



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУТЕТ ЗА МАШИНСТВО И
ГРАЂЕВИНАРСТВО У КРАЉЕВО

Милош В. Николић

**ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ
ЕФИКАСНОСТИ МАЛИХ
ХИДРОЕЛЕКТРАНА**

докторска дисертација

Краљево, 2021.



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF MECHANICAL AND CIVIL
ENGINEERING IN KRALJEVO

Miloš V. Nikolić

INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF SMALL HYDROPOWER PLANTS

Doctoral Dissertation

Kraljevo, 2021.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА

Аутор
Име и презиме: Милош В. Николић
Датум и место рођења: 13.05.1990. године у Краљеву, Република Србија
Садашње запослење: Асистент, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Докторска дисертација
Наслов: Повећање енергетске ефикасности малих хидроелектрана
Број страница: 189
Број слика: 97
Број библиографских података: 129
Установа и место где је рад израђен: Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): Обновљиви извори енергије - 621.311.21:620.92 (043.3)
Ментор: др Раде Карамарковић, ванредни професор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Оцена и одбрана
Датум пријаве теме: 19.06.2018.
Број одлуке и датум прихватања теме докторске/уметничке дисертације: IV-04-892/8 од 14.11.2018. Одлуком ННВ Факултета за машинство и грађевинарство у Краљеву бр. 849/8 од 13.10.2021. године, продужава се рок завршетка докторске дисертације до 13.11.2023. године.
Комисија за оцену научне заснованости теме и испуњености услова кандидата: 1. др Владан Карамарковић, редовни професор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу, 2. др Душан Гордић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, 3. др Иван Божић, ванредни професор, Машински факултет, Универзитет у Београду, 4. др Раде Карамарковић, ванредни професор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу, и 5. др Миљан Марашевић, доцент, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву, Универзитет у Крагујевцу.
Комисија за оцену и одбрану докторске/уметничке дисертације: 1. др Иван Божић, ванредни професор, Машински факултет, Универзитет у Београду, председник, 2. др Душан Гордић, редовни професор, Факултет инжењерских наука, Универзитет у Крагујевцу, и 3. др Александар Јововић, редовни професор, Машински факултет, Универзитет у Београду.
Датум одбране дисертације:

РЕЗИМЕ

У дисертацији су анализирани могућности повећања енергетске ефикасности малих хидроелектрана. Фокус је на решавању проблема: (i) ниске ефикасности производње електричне енергије при протоцима који су мањи од границе до које произвођач гарантује ефикасност турбине и (ii) неефикасног издвајања седимената услед неједнаких протока кроз коморе вишекоморних таложника. Други проблем се решава оригиналном методологијом, која представља надградњу традиционалног коришћења CFD и аналитичких модела. У њеној примени лежи највећи научни допринос, у који спадају:

- метода итеративног тражења оптималног техничког решења коришћењем CFD и помоћног аналитичког модела, који служи као водила сложеног и тромог модела ка оптималној геометрији,
- метода одређивања локалних отпора сложених геометријских облика са вишедимензионалном струјном сликом коришћењем CFD симулација, регресионе анализе и посредне валидације,
- примена савремених рачунарских алата на пројектовање, оптимизацију, моделирање и реконструкцију МХЕ, и
- оригинално решење за истовремено изједначавање и умирење протока у улазној зони вишекоморних таложника.

Набројани резултати су примењени на две електране са инсталисаним снагама 1,220 MW и 1,327 MW, које раде у линијски спрегнутом систему са заједничким водозахватом, и резултирале су техничким решењима за:

- одређивање оптималне конфигурације при постојећим условима (брuto пад, турбине, пречници цевовода) коришћењем нове(их) турбина и независног или спрегнутог рада каскадних деривационих МХЕ-а,
- изједначавање протока и умирење струја (пригушење турбуленција) уградњом усмеривача у улазној зони вишекоморних таложника, и
- изједначавање протока и умирење струја коришћењем табластих затварача и умирујућих шипки на улазима комора таложника.

Решавањем (i) проблема повећана је ЕЕ обе електране за 4.8%, док се решавањем (ii) проблема смањују губици настали у експлоатацији за 8%. Резултати дисертације су примењиви на свим постојећим и новопроектованим МХЕ-ма са бочним водозахватима, док предложене методологије превазилазе област МХЕ-а.

КЉУЧНЕ РЕЧИ: мале хидроелектране, енергетска ефикасност, таложници, CFD моделирање, математичко моделирање, турбулентно струјање, регулација протока, оптимизација, регресиона анализа

ABSTRACT

The core of the dissertation is to improve energy efficiency of small hydropower plants (SHPPs). The focus is to solve the problems of (1) decreased electricity production during low water flows and (2) inadequate functioning of multi-chamber settling basins because of an uneven flow distribution among the chambers. The latter problem has been solved by an original methodology, which is an upgrade on the traditional usage of CFD and analytical models. The methodology is among the scientific contributions that are:

- a method for the iterative finding of a technical solution by the use of a CFD and an ancillary analytical model, which is a guide for a complex and slow CFD model towards an optimal geometry;
- a method for the determination of local pressure drops (minor losses) for complex geometrical shapes with multi-dimensional flow patterns using: CFD simulations, regression analysis, and indirect validation;
- the application of modern software for the design, optimization, modeling, and modernization of SHPPs.
- a novel solution for simultaneous equalization of flows among the chambers of a multi-chamber settling basin and the dissipation of turbulent kinetic energy.

These results were implemented on a case study, which includes two cascade SHPPs with a common side water intake and nominal installed capacities of 1.220 MW and 1.327 MW. The solving of both problems resulted in technical solutions for:

- the determination of an optimal configuration under existing conditions (gross head, turbine types, pipeline diameters) by the use of new turbine(s) and independent or coupled operation of two run-of-the-river SHPPs;
- the equalization of flows among the chambers of a multi-chamber settling basin and the dissipation of turbulent kinetic energy by the use of: (a) pillars with vanes in a common inlet zone and (b) sluice gates with tranquilizing racks.

The solution of the (1) problem increased the electricity production by 4.8% and the solution of the (2) problem reduced the total loss by 8%. The results are applicable to all new and existing SHPPs with side water intakes, whereas the developed methodologies exceed the field of SHPPs.

KEY WORDS: small hydropower plants, energy efficiency, settling basin, CFD modeling, mathematical modeling, turbulent flow, flow control, optimization, regression analysis

САДРЖАЈ

1	УВОД.....	1
2	ПОТЕНЦИЈАЛИ ЗА КОРИШЋЕЊЕ МХЕ	6
2.1	АФРИКА	8
2.2	АМЕРИКЕ	9
2.3	АЗИЈА.....	9
2.4	ЕВРОПА.....	10
2.4.1	Србија.....	12
3	ТИПОВИ И КАРАКТЕРИСТИКЕ ТАЛОЖНИКА	20
3.1	ПРЕГЛЕД КОНСТРУКЦИЈА И ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА....	20
3.1.1	Тип таложника “ <i>BUCHI</i> ”	20
3.1.2	Тип таложника “ <i>DUFOUR</i> ”	22
3.1.3	Тип таложника “ <i>BIERI</i> ”	22
3.1.4	Тип таложника “ <i>4S</i> ”	24
3.1.5	Модификовани „ <i>DUFOUR</i> “ систем.....	26
3.2	ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ И ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА НУМЕРИЧКИХ СИМУЛАЦИЈА ТАЛОЖНИКА	27
4	ПОВЕЋАЊЕ ПРОИЗВОДЊЕ МХЕ ПРИ МАЛИМ ПРОТОЦИМА.....	29

4.1	ОПТИМИЗАЦИЈА МХЕ И ДРУГИХ ОИЕ – ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА	31
4.2	ОПИС ПРОБЛЕМА.....	33
4.3	ПОТЕНЦИЈАЛНА ТЕХНИЧКА РЕШЕЊА	34
4.3.1	Предложено решење 1	35
4.3.2	Предложено решење 2	36
4.3.3	Предложено решење 3	36
4.4	ТЕХНО-ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА ВАРИЈАНТНИХ РЕШЕЊА.....	37
4.5	ИЗБОР ОПТИМАЛНОГ РЕШЕЊА	44
4.5.1	Избор оптималне конфигурације.....	44
4.5.2	Оптимизација снаге турбине	46
4.5.2.1	Функција циља	47
4.5.2.1.1	Нето прилив новчаних средстава	47
4.5.2.1.2	Почетна инвестиција.....	47
4.5.2.2	Ограничења.....	49
4.5.2.2.1	Линеарне неједнакости	49
4.5.2.2.2	Линеарне једнакости.....	49
4.5.2.2.3	Нелинеарне неједнакости.....	50
4.5.2.2.4	Нелинеарне једнакости	51
4.5.2.3	Резултати оптимизације	51
4.5.3	Избор типа турбине	52
5	УНАПРЕЂЕЊЕ ФУНКЦИЈЕ ПОСТОЈЕЋЕГ ТАЛОЖНИКА	55
5.1	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА	58
5.1.1	Принцип мерења	59
5.1.2	Мерење (површине) попречног пресека.....	60
5.1.3	Мерење брзине	61
5.1.3.1	Метод расподеле брзине	61

5.1.3.2	Метод редукованих тачака	62
5.1.3.2.1	Метод једне тачке	62
5.1.3.2.2	Метод две тачке	62
5.1.3.2.3	Метод три тачке	63
5.1.3.2.4	Метод пет тачака	63
5.1.3.2.5	Метод шест тачака	63
5.1.3.3	Метод интеграције	63
5.1.4	План мерења брзине	64
5.1.5	Израчунавање протока	65
5.1.5.1	Графичке методе	66
5.1.5.1.1	Интеграциона метода дубина-брзина	66
5.1.5.1.2	Интеграциона метода брзина-површина	67
5.1.5.2	Аритметичке методе	69
5.1.5.2.1	„Mean-section“ метода	69
5.1.5.2.2	„Mid-section“ метода	70
5.1.5.3	Метода назависних вертикала	71
5.1.6	Несигурности у мерењу протока	73
5.1.6.1	Извор грешке	74
5.1.6.2	Изражавање несигурности	74
5.2	НУМЕРИЧКА СИМУЛАЦИЈА СТРУЈАЊА – ИЗРАДА МОДЕЛА	76
5.2.1	Моделирање струјања флуида	76
5.2.2	CFD модел	78
5.2.3	Брзинско поље и масени проток	82
5.2.4	Подужни профили брзине	85
5.3	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВЕРИФИКАЦИЈА МОДЕЛА	87
5.3.1	Прво мерење	87
5.3.1.1	Прва комора	88
5.3.1.2	Друга комора	90
5.3.1.3	Трећа комора	92

5.3.1.4	Проток кроз таложник.....	93
5.3.2	Друго мерење	94
5.3.2.1	Прва комора	95
5.3.2.2	Друга комора.....	97
5.3.2.3	Трећа комора.....	99
5.3.2.4	Проток кроз таложник.....	100
5.3.3	Треће мерење.....	101
5.3.3.1	Прва комора	102
5.3.3.2	Друга комора.....	104
5.3.3.3	Трећа комора.....	106
5.3.3.4	Проток кроз таложник.....	107
5.4	ПРЕДЛОГ ТЕХНИЧКИХ РЕШЕЊА ЗА УНАПРЕЂЕЊЕ РАДА ТАЛОЖНИКА	109
5.4.1	Усмеривачи у заједничкој улазној зони.....	109
5.4.1.1	Предложена техничка решења.....	110
5.4.1.2	Резултати CFD симулација	119
5.4.1.3	Избор оптималног решења	124
5.4.2	Управљање протоком помоћу табластих затварача.....	131
5.4.2.1	Методологија.....	131
5.4.2.2	Помоћни аналитички модел.....	135
5.4.2.2.1	Пад притиска услед локалног отпора табластог затварача.....	135
5.4.2.2.2	Пад притиска услед отпора у заједничкој улазној зони	139
5.4.2.2.3	Пад притиска услед отпора у заједничкој излазној зони	143
5.4.2.3	Поступак решавања једначина и резултати	146
5.4.2.3.1	Поступак решавања једначина.....	146
5.4.2.3.2	Резултати.....	146

