, Flat Top
Приказ резултата:	<ul style="list-style-type: none"> ▪ FFT ▪ временски домен ▪ dual (FFT и временски домен)
Апликације:	<ul style="list-style-type: none"> ▪ уравнотежење ротора у једној равни, ▪ уравнотежење ротора у две равни, ▪ мерење вектора вибрација (амплитуда и фаза), ▪ анализа струјних параметара електромотора, ▪ модална анализа, ▪ мерење вибрација у прелазним режимима.
Комуникациони порт	<ul style="list-style-type: none"> ▪ RS 232

Као сензори за мерење вибрација на кућиштима пумпи коришћени су пиезоелектрични акцелерометри типа „Wilcoxon Research 780 В“ (слика 5.8). Сензори су опремљени перманентним магнетима за laku монтажу на метална кућишта испитиваних машина.

Основне техничке карактеристике коришћених акцелерометара дате су у табели 5.10.



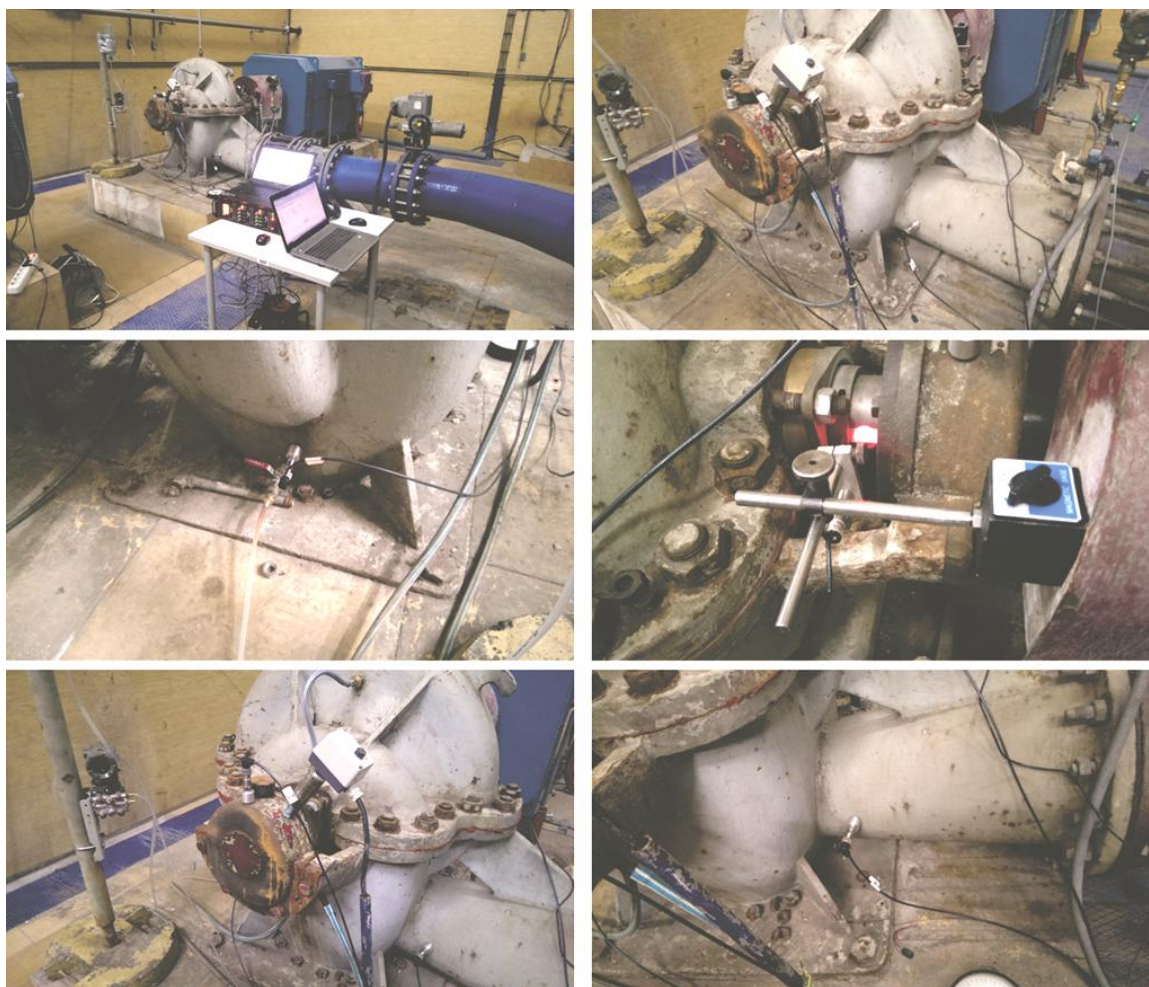
Слика 5.8. Акцелерометар „Wilcoxon Research 780 В“

Табела 5.10. Техничке карактеристике акцелерометра „Wilcoxon Research 780 В“

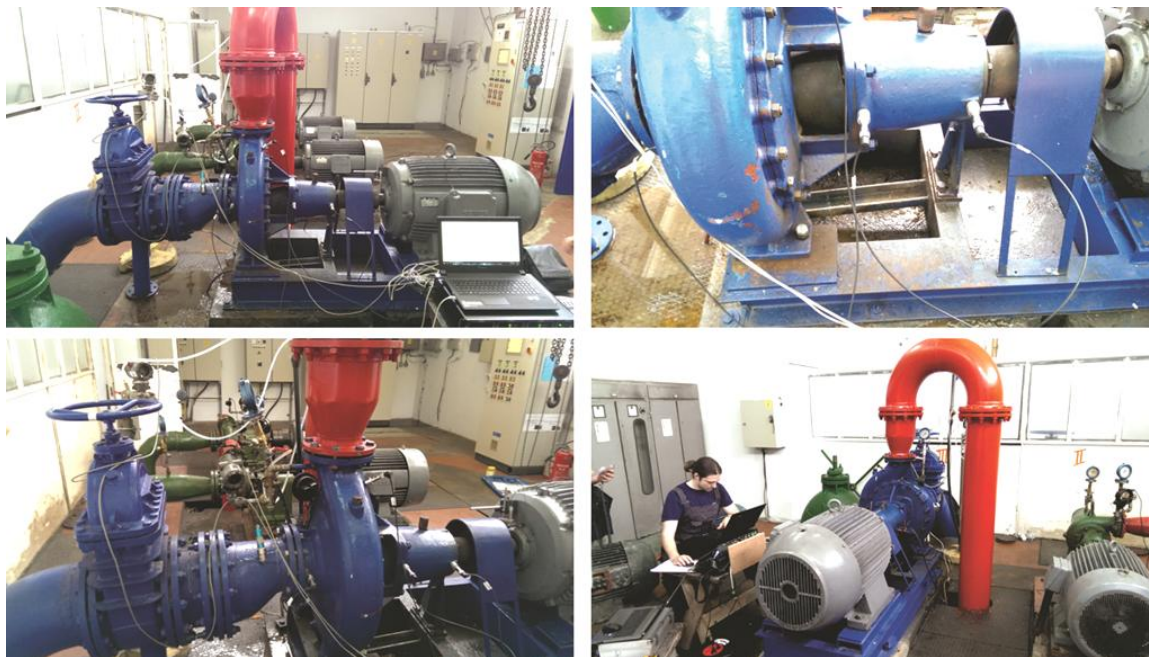
Осетљивост (25 °С)	100 mV/g
Толеранција осетљивости	± 10 %
Опсег убрзања	80 g (вршна вредност)
Амплитудна нелинеарност	1 %
Фреквентни одзив	± 5 % (1-7000 Hz) ± 10 % (0,7-9000 Hz) ± 3 dB (0,5-14.000 Hz)
Резонантна фреквенција	30 kHz
Максимална вредност вибрација	500 g (вршна вредност)
Максимална вредност вибрација при удару	5.000 g (вршна вредност)

5.2 ФОТО ДОКУМЕНТАЦИЈА

На наредним сликама, илустрације ради, приказан је део фотодокументације начињен током мерења у пумпним станицама „Лиман“ и „Звездара 2“ у Београду.



Слика 5.9. Испитне инсталације – мерење у ПС „Лиман“ у Новом Саду



Слика 5.10. Испитне инсталације – мерење у ПС „Звездара 2“ у Београду

5.3 ПРОЦЕНА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ

5.3.1 Увод – ОСНОВНИ ТЕРМИНИ ТЕОРИЈЕ ГРЕШАКА

Мерење је експериментални поступак којим се одређује вредност мерене величине у одређеним околностима. Међутим, и уз примену најтачнијих мерних метода и уређаја увек долази до одређеног одступања између стварне и измерене вредности физичке величине.

Ова одступања настају услед:

- несавршености мерне опреме,
- мерног поступка,
- мерног објекта и
- личне грешке мерача.

Настала одступања називају се апсолутним грешкама Δ_i мерења и представљају разлику између вредности очитане на мерилу x_i и стварне вредности мерене величине x :

$$\Delta_i = x_i - x \quad (5.1)$$

где је грешка позитивна ако је измерена вредност већа од стварне вредности и обрнуто.

За оцену одступања стварне од измерене вредности често се користи и појам релативне грешке ε_i , који се дефинише као однос између апсолутне грешке Δ_i i -тог мерења и стварне вредности мерене величине x :

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta_i}{x} = \frac{x_i - x}{x} \quad (5.2)$$

Према законитости настајања (ISO 5168:2005), грешке се деле на: систематске, случајне и грубе грешке (слика 5.11).



Слика 5.11. Основни термини теорије грешака (ISO 5168:2005)

Систематска грешка је грешка чији је узрок у великом броју случајева неизбежан. Систематске грешке не могу да се избегну понављањем мерења под истим условима и статистичком анализом. Важна карактеристика систематских грешака, помоћу које оне некада могу да се установе, је чињеница да имају приближну сличну величину и исти знак, тј. да се увек јављају у истом смеру (измерена величина је увек већа или мања од стварне вредности) при понављању мерења у приближно једнаким условима (слика 5.11).

Случајне грешке смањују се понављањем мерења под истим условима и статистичком обрадом резултата мерења. Случајне грешке мерења битно се разликују од систематских, јер при скоро сваком поновљеном мерењу у приближном једнаким условима, са подједнаком вероватноћом могу бити како позитивне тако и негативне (слика 5.11). Узроци настанка случајних грешака мерења не могу да се утврде, а то значи да не могу да се искључе из процеса мерења.

Грубе (фаталне) грешке обично су изазване непажњом или пропустом у примени основних физичких принципа на којима се базира метода мерења. Груба грешка је грешка мерења или посматрања која настаје услед немарног читавања са мерила, неисправног мерила или услед неправилног избора мерног поступка. Под грубом грешком подразумева се она грешка чија вредност прелази троструку вредност стандардног одступања (слика 5.11). Ове грешке се лако уочавају и искључују из резултата мерења.

Мерна несигурност

Тачност мерења приказује се путем мерне несигурности, односно интервала у коме ће се јављати резултати мерења. Мерна несигурност обухвата случајну и систематску грешку, док се грубе грешке, уколико су уочене, елиминишу из измерених података неким од постојећих критеријума (Цвијановић, 1998): Диксонов (Dixon) критеријум, Групсов (Grubbs) критеријум, критеријум Шовенеа (Chauvennet).

Релативна мерна несигурност дефинише се као:

$$e = \sqrt{e_R^2 + e_S^2} \quad (5.3)$$

где су: e_R – релативна непоузданост мерења [%] и

e_S – релативна систематска грешка [%].

Када је у питању мерење параметара на ротационим пумпама, дозвољене вредности релативне мерне несигурности e прописане су стандардом ISO 9906:2012 (табела 5.11).

Табела 5.11. Дозвољене вредности релативне мерне несигурности e (ISO 9906:2012)

Мерна величина	Ознака	Класа 1	Класе 2 и 3
Проток	e_Q	$\pm 2,0$	$\pm 3,5$
Брзина обртања	e_n	$\pm 0,5$	$\pm 2,0$
Момент	e_T	$\pm 1,4$	$\pm 3,0$
Напор пумпе	e_H	$\pm 1,5$	$\pm 3,5$
Улазна снага	$e_{P_{gr}}$	$\pm 1,5$	$\pm 3,5$
Улазна снага (израчуната на основу момента и брзине обртања)	e_P	$\pm 1,5$	$\pm 3,5$
Улазна снага (израчуната на снаге и ефикасности мотора)	e_P	$\pm 2,0$	$\pm 4,0$

Релативна непоузданост мерења e_R .

Гаус (Gaus) је увео еквивалентну грешку случајних грешака n појединачних мерења која се назива стандардно одступање (средња квадратна грешка):

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - x)^2} \quad (5.4)$$

Изрази (5.1), (5.2) и (5.4) се не користе у пракси због непознавања стварне грешке Δ_i , односно стварне вредности мерене величине x . Због тога се стварна вредност мерене величине апроксимира средњом аритметичком средином измерених вредности:

$$x \approx \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (5.5)$$

па изрази (5.1), (5.2) и (5.4) постају:

$$\Delta_i = x_i - \bar{x} \quad (5.6)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta_i}{\bar{x}} = \frac{x_i - \bar{x}}{\bar{x}} \quad (5.7)$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.8)$$

Релативна непоузданост мерења дефинише се као:

$$e_R = \frac{100ts}{\bar{x}\sqrt{n}} \quad (5.9)$$

где је t функција од броја мерења n , дата у табели 5.12.

Табела 5.12. Вредности студентове расподеле за ниво поузданости 95 % (ISO 9906:2012)

n	t	n	t
3	4,30	12	2,20
4	3,18	13	2,18
5	2,78	14	2,16
6	2,57	15	2,14
7	2,45	16	2,13
8	2,36	17	2,12
9	2,31	18	2,11
10	2,26	19	2,10
11	2,23	20	2,09

Релативна непоузданост мерења e_R може да се процени ако је расподела измерених вредности око средње вредности позната.

Уколико је мерена величина случајна независна променљива, тј. уколико има стохастички карактер, релативна мерна непоузданост се обично процењује узимањем n измерених вредности и рачунањем стандардне расподеле, где се генерално препоручује да је број измерених величина $n > 20$ (према ISO 9906:2012 барем 3).

Код већег броја мерења веома је важно да се утврди да ли расподела измерених вредности задовољава неку од теоријских расподела, нпр. нормалну Гаусову расподелу. Да би се то проверило рачуна се Хи-функција χ^2 , која је дефинисана једначином:

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_i^2}{\bar{x}} \quad (5.10)$$

где су: Δ_i - појединачна случајна грешка код i -тог мерења и

\bar{x} - средња аритметичка вредност резултата свих мерења.

Добијена вредност χ^2 из једначине (5.10) треба да се упореди са теоријским вредностима из табеле 5.13. Примера ради, ако за $n = 20$ мерења, χ^2 има вредност између 11,7 и 27,2 (што у табели 5.13 одговара интервалу вероватноће $0,9 < P < 0,1$), може се сматрати да је расподела резултата мерења углавном статистички нормална.

Ако се покаже да вредности релативне мерне несигурности e дате у табели 5.11 не могу да се задовоље, тада је потребно повећати број мерења n , јер се са повећањем броја мерења смањује релативна мерна непоузданост e_R (5.9), а самим тим се смањује и укупна релативна мерна несигурност e .

Приликом рада пумпи, чак и у лабораторијским условима, могу се јавити флукуације радних параметара великих амплитуда. У том случају се мерење потребних величина може извести са мерним уређајима који имају опцију пригушења, тако да вредности флукуација измерених радних параметара буду у складу са препорукама стандарда (ISO 9906:2012), које су приказане у табели 5.14.

Табела 5.13. Вредности χ^2 за различите бројеве мерења n и статистичке сигурности P (Ђирић и др., 1991)

n	P												
	0,99	0,98	0,95	0,90	0,80	0,70	0,50	0,30	0,20	0,10	0,05	0,02	0,01
1	1,57e-4	6,28e-4	3,93e-3	0,0158	0,0642	0,148	0,455	1,074	1,642	2,706	3,841	5,412	6,635
2	0,0201	0,0404	0,103	0,211	0,446	0,713	1,368	2,408	3,219	4,605	5,991	7,824	9,210
3	0,115	0,185	0,352	0,584	1,005	1,424	2,366	3,665	4,642	6,258	7,815	9,837	11,345
4	0,297	0,429	0,711	1,064	1,649	2,195	3,357	4,878	5,989	7,779	9,488	11,668	13,277
5	0,554	0,752	1,145	1,610	2,343	3,000	4,351	6,064	7,289	9,236	11,070	13,388	15,086
6	0,872	1,134	1,635	2,204	3,070	3,828	5,348	7,231	8,558	10,645	12,592	15,033	16,812
7	1,239	1,564	2,167	2,833	3,822	4,671	6,346	8,383	9,803	12,017	14,067	16,622	18,475
8	1,646	2,032	2,733	3,490	4,594	5,527	7,344	9,524	11,030	13,362	15,507	18,168	20,090
9	2,088	2,532	3,325	4,168	5,380	6,393	8,343	10,656	12,242	14,684	16,919	19,679	21,666
10	2,558	3,059	3,940	4,865	6,179	7,267	9,342	11,781	13,442	15,987	18,307	21,161	23,209
11	3,053	3,609	4,575	5,578	6,989	8,148	10,341	12,899	14,631	17,275	19,675	22,618	24,725
12	3,571	4,178	5,226	6,304	7,807	9,034	11,340	14,011	15,812	18,549	21,026	24,054	26,217
13	4,107	4,765	5,892	7,042	8,634	9,926	12,340	15,119	16,985	19,812	22,362	25,472	27,688
14	4,660	5,368	6,571	7,790	9,467	10,821	13,339	16,222	18,151	21,064	23,685	26,873	29,141
15	5,229	5,985	7,261	8,547	10,307	11,721	14,339	17,332	19,311	22,307	24,996	28,259	30,578
16	5,812	6,614	7,962	9,312	11,152	12,624	15,338	18,418	20,465	23,542	26,296	29,633	32,000
17	6,408	7,255	8,672	10,085	12,002	13,531	16,338	19,511	21,615	24,769	27,587	30,995	33,409
18	7,015	7,906	9,390	10,865	12,857	14,440	17,338	20,601	22,760	25,989	28,869	33,346	34,805
19	7,633	8,567	10,117	11,651	13,716	15,352	18,388	21,689	23,900	27,204	30,114	33,687	36,191
20	8,260	9,237	10,851	12,444	14,578	16,266	19,337	22,775	25,038	28,412	31,410	35,020	37,566
21	8,897	9,915	11,591	13,240	15,445	17,182	20,337	23,858	26,171	29,615	32,671	36,343	38,932
22	9,542	10,600	12,238	14,041	16,314	18,101	21,337	24,939	27,301	30,813	33,924	37,659	40,289
23	10,196	11,293	13,091	14,848	17,187	19,021	22,337	26,018	28,429	32,007	35,172	38,968	41,638
24	10,855	11,992	13,848	15,659	18,062	19,943	23,337	27,096	29,553	33,196	36,415	40,270	42,980
25	11,524	12,697	14,611	16,473	18,940	20,867	24,337	28,172	30,675	34,382	37,652	41,566	44,314
26	12,198	13,409	15,379	17,292	19,820	21,792	25,336	29,246	31,795	35,563	38,885	42,856	45,642
27	12,879	14,125	16,151	18,114	20,703	22,710	26,336	30,319	32,912	36,741	40,113	44,140	46,963
28	13,565	14,847	16,928	18,939	21,588	23,647	27,336	31,391	34,027	37,916	41,337	45,419	48,278
29	14,256	15,574	17,708	19,768	22,475	24,577	28,336	32,461	35,139	39,087	42,557	46,693	49,588
30	14,953	16,306	18,493	20,599	23,364	25,508	29,336	34,530	36,250	40,256	43,773	47,962	50,892

Табела 5.14. Дозвољене вредности амплитуда флукуација дате процентуално од средње вредности измерене величине (ISO 9906:2012)

Мерна величина	Дозвољена амплитуда флукуација [%]		
	Класа 1	Класа 2	Класа 3
Проток	±2	±3	±6
Разлика притиска	±3	±4	±10
Излазни притисак	±2	±3	±6
Улазни притисак	±2	±3	±6
Улазна снага	±2	±3	±6
Брзина обртања	±0,5	±1	±2
Момент	±2	±3	±6
Температура	0,3 °C	0,3 °C	0,3 °C

Релативна систематска грешка e_s .

Према стандарду ISO 9906:2012 прописане су дозвољене вредности релативне систематске грешке при мерењу радних параметара на ротационим пумпама (5.15).

Табела 5.15. Дозвољене вредности релативне систематске грешке e_s (ISO 9906:2012)

Мерна величина	Максимална дозвољена систематска грешка [%]	
	Класа 1	Класе 2 и 3
Проток	$\pm 1,5$	$\pm 2,5$
Разлика притиска	$\pm 1,0$	$\pm 2,5$
Излазни притисак	$\pm 1,0$	$\pm 2,5$
Улазни притисак	$\pm 1,0$	$\pm 2,5$
Кавитацијска резерва	$\pm 0,5^a$	$\pm 1,0$
Улазна снага	$\pm 1,0$	$\pm 2,0$
Брзина обртања	$\pm 0,35$	$\pm 1,4$
Момент	$\pm 0,9$	$\pm 2,0$

5.3.2 ПРОЦЕНА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ ПРИ МЕРЕЊУ ХИДРАУЛИЧКИХ РАДНИХ ПАРАМЕТАРА ПУМПИ

Илустрације ради приказаће се мерна непоузданост три радна параметра (протока Q , напора H и кавитацијске резерве $NPSH$), која су мерена приликом испитивања пуме у пумпној станици „Лиман“ у Новом Саду. У табелама 5.16, 5.17 и 5.18 нумерички је приказан поступак одређивања стандардног одступања три наведена мерена радна параметра.

Табела 5.16. Стандардно одступање при мерењу протока пумпе

n	Q_i [L/s]	$(Q_i - \bar{Q})$ [L/s]	$(Q_i - \bar{Q})^2$
1	428,11	-2,86	8,17
2	426,62	-4,35	18,90
3	428,62	-2,35	5,51
4	430,16	-0,81	0,65
5	430,42	-0,55	0,30
6	430,79	-0,18	0,03
7	429,60	-1,37	1,87
8	428,77	-2,20	4,85
9	428,66	-2,31	5,34
10	429,28	-1,69	2,86
11	430,21	-0,76	0,58
12	430,72	-0,25	0,06
13	431,88	0,91	0,83
14	433,53	2,56	6,57
15	433,74	2,77	7,66
16	433,73	2,76	7,61
17	433,35	2,38	5,65
18	433,66	2,68	7,21
19	434,02	3,04	9,27
20	433,53	2,56	6,57
\bar{Q} [L/s]	430,97	s_Q [L/s]	$\pm 2,3$

Табела 5.17. Стандардно одступање при мерењу напора пумпе H

n	H_i [m]	$(H_i - \bar{H})$ [m]	$(H_i - \bar{H})^2$
1	75,78	-0,04	0,00146
2	75,74	-0,08	0,00571
3	75,75	-0,06	0,00415
4	75,81	-0,01	0,00013
5	75,80	-0,02	0,00031
6	75,77	-0,05	0,00214
7	75,80	-0,02	0,00030
8	75,82	0,00	0,00001
9	75,83	0,01	0,00005
10	75,84	0,02	0,00033
11	75,84	0,02	0,00062
12	75,83	0,01	0,00004
13	75,82	0,00	0,00002
14	75,83	0,01	0,00015
15	75,85	0,03	0,00105
16	75,86	0,04	0,00198
17	75,88	0,06	0,00328
18	75,87	0,05	0,00219
19	75,84	0,02	0,00035
20	75,82	0,00	0,00000
\bar{H} [m]	75,82	s_H [m]	$\pm 0,035$

Табела 5.18. Стандардно одступање при мерењу кавитацијске резерве $NPSH$

n	$NPSH_i$ [m]	$(NPSH_i - \bar{NPSH})$ [m]	$(NPSH_i - \bar{NPSH})^2$
1	9,35	0,01	0,00004
2	9,35	0,00	0,00002
3	9,36	0,01	0,00009
4	9,37	0,02	0,00039
5	9,37	0,03	0,00074
6	9,37	0,03	0,00072
7	9,35	0,01	0,00004
8	9,34	-0,01	0,00009
9	9,32	-0,02	0,00054
10	9,33	-0,02	0,00024
11	9,33	-0,01	0,00022
12	9,33	-0,02	0,00030
13	9,33	-0,01	0,00016
14	9,34	0,00	0,00001
15	9,34	-0,01	0,00004
16	9,34	-0,01	0,00010
17	9,34	-0,01	0,00004
18	9,36	0,01	0,00009
19	9,35	0,01	0,00005
20	9,35	0,00	0,00001
\bar{NPSH} [m]	9,35	s_{NPSH} [m]	$\pm 0,0143$

Методом Хи-квадрата проверава се да ли измерени подаци задовољавају неку од теоријских расподела. Вредности функција Хи-квадрата при мерењу протока воде, напора и кавитацијске резерве пумпе износе:

$$\chi_Q^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_{Q_i}^2}{\bar{Q}} = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_i - \bar{Q})^2}{\bar{Q}} = \frac{100,46}{430,97} = 0,23 \quad (5.11)$$

$$\chi_H^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_{H_i}^2}{\bar{H}} = \frac{\sum_{i=1}^n (H_i - \bar{H})^2}{\bar{H}} = \frac{0,0243}{75,82} = 0,00032 \quad (5.12)$$

$$\chi_{NPSH}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_{NPSH_i}^2}{\bar{NPSH}} = \frac{\sum_{i=1}^n (NPSH_i - \bar{NPSH})^2}{\bar{NPSH}} = \frac{0,0039}{9,35} = 0,00042 \quad (5.13)$$

Може да се види да су вредности Хи-квадрата при мерењу наведена три радна параметра (број мерења $n = 20$) мање од 8,26 (табела 5.13) што одговара нивоу поузданости више од 99 %.

Коначно, релативне мерне поузданости при мерењу протока, напора и кавитацијске резерве износе:

$$e_{R,Q} = \frac{100ts_Q}{\bar{Q}\sqrt{n}} = \frac{100 \cdot 2,09 \cdot 2,3}{430,97\sqrt{20}} = \pm 0,249\% \quad (5.14)$$

$$e_{R,H} = \frac{100ts_H}{\bar{H}\sqrt{n}} = \frac{100 \cdot 2,09 \cdot 0,035}{75,82\sqrt{20}} = \pm 0,022\% \quad (5.15)$$

$$e_{R,NPSH} = \frac{100ts_{NPSH}}{\bar{NPSH}\sqrt{n}} = \frac{100 \cdot 2,09 \cdot 0,0143}{9,35\sqrt{20}} = \pm 0,0718\% \quad (5.16)$$

5.3.3 ПРОЦЕНА МЕРНЕ НЕСИГУРНОСТИ ПРИ МЕРЕЊУ ВИБРАЦИЈА

Са обзиром на природу вибрација, посебно кавитацијски индукованих вибрација, те на начин обраде мерног сигнала вибрација, тачнији прорачун мерне несигурности мерења вибрација далеко би превазишао оквире ове дисертације. Из тог разлога, овде ће се само навести да мерна несигурност самих акцелерометара, који су коришћени при мерењу вибрација, износи $\pm 5\%$ у опсегу мерних фреквенција 1 Hz до 7000 Hz, у којем су мерења вршена. Инструменти за аквизицију сигнала су за читаву класу прецизнији ($\pm 0,5\%$) од самог акцелерометра, тако да је укупна мерна несигурност у рангу ($\pm 5\%$).

6 ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСПИТИВАЊА И АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА

У овом поглављу приказани су карактеристични резултати који су добијени паралелним мерењем хидрауличких радних параметара пумпе (напора H , протока Q и кавитацијске резерве $NPSH$) и вибрација на одабраним тачкама на кућиштима пумпе које су испитиване у пумпним станицама „Институт“ и „Лиман“ у Новом Саду и „Звездара 2“ у Београду.

Резултати мерења приказани су у облику дијаграма. Промене одговарајућих карактеристичних радних параметара и параметара вибрација у функцији кавитацијске резерве $NPSH$, односно кавитацијског коефицијента σ , дате су кроз:

- дијаграме промене напора пумпе,
- дијаграме промене фреквентних спектра вибрација,
- дијаграме промене укупне ефективне вредности вибрацијске брзине V_{rms} (4.16) у изабраном спектру фреквенција и
- дијаграме промене укупне нормиране ефективне вредности вибрацијске брзине $V_{rms.norm}$ (4.18) у изабраном спектру фреквенција.

Дијаграми промене кавитацијске укупне ефективне вредности вибрацијске брзине CV_{rms} (4.17) нису приказани с обзиром да овај предложени параметар вибрација није дао добре резултате (због честе појаве негативних разлика под квадратним кореном). Такође, треба рећи да су на пумпама у ПС „Лиман“ и „Звездара 2“ вибрације мерене и на лежају пумпе на страни погонског електромотора, а не само на лежају на страни саме пумпе. Резултати ових мерења су се показали или као веома лоши или аналогни резултатима мерења на лежају на страни пумпе, па из тих разлога нису приказани.

6.1 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА У ПС „ИНСТИТУТ“ У НОВОМ САДУ

Кавитацијска испитивања у ПС „Институт“ вршена су при константном протоку испитиване пумпе. Због облика Q - H карактеристике пумпе (релативно положена карактеристика, слика 4.5) и карактеристике цевовода, испитивања су практично била могућа само у једном радном режиму и то при протоку који је знатно мањи од максималног протока који пумпа остварује у посматраном систему. Наиме, испитни радни режим пумпе мора бити одабран тако да максимални пад притиска на вентилу на усисном цевоводу, који се очекује при кавитацијском испитивању, мора бити компензован отварањем вентила на потису.

У конкретном случају, мерењем је установљено да при отвореним вентилима на усису и потису пумпа остварује проток од 144 L/s, чему одговара напор пумпе од 45,6 m. Измерена расположива кавитацијска резерва у том радном режиму износи око 15 m. Пажљивом анализом $H(Q)$ и $NPSHR(Q)$ карактеристика пумпе (слика 4.5), може се проценити да потребан пад притиска

који треба да се оствари пригушењем вентила на усису да би се пумпа увела у режим потпуно развијене кавитације износи око 1,3 bar. На почетку кавитацијских испитивања, овај пад притиска морао је да се оствари на вентилу на потисном цевоводу, што је пумпу увело у нови радни режим који карактерише знатно мањи проток и за око 10 m већи напор.

У табелама 6.1 до 6.3 дат је преглед карактеристичних параметара, мерних величина и параметара подешавања мерних уређаја који су од утицаја на резултате мерења.

На сликама 6.1 до 6.9 дати су одговарајући резултати добијени мерењима.

Табела 6.1. Подаци о испитиваној пумпи у ПС „Институт“

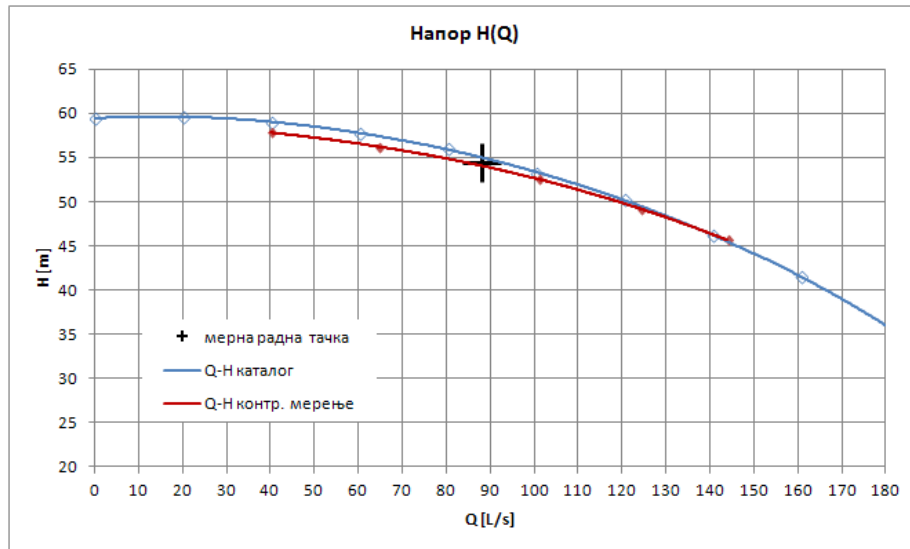
Тип пумпе	„KSB Etanorm M 150-400 M11“
Конструкција пумпе	центрифугална, једноstepена
Номинални проток Q_{opt} , напор и снага	120 L/s, 50 m, 90 kW
Референтна брзина обртања n (измерена)	1490 min ⁻¹
Специфична брзина обртања n_{sq}	27,45
Кавитацијска специфична брзина обртања n_{ss}	210,8
Номинални пречник усисног пресека d_I	DN 200
Номинални пречник потисног пресека d_{II}	DN 150
Екстерни пречник улаза у лопатични канал d_{1e}	≈ 0,95×200 = 190 mm
Положај референтне $NPSH$ равни ($z_0 - z_I$)	0 mm

Табела 6.2. ПС „Институт“ – процесни и радни параметри

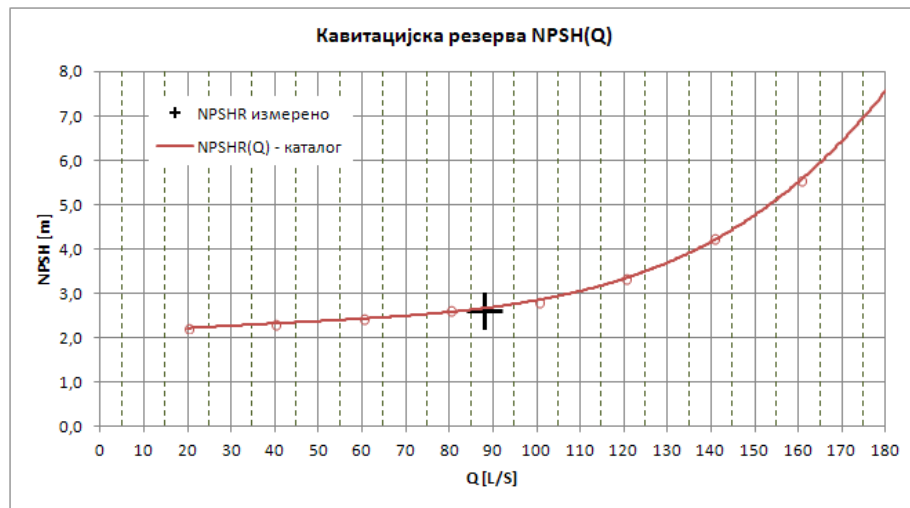
Атмосферски притисак p_a	989 mbar
Температура воде t	13,9 °C
Положај вакуум-метра на усису h_{vI}	950 mm
Положај манометра на потису h_{mII}	10 mm
Макс. проток пумпе у затеченим радним условима (отворени вентили на усису и потису)	144 L/s
Напор пумпе при макс. измереном протоку	45,6 m
Проток пумпе Q у испитиваној радној тачки	87,8 L/s
Напор пумпе у испитиваној радној тачки	54,5 m
Однос Q/Q_{opt}	0,73

Табела 6.3. ПС „Институт“ – параметри подешавања мерила вибрација

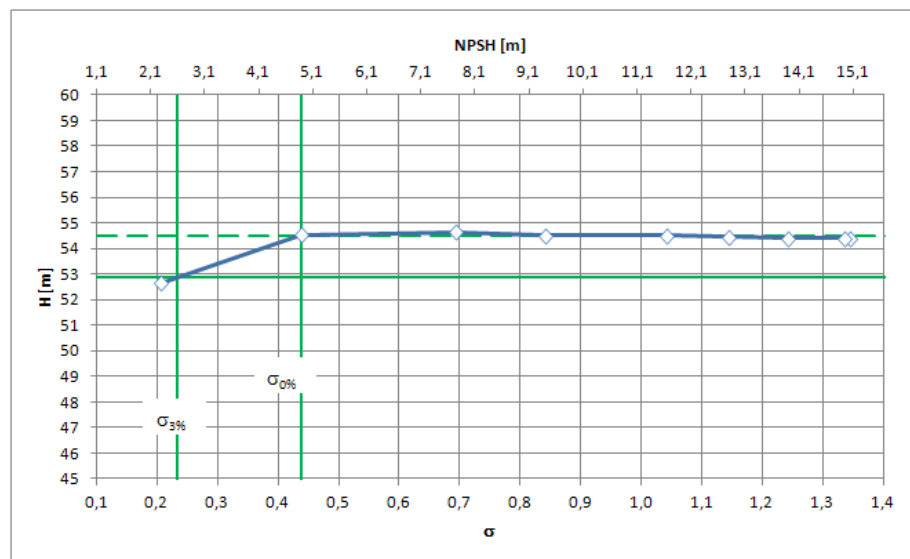
Фреквентни опсег мерења f_{min}, f_{max}	2 -4000 Hz
Број линија	3200
Број усредњавања	4
Прозорска функција	„Hanning“



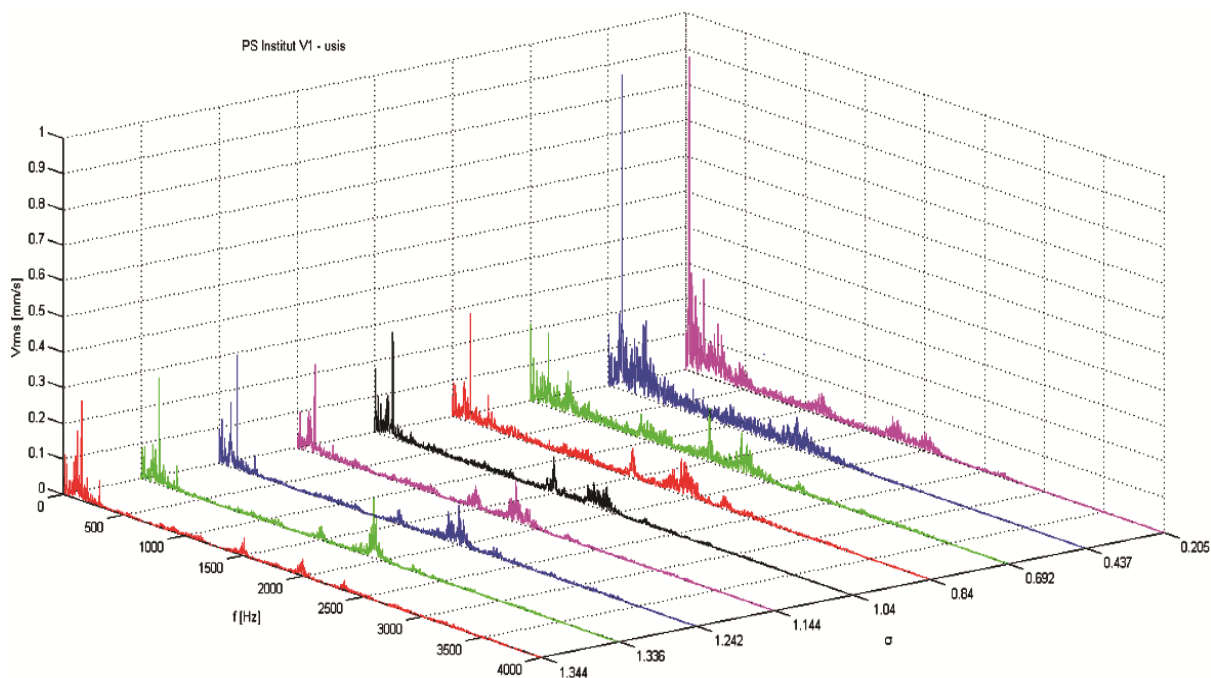
Слика 6.1. ПС „Институт“ – Радна тачка пумпе при кавитацијским испитивањима



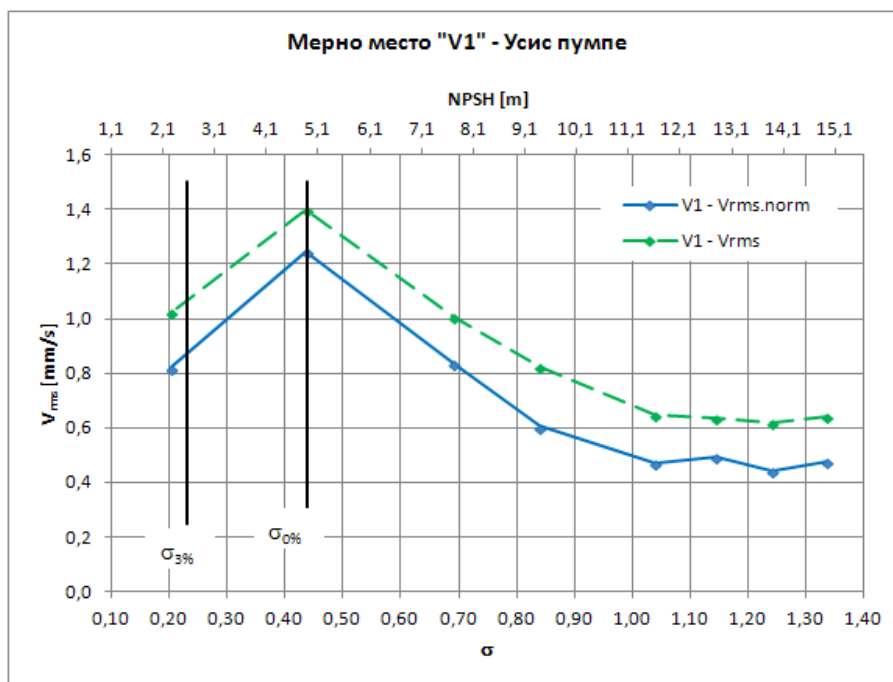
Слика 6.2. ПС „Институт“ – каталожка и измерена кавитацијска резерва пумпе



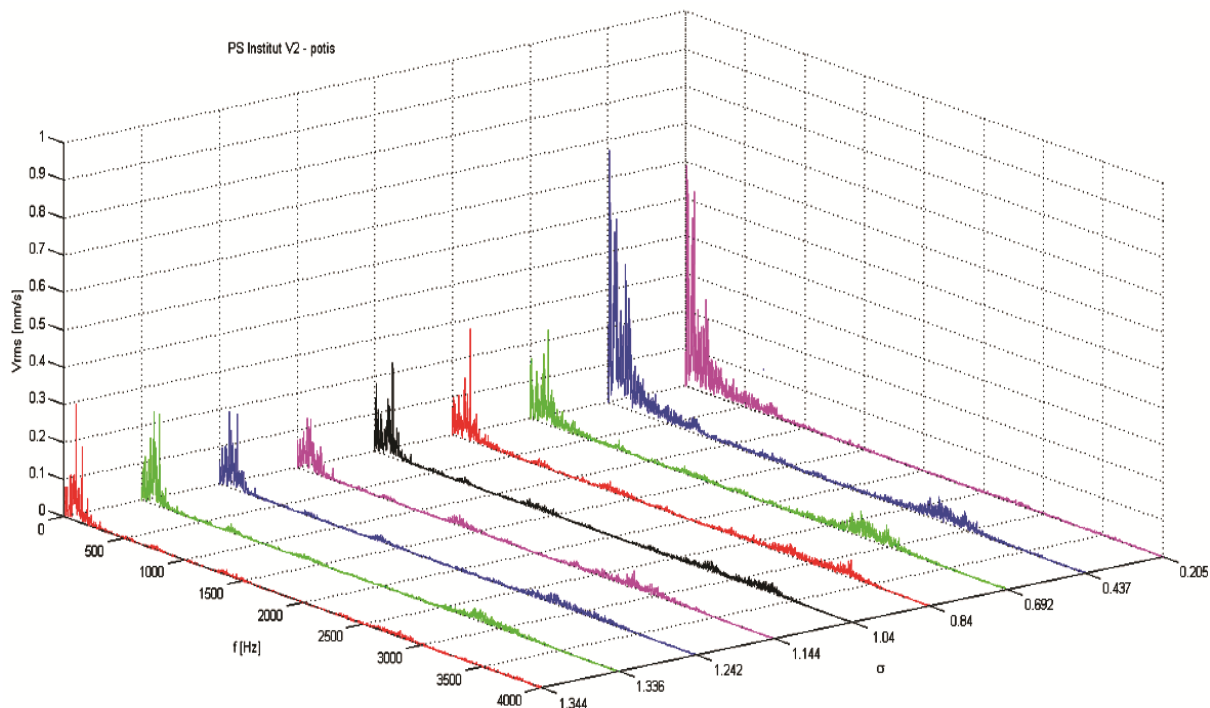
Слика 6.3. ПС „Институт“ – кавитацијски дијаграм