6 ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА.....	152
ЛИТЕРАТУРА.....	156
ПРИЛОЗИ.....	167
Биографија аутора.....	195
Библиографија у научној области дисертације	196

1 УВОД

По опште прихваћеној формулацији, под појмом мале хидроелектране (МХЕ) сматрају се све хидроелектране са инсталисаном снагом мањом од 10 MW, без обзира на тип електране [1–3]. Граница од 10 MW није фиксна, па се у појединим земљама у МХЕ убрајају постројења са инсталисаном снагом до 30 MW [4]. Производња електричне енергије из хидроелектрана, а самим тим и из МХЕ сматра се обновљивим извором енергије (ОИЕ) који поред тога што представља неисцрпан извор има и неупоредиво мањи негативан утицај на животну средину у поређењу са производњом електричне енергије у термоелектранама, које као извор топлоте користе фосилна горива. Утицај на животну средину најчешће се оцењује угљеничним отиском и проценом животног циклуса (LCA) [5–8]. По овим параметрима, МХЕ имају еквивалентан отисак од 5 gCO₂/kWh до 37 gCO₂/kWh произведене електричне енергије што је на нивоу осталих ОИЕ, пре свега енергије ветра и соларне енергије, а нешто мањи у односу на геотермалну енергију [5]. Поређења ради, угљенични отисак од производње електричне енергије сагоревањем угља износи од 820 gCO₂/kWh до 975 gCO₂/kWh или природног гаса од 490 gCO₂/kWh до 607 gCO₂/kWh [7–9]. Поред наведених параметара, производња електричне енергије може имати и негативан утицај на локалне екосистеме било да се ради о ОИЕ или фосилним горивима [10]. Попут осталих ОИЕ и МХЕ деривационог типа могу имати негативан утицај на локалне екосистеме. Он је најчешће последица измењеног хидролошког режима реке услед неадекватне експлоатације, али и грешака насталих при пројектовању и изградњи.

У протеклих 10 – ак година у Републици Србији је дошло до експанзије градње МХЕ као последица успостављања правног оквира за производњу електричне енергије из ОИЕ [11–16]. Законом о ратификацији уговора о оснивању Енергетске заједнице [17], Република Србија је прихватила обавезе да примени европске Директиве у области ОИЕ [18–20], између осталих и Директиву за промоцију електричне енергије из ОИЕ [18], по којој се обавезује да донесе Законе, прописе и административне одредбе са циљем подршке и промовисања произведене електричне енергије из ОИЕ. Две најважније одредбе донете су 2009. године: (1) Уредба о условима за стицање статуса повлашћеног произвођача електричне енергије и критеријумима за оцену испуњености тих услова [21], и (2) Уредба о мерама подстицаја за производњу електричне енергије коришћењем ОИЕ и комбинованом производњом електричне и топлотне енергије [22]. Субвенционисање ОИЕ је неопходно имајући у виду са једне стране ниску тржишну цену електричне енергије, а са друге стране скупу технологију потребну за реализацију оваквих пројеката. Након истека подстицајног периода

од 12 година, већина пројеката је исплатило почетну инвестицију и излази на слободно тржиште са ниским оперативним трошковима, што као последицу има конкурентну продајну цену електричне енергије, нижу од електричне енергије произведену сагоревањем фосилних горива.

Са временске дистанце од 10 година од успостављања политике подстицајних откупних цена за електричну енергију произведену из ОИЕ, у делу стручне јавности формирао се став да је Република Србија у пројекат масовне градње МХЕ ушла недовољно припремљена. Главна замерка односи се на Катастар МХЕ израђен 1987. године, којим се дефинише 856 потенцијалних локација. Ове критике нису сасвим оправдане с обзиром да наведени документ није направљен као подлога за комерцијалну изградњу и дугорочну експлоатацију МХЕ већ само као тадашња процена потенцијала у случају кризних и ванредних ситуација. С друге стране, реална замерка је то што је наведени Катастар из 1987. године прихваћен 2009. године као полазиште за издавање енергетских и грађевинских дозвола без икаквих додатних анализа. Та документација урађена је на основу карата, без теренских радова и систематског мерења протока, на бази површних хидролошких и енергетских анализа и без узимања у обзир еколошких и социјалних ефеката на окружење. Као основна слабост предложеног Катастра наводи се податак да се све локације заснивају на цевоводима дугачким преко 2-3 километра, односно решењима која имају негативан утицај на хидрографске и водене екосистеме и да је за реализацију свих 856 локација потребно инсталирати чак 3000 километара цеви, и то углавном на малим водотоковима.

Поред основног проблема са поменутиим Катастром, уочено је још низ техничких проблема: (1) На већини локација нису вршена систематска мерења водостаја и протока пре израде пројеката, тако да су пројекти израђивани без неопходних хидролошких подлога; (2) Није на адекватан начин узета у обзир чињеница да су потенцијалне локације на малим планинским водотоцима, где су водни режими изразито бујични и неравномерни, што је неповољно у енергетском и економском погледу; (3) Непостојање јасног правилника за одређивање гарантованог еколошког протока низводно од водозавхвата и његовог константног мониторинга. Наиме, у пракси је примећено да се поједини инвеститори не придржавају ионако благе границе гарантованог еколошког протока (10% од просечног протока), чиме реке у појединим случајевима низводно од водозавхвата остају потпуно без протока у маловодним периодима, што има огромну еколошку штету; (4) Неадекватно пројектовање рибљих стаза, чиме се угрожава узводна и низводна миграција живог света реке, док је у екстремним случајевима миграција потпуно онемогућена; (5) У многим случајевима неадекватно пројектовани таложници, чиме је директно угрожен животни век турбине а самим тим и економска одрживост пројекта.

Најчешћи узрок набројаних техничких проблема везан је за ослањање само на податке из Катастра без додатних систематских мерења протока и узимања у обзир хидролошких карактеристика малих планинских водотокова на којима су грађене МХЕ. Ови технички проблеми имају директан утицај на радни век и економску одрживост МХЕ. У дисертацији су анализирана два карактеристична

проблема. Први представља неефикасну производњу електричне енергије при малим протоцима који је директна последица неадекватне употребе Катастра. Други проблем представља неефикасно пречишћавање воде у таложнику који је последица грешака начињених при пројектовању и изградњи услед неискуства пројектаната. Наведени проблеми су чести на постојећим деривационим МХЕ. У тези се као пример користе две МХЕ које раде у линијски спрегнутом систему са једним заједничким бочним водозахватом. Прва је МХЕ „Белци“ са инсталисаном снагом од 1220 kW, а друга МХЕ „Кашићи“ са инсталисаном снагом од 1327 kW. Обе МХЕ имају максимални инсталисани проток од 5,65 m³/s и налазе се на реци Јошаници у општини Рашка.

У првом делу тезе анализиран је проблем неефикасне производње електричне енергије при малим протоцима. Појам „мали проток“ је релативан и треба га дефинисати у односу на максималан инсталисани проток за сваки појединачан случај у зависности од типа турбине, снаге турбине и бруто пада. За МХЕ анализирани у овој дисертацији та граница је приближно 1/6 од максималног инсталисаног протока. То је уједно и граница испод које произвођач не гарантује ефикасност турбине, док је континуалним мерењем производње утврђено да ефикасност нагло опада испод наведене границе. Просечно годишње трајање „малих протока“ на реци Јошаници утврђено на основу вишегодишњих мерења приближно износи 2760 сати, односно око 115 дана годишње. Последица је смањени потенцијал за производњу електричне енергије. И тако смањени потенцијал није могуће искористити на прави начин с обзиром да је ефикасност турбине која је изабрана према инсталисаном протоку веома ниска, чиме је угрожена економска одрживост МХЕ у маловодним периодима.

У оквиру првог дела тезе циљ је да се истраже могућности за коришћење пуног потенцијала при малим протоцима. Разматрана је могућност уградње једне или више додатних турбина мањег капацитета и њихова оптимална конфигурација у склопу постојећег линијски спрегнутог система. Такође, вршена је оптимизација броја, снаге и типа турбина на основу технокономске анализе читавог система. Примењен је алгоритам активног скупа за оптимизацију нелинеарне функције циља са линеарним и нелинеарним ограничењима.

У другом делу тезе анализиран је проблем неефикасног рада таложника. Пречишћавање воде помоћу таложника је неопходно у МХЕ без акумулационог језера (углавном код деривационих МХЕ), док се код постројења са акумулационим језером поступак таложења одвија у самом језеру као последица мировања воде, мада је могуће и пречишћавање изградњом предакумулацијске бране а испирање седимената вршити бајпас везом. У случајевима где је то потребно, код постројења без акумулационог језера, таложник се поставља између водозавхата и цевовода који воду усмерава ка машинској згради. Циљ је да се у довољно дугој и правој деоници омогући речној води да смањи брзину и турбуленције како би дошло до таложења седимената на дну, а да пречишћена вода настави у цевовод. Испирање наталожених седимената се може вршити континуално или периодично са прекидом рада током чишћења или без, зависно од типа и конструкције. Подужни таложници који се и најчешће користе у МХЕ, састоје се од неколико основних елемената: (1) улазне зоне; (2) зоне

транзиције или прелазне зоне; (3) зоне за таложење односно комора за таложење и (4) излазне зоне. Најважнији сегмент таложника је зона таложења, која може бити једнокоморна или вишекоморна зависно од типа и начина испирања седимената. У Литератури највећа пажња посвећена је управо зони таложења, где постоје јасно дефинисани параметри за прорачун геометрије комора за таложење (дужине, ширине, висине и нагиба дна), на основу пројектних параметара: граничног пречника седимента који се издваја, брзине таложења, граничне брзине воде и жељене ефикасности таложења. Што се тиче осталих зона, не постоје генералне препоруке за пројектовање, изузев неколико истраживања која дају препоруке о прелазној зони. Овај недостатак доводи до грешака при пројектовању улазне, прелазне или излазне зоне, чиме се нарушава хидродинамика зоне таложења, што даље води ка неефикасном раду читавог система, иако су у већини случајева коморе за таложење правилно димензионисане. Такав случај је и са таложником који се анализира у овој дисертацији, код кога су коморе правилно димензионисане, али процес таложења није ефикасан. Разлог је у конструкционим грешкама улазне зоне: (1) мали полупречник кривине у односу на ширину коморе; (2) превише широка улазна зона која по инерцији фаворизује проток уз спољашњу страну кривине а самим тим и проток кроз једну комору; (3) конструктивна грешка која блокира прву половину улаза у комору са унутрашње стране кривине. Од осталих недостатака уочено је да таложник скоро да нема прелазну зону између улазне и зоне таложења, која је по литератури неопходна. На прелазу између ове две зоне налази се само нагла промена дубине, док је ширина иста од улаза па све до краја таложника. Такође, уочена је несиметрија између улазне и излазне зоне.