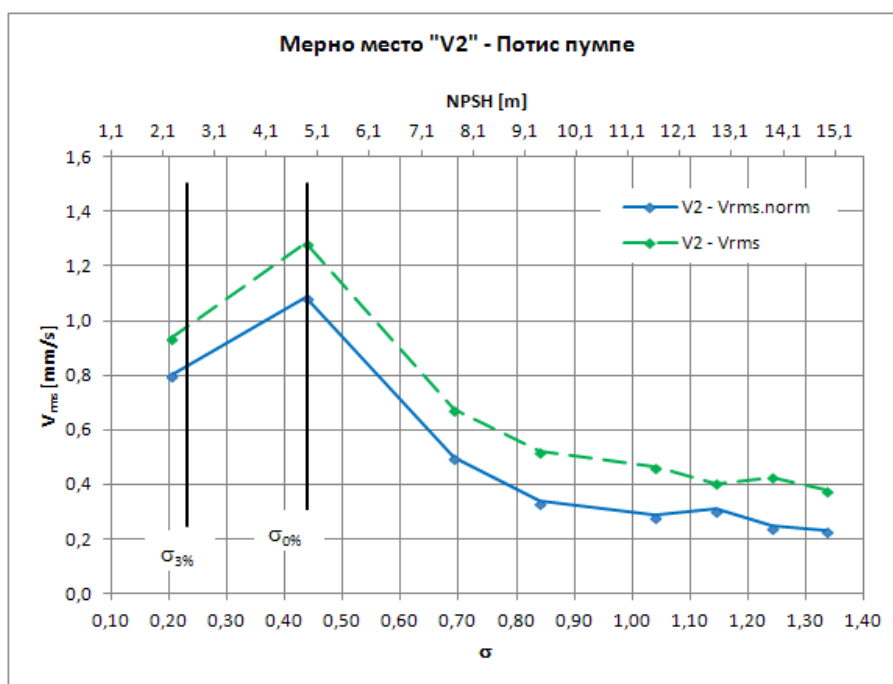
Слика 6.4. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_1 – усис пумпе



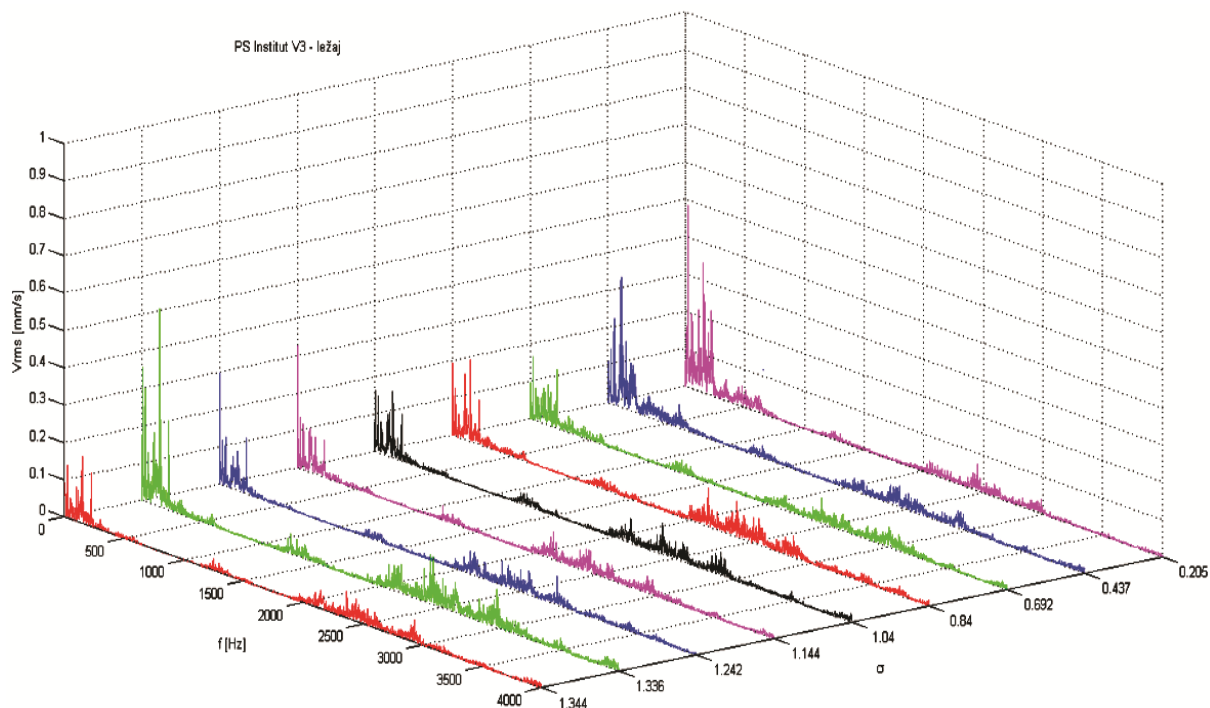
Слика 6.5. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_1 – усис пумпе



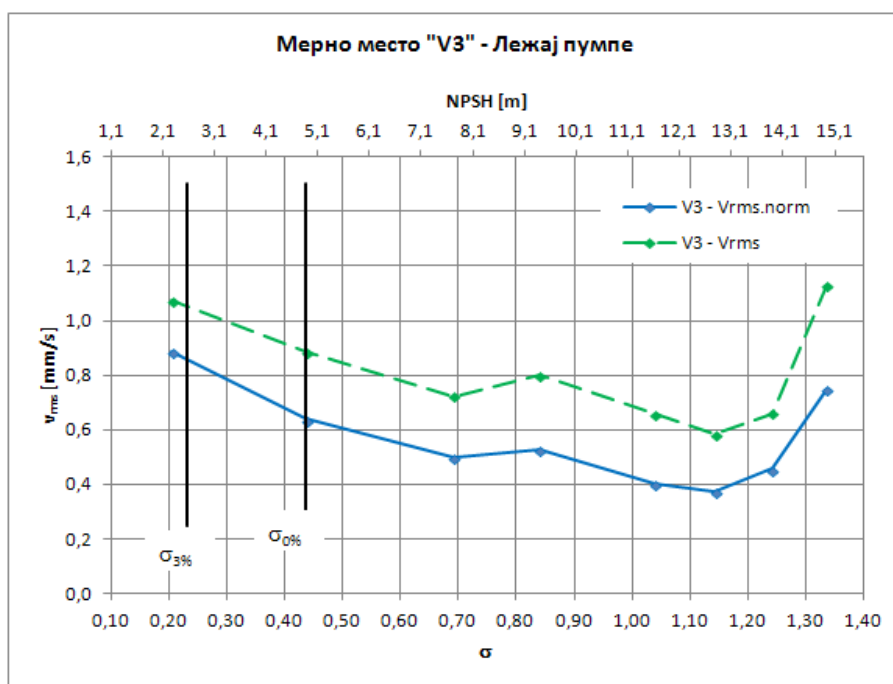
Слика 6.6. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.7. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_2 – потис пумпе



Слика 6.8. ПС „Институт“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_3 – лежај пумпе



Слика 6.9. ПС „Институт“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [150 Hz, 4000 Hz]: мерно место V_3 – лежај пумпе

6.1.1 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА У ПС „ИНСТИТУТ“

Измерена кавитацијска резерва $NPSHR = NPSH_{3\%} = 2,6 \text{ m}$ ($\sigma_{3\%} = 0,232$) при $Q = 87,8 \text{ L/s}$, добро се поклапа са каталожком $NPSHR(Q)$ радном карактеристиком пумпе (слике 6.2 и 6.3).

Из кавитацијског дијаграма (слика 6.3) могу се проценити вредности кавитацијског коефицијента и кавитацијске резерве које одговарају почетку опадања напора пумпе услед дејства кавитације:

$$\sigma_{0\%} = 0,438 \quad NPSH_{0\%} = 4,9 \text{ m}$$

Овај резултат мора се узети са одређеном дозом резерве због малог броја мерних тачака на нижим вредностима σ , што је последица лоше регулацијске карактеристике вентила на усисном цевоводу (засун). Ипак, треба приметити да се овде ради о радном режиму пумпе који је релативно далеко од оптималног ($Q/Q_{opt} = 0,73$). Лако се може показати да је добијени однос кавитацијских коефицијента $\sigma_{0\%}/\sigma_{3\%} = 0,438/0,232 = 1,9$ тек нешто већи од уобичајених односа за овај тип пумпи, а који су познати из литературе.

Наиме, пумпа која је уграђена у ПС „Институт“ има благо подсечено радно коло. За пуно радно коло, из каталожке документације се читава да је $Q_{opt} = 125 \text{ L/s}$, односно, са обзиром да је по правилу $Q_{opt} < Q_{SF}$, рецимо да је $Q_{SF} \approx 130 \text{ L/s}$. При том протоку, кавитацијска резерва пумпе износи $NPSHR(Q_{SF}) = 3,65 \text{ m}$ (слика 6.2), односно $\sigma_{3\%}(Q_{SF}) = 0,326$. Из литературе је познато (видети табелу 2.2) да је за овај тип пумпи обично $\sigma_{0\%}/\sigma_{3\%} = 1,1 - 1,3$ при $Q/Q_{SF} = 1$, па би се могло очекивати да би $\sigma_{0\%}(Q_{SF})$ требало да буде у границама $\sigma_{0\%}(Q_{SF}) \approx 0,36 - 0,42$. Са друге стране, из дијаграма приказаног на слици 2.26 види се да је $\sigma_{0\%}(Q < Q_{SF}) \geq \sigma_{0\%}(Q_{SF})$, па се може закључити добијена вредност $\sigma_{0\%}(0,73Q_{opt}) = 0,438$ не одступа превише од уобичајених вредности које се могу наћи у литератури.

Анализом измерених спектра вибрација, приказаних на сликама 6.4, 6.6 и 6.8, могу се извести следећи закључци.

- У фреквентним спектрима измереним на усису и потису пумпе (мерна места V_1 и V_2), у интервалу $\sigma \in [1,04; 0,437]$, јасно је видљив пораст амплитуда вибрацијске брзине са опадањем притиска на усису пумпе, и то у широком фреквентном опсегу. За $\sigma < 0,437$, амплитуде вибрацијске брзине углавном су у опадању, изузев у области до 500 Hz.
- Доминантне амплитуде вибрацијске брзине, на сва три мерна места, измерене су у фреквентном опсегу испод 200 Hz. У овом фреквентном опсегу, може се уочити један пик на око 25 Hz, што одговара брзини обртања пумпе. Други пик детектује се око 150 Hz, што би требало да одговара фреквенцији пролаза лопатица радног кола, из чега може да се закључи да радно коло испитиване пумпе има 6 лопатица.
- У фреквентним спектрима који су измерени на лежају пумпе (мерно место V_3) не може да се уочи неки јасан тренд који би могао да буде повезан са променом притиска на усису пумпе.

Вредности укупних ефективних вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ израчунате су у фреквентном опсегу од 150 Hz до 4000 Hz. Фреквентни опсег испод 150 Hz „одсечен“ је како би се елиминисао утицај доминантних амплитуда вибрација на основној фреквенцији и фреквенцији пролаза лопатица радног кола.

Као што се може видети из дијаграма приказаних на сликама 6.5 и 6.7 (мерна места V_1 и V_2), са опадањем вредности кавитацијског коефицијента, ефективне вибрацијске брзине V_{rms} и $V_{rms.norm}$ показују карактеристичан растући тренд са максимумом у $\sigma_{0\%} = 0,438$. Штавише, из приказаних зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$, може се грубо проценити да кавитација у пумпи започиње при $\sigma_i \approx 1,05$ ($NPSH_i \approx 11,8$ m), односно да је $\sigma_i/\sigma_{3\%} = 1,05/0,232 = 4,5$. Добијени однос добро се слаже са искуственим подацима из литературе ($\sigma_i/\sigma_{3\%} > 4 - 6$ при $Q/Q_{SF} < 1$, табела 2.2 и слика 2.26).

Укупне ефективне вибрацијске брзине V_{rms} и $V_{rms.norm}$ добијене на усису (V_1) и потису (V_2) испитиване пумпе, показују практично идентичну зависност од кавитацијског коефицијента σ . Овакав резултат, уз неизбежну дозу опреза, указује да мерни сигнали вибрација нису били значајније „запрљани“ евентуалном појавом кавитације у вентилу на усисном цевоводу, који је у овом случају био постављен релативно близу усисног пресека пумпе (видети слику 4.4).

Укупне ефективне вредности вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ које су израчунате из фреквентних спектра измерених на мерном месту V_3 (лежај пумпе), не показују јасно изражен очекивани тренд раста са опадањем вредности σ (слика 6.9).

Према томе, на основу приказане анализе резултата испитивања пумпе у ПС „Институт“, може се закључити да укупне ефективне вредности вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ израчунате или измерене на усису или потису пумпе, у пажљиво одабраном фреквентном опсегу, могу да послуже као врло ефикасан алат за детекцију кавитације и праћење њеног развоја у центрифугалним пумпама.

6.2 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА У ПС „ЗВЕЗДАРА 2“ У БЕОГРАДУ

Кавитацијска испитивања пумпе у ПС „Звездара 2“ вршена су притварањем вентила на усисном цевоводу при константној отворености вентила на потисном цевоводу.

Због ограниченог расположивог времена, условљеног режимом рада пумпе станице, испитивања су обављена само при потпуно отвореном вентилу на потису.

Напомиње се да испитивана пумпа у нормалном раду ради у режиму променљиве брзине обртања која се регулише одговарајућим фреквентним регулатором. Током испитивања, одржавана је константна брзина обртања која одговара фреквенцији струје од 50 Hz. И поред тога, током мерења су регистрована одређена колебања протока, што је и разумљиво, са обзиром да ова пумпа потискује воду директно у дистрибутивну мрежу свог конзумног подручја.

Из наведених разлога, сви измерени радни параметри пумпе су осредњени и накнадно сведени на номиналну (каталожку) брзину обртања.

У табелама 6.4 до 6.6 дат је преглед карактеристичних параметара, мерних величина и параметара подешавања мерних уређаја који су од утицаја на резултате мерења.

На сликама 6.10 до 6.17 дати су одговарајући резултати добијени мерењима.

Табела 6.4. Подаци о испитиваној пумпи у ПС „Звездара 2“

Тип пумпе	„Јастребац СЦП 150-500“
Конструкција пумпе	центрифугална, једностепена
Номинални проток Q_{opt} , напор и снага	115 L/s, 63 m, 110 kW
Номинална брзина обртања n (каталожка)	1450 min ⁻¹
Специфична брзина обртања n_{sq}	22
Кавитацијска специфична брзина обртања n_{ss}	152
Номинални пречник усисног пресека d_I	DN 200
Номинални пречник потисног пресека d_{II}	DN 150
Екстерни пречник улаза у лопатични канал d_{1e}	≈ 0,95×200 = 190 mm
Положај референтне $NPSH$ равни ($z_0 - z_I$)	0 mm

Табела 6.5. ПС „Звездара 2“ – процесни и радни параметри

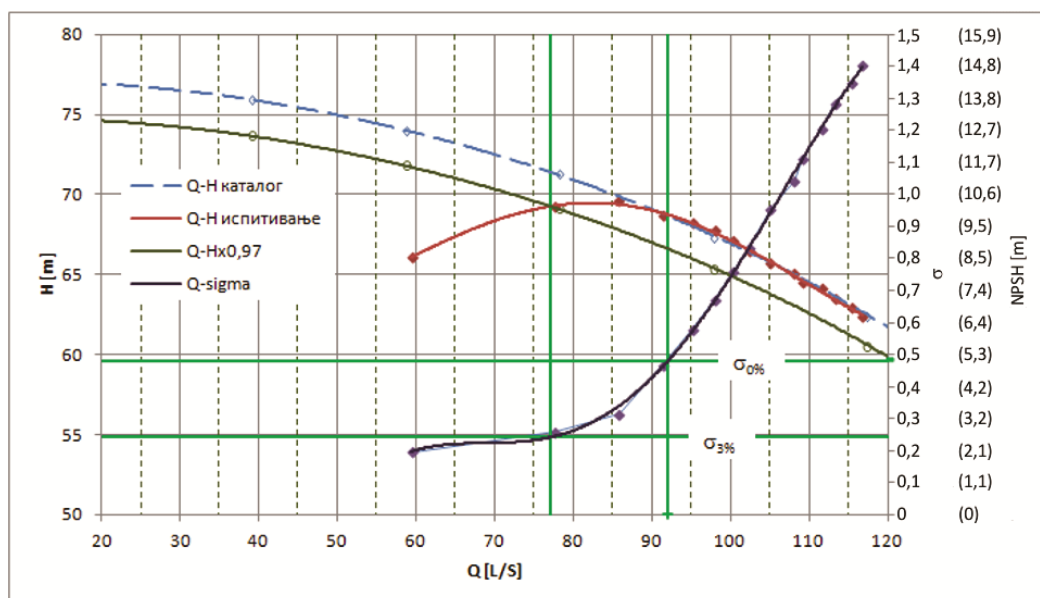
Атмосферски притисак p_a	999 mbar
Температура воде t	16 °C
Положај вакуум-метра на усису h_{vI}	700 mm
Положај манометра на потису h_{mII}	-150 mm
Измерена брзина обртања пумпе	1428 min ⁻¹
Макс. проток пумпе у затеченим радним условима (отворени вентили на усису и потису)	116,8 L/s

Табела 6.5 (наставак). ПС „Звездара 2“ – процесни и радни параметри

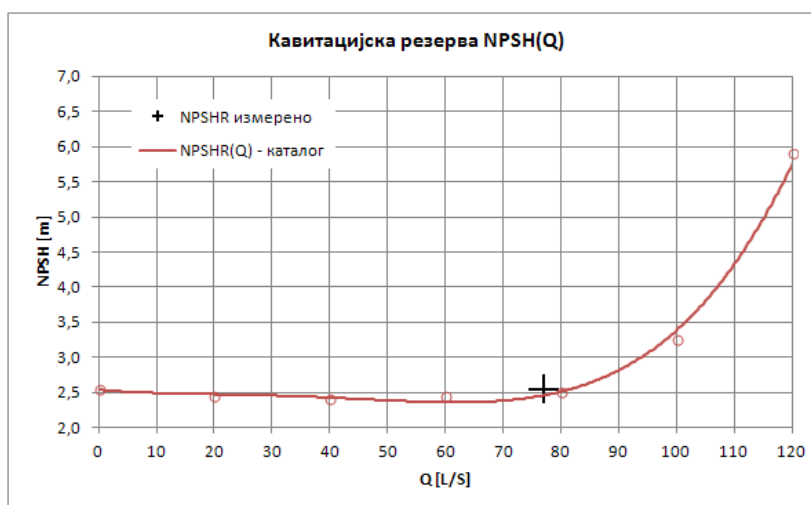
Напор пумпе при макс. измереном протоку	62,3 m
Проток пумпе Q при $\Delta H = 3\%$	77 L/s
Однос Q/Q_{opt}	0,66
Измерена кавитацијска резерва $NPSHR$	2,55 m

Табела 6.6. ПС „Звездара 2“ – параметри подешавања мерила вибрација

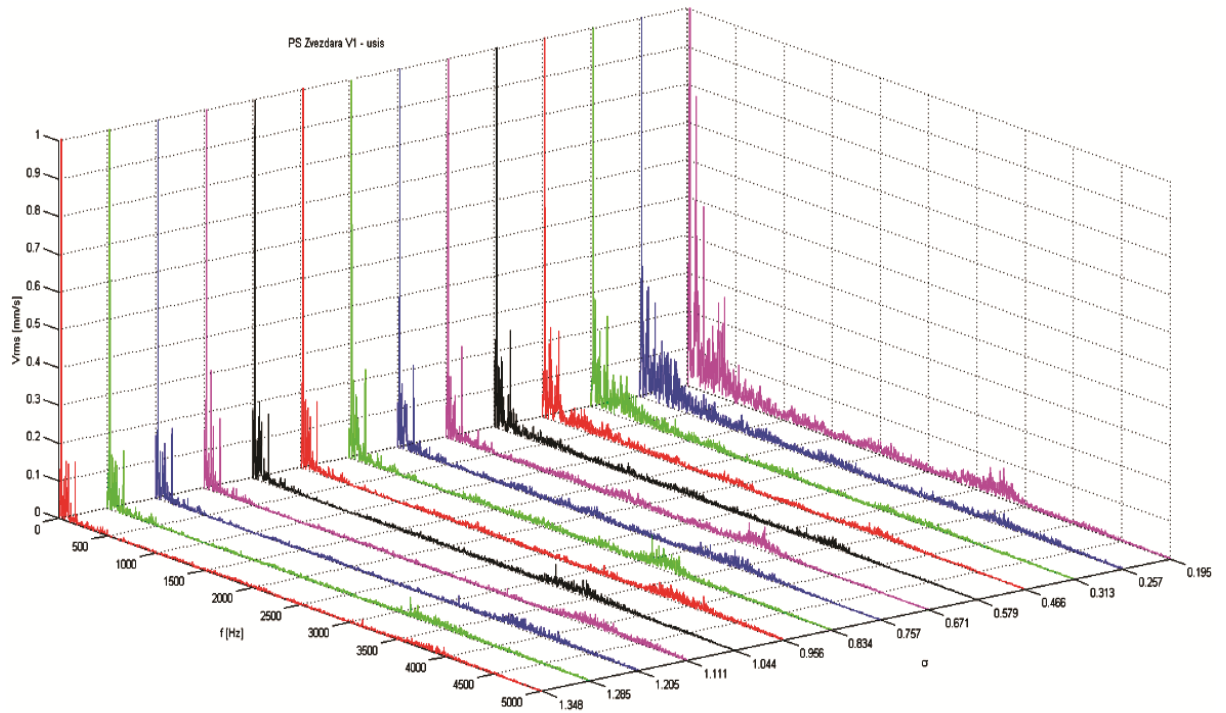
Фреквентни опсег мерења f_{min}, f_{max}	2 -5000 Hz
Број линија	3200
Број усредњавања	4
Прозорска функција	„Hanning“