Наведени конструкциони недостаци узроковали су неравномерну расподелу воде у зони таложења која се састоји од три паралелне коморе. Скоро 50% од укупног протока на улазу пролази кроз трећу комору, односно комору која се налази уз спољашњу страну кривине улазне зоне. Овако високе вредности протока кроз трећу комору чине читав таложник неефикасним при укупним протоцима на улазу у таложник већим од $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$, односно при свим протоцима већим од приближно $2/3$ од укупног инсталисаног протока МХЕ, који износи $5,65 \text{ m}^3/\text{s}$. Према континуалним мерењима протока у машинској згради, ови протоци просечно трају приближно 2600 сати годишње, односно нешто мало више од 108 дана годишње. У том периоду, максимална пројектована брзина воде кроз трећу комору је прекорачена, чиме није испуњен услов за ефикасно таложење седимената већег пречника од граничног пречника дефинисаног пројектом. Део седимената који прође кроз таложник улази директно у цевовод, где се један мањи део услед наелектрисања лепи за зидове цевовода, док већи део пролази ка турбини, чиме се оштећује радно коло турбине и смањује њен животни век. Седименти који се лепе за унутрашње зидове цевовода су због своје количине проузроковали губитак снаге од 8% при максималном протоку, у односу на почетак рада МХЕ 2014. године.

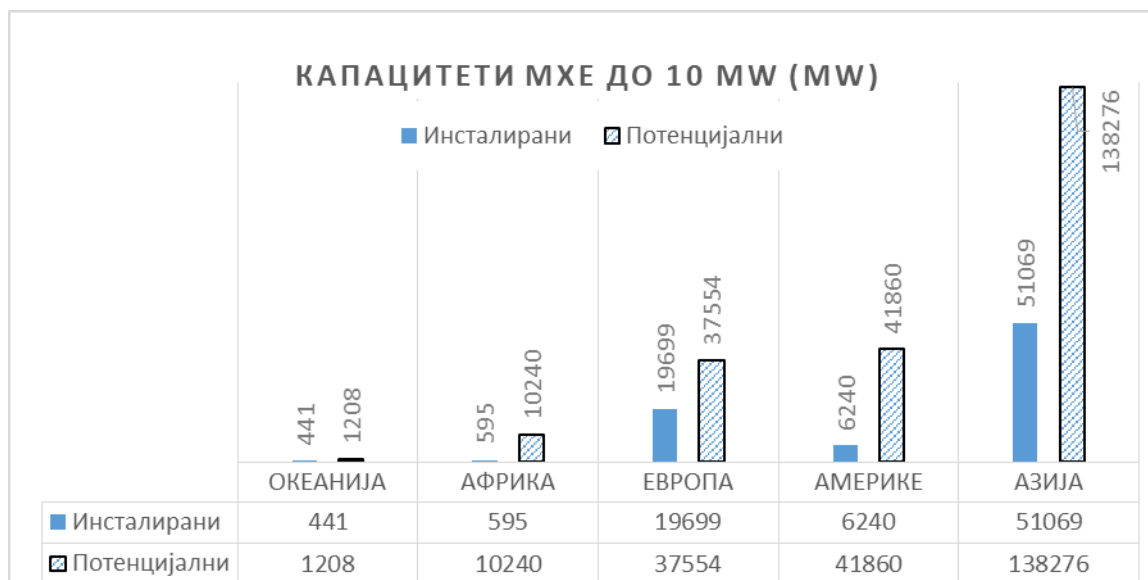
У оквиру другог дела дисертације покушано је да се предложи два начина за неутралисање узрока неефикасног рада таложника. Првим начином предлаже се итеративни поступак покушаја и погрешке са циљем проналазак оптималног облика, положаја и броја усмеривача у улазној зони који би допринели

равномерној расподели протока у зони за таложење. За анализу је коришћен CFD модел бочног водозавхвата, који је валидиран са три мерења при различитим протоцима. Другим начином предлаже се формирање помоћног аналитичког модела пада притиска кроз таложник, којим се успоставља веза између протока и пада притиска за сваку појединачну струјницу, које су физички раздвојене у коморама и имагинарно раздвојене у осталим зонама. Предложено је да се разлика притиска надокнади додатним отпором који би се створио спуштањем табластих затварача који се налазе на улазу у сваку комору, како би дошло до изједначавања протока по коморама. Недостајући локални отпори појединих зона одређени су помоћу CFD симулација, чији су резултати обједињени у функционалну зависност помоћу регресионе анализе.

2 ПОТЕНЦИЈАЛИ ЗА КОРИШЋЕЊЕ МХЕ

Према трогодишњем извештају о развоју МХЕ из 2019. године [23] Организације за индустријски развој Уједињених нација – UNIDO [24] и Међународног центра за мале хидроелектране – ICSHP [25], укупан глобални инсталирани капацитет за МХЕ до 10 MW износи 78 GW, док је укупни потенцијал процењен на 229 GW. Инсталирани капацитет је већи за 10% у односу на Извештај из 2013. године [26] и 4,7% у односу на 2016. годину [27]. Највећи раст инсталираних капацитета МХЕ (у односу на 2016. годину) остварен је у Европи и Азији, по 5,2%.

Глобално гледано, МХЕ до 10 MW чине тек 1,5% од укупног инсталисаног капацитета за производњу електричне енергије, 4,5% од укупних инсталисаних капацитета ОИЕ и 7,5% од укупних инсталисаних хидро капацитета [23]. Ипак, постоји простор за значајно повећање производње с обзиром да се глобално користи “тек” 78 GW од потенцијалних 229 GW, што значи да је приближно 66% капацитета и даље неискоришћено.



Слика 2.1 | Инсталирани капацитети МХЕ до 10 MW по регионима [23].

На Слици 2.1 приказани су упоредно потенцијали за изградњу нових и већ инсталисаних МХЕ до 10 MW. Резултати показују да Азија има највећи потенцијал од приближно 138 GW од укупно глобално расположивих 229 GW. Такође, највећи део од већ инсталисаних капацитета МХЕ, приближно 51 GW од укупно глобалних 78 GW, налази се управо у Азији. Највећи потенцијал у Азији али и на светском нивоу налази се у региону Источне Азије (видети Табелу 2.1), где је лоцирано 32,9% од укупног глобалног потенцијала. Још импресивније

делује податак да је од укупног глобално искоришћеног потенцијала, 58,6% управо у овом региону. Оваквом резултату доприноси Кина, као земља која доминира у погледу потенцијала МХЕ до 10 MW, али такође и у погледу коришћења тих потенцијала. Наиме, 54% од укупно глобално инсталираних капацитета и приближно 28% глобалних потенцијала налази се у Кини [23]. Колико је Кина доминантна говори и податак да има више од четири пута већи инсталирани капацитет од збира производње преостале четири земље из групе од пет највећих произвођача. Првих шест земаља по инсталираним капацитетима: Кина, Сједињене Америчке Државе (САД), Јапан, Италија, Норвешка и Турска збирно заузимају приближно 67% од глобално инсталираних капацитета [23].

Табела 2.1 | Глобална статистика МХЕ до 10 MW [23,28].

Регион	Потенцијал (MW)	Искоришћено (MW)	Преостало (MW)	Искоришћено (%)
СВЕТ - укупно	229142	78046	151096	34,06
Источна Азија	75437	45723	29714	60,61
Централна Азија	34358	266	34092	0,77
Јужна Америка	28483	806	27677	2,83
Југоисточна Азија	16361	850	15511	5,20
Јужна Европа	14746	6881	7865	46,66
Северна Америка	11879	4734	7145	39,85
Северна Европа	10805	4401	6404	40,73
Западна Азија	7916	3533	4383	44,63
Западна Европа	7635	6514	1121	85,32
Источна Африка	6833	276	6557	4,04
Источна Европа	4370	1903	2467	43,55
Јужна Азија	4203	697	3506	16,58
Средња Африка	1856	114	1742	6,14
Централна Америка	1202	524	678	43,59
Аустралија и Нови Зеланд	795	327	468	41,13
Западна Африка	610	44	566	7,21
Северна Африка	520	112	408	21,54
Јужна Африка	422	50	372	11,85
Пацифичке острвске земље	413	114	299	27,60
Латинска Америка и Кариби	297	177	120	59,60

На основу података представљених на Слици 2.1 и у Табели 2.1 може се закључити да Европа има највећи проценат искоришћених потенцијала у односу на остале континенте (52,5%), док је тај проценат у Западној Европи чак 85,3%. Искоришћеност потенцијала преко 50% (изузев Латинске Америке због скромних потенцијала) присутна је још само у региону Источне Азије (60,6%). Супротан пример представљају региони: Централне Азије где се од

потенцијалних 34358 MW користи само 266 MW (0,77%), Јужне Америке где се од потенцијалних 28483 MW користи 806 MW (2,83%) и Југоисточне Азије где се од потенцијалних 16361 MW користи 850 MW (5,20%). Такође, региони који користе мање од 10% потенцијала су: Источна Африка (4,04%), Средња Африка (6,14%) и Западна Африка (7,21%).

У наставку се излажу детаљи о потенцијалима за сваки континент појединачно у кратким цртама, нешто детаљнији преглед потенцијала земаља Европе са посебним освртом на потенцијале и тренутно стање искоришћености у Републици Србији.

2.1 АФРИКА

Главна карактеристика Афричког континента у погледу МХЕ до 10 MW је да има процењен значајан потенцијал од 10240 MW али да користи свега 595 MW, односно тек 5,8% (видети Сliku 2.1). Климатске и топографске карактеристике изузетно варирају, што доводи до великих разлика у потенцијалу између севера и југа у поређењу са централним и западним делом, а посебно у односу на источни део континента.

Највећи део потенцијала од 6833 MW (66,7%) налази се у региону Источне Африке, где је и највећи део инсталисаних капацитета (46,4%), али је то тек 276 MW (видети Табелу 2.1). Ако се погледа Табела 2.1, уочава се да регион Источне Африке има потенцијал на нивоу Источне и Западне Европе, односно да има већи потенцијал у односу на Источну Европу за приближно 1800 MW и за приближно 10% мањи потенцијал у односу на Западну Европу. Значајан потенцијал има још и регион Средње Африке (1856 MW), док су потенцијали региона Западне, Северне и Јужне Африке на доста нижем нивоу и процењени су на вредности између 400 MW и 600 MW за сваки од њих.

Највећи потенцијал у Источној Африци од 3000 MW смештен је у Кенији, прате је Етиопија са 1500 MW, Мозамбик са 1000 MW и Танзанија са 480 MW, док су остале земље региона испод 200 MW [23]. Међутим, коришћење потенцијала је на веома ниском нивоу, у Кенији мање од 1,5%, у Етиопији и Мозамбику мање од 1%, у Танзанији 6,25%, док је на нивоу целог региона тај проценат свега 4,04% [23].

У региону Средње Африке највећи потенцијал имају Камерун (970 MW) и Ангола (600 MW), који је готово у потпуности неискоришћен тако да Ангола користи тек 13 MW а Камерун само 1 MW, док све остале земље региона заједно имају потенцијал мањи од 300 MW [23]. У региону Северне Африке највећи потенцијал од 307 MW има Мароко, од чега користи 38 MW, док су све остале земље са потенцијалом од око 50 MW [23]. У региону Јужне Африке највећи потенцијал има Јужноафричка Република (247 MW), од чега користи 38 MW, док у региону Западне Африке ниједна појединачна земља нема потенцијал преко 200 MW [23].

2.2 АМЕРИКЕ

Под овим географским појмом подразумевају се 4 региона: Кариби, Централна Америка, Северна Америка и Јужна Америка. Земље Северне и Јужне Америке доминирају како у погледу потенцијала МХЕ до 10 MW тако и у погледу инсталисаних капацитета. Посебно се истичу земље као што су САД, Канада, Бразил и Колумбија. Укупан расположиви потенцијал за МХЕ до 10 MW износи 41860 MW, од чега је до сада искоришћено 6240 MW (видети Слику 2.1). Међутим, неке земље са очекиваним огромним потенцијалом нису извршиле студије изводљивости како би утврдили тачан потенцијал. Једна од таквих земаља, за коју се претпоставља да има огроман потенцијал је Мексико [23].

Појединачно, највећи инсталисани капацитет до 10 MW имају САД које користе 3612 MW од потенцијалних 10583 MW, док највећи потенцијал има Колумбија са 25000 MW, од чега користи само 214 MW [23]. С друге стране, поједине земље са значајним хидроенергетским потенцијалом имају локалну границу за МХЕ: (1) Бразил (до 30 MW) има процењени потенцијал од 20506 MW од чега користи 5670 MW, (2) Канада (до 50 MW) са потенцијалом од 15000 MW од којих користи 3400 MW и (3) Чиле (до 20 MW) са потенцијалом од 10825 MW од којих користи само 488 MW [23].

2.3 АЗИЈА

Азија има огромне потенцијале за МХЕ до 10 MW, који су међутим неравномерно распоређени по целом континенту. Укупни инсталисани капацитет износи 51069 MW, док је укупан процењени потенцијал 138276 MW, што указује да је до сада искоришћено приближно 37% (видети Слику 2.1). За већину Азијских земаља развој МХЕ до 10 MW представља стратешки циљ када се говори о побољшању приступа електричној енергији, посебно у руралним подручјима. Највећи део инсталисаних капацитета налази се у Источној Азији (45723 MW) и мањим делом у Западној Азији (3533 MW), док су сви остали региони испод 850 MW иако имају значајан потенцијал (видети Табелу 2.1).

У региону Централне Азије огроман потенцијал за развој МХЕ поседује Таџикистан са процењеним потенцијалом од 30000 MW од којих се користи свега 27 MW, следи Казахстан са много мањим али не и занемарљивим потенцијалом од 2707 MW од којих користи тек 116 MW, док су остале земље региона са значајно нижим потенцијалом [23].

Регион Источне Азије представља регион са највећим потенцијалом али и највећим инсталисаним капацитетима глобално гледано (видети Табелу 2.1). Томе највише доприноси Кина која је светски лидер по: (1) укупном расположивом потенцијалу од 63500 MW, (2) инсталисаном капацитету који износи 41900 MW и (3) броју МХЕ до 10 MW који износи више од 47000 [23,29]. Још једна значајна земља региона у погледу потенцијала је и Јапан који има процењени потенцијал од 10327 MW, од којих се користи 3545 MW [23].

У региону Јужне Азије највећи процењени потенцијал има Непал са 1959 MW од чега користи 236 MW, док у Југоисточној Азији потенцијалом од 12800 MW располаже Индонезија а прате је Филипини са 2021 MW, од чега Индонезија користи тек 403 MW, односно тек нешто више од 3%, а Филипини 142 MW, односно 7% [23]. У региону Западне Азије истиче се Турска као земљу која располаже потенцијалом од 6500 MW од којих се користи 2961 MW, док су све остале земље на значајно нижем нивоу [23].

2.4 ЕВРОПА

Европа има дугу традицију развоја и коришћења МХЕ, што је допринело да достигне 52,45% искоришћености расположивог потенцијала на нивоу континента (видети Слику 2.1 и Табелу 2.2) и 85,32% у региону Западне Европе (видети Табелу 2.1), што је глобално гледано највеће регионално коришћење потенцијала. Укупан инсталирани капацитет Европе износи 19699 MW, док је укупан потенцијал процењен на 37554 MW (видети Слику 2.1). Највећим потенцијалом од 14746 MW располаже Јужна Европа и Северна Европа са 10805 MW од којих је већ искоришћено 6881 MW и 4401 MW, респективно (видети Табелу 2.1).

Табела 2.2 | Европска статистика МХЕ до 10 MW [4,23].

Држава	Потенцијал (MW)	Искоришћено (MW)	Преостало (MW)	Искоришћено (%)
Албанија	1963,0	240,2	1722,8	12,24
Аустрија	1780,0	1523,0	257,0	85,56
Белорусија	250,0	18,0	232,0	7,20
Белгија	103,4	72,8	30,6	70,41
Босна и Херцеговина	1005,0	90,0	915,0	8,95
Бугарска	580,7	486,0	94,7	83,69
Хрватска	192,0	33,0	159,0	17,19
Чешка Република	465,0	337,0	128,0	72,47
Данска	9,8	9,8	0,0	100
Естонија	10	6,5	3,5	6,50
Финска	600,0	312,0	288,0	52,00
Француска	2615,0	2200,0	415,0	84,13
Немачка	1830,0	1731,0	99,0	94,59
Грчка	600,0	232,0	368,0	38,67
Мађарска	55,0	17,0	38,0	30,91
Исланд	54,8	54,8	0,0	100
Ирска	60,0	41,0	19,0	68,33
Италија	7073,0	3395,0	3678,0	48,00
Летонија	75,0	28,0	47,0	37,33

Литванија	51,9	26,9	25,9	51,83
Луксембург	44,0	34,0	10,0	77,27
Молдавија	3,0	0,4	2,6	13,33
Црна Гора	97,5	25,3	72,2	25,95
Холандија	12,0	3,0	9,0	25,00
Северна Македонија	260,0	130,0	130,0	50,00
Норвешка	7803,0	2571,0	5232,0	32,95
Пољска	1500,0	294,8	1205,2	19,65
Португал	750,0	414,0	336,0	55,20
Румунија	730,0	404,0	326,0	55,34
Русија	169,6	169,6	0,0	100
Србија	467,2	87,6	379,6	18,75
Словачка	241,4	81,6	159,8	33,80
Словенија	180,0	155,0	25,0	86,11
Шпанија	2185,0	2079,0	79,0	96,34
Шведска	961,0	961,0	0,0	100
Швајцарска	1250,0	950,0	300,0	76,00
Велика Британија	1179,0	390,0	789,0	33,08
УКУПНО	37554,0	19699,0	17855,0	52,45

У Табели 2.2 приказана је Европска статистика за МХЕ до 10 MW. Према подацима приказаним у Табели, највећи инсталирани капацитет у Европи од 3395 MW има Италија, док је укупан процењени потенцијал 7073 MW. Укупан број МХЕ већи је од 3600, при чему је 2745 електрана до 1 MW са укупним инсталираним капацитетом од 769 MW, док су 872 електране између 1 MW и 10 MW са укупним инсталираним капацитетом од 2626 MW [4,30].

Друга земља по инсталираном капацитету и прва по расположивом потенцијалу је Норвешка. Укупан расположиви потенцијал износи 7803 MW од чега се користи 2571 MW. Укупан број МХЕ до 10 MW износи 1259, од чега је 569 електрана до 1 MW са инсталираним капацитетом од 182 MW и 690 електрана у распону од 1 MW до 10 MW са инсталираним капацитетом од 2389 MW [4,31]. Највећи број МХЕ, њих 828 од укупних 1259 изграђено је после 2000-те године, од чега је приближно 70% деривационог типа [4]. Интересантан податак о томе колико је актуелна градња МХЕ у Норвешкој говори чињеница да је на чекању 441 дозвола за градњу, док је њих 429 са одобреним дозволама у поступку пројектовања или изградње са капацитетом од 1726 MW [4,31].

Само још две Европске земље имају инсталиране капацитете веће од 2000 MW: (1) Француска са 2200 MW од укупно процењених потенцијала који износе 2615 MW и (2) Шпанија са 2079 MW из 1078 електрана, док је укупан потенцијал 2185 MW [4,32–35]. Европске земље са значајним инсталираним капацитетима су и Немачка и Аустрија. Немачка има инсталирани капацитет од 1731 MW од потенцијално расположивих 1830 MW [36]. Укупан број електрана мањих од 10

MW је 7110, од којих је 6900 са капацитетом мањим од 1 MW, где је приближно 80% са капацитетом мањим од 100 kW [37]. Аустрија са друге стране има инсталисани капацитет од 1523 MW, док укупан потенцијал није експлицитно дефинисан али се планира на 1780 MW [38]. Укупан број електрана са инсталисаним капацитетом мањим од 10 MW износи 3262 [4,38].

Поред горе наведених земаља које имају инсталисани капацитет већи од 1000 MW, треба поменути и Шведску и Швајцарску које имају нешто мање инсталисане капацитете од поменуте границе али ипак представљају значајне произвођаче. Шведска има инсталисани капацитет од 961 MW [39] са укупно више од 1800 МХЕ до 10 MW [40]. Швајцарска са приближно 1690 оперативних МХЕ до 10 MW има инсталисани капацитет од 950 MW и процењени потенцијал од 1250 MW [41–43]. Све остале земље имају инсталисане капацитете мање од 500 MW (видети Табелу 2.2).

Од осталих земаља које имају процењени потенцијал већи од 1000 MW истичу се Албанија са 1963 MW, Пољска са 1500 MW, Велика Британија са 1179 MW и Босна и Херцеговина са 1005 MW.

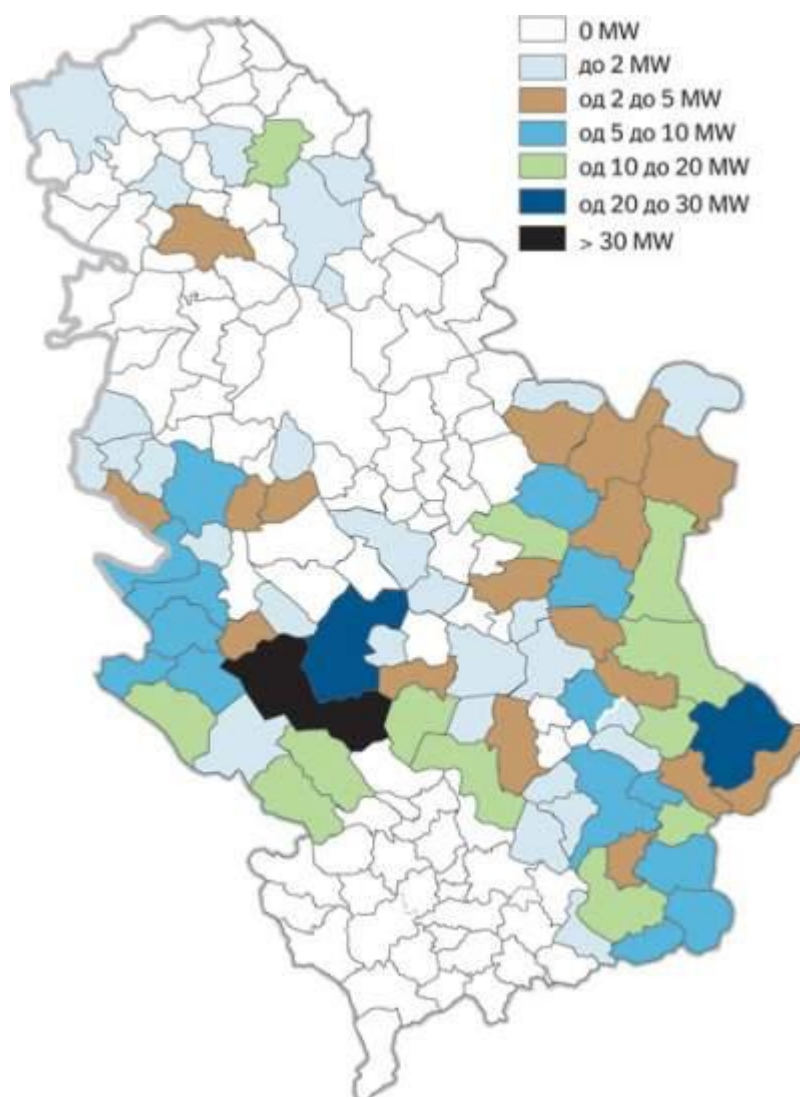
Посебну пажњу треба посветити Русији, која у Табели 2.2 има скромни инсталисани капацитет од 169,6 MW. Међутим, тај податак се односи на МХЕ до 10 MW, док је по локалној дефиницији која у Русији износи 30 MW слика потпуно другачија. Према референци [23] потенцијал за МХЕ до 30 MW износи чак 825845 MW од чега се користи 826,5 MW, односно тек нешто мало више од 0,1%.