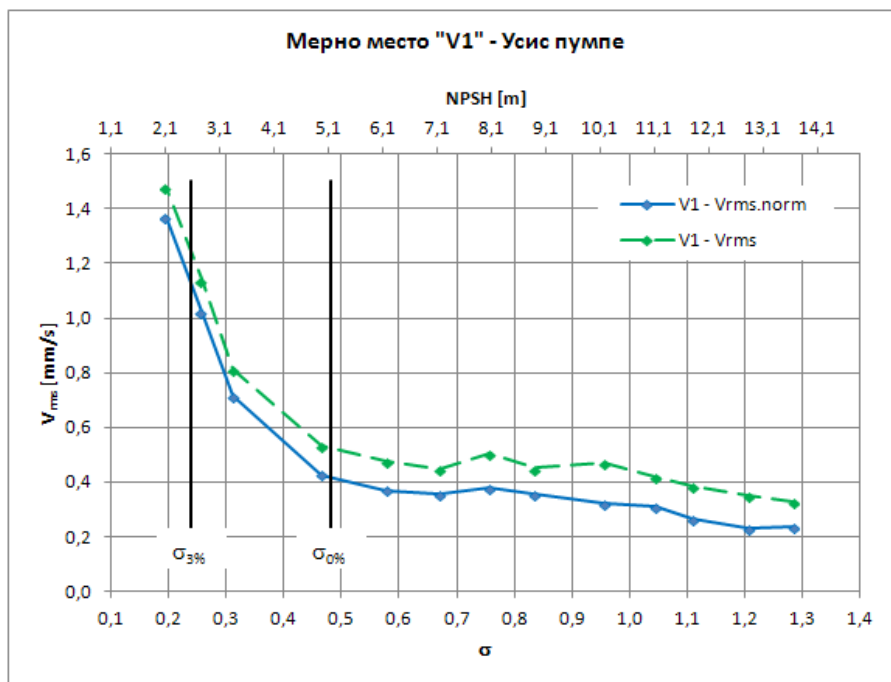
Слика 6.10. ПС „Звездара 2“ – кавитацијски дијаграм



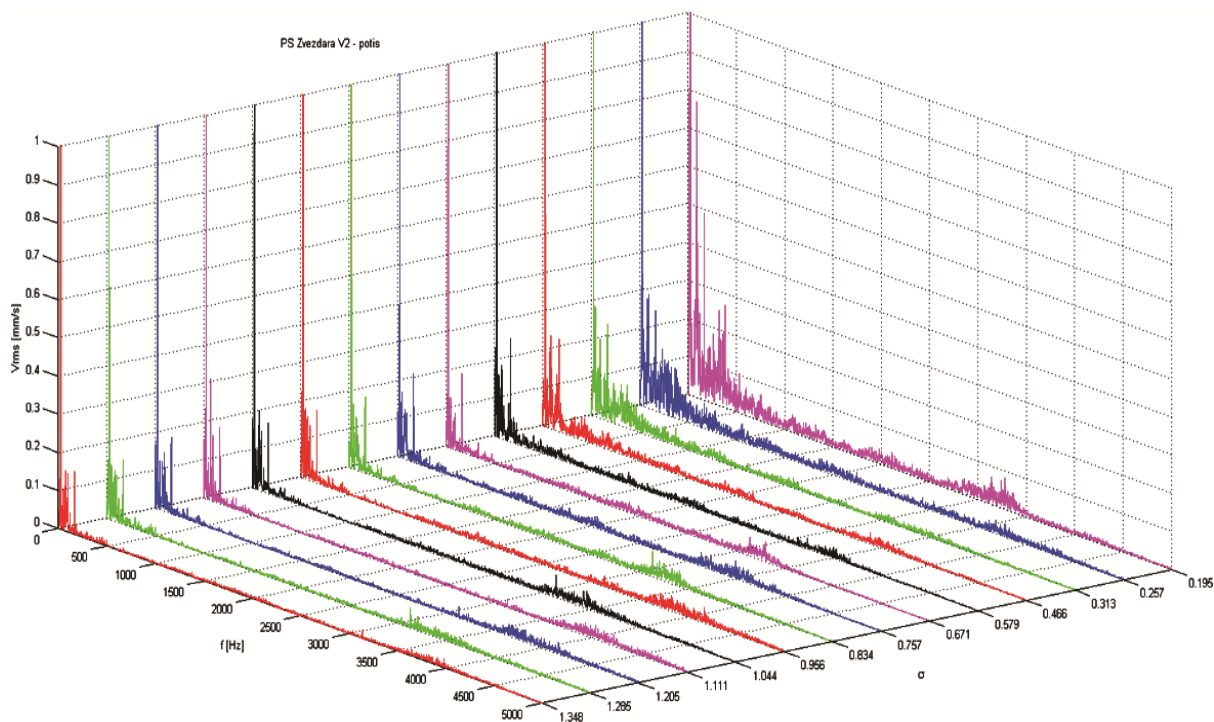
Слика 6.11. ПС „Звездара 2“ – каталожка и измерена кавитацијска резерва пумпе



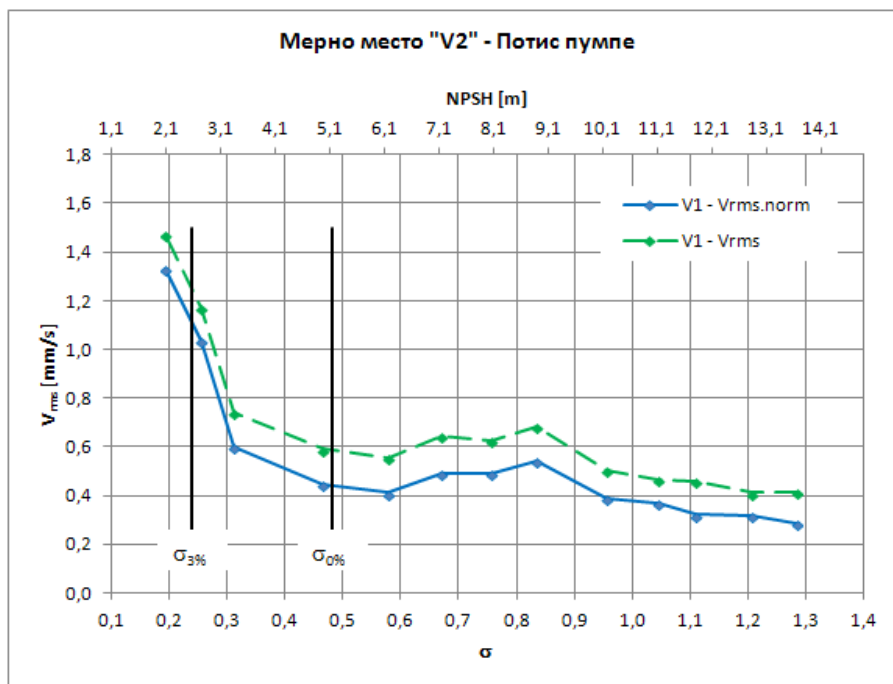
Слика 6.12. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_1 – усис пумпе



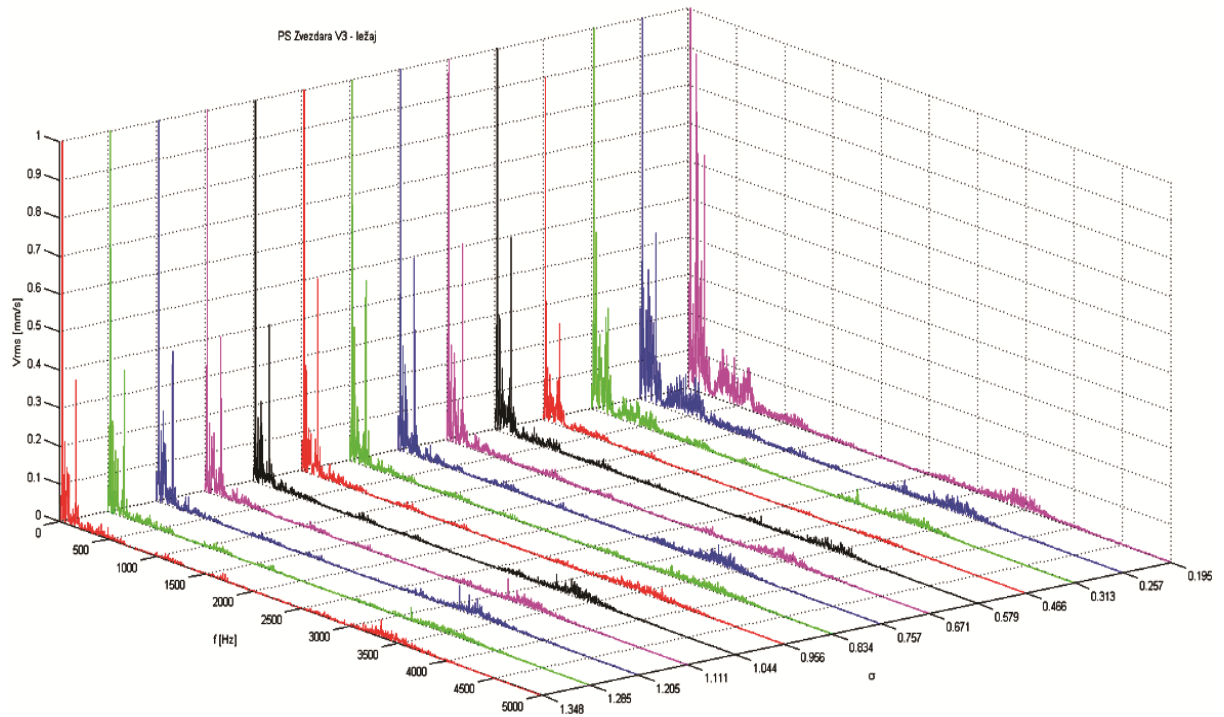
Слика 6.13. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_1 – усис пумпе



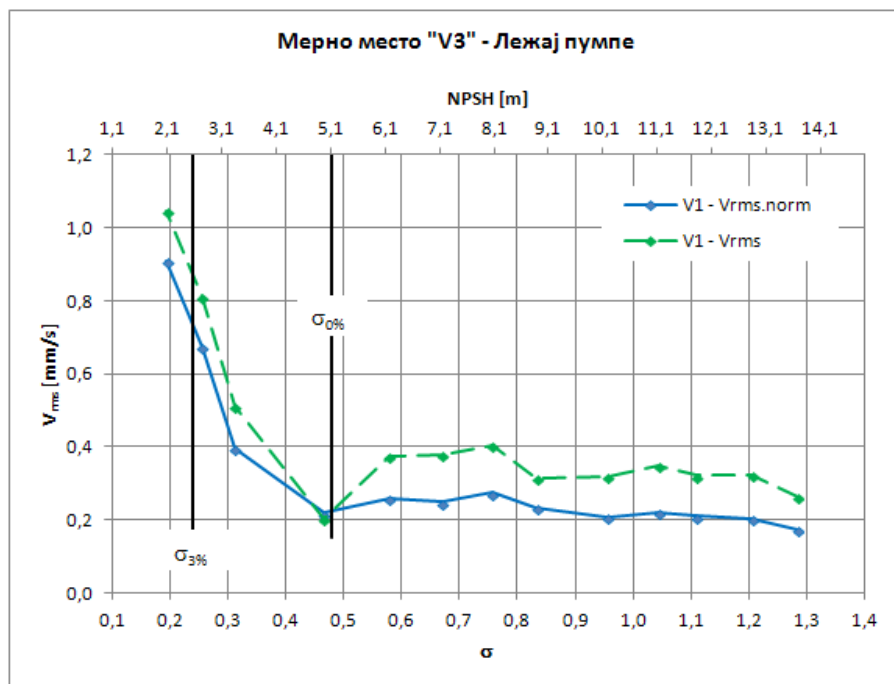
Слика 6.14. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.15. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_2 – потис пумпе



Слика 6.16. ПС „Звездара 2“ – спектри вибрација измерени на мерном месту V_3 – лежај пумпе



Слика 6.17. ПС „Звездара 2“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 5000 Hz]: мерно место V_3 – лежај пумпе

6.2.1 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА У ПС „ЗВЕЗДАРА 2“

Измерена кавитацијска резерва $NPSHR = NPSH_{3\%} = 2,25$ m ($\sigma_{3\%} = 0,24$) при $Q = 77$ L/s, врло се добро поклапа са каталожском $NPSHR(Q)$ радном карактеристиком пумпе (слике 6.10 и 6.11).

Из кавитацијског дијаграма (слика 6.10) може се проценити да кавитација почиње да утиче на напор пумпе при око $\sigma_{0\%} = 0,481$ ($NPSH_{0\%} = 5,1$ m) при протоку од око 92 L/s. Међутим, са обзиром да се $\sigma_{3\%}$ и $\sigma_{0\%}$ мере при различитим радним режимима, ова два кавитацијска коефицијента се не могу доводити у међусобну зависност.

На основу анализа измерених спектра вибрација (слике 6.12, 6.14 и 6.16) може се закључити:

- у свим измереним фреквентним спектрима приметан је тек благи пораст амплитуда вибрацијске брзине са опадањем притиска на усису пумпе све до $\sigma = 0,579$, након чега се уочава снажнији пораст амплитуда, у све ширем фреквентном опсегу,
- у фреквентном опсегу испод 200 Hz, може се уочити један пик на око 25 Hz (одговара брзини обртања пумпе и други на око 175 Hz, који одговара фреквенцији пролаза лопатица радног кола, одакле се закључује да радно коло има 7 лопатица.

Вредности укупних ефективних вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ израчунате су у фреквентном опсегу од 200 Hz до 5000 Hz, како би се елиминисао утицај доминантних амплитуда вибрација на основној фреквенцији и фреквенцији пролаза лопатица радног кола.

Из дијаграма приказаног на слици 6.13 (мерно место V_1 – усис пумпе), примећује се благи пораст ефективних вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ са опадањем вредности кавитацијског коефицијента све до $\sigma \approx \sigma_{0\%} = 0,481$. Са обзиром да са опадањем σ (тј. притиска на усису) опада и проток пумпе, не може се са сигурношћу тврдити да ли је овај пораст последица развоја кавитације или промене струјних услова унутар пумпе (нпр. појава одлепљивања флуидне струје и стварања вртлога због промене нападних струјних углова на улазу у лопатични канал и другде у пумпи). Ипак, при $\sigma < \sigma_{0\%} = 0,481$, измерен је нагли пораст обе ефективне вибрацијске брзине, што је несумњиво последица кавитације. У посматраном интервалу σ није забележен максимум у зависностима $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$.

Слични трендови у зависностима $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$ као на мерном месту V_1 , приметни су и на мерним местима V_2 и V_3 (слике 6.15 и 6.17), уз блажа одступања у интервалу $\sigma < \sigma_{0\%}$, посебно у резултатима измереним на потису пумпе (V_2). Као и у случају резултата добијених у пумпној станици „Институт“ ово указује да на мерне сигнале вибрација није утицала евентуална појава кавитације у вентилу на усисном цевоводу, који је и овде био постављен близу усисног пресека пумпе (видети слику 5.10).

На основу приказане анализе резултата испитивања пумпе у ПС „Звездара 2“, може се закључити да укупне ефективне вредности вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ израчунате одабраном фреквентном опсегу, сигурно указују на развој кавитације у центрифугалним пумпама.

Нажалост, добијене зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$ не могу се упоредити са подацима из литературе са обзиром да у доступној литератури нису пронађени никакви резултати кавитацијских испитивања при променљивом протоку пумпе.

6.3 РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА У ПС „ЛИМАН“ У НОВОМ САДУ

Кавитацијска испитивања пумпе у ПС „Лиман“ вршена су при константној отворености вентила на потисном цевоводу, притварањем вентила на усисном цевоводу.

Два су разлога због којих је одлучено да се и у овој пумпној станици примени поменути метод, односно због којих, нажалост, није могао бити примењен метод кавитацијских испитивања при константном протоку.

- Због велике дужине потисног цевовода који повезује ПС „Лиман“ и резервоар „Институт“ (3,9 km), примећено је да стабилизација протока при промени радног режима пумпе превише дуго траје (око 5 min).
- Током пробних кавитацијских испитивања запажено је да пумпа при раду у режиму развијене кавитације (обично негде око $\sigma = \sigma_{0\%}$), улази у нестабилан рад, праћен релативно великим осцилацијама протока. У случају пумпе снаге од 480 kW, која ради на цевоводу дужине 3,9 km, нестабилан рад повлачи за собом и врло непријатне вибрације усисних и потисних цевовода, па и читавог објекта пумпне станице.

У таквим условима, а посебно када испитивањима присуствују и представници власника пумпне станице, не постоје услови да се превише дуго чека да се проток подеси на жељену вредност (практично не може ни да се подеси кад превише осцилује).

Паралелна мерења хидрауличких радних параметара и мерења вибрација обављена су у укупно пет, условно речено – радних режима („P1“, „P2“, ..., „P5“), односно при пет различитих отворености вентила на потисном цевоводу пумпе.

У табелама 6.7 до 6.9 дат је преглед основних карактеристика испитиване пумпе, карактеристичних параметара, мерних величина и параметара подешавања мерних уређаја који су од утицаја на резултате мерења.

Табела 6.7. Подаци о испитиваној пумпи у ПС „Лиман“

Тип пумпе	„Југотурбина ДХ 58-3“
Конструкција пумпе	центрифугална, једностепена, двострујна
Номинални проток Q_{opt} , напор и снага	475 L/s, 73 m, 480 kW
Референтна брзина обртања n (измерена)	1490 min ⁻¹
Специфична брзина обртања n_{sq}	29,1
Кавитацијска специфична брзина обртања n_{ss}	210,9
Номинални пречник усисног пресека d_I	DN 400
Номинални пречник потисног пресека d_{II}	DN 350
Екстерни пречник улаза у лопатични канал d_{1e}	270 mm (измерено на отвореној пумпи)
Положај референтне $NPSH$ равни ($z_0 - z_I$)	660 mm (слика 4.8)

Табела 6.8. ПС „Лиман“ – процесни и радни параметри

Атмосферски притисак p_a	1000 mbar
Температура воде t	10 °C
Положај вакуум-метра на усису h_{vI}	610 mm
Положај манометра на потису h_{mII}	660 mm
Макс. проток пумпе у затеченим радним условима (отворени вентили на усису и потису)	485,6 L/s
Напор пумпе при макс. измереном протоку	72,3 m
Однос Q/Q_{opt}	1,02

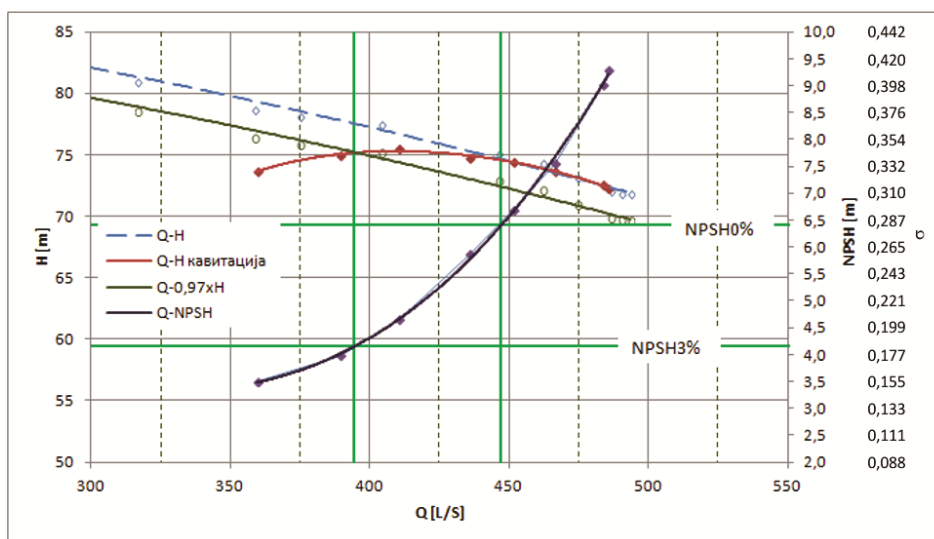
Табела 6.9. Параметри подешавања мерила вибрација

Фреквентни опсег мерења f_{min}, f_{max}	5 -4000 Hz
Број линија	800 (за режиме „P1“, P2“ и „P3“) 1600 (за режиме „P4“ и P5“)
Број усредњавања	4
Прозорска функција	„Hanning“

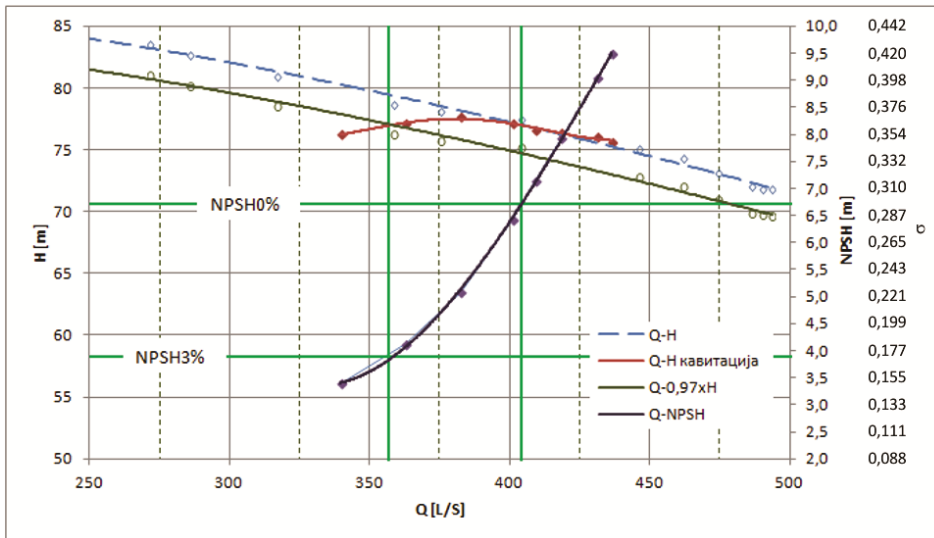
У наредним потпоглављима, на сликама 6.18 до 6.47 приказани су одговарајући резултати добијени мерењима.

Резултати мерења вибрација приказани су за радне режиме „P1“, „P2“, „P3“ и „P5“. Приликом мерења вибрација у радном режиму „P4“ дошло је до грубе грешке у означавању појединачних мерења која накнадно није могла да буде разрешена. Из тог разлога резултати мерења у овом радном режиму су изостављени.

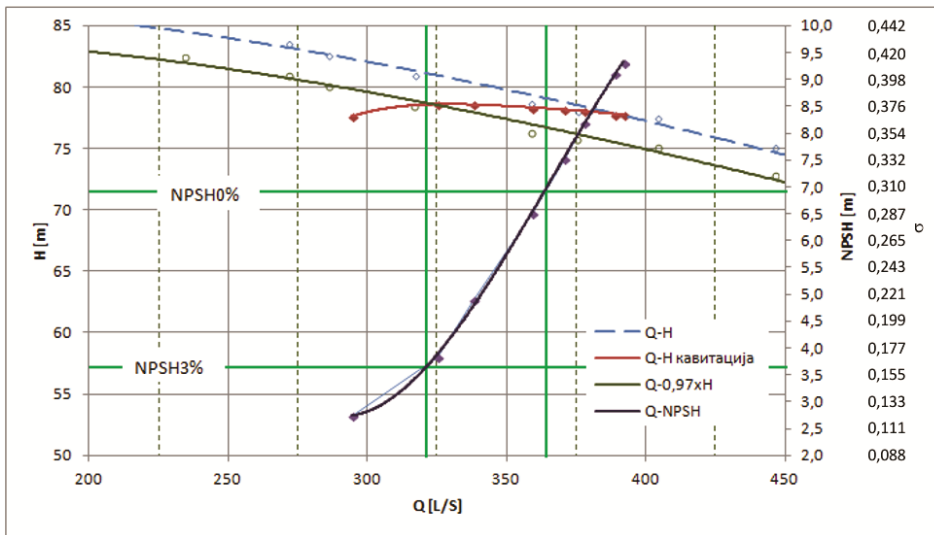
6.3.1 ПС „ЛИМАН“ – РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ХИДРАУЛИЧКИХ РАДНИХ ПАРАМЕТАРА



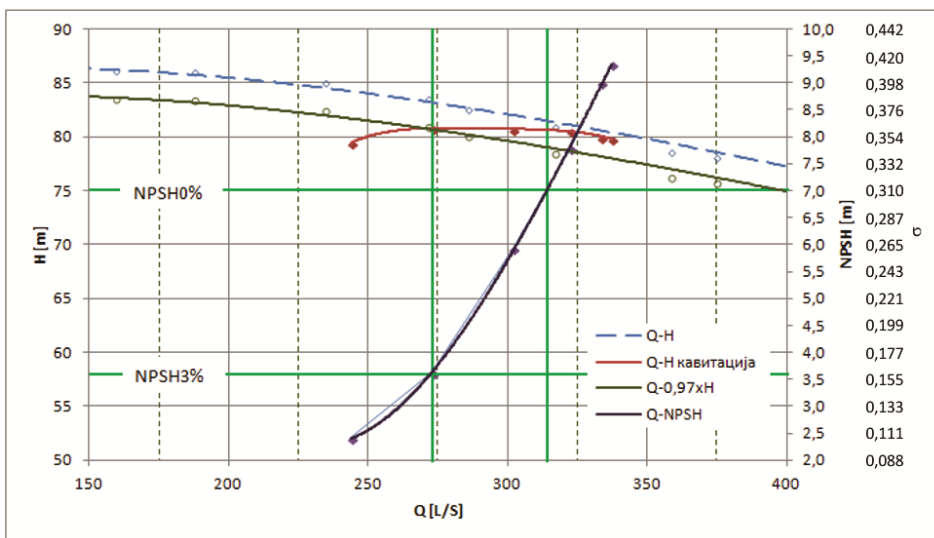
Слика 6.18. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P1“



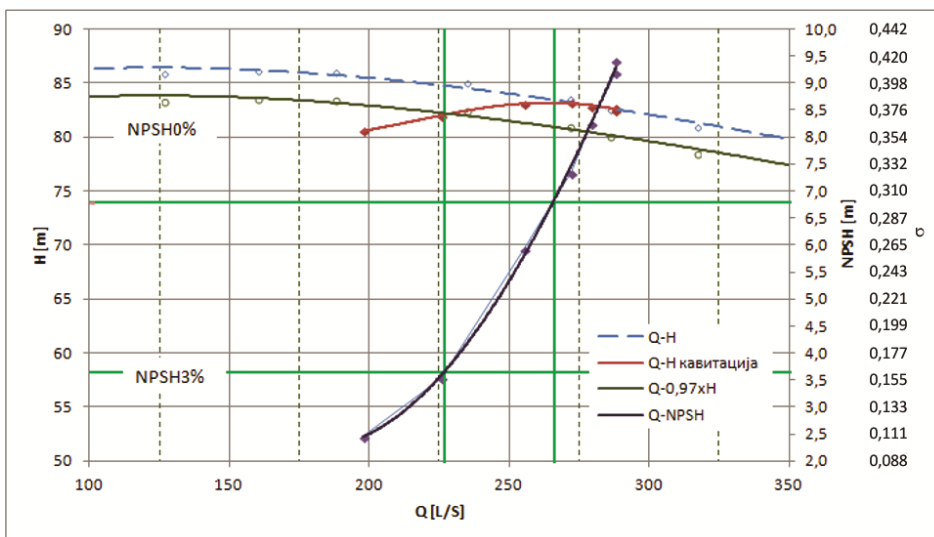
Слика 6.19. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P2“



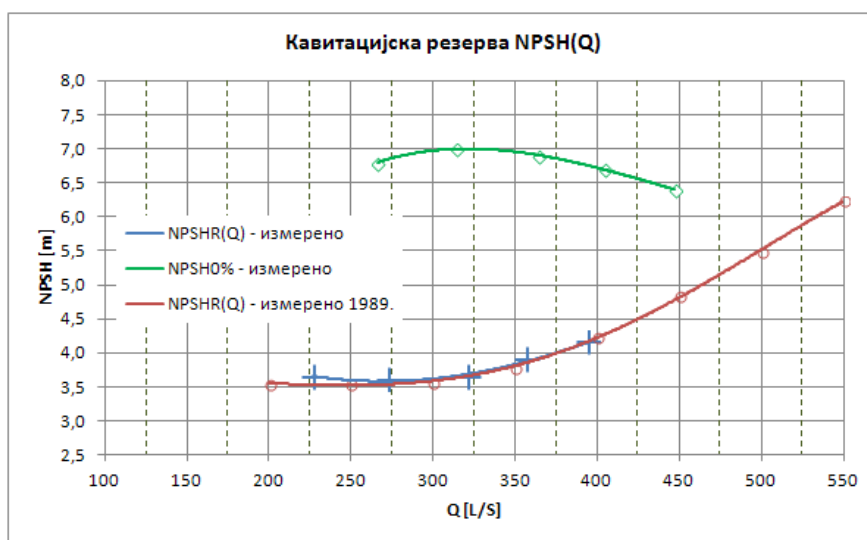
Слика 6.20. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P3“



Слика 6.21. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P4“

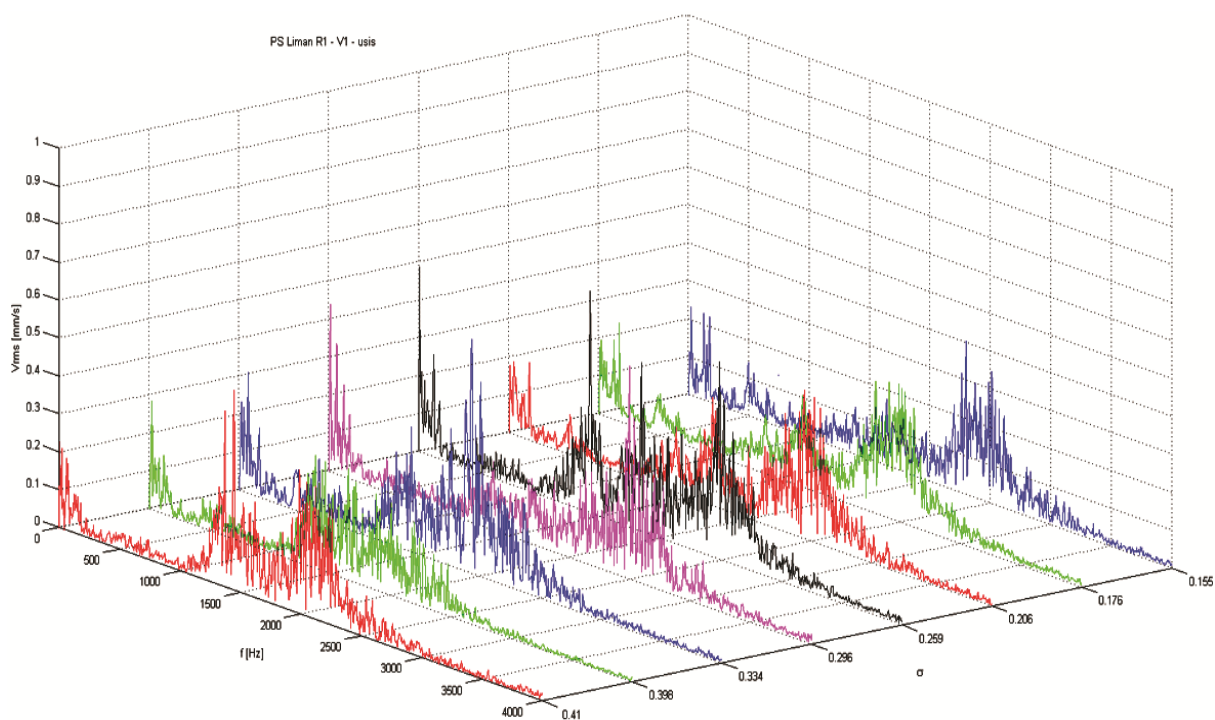


Слика 6.22. ПС „Лиман“ – кавитацијски дијаграм – режим „P5“

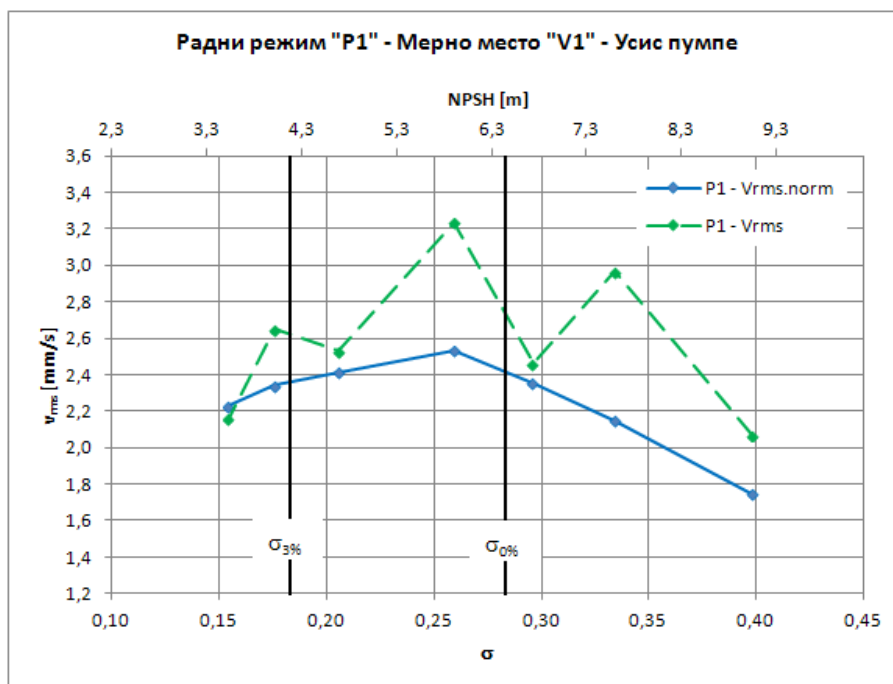


Слика 6.23. ПС „Лиман“ – измерене кавитацијске резерва пумпе

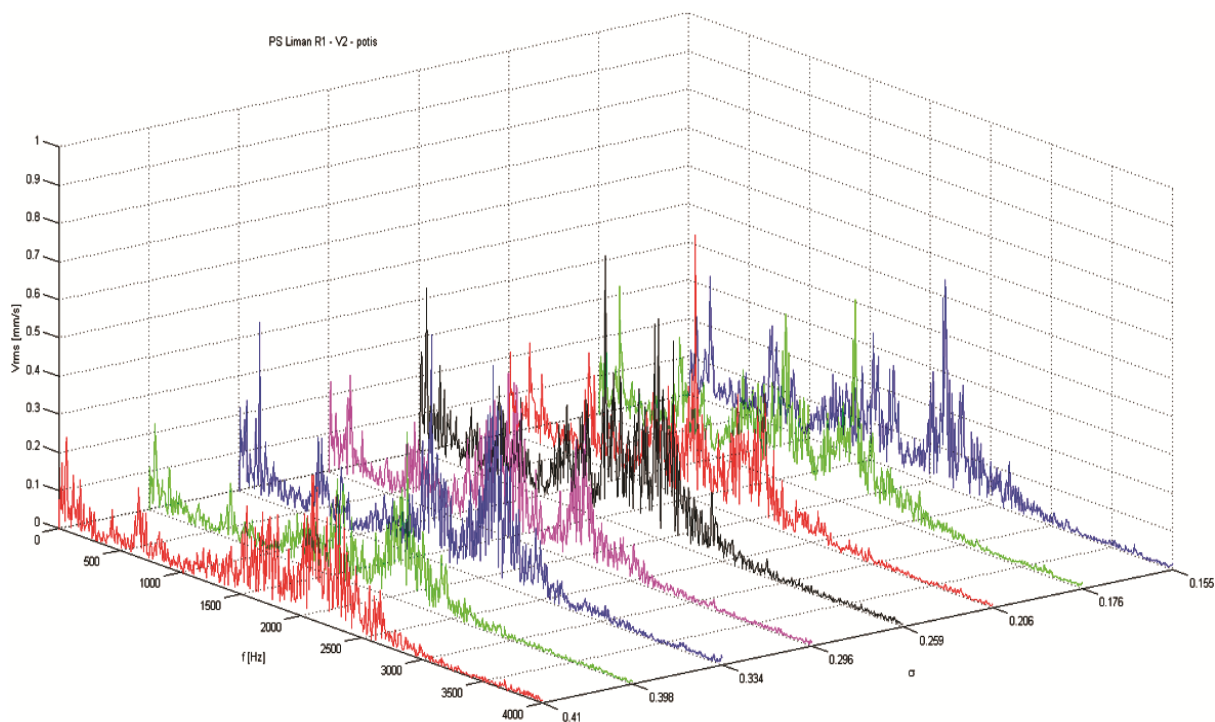
6.3.2 ПС „ЛИМАН“ – РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ВИБРАЦИЈА У РЕЖИМУ „P1“



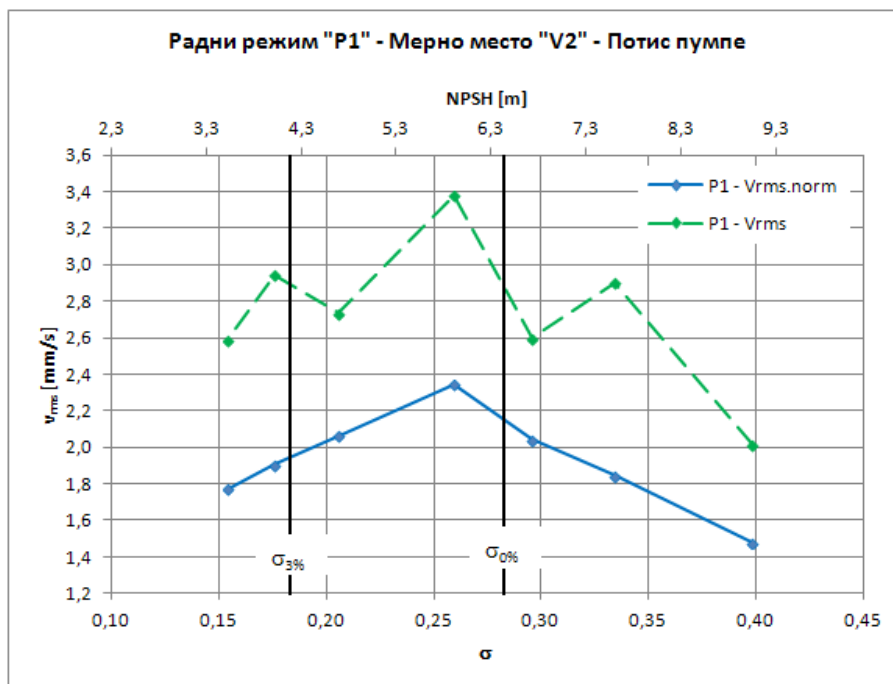
Слика 6.24. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_1 – усис пумпе



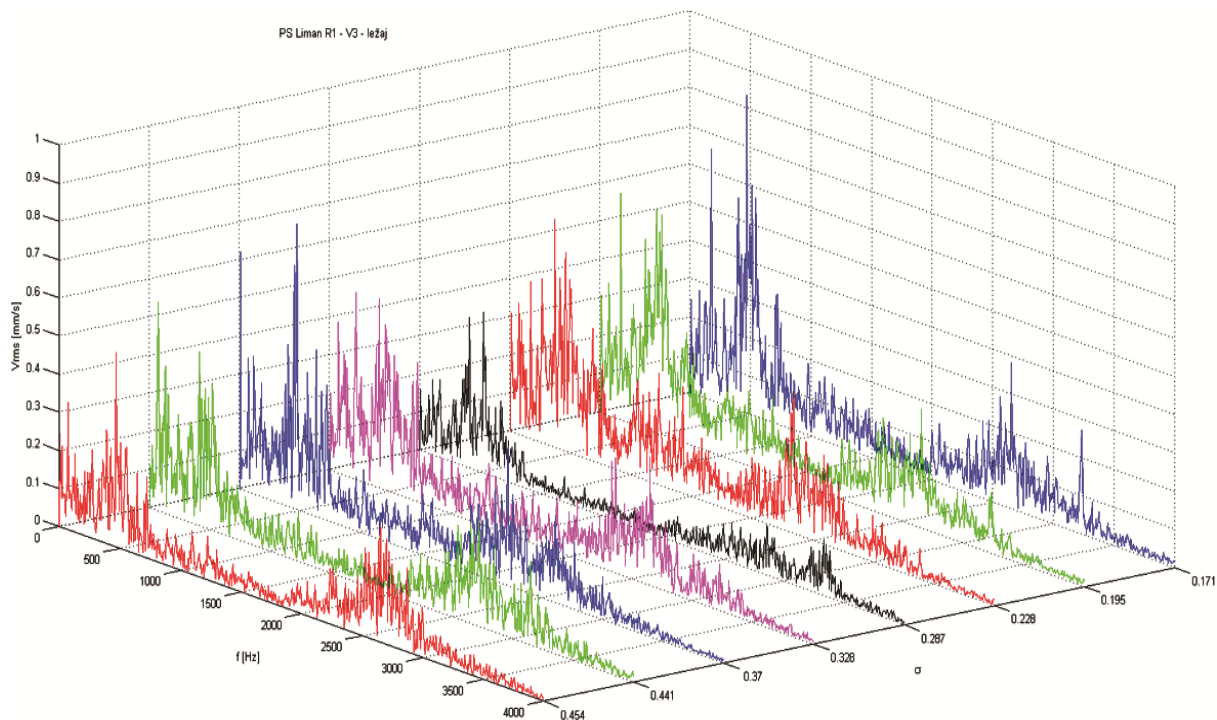
Слика 6.25. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_1 – усис пумпе



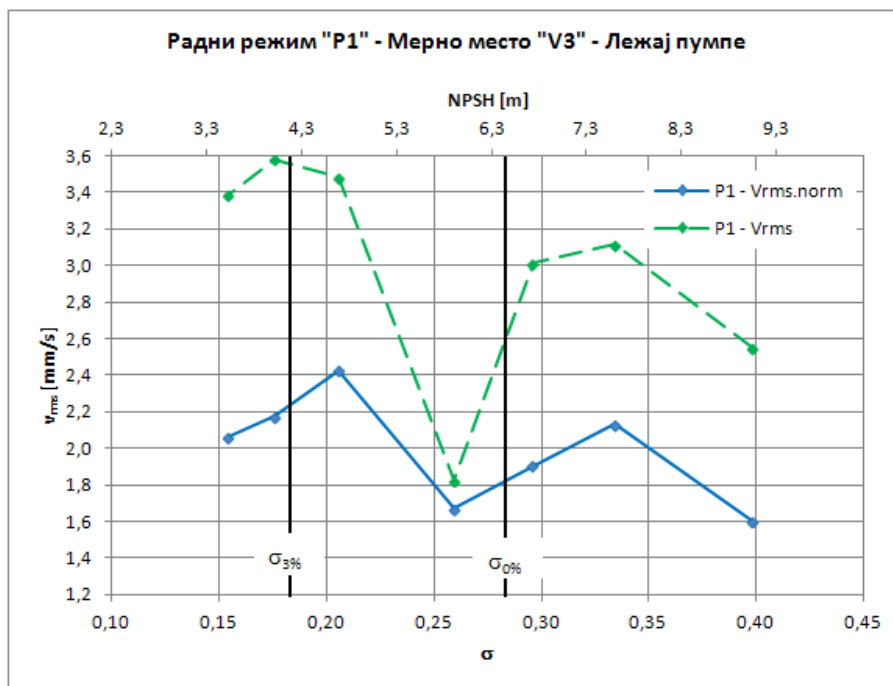
Слика 6.26. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.27. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_2 – потис пумпе

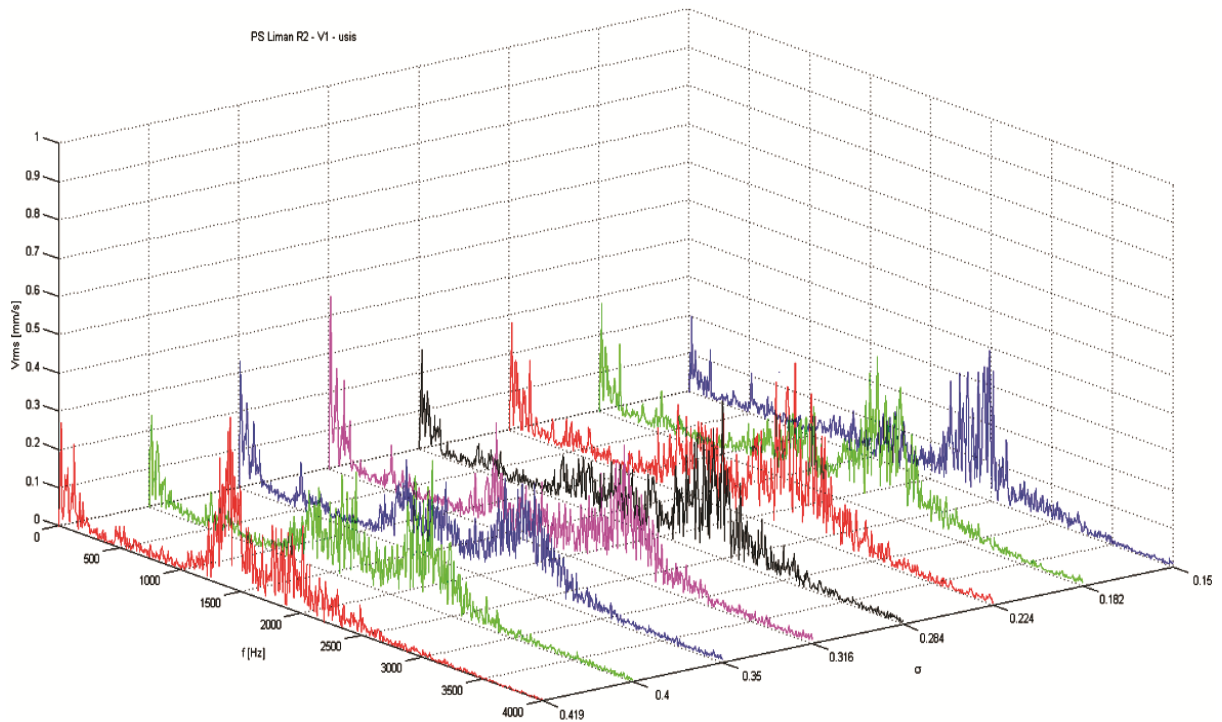


Слика 6.28. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P1“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе

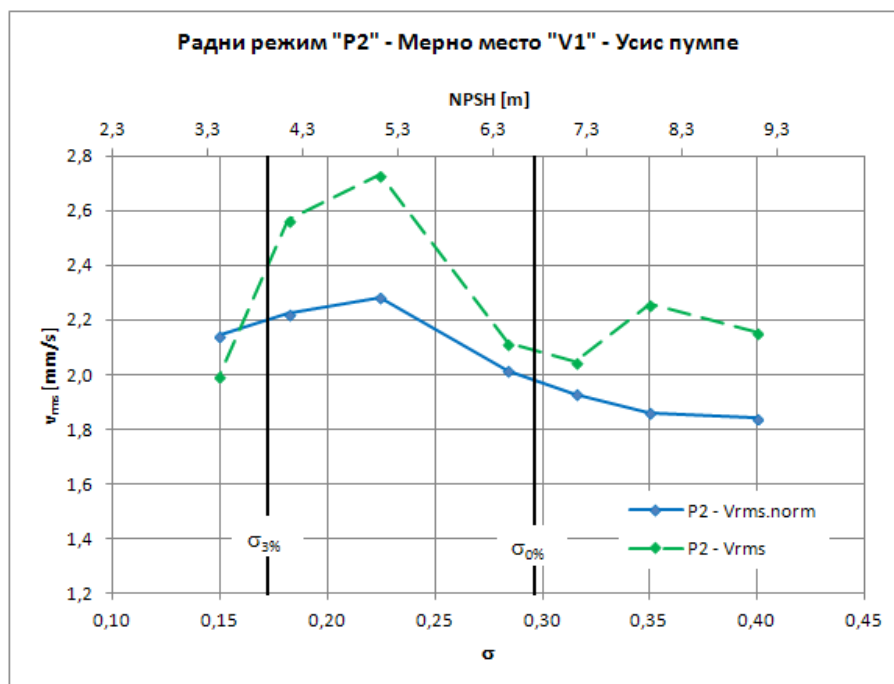


Слика 6.29. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P1“, мерно место V_3 – лежај пумпе

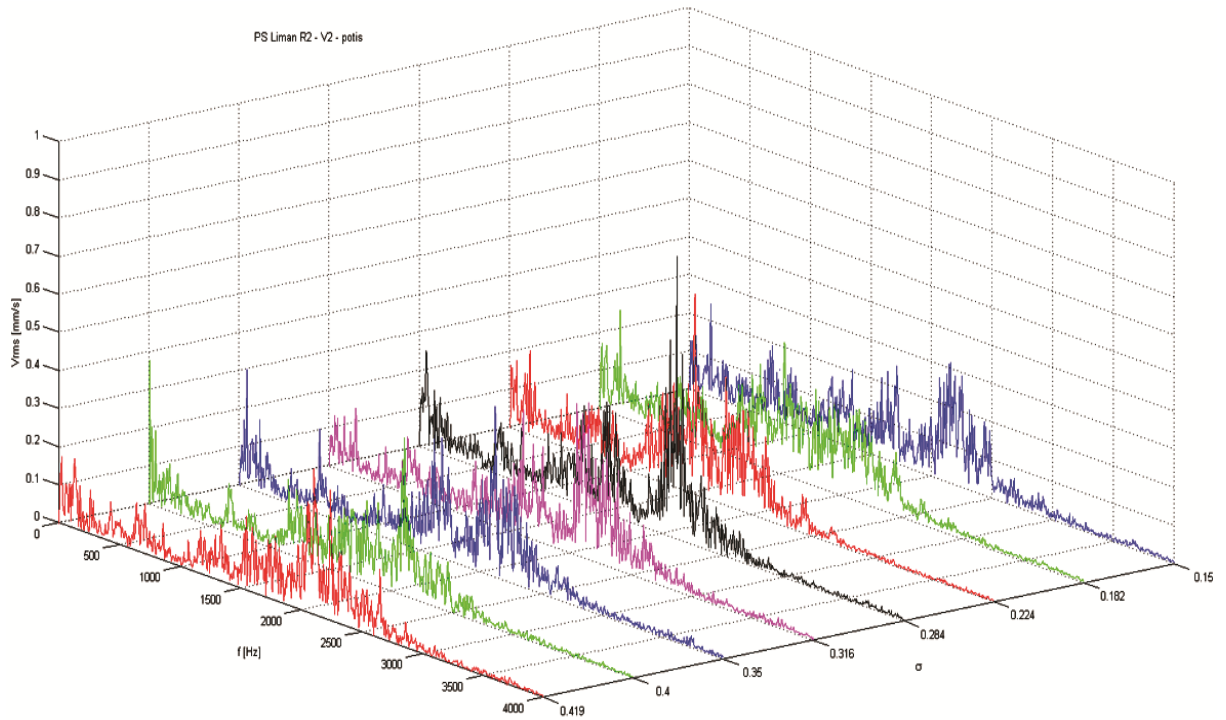
6.3.3 ПС „ЛИМАН“ – РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ВИБРАЦИЈА У РЕЖИМУ „P2“



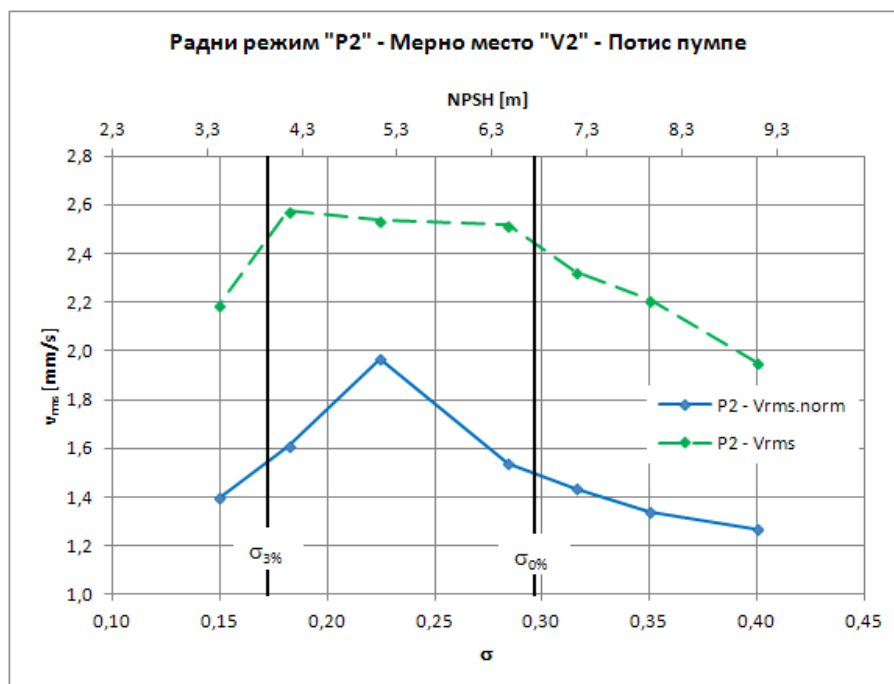
Слика 6.30. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_1 – усис пумпе



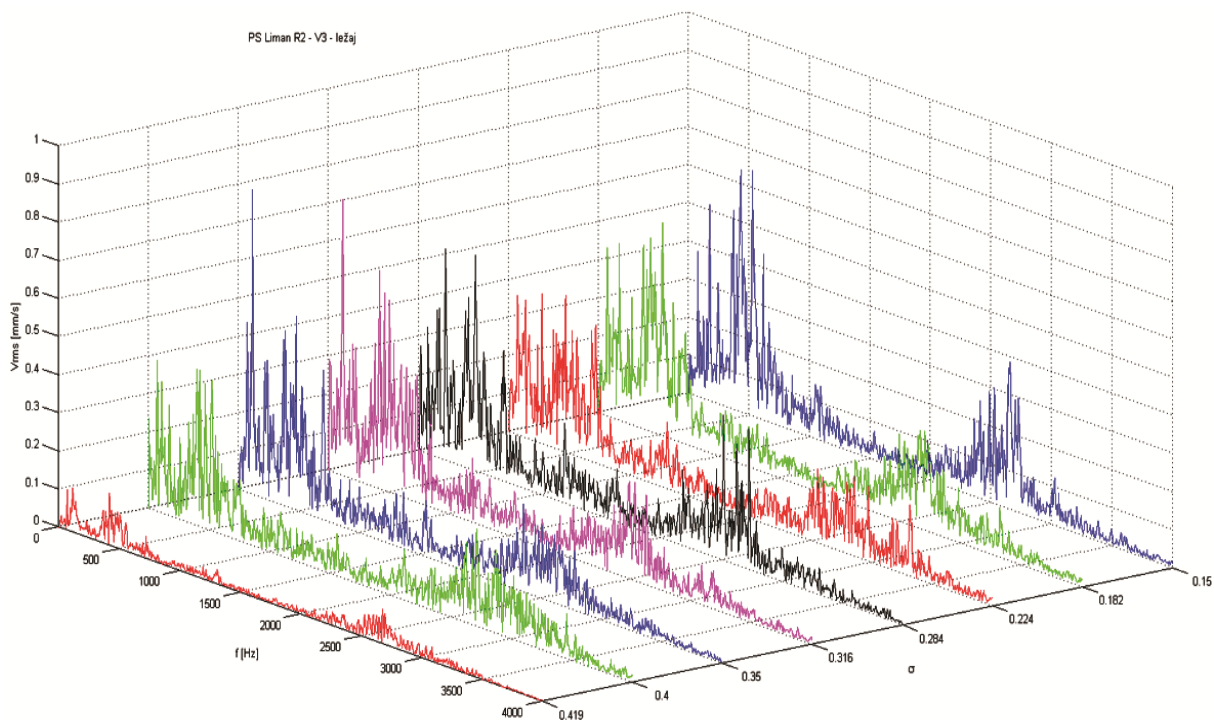
Слика 6.31. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_1 – усис пумпе



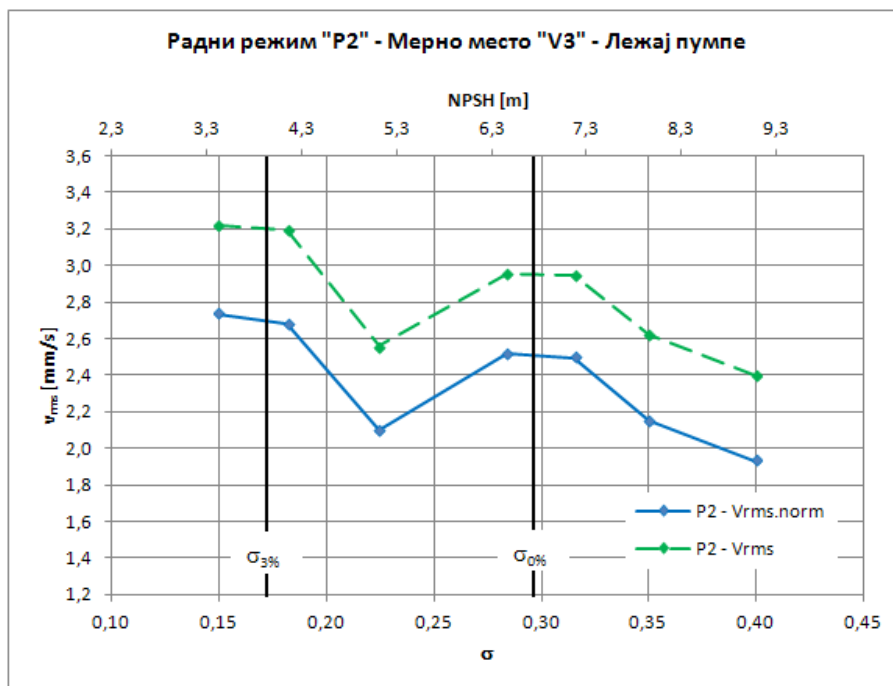
Слика 6.32. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.33. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_2 – потис пумпе

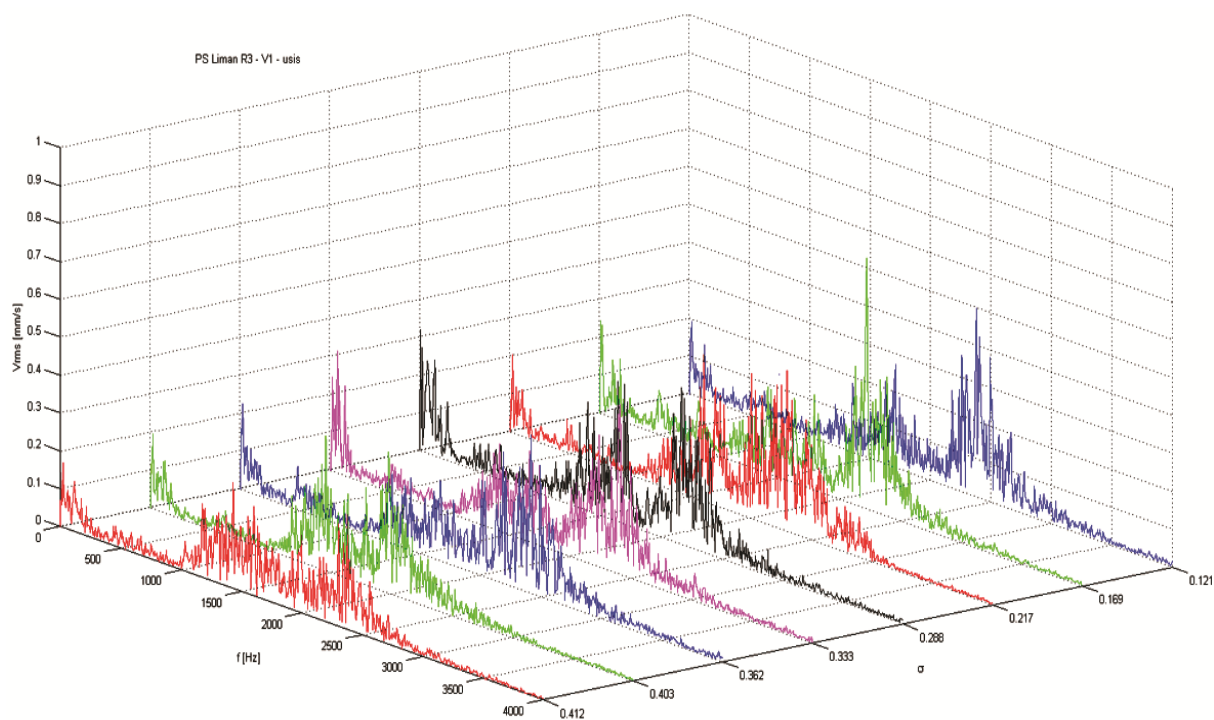


Слика 6.34. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P2“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе

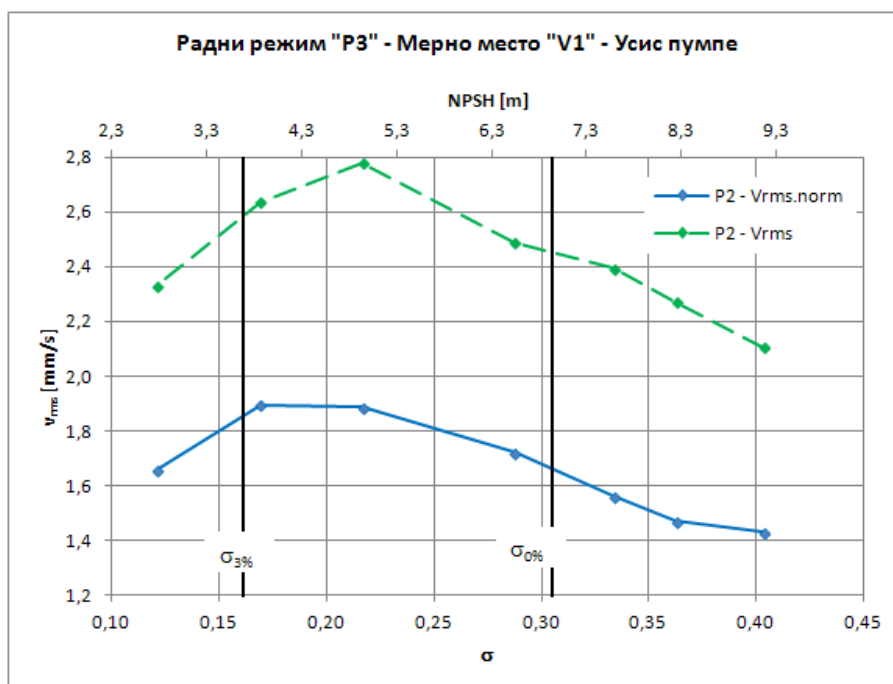


Слика 6.35. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P2“, мерно место V_3 – лежај пумпе

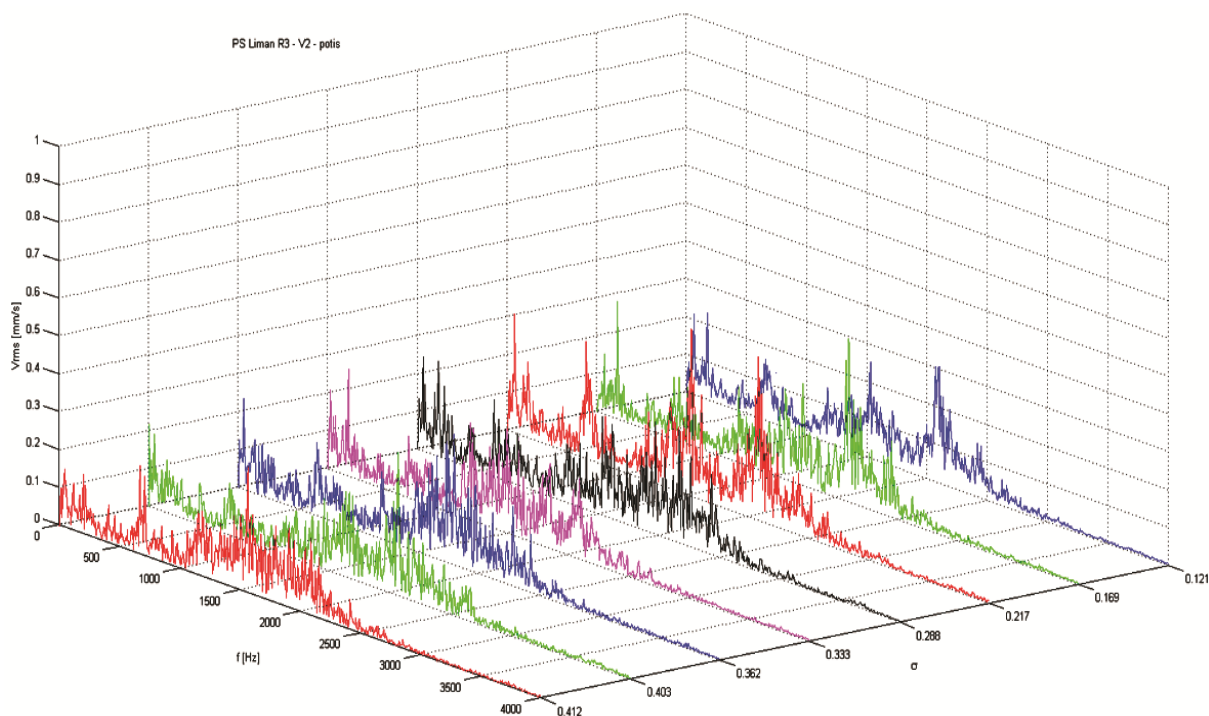
6.3.4 ПС „ЛИМАН“ – РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ВИБРАЦИЈА У РЕЖИМУ „РЗ“



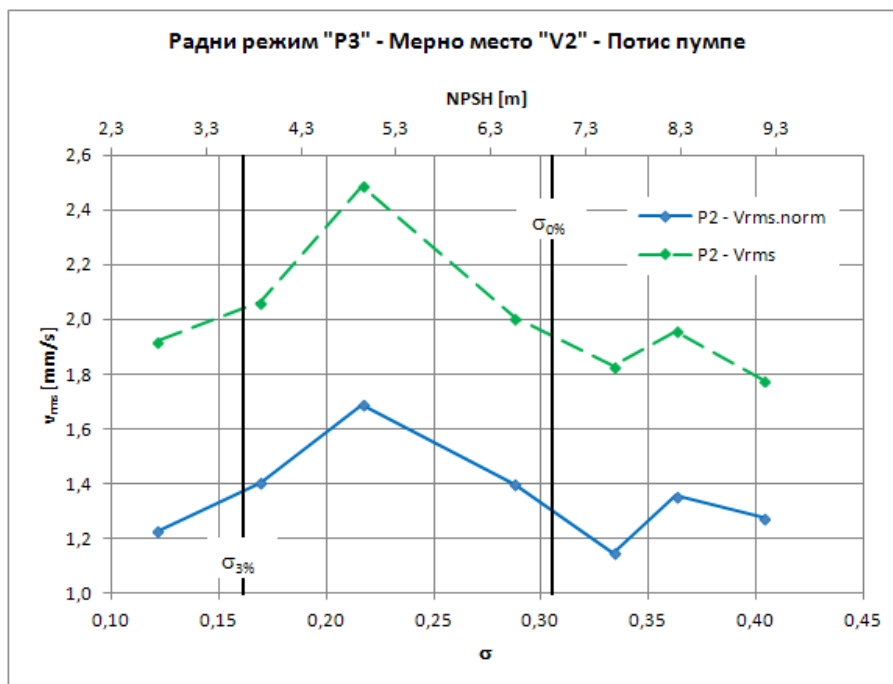
Слика 6.36. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „РЗ“ на мерном месту V_1 – усис пумпе