2.4.1 СРБИЈА

У закону о просторном плану Републике Србије од 2010 до 2020. године [44], у поглављу Природни ресурси, утврђено је да потенцијал малих водотокова на којима се могу градити МХЕ износи око 0,6 Мтое. Расположиви потенцијал МХЕ износи 4,7% од укупне произведене електричне енергије у Србији или око 15% произведене енергије у хидроелектранама [45].

Потенцијалне локације за изградњу МХЕ и расположиви потенцијал за производњу електричне енергије одређени су на основу Катастра малих хидроелектрана Србије, који су за Електропривреду Србије израдила предузећа „Енергопројект“ и Институт за водопривреду „Јарослав Черни“ из Београд, 1987. године. Тим документом дефинисано је 856 потенцијалних локација за изградњу МХЕ укупне снаге 450 MW, са производњом од 1590 GWh/god [46].

На Слици 2.2 приказана је мапа Републике Србије са подацима о потенцијалима МХЕ до 10 MW [47]. Јасно је да се највећи потенцијал налази у Западном, Југозападном, Источном и Југоисточном делу и у Рашкој области.



Слика 2.2 | Потенцијали за МХЕ до 10 MW у Републици Србији (Слика преузета из реф. [47]).

У Табели 2.3 приказане су Општине са највећим потенцијалом за изградњу МХЕ према процењеној снази, потенцијалној производњи и броју локација [47]. Према подацима из Табеле, на основу Катастра МХЕ [46], највећи потенцијал имају општине Ивањица и Рашка са процењеном снагом већом од 30 MW и потенцијалном производњом електричне енергије већом од 100 GWh годишње. Прате их општине Пирот и Краљево са процењеном снагом већом од 20 MW и потенцијалном производњом од приближно 94 GWh за Пирот и 78,4 GW за Краљево.

Табела 2.3 | Општине са највећим потенцијалом за изградњу МХЕ до 10 MW [46,47].

Општина	Број локација за изградњу МХЕ	Процењена снага (kW)	Могућа производња (MWh/god)
Ивањица	64	34300	121203
Рашка	35	33284	109692

Пирот	40	25925	94026
Краљево	40	23458	78394
Пријепоље	47	18800	73971
Зајечар	9	17576	60210
Црна Трава	22	17045	72212
Нови Пазар	20	15825	55100
Бела Паланка	8	15690	58850
Деспотовац	8	11216	25850
Брус	30	10974	45391
Књажевац	19	10706	30180
Врање	32	10185	38438
Куршумлија	22	10141	38985
Прибој	16	9875	35318
Трговиште	30	9800	36099
Ваљево	13	9785	30937
Тутин	10	9305	27419
Жагубица	16	8945	24380
Босилеград	17	8675	34553
Чајетина	19	8625	32877
Лесковац	17	8320	29720
Нова Варош	21	8310	36832
Сурдулица	27	8170	32543
Власотинце	13	7990	28262
Бајина Башта	19	7640	27395
Ниш	12	7070	27500
Бољевац	8	6740	20050
Ужице	12	5346	17928
Љубовија	15	5325	19862
Неготин	7	4730	10230
Владичин Хан	11	4690	16578
Ариље	6	4655	20283
Бабушница	14	4515	19459
Нови Сад	1	3000	13700
Бела Црква	1	1220	8190
Врбас	1	850	4700
Бечеј	1	620	2270

У Катастру МХЕ [46] нису узета у обзир ограничења у погледу управљања режимом вода, водоснабдевања, каналисања и санитарне заштите вода, заштите природних и културно историјских вредности. Због наведених ограничења и промена хидрологије речних токова и коришћења простора у протеклих 35

година, у Просторном плану РС утврђено је да Катастар МХЕ [46] представља документациону подлогу, а да се МХЕ граде на основу техничке документације, која је израђена према правилима градње просторних планова подручја посебне намене и јединица локалне самоуправе и у складу са водним условима и условима заштите природе [45].

С обзиром да подаци из Катастра МХЕ [46] често не одговарају стварном стању на терену, 01. децембра 2016. године покренут је пројекат израде новог Катастра [48] са роком израде од две године, који међутим у тренутку писања ове дисертације још увек није израђен (Јул 2021. године). План је да се новим Катастром јасно дефинишу постојеће и нове локације са енергетским потенцијалом и технологијом за најбоље коришћење сваке локације у погледу енергетске ефикасности и заштите животне средине. Одређени помаци у редефинисању потенцијала начињени су израдом Мастер планова [49]. Према тим плановима, утврђени су значајно већи потенцијали у односу на Катастар из 1987. године. У Табели 2.4 приказани су упоредни резултати процене потенцијала из Катастра [46] и процене потенцијала из Мастер планова [49] и њиховим међусобним односом за део локација са највећим одступањем.

Табела 2.4 | Упоредни резултати процене потенцијала из Катастра и Мастер планова [46,49,50].

Општина		Број локација за изградњу МХЕ	Процењена снага (kW)	Могућа производња (MWh/god)
Краљево	Катастар (К)	40	23458	78394
	Мастер план (МП)	250	123873	549363
	Однос К : МП (%)	16	19	14,3
Црна Трава	Катастар (К)	22	17045	72212
	Мастер план (МП)	38	20112	89498
	Однос К : МП (%)	58	85	80,6
Куршумлија	Катастар (К)	22	10141	38985
	Мастер план (МП)	69	12562	54936
	Однос К : МП (%)	31,9	80,7	71
Тутин	Катастар (К)	10	9305	27419
	Мастер план (МП)	64	20465	92764
	Однос К : МП (%)	15,6	45,4	30
Жагубица	Катастар (К)	16	8945	24380
	Мастер план (МП)	16	7794	33124
	Однос К : МП (%)	100	115	73,6
Бајин Башта	Катастар (К)	19	7640	27395
	Мастер план (МП)	62	17166	77250
	Однос К : МП (%)	30,6	44,5	35,4
Бољевац	Катастар (К)	8	6740	20050
	Мастер план (МП)	88	13720	60804

	Однос К : МП (%)	9	49	33
Љубовија	Катастар (К)	15	5325	19862
	Мастер план (МП)	48	12868	56652
	Однос К : МП (%)	31,2	41,4	30,6

На основу Табеле 2.4, интересантан је податак за територију града Краљева, где се процењена потенцијална снага повећала са приближно 23 MW на чак 123,8 MW, док је број потенцијалних локација са првобитних 40 повећан на 250. До значајног повећања процењених потенцијала дошло је и у општинама Тутин са 9,3 MW на 20,4 MW, Бајина Башта са 7,6 MW на 17,1 MW, Бољевац са 6,7 MW на 13,7 MW и Љубовија са 5,3 MW на 12,8 MW. У свим тим општинама процењен је и значајно већи број потенцијалних локација у односу на првобитну процену из Катастра [46].

У Табели 2.5 приказане су све МХЕ које су изграђене и стекле статус повлашћеног произвођача електричне енергије, на основу Регистра МХЕ Министарства Енергетике Републике Србије [51]. Укупна инсталисана снага износи 77869,5 kW, док је број до сада изграђених МХЕ 123. Од тог броја, највећи део је МХЕ до 1 MW инсталисане снаге. Само 17 МХЕ има инсталисану снагу > 1 MW, од чега је тек три са инсталисаном снагом већом од 2 MW и то две на Западној Морави у општини Чачак: (1) Међувршје (7 MW) и (2) Овчар Бања (4,5 MW) и МХЕ Ланиште на Рупској реци у општини Власотинце са инсталисаном снагом од 2,6 MW. Још 34 МХЕ има инсталисану снагу између 500 kW и 1 MW, док 21 постројење има инсталисану снагу испод 100 kW. Преостале 51 МХЕ имају инсталисану снагу у распону од 100 kW до 500 kW.

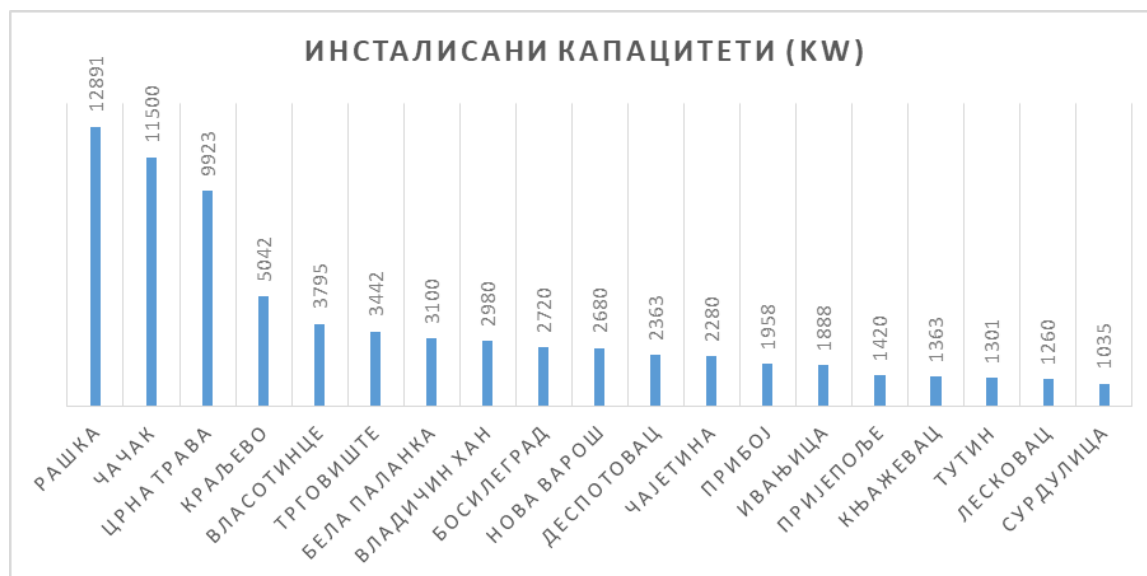
Табела 2.5 | Изграђене МХЕ у Републици Србији које су стекле статус повлашћеног произвођача електричне енергије на основу података из Регистра МХЕ [51].

Р. Бр. (бр. у Регистру МХЕ)	Назив објекта	Инсталисана снага (kW)	Река	Општина
1 (1)	Радошићка река	37	Радошићка река	Рашка
2 (2)	Бован	250	Алексиначка Моравица	Алексинач
3 (3)	Грчки Млин	75	Топлица	Прокуље
4 (4)	Муња	30	Врла	Владичин Хан
5 (5)	Куршумлија	350	Топлица	Куршумлија
6 (6)	Хидроелектрана Јевтић	95	Црни Тимок	Зајечар
7 (7)	Електро Славица	50	Трговишки Тимок	Књажевац
8 (8)	Врутци	400	Бетиња	Ужице
9 (9)	Тегошница	640	Власина	Црна Трава
10 (10)	Пошаница	700	Власина	Власотинце
11 (11)	Ливађе	450	Дарковачка река	Црна Трава
12 (12)	Студеница	94	Студеница	Краљево
13 (13)	Ђорџић	10,7	Љубовића	Љубовија
14 (14)	Горње Гарје 1	993	Власина	Црна Трава
15 (15)	Горње Гарје 2	993	Власина	Црна Трава
16 (16)	Доње Гарје 1	990	Власина	Црна Трава
17 (17)	Доње Гарје 2	990	Власина	Црна Трава
18 (18)	Дебела Стена	33	Албиначка река	Књажевац
19 (19)	Проход Пчињски	250	Пчиња	Бујановац
20 (20)	Прочовци 1	820	Трипушница	Трговиште
21 (21)	Радаљска Бања	245	Радаљ	Мали Зворник
22 (22)	Доње Гарје 3	500	Власина	Црна Трава
23 (23)	Прочовци 2	510	Трипушница	Трговиште

24 (24)	Грамада	474	Црновршка река	Књажевац
25 (25)	Вележ	520	Самоковска река	Рашка
26 (26)	Девићи	100	Брусничка река	Ивањица
27 (27)	Клупци	44	Гобелска река	Рашка
28 (28)	Бован	26	Моравица	Алексинач
29 (29)	Међувршје	7000	Западна Морава	Чачак
30 (30)	Овчар Бања	4500	Западна Морава	Чачак
31 (31)	Крстићи	700	Власина	Црна Трава
32 (32)	Манастир Рача	60	Рача	Бајина Башта
33 (33)	Присоје	910	Трипушница	Трговиште
34 (34)	Црквине	960	Бистрица	Нова Варош
35 (35)	Јабуковик	1520	Градска	Црна Трава
36 (36)	Баре	1162	Власина	Црна Трава
37 (37)	Мокра Гора	104	Бели Рзав	Ужице
38 (38)	Љути Дол	630	Божичка река	Сурдулица и Босилеград
39 (39)	Градиште	700	Бранковачка река	Босилеград
40 (40)	Белци	1220	Јошаница	Рашка
41 (41)	Калудра	680	Савошница	Краљево
42 (42)	Воденица	150	Смалућка река	Тутин
43 (43)	Речица	1400	Бистрица	Нова Варош
44 (44)	Цеп	890	Цепска река	Владичин Хан
45 (45)	Радошиће	160	Радошићка река	Рашка
46 (46)	Поречје	1260	Рупска река и Зеленички поток	Лесковац
47 (47)	Дарковце	186	Дарковачка река	Црна Трава
48 (48)	Жупањ	999	Јошаница	Рашка
49 (50)	Самоково	320	Гобелска река	Рашка
50 (51)	Владићи 1	946	Јошаница	Рашка
51 (52)	Шаинце	251	Коћурица	Трговиште
52 (53)	Падина	341	Црна река	Трговиште
53 (54)	Кнежевићи	577	Јошаница	Александровац
54 (55)	Скачак Плеш	375	Расина	Александровац
55 (56)	Вича	160	Топлица	Прокупље
56 (57)	Дубак	610	Лесничка река	Трговиште
57 (58)	Бистар	315	Јареншичка река	Босилеград
58 (59)	Изберовићи	291	Црна Река	Тутин
59 (62)	Шутановина	410	Гобелска река	Рашка
60 (63)	Сеоце	480	Грачаница	Пријепоље
61 (64)	Јелимирровци	230	Врла	Сурдулица
62 (65)	Пржинци	350	Корбевачка река	Врање
63 (66)	Варошка река	50	/	/
64 (68)	Ђорђине	320	Бистричка река	Власотинце
65 (69)	Бели Камен	1680	Црни Рзав и Рибница	Чајетина
66 (71)	Сушара	87	Оровичка река	Љубовија
67 (73)	Камик	180	Новоселска река	Врање
68 (74)	Вележ 1	587	Самоковска река	Рашка
69 (76)	Кашићи	1327	Јошаница	Рашка
70 (77)	Јевац	25	Буковичка река	Ивањица
71 (78)	Вргудинац	1520	Нишава	Бела Паланка
72 (79)	Црнетићи	990	Љутина	Прибој
73 (80)	Радановићи	848	Љутина	Прибој
74 (81)	Блендија воденица - Глоган	210	Моравица	Сокобања
75 (83)	Вировци	305	Назаричка река	Рашка
76 (84)	Лисина	140	Барска	Рашка
77 (85)	Вране	158	Приштавица	Ужице
78 (87)	Вуково Брдо	440	Грачаница - Лим	Пријепоље
79 (92)	Лисине	1500	Ресава и Клочаница	Деспотовац
80 (93)	Владићи	740	Јошаница	Рашка
81 (94)	Црни Врх	41	Црновршка река	Књажевац
82 (95)	Мездреја	40	Црновршка река	Књажевац
83 (97)	Проданча	175	Бистричка река	Власотинце
84 (99)	Јаз	41,85	Моравица	Алексинач
85 (100)	Дубочица 2	700	Дубочица	Краљево
86 (101)	Доња Коритница	60	Коритничка река	Бела Паланка
87 (102)	Јелићи	922	Морава	Краљево
88 (103)	Крона	860	Видрењак	Тутин
89 (104)	Игришт	477	Колска река	Краљево
90 (105)	Кунара	1524	Брезанска река	Краљево
91 (109)	Сокоља	176	Сокоља	Краљево

92 (110)	Ланиште	2600	Рупска река	Власотинце
93 (111)	Орлић	500	/	Пријепоље
94 (112)	Читлук	120	Изгаре	Сокобања
95 (113)	Дражевићи	320	Златарска река	Нова Варош
96 (114)	Састав Река	500	/	Црна Трава
97 (120)	Ђуринци	175	Врла	Сурдулица
98 (121)	Бучје	120	Бучевска река	Прибој
99 (122)	Рибница Паштрић	56	/	Мионица
100 (126)	Марићи	960	Јошаница и Гобелска река	Рашка
101 (143)	Видњиште	299	Видњиште	Црна Трава
102 (144)	Планска	1552	Јошаничка река	Рашка
103 (145)	Славник	55	Пуста река	Бојник
104 (146)	Маковиште	595	Гарваница	Владичин Хан
105 (148)	Самоковска река 1	1998	Самоковска река	Рашка
106 (149)	Комаљ	600	Црни Рзав	Чајтина
107 (153)	МХЕ Лисине Стрмостен	33	Ресава	Деспотовац
108 (157)	МХЕ Буче	366	Крушевичка река	Рашка
109 (159)	МХЕ Стењевац	830	Ресава	Деспотовац
110 (160)	МХЕ Божиковац 1	191	Борањска река	Мали Зворник
111 (164)	МХЕ Ђерекаре	213	Ђерекарска река	Брус
112 (165)	Мездреја	725	Црновршка река	Књажевац
113 (166)	МХЕ Брус 1	390	Грашевачка река	Брус
114 (167)	Црвени Брег	1520	Нишава	Бела Паланка
115 (168)	МХЕ Трлиште	995	Мутница	Владичин Хан
116 (171)	МХЕ Гарине	260	Гобелска	Рашка
117 (173)	МХЕ Мост	469	Желебић	Краљево
118 (178)	МХЕ Рогопеч 1	1763	Дајићка и Брусничка	Ивањица
119 (179)	МХЕ Мањак	470	Гарваница	Владичин Хан
120 (186)	МХЕ Река	815	/	Босилеград
121 (187)	МХЕ Пршићи	138	Крива река	Брус
122 (188)	МХЕ Дуавица	341	Корбевачка река	Врање
123 (191)	МХЕ Тламино	260	Голема река	Босилеград

На Слици 2.3 приказани су инсталисани капацитети за општине које имају инсталисано више од 1 MW. Таквих општина је тренутно 19. Највећи инсталисани капацитет има општина Рашка, која од потенцијалних 33284 kW (видети Табелу 2.3) користи 12891 kW са 19 изграђених МХЕ. Прати је општина Чачак која инсталисану снагу од 11500 kW постиже са две већ поменуте МХЕ, Међувршје и Овчар Бања. На трећем месту је општина Црна Трава са инсталисаним капацитетом од 9923 kW са 13 оперативних МХЕ. Инсталисану снагу преко 5 MW има још само општина Краљево, која од потенцијалних 23458 kW (видети Табелу 2.3) и 40 локација, користи 5042 kW са 8 изграђених МХЕ. Од осталих општина, инсталисану снагу између 3 MW и 4 MW имају Власотинце, Трговиште и Бела Паланка, док су све остале општине са инсталисаном снагом мањом од 3 MW.



Слика 2.3 | Општине са инсталисаном снагом МХЕ већом од 1 MW.

Реално је очекивати да ће се изградом новог Катастра МХЕ рedefинисати потенцијали за изградњу МХЕ, односно да ће процењени потенцијал бити већи у односу на потенцијале процењене Катастром из 1987. године. Међутим, у обзир треба узети и чињеницу да је новим законом о обновљивим изворима енергије забрањена изградња МХЕ у заштићеним подручјима, изузев пројеката од јавног и општег интереса, односно пројеката од посебног значаја за Републику Србију. За очекивати је да ће новим Катастром највећи део потенцијала бити на малим планинским водотоковима које карактеришу мали протоци, бујичне воде и релативно велики падови. За овакве услове, технички оптимално решење представљају МХЕ деривационог типа. Да би овај тип електрана био еколошки, економски и социјално прихватљив потребно је посебну пажњу посветити пројектовању и изградњи водозавата. Са еколошког и социјалног аспекта фокус је на обезбеђивању гарантованог еколошког протока како не би дошло до поремећаја локалних екосистема, при чему се у фази пројектовања треба водити захтевима еколога и биолога. С друге стране, са техничког и економског аспекта најзахтевнији део водозавата је таложник. Његово адекватно пројектовање директно доприноси економској одрживости МХЕ. У следећем поглављу се даје преглед досадашњих истраживања различитих типова конструкција и начина испирања подужних таложника, због њиховог значаја за производњу и адекватно функционисање МХЕ и заштиту турбина од седимената.

3 ТИПОВИ И КАРАКТЕРИСТИКЕ ТАЛОЖНИКА

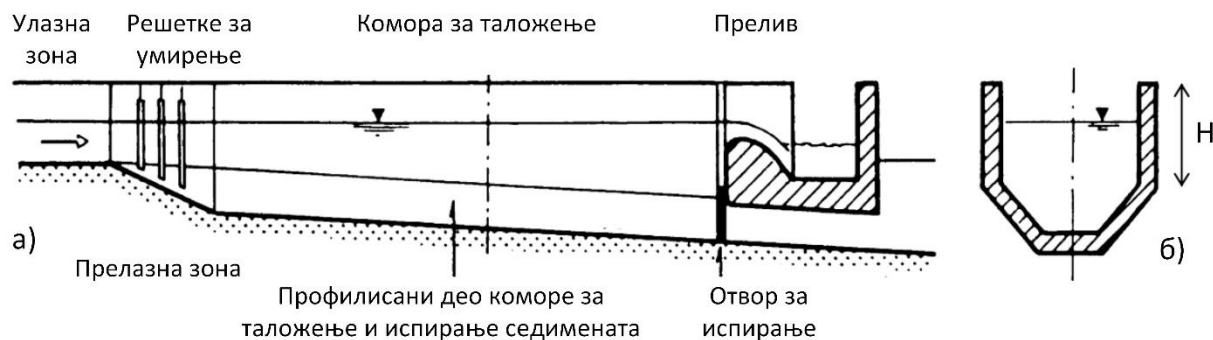
3.1 ПРЕГЛЕД КОНСТРУКЦИЈА И ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Таложник је структура смештена између водозахвата и цевовода, која има улогу да очисти захваћену речну воду од седимената средње величине и песка. Односно, да спречи њихов улазак у цевовод и даље пролазак кроз радно коло турбине, чиме се спречава абразивно дејство, смањење ефикасности и животног века турбине. Седиментима веће величине улаз у структуру се спречава постављањем решетке на улазу у таложник. Принцип рада таложника је физичко пречишћавање воде, тако што се запрљаној речној води довољно смањи брзина како би у довољно дугој и правој деоници дошло до таложења седимената. Осим брзине воде кроз коморе таложника и дужине самих комора, битан фактор је и утицај турбуленција, које је потребно умањити у улазној зони таложника употребом шипки за умирење тока [52], као и равномерне расподеле протока по коморама [53]. Таложници се обично састоје од једне или више паралелних подужних комора, довољне дужине, са дном нагнутих у правцу излаза, како би се омогућило таложење а потом и чишћење нагомиланих седимената. У случајевима када се таложник налази у подручју појаве бујичних вода или могућих одрона стеновитих брда, горњу страну таложника је потребно заштитити бетонском плочом, док у пределима где то није случај горња страна таложника може бити отворена или заштићена челичном мрежом.