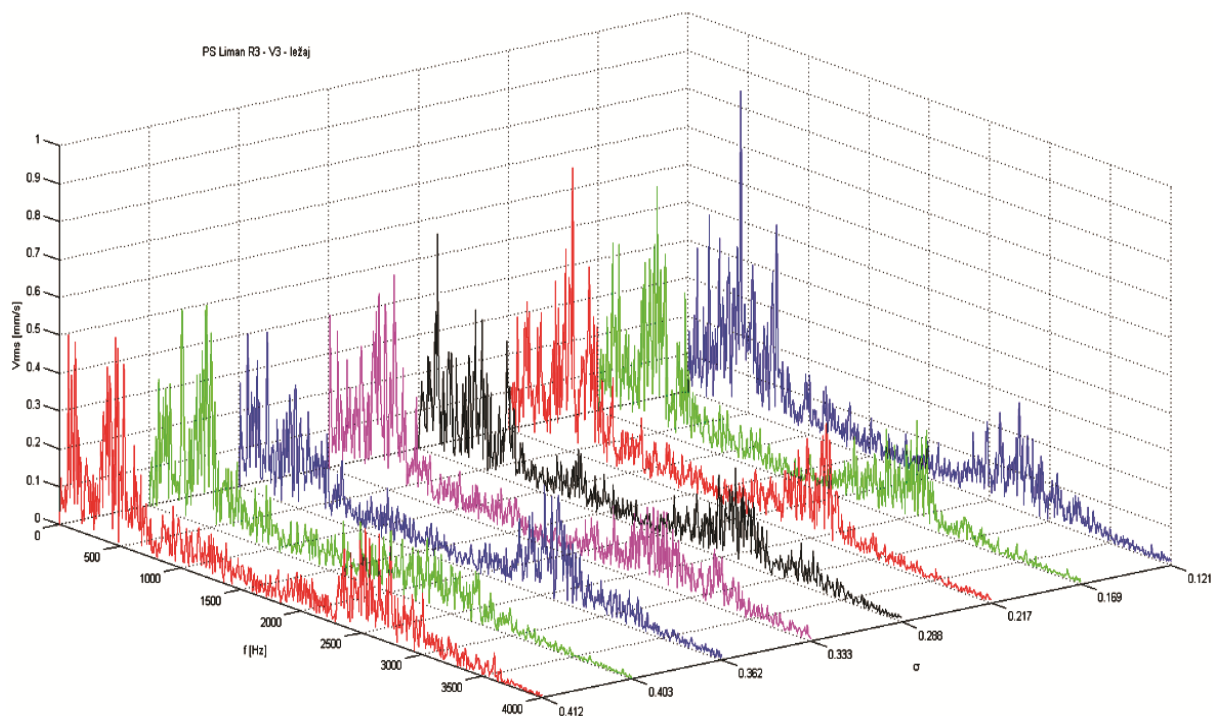
Слика 6.37. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „РЗ“, мерно место V_1 – усис пумпе



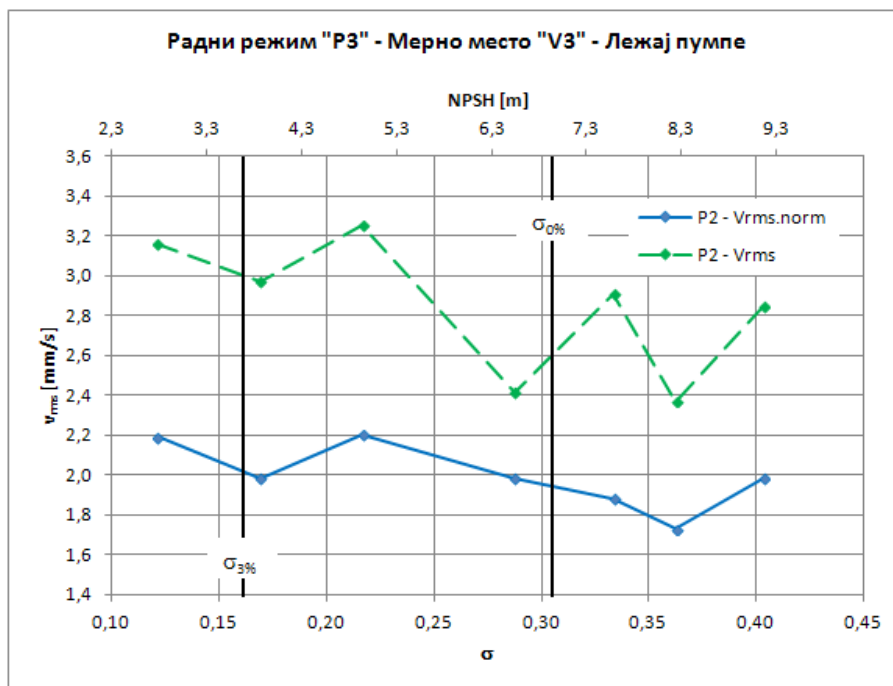
Слика 6.38. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „Р3“ на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.39. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „Р3“, мерно место V_2 – потис пумпе

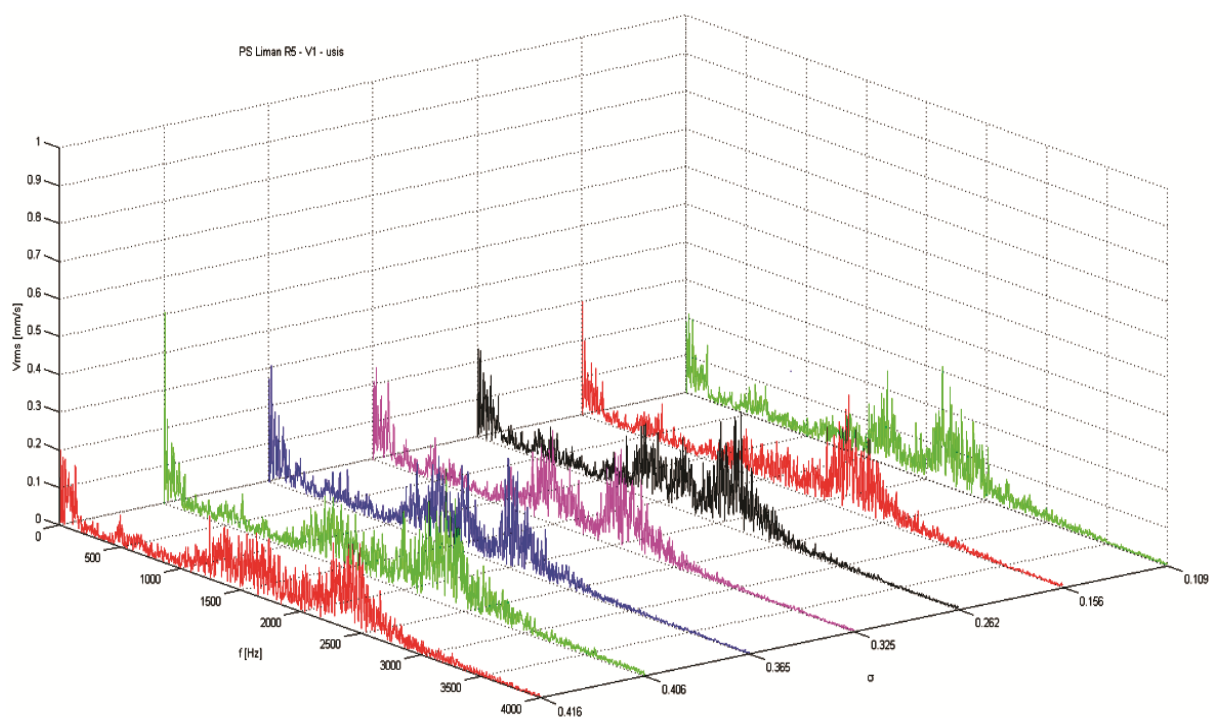


Слика 6.40. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „Р3“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе

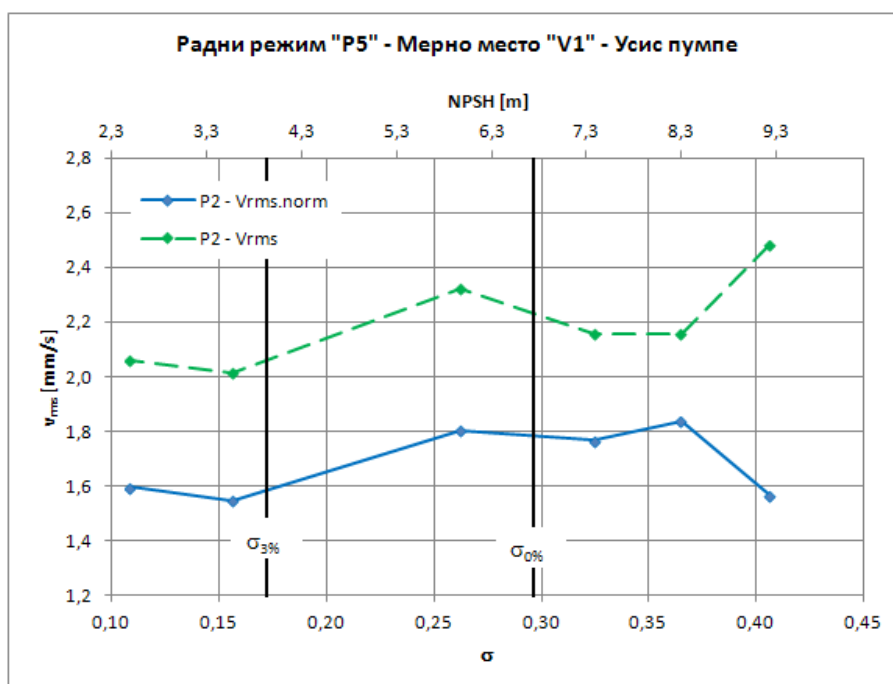


Слика 6.41. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „Р3“, мерно место V_3 – лежај пумпе

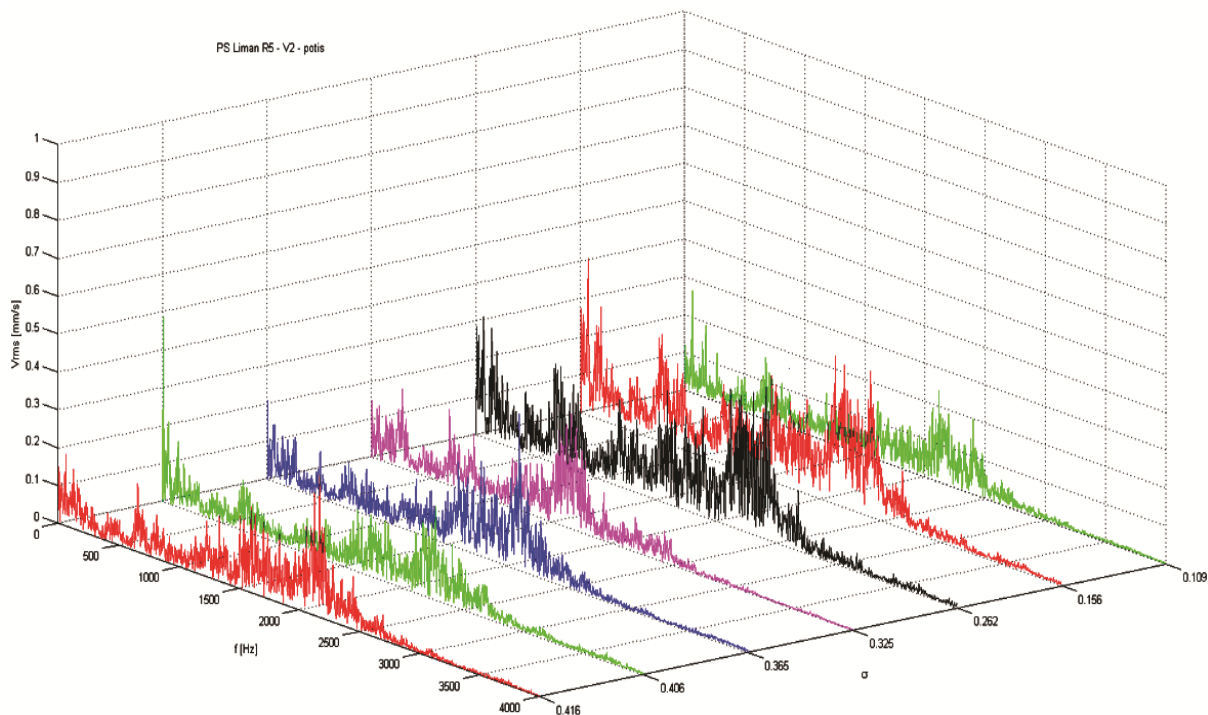
6.3.5 ПС „ЛИМАН“ – РЕЗУЛТАТИ МЕРЕЊА ВИБРАЦИЈА У РЕЖИМУ „P5“



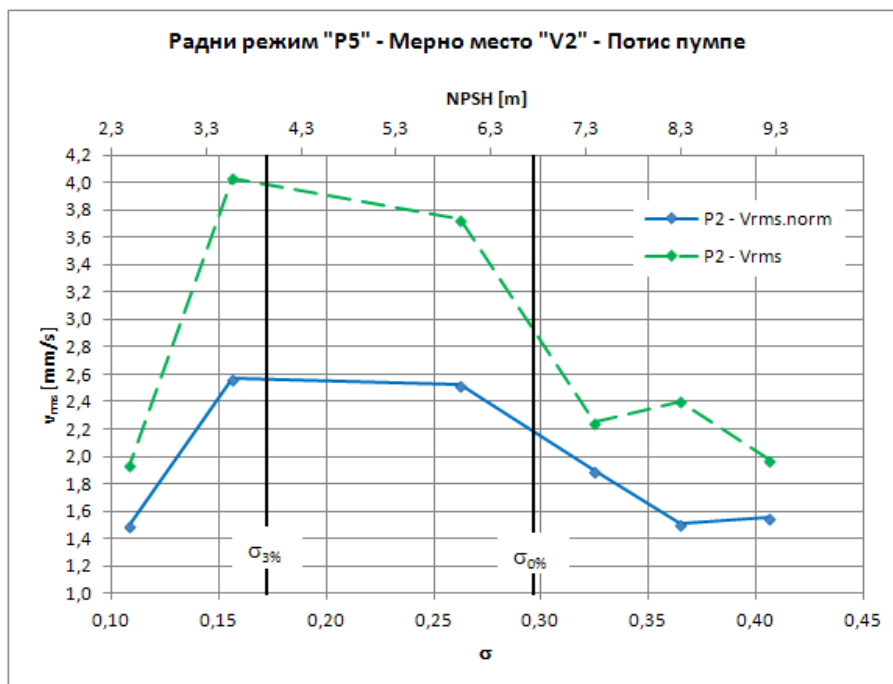
Слика 6.42. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_1 – усис пумпе



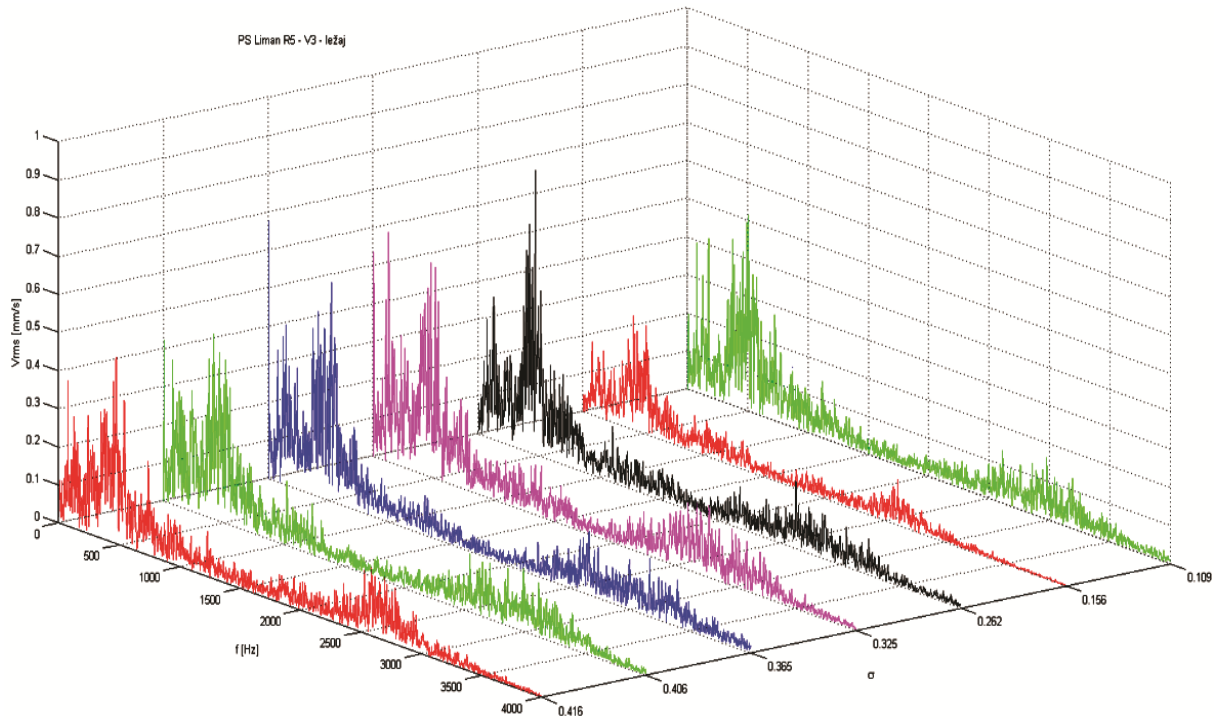
Слика 6.43. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_1 – усис пумпе



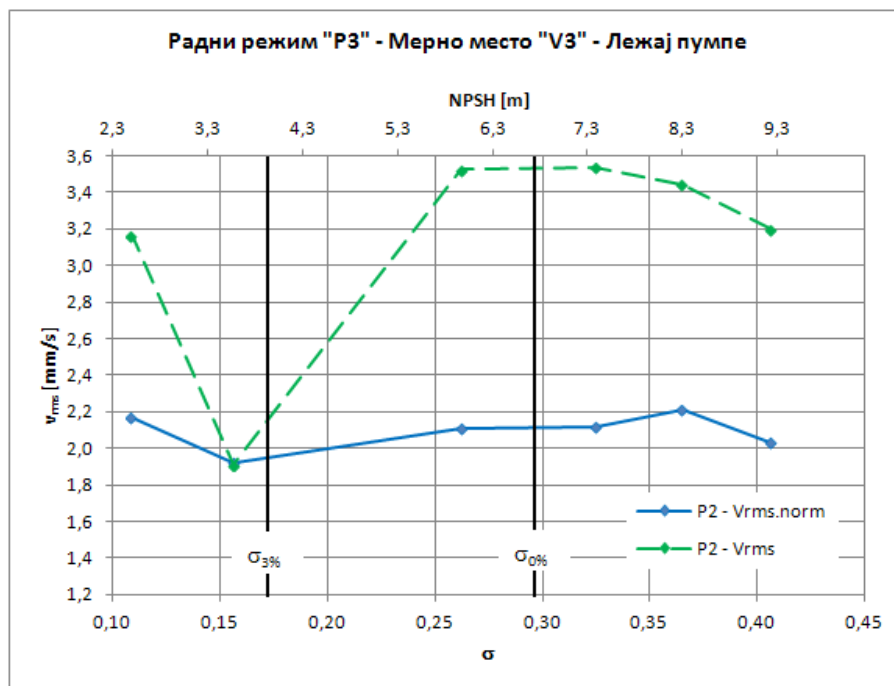
Слика 6.44. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_2 – потис пумпе



Слика 6.45. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_2 – потис пумпе



Слика 6.46. ПС „Лиман“ – спектри вибрација измерени у режиму „P5“ на мерном месту V_3 – лежај пумпе



Слика 6.47. ПС „Лиман“ – зависности ефективних вредности вибрацијских брзина V_{rms} - σ и $V_{rms.norm}$ - σ у фреквентном опсегу [200 Hz, 4000 Hz]: режим „P5“, мерно место V_3 – лежај пумпе

6.3.6 АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА МЕРЕЊА У ПС „ЛИМАН“

Измерена крива кавитацијске резерве $NPSHR(Q)$ практично се поклапа са кривом која је измерена још давне 1989. године (слика 6.23)²⁶. То је прилично неочекиван резултат, са обзиром на старост пумпе, као и на околност да је крајем 2015. године радно коло пумпе замењено новим²⁷, истина истих димензија и испоручено од стране оригиналног произвођача.

На слици 6.23 такође је уцртана и крива кавитацијске резерве $NPSH_{0\%}(Q)$ која је процењена на основу резултата мерења приказаних на сликама 6.18 до 6.22. Иако се облик добијене криве у великој мери слаже са искуственим подацима (слика 2.26), ове резултате треба прихватити са дозом опреза, обзиром да је у кавитацијским дијаграмима 6.18 до 6.22 јако тешко тачно одредити проток при којем кавитација почиње да утиче на напор пумпе.

У практично свим измереним спектрима вибрација, у свим радним режимима, и на сва три мерна места (слике 6.24, 6.26, ..., 6.46), измерене су интензивне вибрације у практично читавом посматраном фреквентном опсегу. Простим посматрањем, ни у једном радном режиму, не може да се уочи неки јасан тренд који би могао да повеже евентуалне промене у измереним фреквентним спектрима са опадањем вредности кавитацијског коефицијента σ (односно притиска на усису пумпе).

У свим фреквентним спектрима регистрован је стални пик на око 25 Hz, што одговара брзини обртања пумпе, и други на око 175 Hz, који се односи на фреквенцију пролаза лопатица радног кола, одакле се закључује да радно коло има 7 лопатица (што је и потврђено провером на отвореној пумпи).

У области фреквенција изнад 200 Hz, само посматрањем измерених фреквентних спектра, не може се са сигурношћу утврдити порекло измерених вибрација, односно да ли су оне последица механичких, хидрауличких или кавитацијских феномена²⁸.

Са друге стране, зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$ (слике 6.25, 6.27, ..., 6.47), посебно оне добијене на усису и потису пумпе (мерна места V_1 и V_2), показују тренд раста са опадањем кавитацијског коефицијента σ , најчешће са приметним максимумом између вредности $\sigma_{0\%}$ и $\sigma_{3\%}$.