У наставку се приказују најчешће коришћени типови таложника који се могу пронаћи у литератури [3,53–59].

3.1.1 ТИП ТАЛОЖНИКА “VUCHI”

На Слици 3.1 шематски је приказана конструкција таложника са системом за испитање „Vuchi”. Овај тип таложника развијен је и патентиран 1917. године [56].



Слика 3.1 | Шематски приказ „Vuchi“ система за испирање таложника: (а) подужни пресек; (б) попречни пресек. (Слика преузета из референце [60]).

На Слици 3.1а приказани су основни елементи овог типа таложника у подужном правцу: улазна зона (доводни канал), прелазна зона (зона транзиције), комора за таложење, отвор за испирање седимената и прелив за пречишћену воду.

Код овог типа таложника, чишћење се врши периодично отварањем отвора за испирање (Слика 3.1а). Зона транзиције има улогу постепене промене геометрије улазног канала где није пожељно таложење на геометрију коморе за таложење где је то циљ, на начин да се промена врши постепено како не би дошло до вртложних и повратних струјања, као и додатних турбуленција које имају негативан утицај на поступак таложења. За смањење турбуленција уобичајено се користе три реда умирујућих решетки, као што је то детаљно представљено у референци [52], док је утицај геометрије прелазне зоне и њен оптималан облик анализиран у референцама [56,58,61–68].

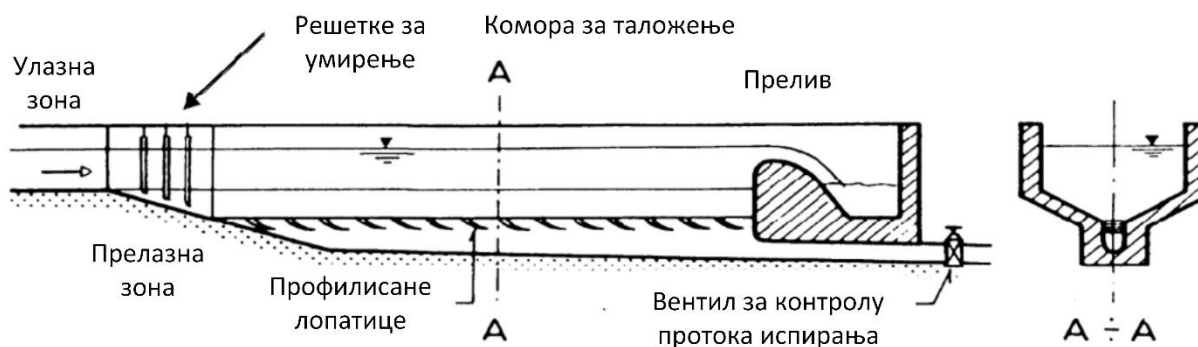
Комору за таложење поред потребне дужине карактерише и трапезоидно профилисано дно (Слика 3.1б), нагнуто под углом у правцу отвора за испирање (Слика 3.1а). Овај угао минимално износи 1% а може износити и више од 6,5%, што је и пожељно, с обзиром да већи угао доприноси ефикаснијем чишћењу таложника од седимената [56].

Код овог типа таложника чишћење се врши периодично у складу са захтевима (прелазећи одређену висину наслага), отварањем отвора за испирање (Слика 3.1а). У поступку таложења, таложењем седимената смањује се пресек струјања, повећава се брзина и услед тога смањује ефикасност таложења [53]. Ако се седименти наталоже изнад критичне тачке, таложник неће вршити своју функцију и сви надолазећи седименти пролазиће у цевовод и ићи кроз радно коло турбине. Због тога је потребно вршити контролу нивоа седимената и благовремено вршити испирање.

Ово је конвенционалан тип таложника са хоризонталним (водоравним) типом испирања, чије су главне предности то што је јефтин јер не захтева хидромеханичке уређаје за вађење песка (седимената) и то што нема сталну потрошњу воде за испирање седимената. За мане „Vuchi“ типа таложника сматра се то што је потребан велики нагиб дна канала и прекид производње електричне енергије током процеса испирања.

3.1.2 ТИП ТАЛОЖНИКА „DUFOUR“

Таложник типа „Dufour“ развијен је од стране швајцарског инжењера Хенрија Дуфура (Henri Dufour) 1954. године и објављен у референци [69]. Ово је систем за вертикално испирање, али за разлику од „Vichi“ система испирање седимената врши се континуирано.

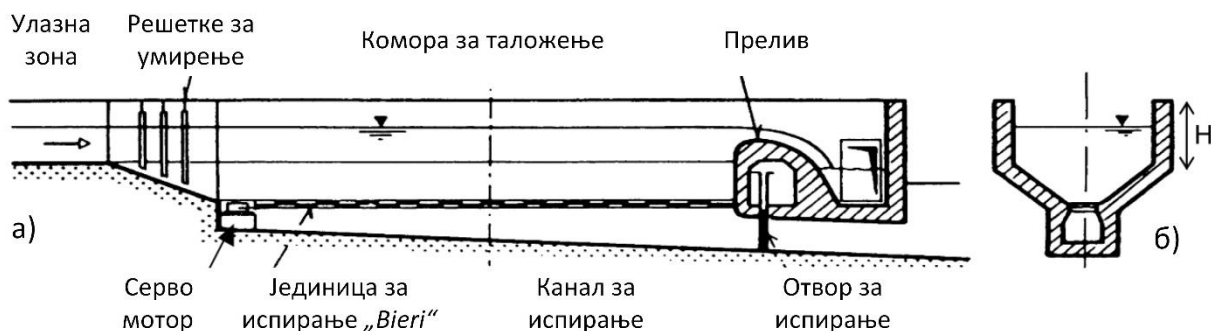


Слика 3.2 | Шематски приказ „Dufour“ система за испирање таложника: подужни пресек (лево) и попречни пресек (десно). (Слика преузета из референце [58]).

На Слици 3.2 шематски је приказан „Dufour“ таложник, где се уочава да је простор за таложење одвојен од канала за испирање помоћу профилисаних лопатица. Ове лопатице формирају отворе који се сужавају од почетка коморе (где су најшири) ка преливу (где су најужи). Канали за испирање се пројектују тако да брзина воде кроз њих буде око $2\div 2,5$ m/s, чиме се гарантује континуирано уклањање наталожених седимената [56]. Количина воде за испирање контролише се помоћу вентила који је постављен на крају канала за испирање. Количина воде потребна за испирање је обично од 5 до 10% од укупног протока на улазу у таложник у континуитету [70]. Ово је уједно и главна мана „Dufour“ таложника, која утиче на његову мању примену имајући у виду да остварује мање приходе од производње електричне енергије у поређењу са другим системима испирања (системи са периодичним испирањем). Изузетак представља доступност вишка воде за испирање током целе године [56].

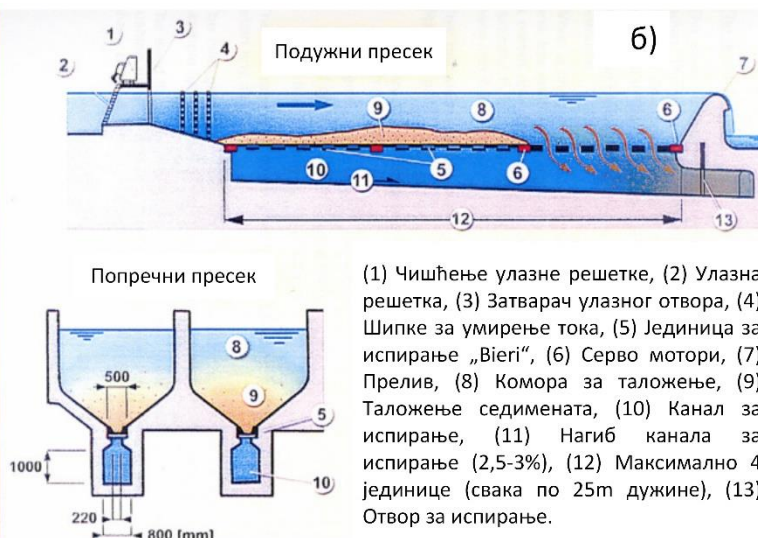
3.1.3 ТИП ТАЛОЖНИКА „BIERI“

Ово је тип таложника код кога се наталожени седименти из комора испирају вертикално кроз отворе у канал за испирање и потом враћају у Реку (Видети Слику 3.3) [60].

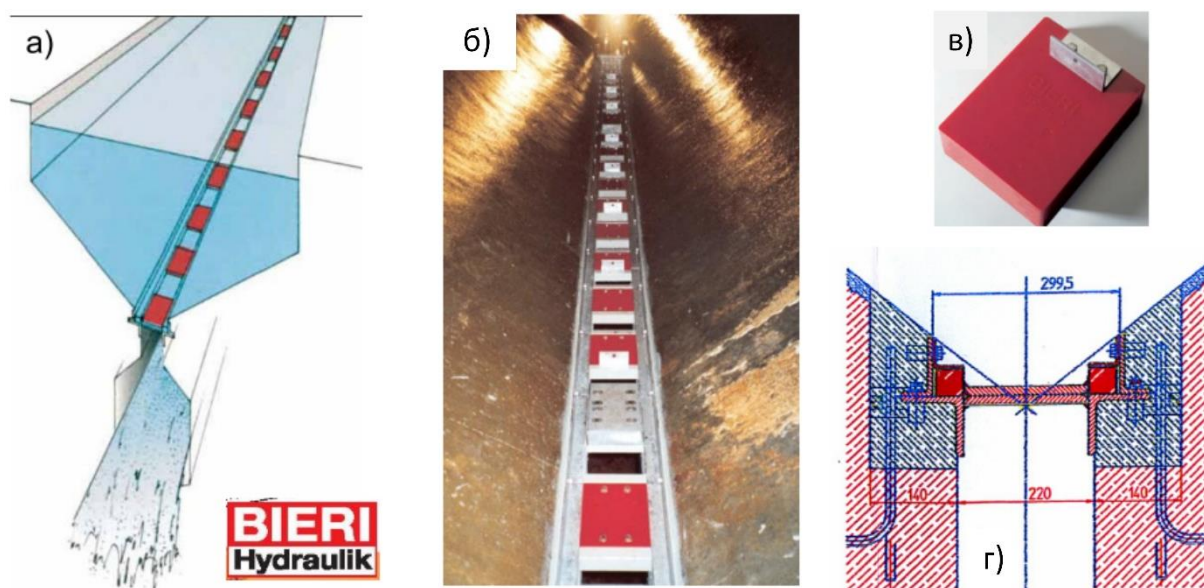


Слика 3.3 | Шематски приказ „Bieri“ система за испирање таложника: (а) подужни пресек; (б) попречни пресек. (Слика преузета из референце [53]).