Једино одступање од оваквог тренда забележено је код резултата добијених у радном режиму „P5“, на мерном месту V_1 (слика 6.43), где је добијено да параметри вибрација V_{rms} и $V_{rms.norm}$ опадају са снижавањем притиска на усису пумпе. Истовремено, на мерном месту V_2 добијена је уобичајена растућа зависност са уочљивим максимумом. Једно од могућих објашњења оваквог резултата је да је, због малих протока, пумпа радила у режиму интензивне рецикулације, уз

²⁶ Напомиње се да је на слици 6.23 крива $NPSHR(Q)$, која је измерена 1989. (ДТД „Хидроинвест“, 1989.) приказана умањена за $(z_0 - z_l) = 660$ mm, односно за растојање између референтне $NPSH$ равни и осе усисног пресека пумпе, сагласно једначини (2.8). У време када је „Хидроинвест“ вршио мерења (односно проф. др Иво Вушковић, чувени југословенски експерт за турбомашине и експериментално испитивање турбомашина), ова димензија није улазила у израз за израчунавање $NPSH$ (упореди слике 6.23 и 4.2).

²⁷ Подсећа се да је старо радно коло замењено због тога што су на њему уочена тешка оштећења услед кавитацијске ерозије (видети слику 2.21).

²⁸ Када је реч о могућим вибрацијама механичког порекла, треба рећи да су оба лежаја пумпе крајем 2015. године замењена новим, истовремено са заменом радног кола. Кавитацијска испитивања пумпе за потребе ове докторске дисертације вршена су почетком маја 2016. године

вероватну појаву вихорног струјања у струјном току испред радног кола и саме пумпе (у режиму „P5“ пумпа је радила у са протоцима од око 287 L/s до око 198 L/s, односно $Q/Q_{opt} \in [0,6; 0,41]$, при чему треба имати у виду да је $Q_{opt} < Q_{SF}$). Као што је то објашњено у потпоглављу 2.2.2, евентуална појава кавитације у језгру вихора може да има ефекат пригушења за поремећаје притиска који настају имплозијом парних мехурића унутар радног кола, а самим тим и да ублажи њихово дејство на зидове усисног дела кућишта пумпе.

Наравно, овакав закључак не може бити верификован само на основу једног мерења. Ипак, добијени резултати у овом режиму указују да се мерења вибрација при кавитацијским испитивањима морају вршити паралелно и на усису и на потису пумпе.

Слично као и у случају резултата мерења вибрација који су добијени у пумпној станици „Звездара 2“, због тога што се односе на различите протоке пумпе, ни овде се вредности $\sigma_{0\%}$ и $\sigma_{3\%}$ не могу доводити у међусобну везу, у смислу поређења са очекиваним односима ова два коефицијента који су познати из доступне литературе (видети поглавље 3).

Као и случају ПС „Институт“ и ПС „Звездара 2“, на мерном месту V_3 (лежај пумпе), поново нису добијени резултати који би указивали на јасне трендове промене ефективних вибрацијских брзина V_{rms} и $V_{rms.norm}$ са развојем кавитације у пумпи, односно са опадањем кавитацијског коефицијента σ . По свему судећи, може се закључити да лежај пумпе није погодно место за мерење кавитацијских компоненти вибрација.

Интересантно је приметити (видети дијаграме дате на сликама 6.25, 6.27, до 6.47) да параметар $V_{rms.norm}$ (нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине у одабраном фреквентном опсегу), који је у оквиру ове докторске дисертације предложен као могући параметар за детекцију кавитације у центрифугалним пумпама, показује много јасније и „чистије“ зависности од кавитацијског коефицијента у поређењу са параметром V_{rms} (укупна ефективна вредност вибрацијске брзине у одабраном фреквентном опсегу), који се иначе често користи у пракси. Ова квалитативна разлика између параметара $V_{rms.norm}$ и V_{rms} није примећена у резултатима који су добијени мерењем у пумпним станицама „Институт“ и „Звездара 2“, а који су презентовани у потпоглављима 6.1 и 6.2.

Овакав резултат, по свему судећи, последица је саме дефиниције предложеног параметра $V_{rms.norm}$, која подразумева нормирање амплитуда вибрацијске брзине на нивоу дискретних фреквенција у одабраном фреквентном опсегу (видети дефиницију (4.18)). Тако дефинисан начин израчунавања параметра $V_{rms.norm}$ има два позитивна ефекта:

- предложено нормирање у начелу брише или барем ублажава утицаје који нису директна последица кавитације, јер се претпоставља да су карактеристични индикатори осталих могућих проблема машине (дебаланс, несаосност, лежајеви, итд.) на истом или приближно истом нивоу као код почетног мерења (које би требало да се односи на бескавитацијски режим рада пумпе), тако да се истакне само проблем кавитације,
- и позитивне и негативне разлике између амплитуда вибрацијских брзина у произвољном и почетном (бескавитацијском) радном режиму пумпе, доприносе са позитивним предзнаком укупној вредности $V_{rms.norm}$ чиме се узима у обзир могућност да појава кавитације може да утиче на снижавање амплитуде вибрација на појединим дискретним фреквенцијама у посматраном фреквентном спектру.

Треба нагласити да предложена нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине $V_{rms.norm}$ претпоставља да се нормирање врши у односу на претпостављени бескавитацијски режим пумпе. По свему судећи, када је у питању испитивана пумпа у ПС „Лиман“, такав радни режим не може да се оствари.

Наиме, у оптималном радном режиму, у којем ова пумпа иначе нормално ради (при потпуно отвореним вентилима на усисном и потисном цевоводу измерен проток $Q \approx 485$ L/s је у зони максималног степена корисности), потребна кавитацијска резерва пумпе (слика 6.23) износи $NPSHR = 5,4$ m ($\sigma_{3\%} = 0,239$). У том радном режиму измерена је расположива кавитацијска резерва од око $NPSHA = 9,3$ m ($\sigma_A = 0,411$), па би се на основу стандардног инжењерског услова бескавитацијског рада $NPSHA > NPSHR + S$ дало закључити да је пумпа безбедна што се тиче појаве кавитације²⁹.

Међутим, имајући у виду искуствене податке за овај тип пумпи (видети табелу 2.2), чак и у случају да су улазне ивице лопатица специјално обликоване (а нису), коефицијент почетка кавитације би при $Q \approx Q_{opt}$ требало да износи бар $\sigma_i = 2 \times \sigma_{3\%} = 2 \times 0,239 = 0,478$ (односно $NPSH_i = 10,8$ m). Из тога произилази да пумпе у ПС „Лиман“ стално раде у режиму барем почетне кавитације. Исто важи и за радне режими при $Q < Q_{opt}$.

На овакав закључак упућују и измерени спектри вибрација дати на сликама 6.24, 6.26, до 6.46, али и израчунате зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$ приказане на сликама 6.25, 6.27, до 6.47 (не постоји ни приближно хоризонтални део у дијаграмима ових зависности). По свему судећи, овде се ради о кавитацији ниског интензитета, која не може у кратком временском року да оштети радно коло пумпе, али у дужем периоду рада свакако, што се на крају крајева заиста и догодило (видети кавитацијска оштећења лопатица радног кола ове пумпе која су приказана на слици 2.21).

Са друге стране, и поред тога што почетни бескавитацијски режим није могао да се оствари приликом испитивања пумпе у ПС „Лиман“, предложени параметар $V_{rms.norm}$ показао се као добар индикатор развоја кавитације.

²⁹ За сличан тип пумпи, познати немачки произвођач пумпи KSB, за радна кола од сивог лива, препоручује сигурносни додаток S у интервалу од 3 m до 4 m!

7 ЗАКЉУЧАК

Истраживања спроведена у оквиру докторске дисертације имају за циљ да се дефинише оптималан скуп мерних параметара вибрација који би недвосмислено указивао на појаву и развој кавитације при раду центрифугалних пумпи у реалним радним условима.

Експериментални део истраживања обављен је у три пумпне станице које раде у градским водоводима Новог Сада и Београда (у сарадњи са ЈКП „Водовод и канализација“ Нови Сад и ЈКП „Београдски водовод“). У свакој пумпној станици испитана је по једна пумпа, паралелним мерењем хидрауличких радних параметара (протока Q , напора H и кавитацијске резерве $NPSH$) и вибрација на одабраним тачкама на кућиштима пумпи: на усису пумпе, у близини улаза у радно коло, на потису пумпе, у близини излаза из радног кола и на лежају пумпе.

Пумпе су увођене у кавитацијски режим рада постепеним снижавањем притиска на усису, притварањем вентила на усисним цевоводима. Једна пумпа испитана је при константном протоку, а код преостале две то није било могуће због затечених погонских услова, па су те две пумпе испитане при променљивом протоку. Иако обе методе спадају у стандардне методе кавитацијских испитивања пумпи (ISO 9906:2012), резултати мерења кавитацијски индукованих вибрација при променљивом протоку нису до сада објављени у доступној научној и стручној литератури.

Хидраулички радни параметри пумпи мерени су у складу са стандардом ISO 9906:2012, коришћењем уобичајене мерне опреме (мерила притиска, мерила протока, термометар). Мерења вибрација вршена су у складу са односним стандардом ISO 10816-5:2000 уз помоћ акцелерометара и уобичајене опреме за анализу сигнала вибрација. Мерни сигнали вибрација трансформисани су из временског у фреквентни домен помоћу брзе Фуријеове трансформације (FFT). Вибрације су мерене у фреквентном домену до 5000 Hz, а амплитуда осциловања изражена је преко ефективне вибрацијске брзине v_{rms} .

Снимљени фреквентни спектри за различите радне режиме пумпе „ I “, од почетног, условно речено бескавитацијског режима ($I = 0$), па до режима потпуно развијене кавитације ($I = N$). Накнадно су анализирани како би се уочио фреквентни домен $[f_a, f_b]$ у којем је приметан утицај кавитације. У тако издвојеном фреквентном домену, за сваки радни режим „ I “ израчуната су три карактеристична параметра вибрација:

- укупна ефективна вредност вибрацијске брзине:

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

- кавитацијска укупна ефективна вредност вибрацијске брзине

$$CV_{rms}^I = \sqrt{(V_{rms}^I)^2 - (V_{rms}^0)^2}, \quad I = 1, 2 \dots N$$

- нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине

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

Параметри V_{rms} и CV_{rms} познати су из литературе, док је нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине $V_{rms.norm}$ предложена у оквиру ове докторске дисертације.

Као крајњи резултат кавитацијских испитивања добијене су функционалне зависности параметара вибрација V_{rms} , CV_{rms} и $V_{rms.norm}$ од расположиве кавитацијске резерве $NPSH$, односно кавитацијског коефицијента σ . Кавитацијски параметар вибрација CV_{rms} није дао употребљиве резултате, док је за параметре V_{rms} и $V_{rms.norm}$ доказано да могу да буду веома ефикасан алат за праћење развоја кавитације у центрифугалним пумпама, под условом да су добијени мерењем и на усису и потису пумпе, што је могуће ближе радном колу, и у фреквентном спектру који искључује основну фреквенцију пумпе (која одговара брзини обртања пумпе) и фреквенцију пролаза лопатица радног кола.

Зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$, које су добијене мерењем при константном протоку пумпе, показују карактеристичан растући тренд са опадањем кавитацијског коефицијента σ , са максимумом који се региструје око $\sigma = \sigma_0\%$. Добијени резултати добро се слажу резултатима сличних испитивања који се могу наћи у литератури. Зависности $V_{rms}-\sigma$ и $V_{rms.norm}-\sigma$ које су добијене мерењем при променљивом протоку пумпе, такође показују тренд раста са опадањем σ , најчешће са уочљивим максимумом у интервалу $\sigma_3\% < \sigma < \sigma_0\%$. Нажалост упоредиви резултати, добијени испитивањем при променљивом протоку пумпе, не могу се наћи у доступној литератури.

У поређењу са параметром $V_{rms.norm}$, начелно се може рећи да је предност параметра V_{rms} у томе што може и директно да се мери, коришћењем уобичајене вибродијагностичке опреме и без потребе за накнадном обрадом фреквентних спектра.

Са друге стране, предложена нормирана укупна ефективна вредност вибрацијске брзине $V_{rms.norm}$ даје боље резултате, односно показује јаснију зависност од развоја кавитације у односу на параметар V_{rms} . Ово се може објаснити тиме да предложено нормирање амплитуда вибрацијске брзине на нивоу дискретних фреквенција, у одабраном фреквентном опсегу, истиче кавитацијску компоненту вибрација, а ублажава утицаје који нису директна последица кавитације, јер се претпоставља да су карактеристични индикатори осталих могућих проблема машине на истом или приближно истом нивоу као код почетног мерења, за које се претпоставља да се односи на бескавитацијски режим рада пумпе. Параметар $V_{rms.norm}$ израчунат је из измерених фреквентних спектра. Међутим, уколико би се развила одговарајућа софтверска подршка и овај параметар би могао директно да се мери.

Предложени метод за детекцију и праћење развоја кавитације у центрифугалним пумпама мерењем параметара вибрација V_{rms} или $V_{rms.norm}$ на усису и потису пумпе, у одабраном фреквентном опсегу, начелно је употребљив у пракси. Уз одговарајући софтверски пакет, који би укључивао неопходна израчунавања и периодично освежавање почетног – бескавитацијског стања у дефинисаном опсегу радних режима пумпе, предложени метод био би употребљив и за континуално праћење рада пумпи са аспекта опасности од појаве кавитације. Наравно, за

развој једног таквог софтверског пакета неопходна су даља истраживања зависности кавитацијских параметара и кавитацијски индукованих вибрација кућишта пумпи, и то како у радним тако и у лабораторијским условима. Истраживања би морала да укључе већи број различитих пумпи и широк опсег радних режима. Још интересантнији предмет даљих истраживања види се у могућности примене предложеног метода у условима када пумпе раде са променљивом брзином обртања.

Предложени или неки други погодан параметар кавитацијски индукованих вибрација кућишта пумпе, може да се искористи као добар критеријум за одређивање потребне кавитацијске резерве пумпе $NPSHR(Q)$, мада би у ту сврху још боље могли да послуже акустички параметри добијени директним мерењем кавитацијског шума, који су познати из литературе. Примера, ради, кавитацијски критеријум заснован на максимуму одабраног параметра „ P “ у измереном дијаграму зависности $P(NPSH)$, односно $NPSHR = NPSH(dP/dNPSH = 0)$, практично би одговарао критеријуму почетка опадања напора пумпе услед кавитације ($NPSHR = NPSH_{0\%}$), с том разликом што максимум $dP/dNPSH = 0$ у дијаграму $P(NPSH)$ може тачније да се одреди од услова $\Delta H = 0\%$ у дијаграму $H(NPSH)$. Потребна кавитацијска резерва пумпе $NPSHR(Q)$ добијена на овај начин, много би боље описивала стварни развој кавитације у пумпама, чиме би у великој мери били отклоњени недостаци актуелног услова бескавитацијског рада $NPSHA > NPSHR + S$.

Наравно, да би предложена методологија била прихваћена, неопходна је сарадња великих светских произвођача пумпи, што ово питање неизбежно премешта у сферу економије. Из тог разлога, евентуалну иницијативу за изменом начина мерења потребне кавитацијске резерве пумпе очекује, најблаже речено – врло трновит пут до реализације.

Литература

- Barnaby, S.W., Parsons, C. 1897. Transactions of the Royal Institution of Naval Architect, vol. 38.
- Billet, M.L. 1985. Cavitation nuclei measurement - a review. Proceedings, Cavitation and Multiphase Flow Forum, FED 23, p. 31-38.
- Brennen, C.E. 1994. Hydrodynamics of Pumps. Concepts ETI Inc., Vermont and Oxford University Press, Oxford.
- Brennen, C.E. 1995. Cavitation and bubble dynamics. Oxford University Press, New York.
- Brujan, E.A., Ikeda, T., Matsumoto, Y. 2008. On the pressure of cavitation bubbles. Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32, p. 1188-1191.
- Ceccio, S.L. and Brennen, C.E. 1991. Observations of the dynamics and acoustics of travelling bubble cavitation. Journal of Fluid Mechanics, vol. 233, p. 633–660.
- Černetić, J. and Čudina, M. 2011. Estimating uncertainty of measurements for cavitation detection in a centrifugal pump. Measurement, 44, p. 1293-1299.
- Christopher, S. and Kumaraswamy, S. 2013. Identification of critical net positive suction head in radial flow pump for different leading edge profiles of the vane. Journal of Fluids Engineering, vol. 135, p. 121301-1 to 121301-15.
- Čudina, M. and Prezelj, J. 2009. Detection of cavitation in operation of kinetic pumps. Use of discrete frequency tone in audible spectra. Applied Acoustic, 70, p. 540-546.
- Euler, L. 1754. Historie de l'Academie Royale des Sciences et Belle Letters. Memo. R.10, Berlin, p. 266-267.
- Goff J.A. 1957. Saturation pressure of water on the new Kelvin temperature scale. Transactions of the American society of heating and ventilating engineers. Murray Bay, Canada, 1957, p. 347-354.
- Gulich, J.F. 2010. Centrifugal pumps. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg
- Hergt P., Nicklas, A., Mollenkopf, G., Brodersen, S. 1996. The suction performance of centrifugal pumps possibilities and limits of improvements. Proceedings of the 13th International Pump Users Symposium, Houston, p. 13-25.
- Hirschi, R. 1998. Prédiction par modélisation numerique tridimensionnelle des effets de la cavitation à poche dans les turbomachines hydrauliques. Diss. EPF Lausanne.
- Katz, J., Gowing, S., O'Hern, T., Acosta, A.J. 1984. A comparative study between holographic and light-scattering techniques of microbubble detection. Proceedings, IUTAM Symposium on Measuring Techniques in Gas-Liquid Two-Phase Flows, Springer-Verlag, p. 41–66.
- Kell, G.S. 1975. Density, thermal expansivity, and compressibility of liquid water from 0 deg to 150 deg. Correlations and tables for atmospheric pressure and saturation reviewed and expressed on 1968 temperature scale. Journal of Chemical and Engineering Data, vol. 20, No. 1.

- Keller, A.P. 1974. Investigations concerning scale effects of the inception of cavitation. Proceedings, Conference on Cavitation, IMechE, p. 917-925.
- Kim, K.H., Chahine, G., Franc J.P., Karimi, A. (editors). 2014. Advanced experimental and numerical techniques for cavitation erosion prediction. Springer Dordrecht.
- Kimoto, H. 1987. An experimental evaluation of the effects of a water micro-jet and a shock wave by a local pressure sensor. ASME International Symposium on Cavitation and Research Facilities and Techniques, FED vol. 57, p. 217-224.
- Knapp, R.T., Daily, J.W., Hammitt, F. G. 1970. Cavitation. McGraw Hill, New York.
- KSB. 2014. Centrifugal Pump Lexicon.
- Lee, C.J.M. 1966. Written discussion in Proc. Symp. on Pump Design, Testing and Operation, Natl. Eng. Lab., Scotland, 114-115.
- Leighton, T.G. 1994. The acoustic bubble. Academic Press, London.
- Li, S.C. (editor) 2000. Cavitation of hydraulic machinery. Imperial College Press, London.
- Makay, E. 1980. Centrifugal pump hydraulic instability. Electric Power Research Institute Reports. EPRI CS-1445
- McKee, K.K., Forbes, G.L., Mazhar, I., Entwistle, R., Hodkiewicz, M., Howard, I. 2015. A vibration cavitation sensitivity parameter based on spectral and statistical methods. Expert Systems with Applications, vol. 42, p. 67-78.
- Naude, C.F. and Ellis, A.T. 1961. On the mechanism of cavitation damage by non-hemispherical cavities in contact with a solid boundary. ASME Journal of Basic Engineering., vol. 83, p. 648–656.
- Okamura, T. 1978. Cavitation in Centrifugal Pumps Operating at Low Capacities. Polyphase Flow in Turbomachinery, ASME.
- Rayleigh, Lord. 1917. On the pressure developed in a liquid during the collapse of a Spherical Cavity, Philosophical Magazine Series 6, 34: 200, p. 94-98.
- Schiavello, B., Visser, F.C. 2009. Pump cavitation - various NPSHR criteria, NPSHA margins and impeller life expectancy. Proceedings of the 25th International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, Engineering Experiment Station, p. 113-144.
- Škara, V. Experimental Observation of Cavitation Phenomena in Centrifugal Pump Impellers at Part Load (PhD Thesis). TU Braunschweig – Institut für Flugantriebe und Strömungsmaschinen.
- Stoffel B. and Ludwig, G. 1990: The Influence of Gap Flow at the Impeller Inlet on Cavitation and Part Load Recirculation in Centrifugal Pump. ISROMAC 3, Honolulu.
- Stopskii, S.B. 1957. Acoustic Method of Detecting Cavitation in Water Turbines. Elekt. Sta., Moscow, 8(15), (NEL translation No. 477), p. 20–25.
- Sulzer Pumps Ltd. 2010. Centrifugal Pump Handbook. Butterworth-Heinemann, Oxford.
- Szkodo, M. 2005. Mathematical Description and Evaluation of Cavitation Erosion Resistance of Materials, Journal of Materials Processing Technology, vol. 164-165, 1631-1636.
- Tillner, W. and Lehmann, W. 1984: Kavitation im axialen Einlauf mehrstufiger Kreiselpumpen bei Teillastbetrieb. Pumpentagung Karlsruhe.

- Timcke, J.H. 2001. NPSH-Umrechnung quadratisch oder nicht? Delta-p: Das moderne Pumpenmagazin 7 Teil 1: Nr 3, 54-56 + 58-60, Teil 2: Nr 2 50-53. Ingenieur Verlag Nagel.
- Vlaming, D.J. 1981. A method for estimating the Net Positive Suction Head Required by centrifugal pumps. ASME Paper No. 81-WA/FE-32.
- Wood, D.W., Hart, R.J., Marra, E. 1998. Application guidelines for pumping liquids that have a large dissolved gas content. Proceedings of the 15th International Pump Users Symposium, Turbo-machinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, p. 91-98.
- Zhang, N., Yang, M., Gao, B., Li, Z. 2015. Vibration Characteristics Induced by Cavitation in a Centrifugal Pump with Slope Volute. Shock and Vibration, vol. 2015, p. 10.
- Вуковић, В., Ташин, С. 2006. Увод у хидропнеуматску технику. Факултет техничких наука, издаваштво, Нови Сад
- Ристић, Б. 1990. Пумпе и вентилатори. Научна књига, Београд.
- Стандарди, технички извештаји*
- ISO 9906:2012. Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests, Grades 1, 2 and 3.
- ISO 5168:2005. Measurement of fluid flow - Procedures for the evaluation of uncertainties
- ISO 10816-5:2000. Mechanical vibration -- Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts -- Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants
- ДТД Хидроинвест. 1989. Идејно-пројектно решење са испитивањем хидрауличког понашања Ц.С. „Лиман“ у самосталном и паралелном раду са Ц.С. „Штранд“. Нови Сад.