Код „Bieri“ таложника, комора за таложење је одвојена од канала за испирање уским прорезом по целој дужини. На тај отвор постављена је фиксна метална плоча са отворима 190x200 mm, која се најчешће бетонира у саму структуру таложника [71–74]. Преко те фиксне плоче постављају се такозване „јединице за испирање“, односно металне или PVC плоче које служе за затварање отвора на доњој фиксној плочи (видети Сliku 3.5б). Када су горње плоче у затвореном положају, врши се процес таложења и нема испирања, док се у случају делимичне или потпуне отворености врши испирање кроз канал за испирање и отвор за испирање постављен на излазу. Испирање се врши из сегмената тако што се никада не отварају сви отвори на доњој плочи у исто време, већ наизменично. Померање горњих плоча је двосмерно транслаторно (отварање и затварање) и тај процес је у потпуности аутоматизован. Период отварања јединице за испирање је обично од 0,5h до 12h [53], али се често користе и друге методе као што су сензори тежине на горњој плочи или оптички уређаји за континуирано мерење нивоа седимената у таложнику [75]. Осим ових аутоматизованих метода испирања, могуће је покренути и ванредна испирања, као и пражњење таложника кроз отвор који се налази на крају канала за испирање.



Слика 3.4 | „Bieri“ систем за испирање: (а) Фотографија коморе за таложење и (б) шематски приказ основних елемената. (преузето из референци [53,75]).

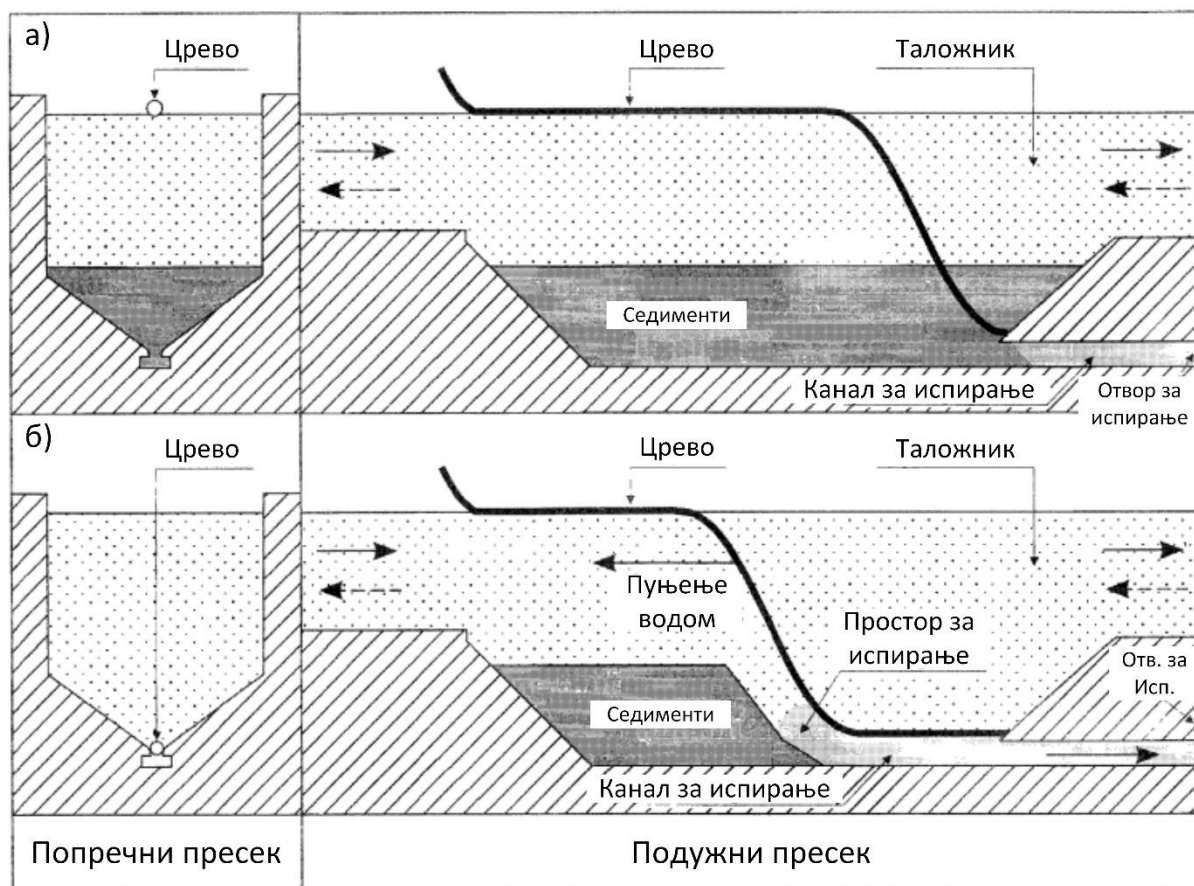


Слика 3.5 | „Bieri“ систем за испирање: (а) шематски приказ, (б) јединица за испирање, (в) пластични елемент горње (покретне) плоче и (г) детаљи инсталације јединице за испирање. (преузето из референце [75]).

Овај тип таложника има низ предности у односу на остале. Пре свега није потребно заустављати производњу електричне енергије приликом испирања као што је то случај код „Vichi“ система. Друго, нема потребу за сталном потрошњом воде за испирање као што је то потребно код „Dufour“ система. Штавише, вода за испирање се веома ефикасно користи правећи притом минималан утицај на производњу електричне енергије, док се у потпуно затвореном положају јединице за испирање (горња плоча) губи минимална количина воде која се задржава у каналу за испирање. Овакав систем испирања је скупљи у односу на остале пре свега због примене аутоматизованог система отварања горње плоче и неопходних сензора за контролу нивоа седимената, док су трошкови за бетонску конструкцију на приближно истом нивоу за све типове таложника. И поред веће почетне инвестиције овај тип таложника се често користи због ефикасног коришћења захваћене воде, а самим тим и веће производње електричне енергије.

3.1.4 ТИП ТАЛОЖНИКА “4S”

Такозвани систем змијског испирања талоба (Serpent Sediment Sluicing System) развио је Х. Столе 1988. године и патентирао као 4S систем [76].

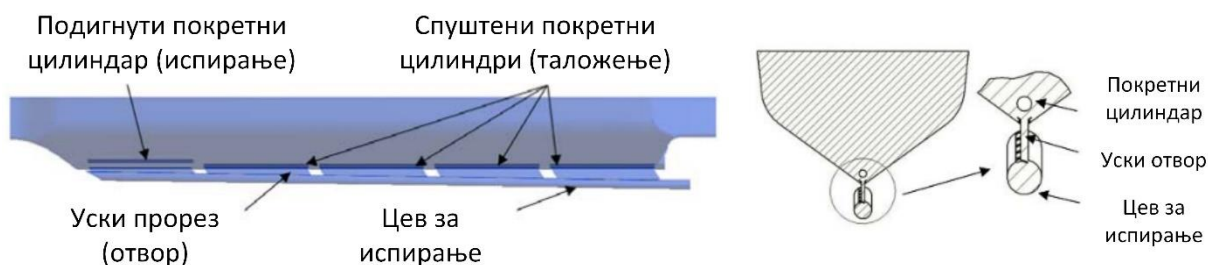


Слика 3.6 | Шематски приказ 4S система: (а) отворени положај (црево на површини - испирање седимената) и (б) затворени положај (црево на дну - таложење седимената). (Преузето из референци [65,77]).

Овим системом подужни отвор између коморе таложника и канал за испирање затворен је гуменим цревом. Црево је испуњено водом у затвореном положају таложника, тако да се задржава на дну коморе. Постепеним испуштањем воде и упуштањем ваздуха у црево, долази до постепеног подизања црева ка површини, од почетка коморе према крају, отварајући притом отвор између коморе и канала за испирање. На тај начин омогућава се испирање седимената кроз канал за испирање и отвор на крају канала који такође мора бити у отвореном положају. Отвор за испирање има и улогу контроле количине воде за испирање, која обично износи око 10% од укупне количине воде кроз таложник, али само током испирања (нема губитака воде током таложења). За пуњење и пражњење воде у црево и упуштање ваздуха, користе се два контролна вентила која могу бити управљана ручно или аутоматски. Поступак чишћења таложника састоји се из два циклуса: (1) пражњење воде и упуштање ваздуха у црево, чиме се црево подиже на површину (видети Сliku 3.6а) и (2) пуњење црева водом, чиме се црево спушта на дно коморе затварајући притом отвор између коморе за таложење и канала за испирање (видети Сliku 3.6б).

3.1.5 МОДИФИКОВАНИ „DUFOUR“ СИСТЕМ

Аутори Deneshvari М. и остали, у референци [57] предложили су унапређени систем испирања у односу на „Dufour“ систем са циљем смањења потрошње воде током испирања и ефикаснијег транспорта седимената из коморе таложника. Пре свега се мисли на прву трећину дужине комора, где „Dufour“ систем нема ефикасно испирање седимената. Нови систем је замишљен тако да подсећа на „Bieri“ и „4S“ систем, али аутори у свом излагању тврде да се ради о унапређеном „Dufour“ систему, иако је прикладнији термин „надограђени“ Dufour систем. Наиме, начињеним изменама систем је променио своју природу и од система са континуалним испирањем (Dufour систем, видети Секцију 3.1.2) прешао на систем са периодичним испирањем без прекида у производњи електричне енергије, што је главна карактеристика „Bieri“ и „4S“ система.



Слика 3.7 | Шематски приказ модификованог „Dufour“ система: подужни профил (лево) и попречни пресек са издвојеним детаљем механизма за покретање испирања седимената (десно). (Преузето из референце [57]).

На Слици 3.7 шематски је приказан унапређени „Dufour“ систем испирања. Унапређење система се састоји од три додатна функционална елемента у односу на стандардни „Dufour“ систем: (1) цеви за испирање, (2) 5÷6 покретних цилиндара (цеви) и (3) уски прорез (отвор) који повезује цев за испирање и комору за таложење. Сви ови елементи направљени су од издржљиве пластике, али могу бити и од метала. Цев за испирање монтира се у канал за испирање постојећег система, поштујући притом подужни нагиб канала према излазу. Током поступка таложења покретни цилиндри леже на отворима ка цеви за испирање, затварајући пролаз на тај начин. Испирање се покреће подизањем неког од покретних цилиндара за пар центиметара. На тај начин испирање се врши локално, само кроз простор ослобођен подизањем цилиндра испирајући седименте кроз цев за испирање. Сваки од покретних цилиндара може да ради независно од осталих, тако да се због ефикаснијег испирања препоручује подизање једног по једног цилиндра пре него подизање више њих истовремено. Испирање се може покретати аутоматски или мануелно, при чему се покретни цилиндри подижу вертикално уз помоћ хидрауличких цилиндара, док се ниво наталожених седимената у комори мери сензорима.

Поред већ описаних система постоји и неколико њих које треба поменути, то су пре свега: (1) HSR систем [78], (2) Систем прорезане (перфориране) цеви (Slotted

Pipe Sediment Sluicer) – SPSS систем и (3) Саксофон испирач седимената (Saxophone Sediment Sluicer) – SSS систем [79].

3.2 ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ И ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА НУМЕРИЧКИХ СИМУЛАЦИЈА ТАЛОЖНИКА

Иако се таложници примењују више од једног века, нумеричке симулације њиховог рада и струјања флуида кроз њих су релативно нови правци истраживања. Услов за прве кораке у овом смеру био је развој рачунарске технике довољно снажних конфигурација, значајно виших од конфигурација стандардних рачунара тог времена (крај XX века). Тај први и најзначајнији корак начинио је N. R. B. Olsen 1994. године [80] представљањем софтвера SSIM (Sediment Simulation in Intakes with Multiblock option). Циљ SSIM софтвера био је да омогући тро-димензионалну симулацију струјања флуида и транспорт седимената, пре свега у резервоарима једноставних геометрија. Исте године аутори Olsen и Skoglund [81] развили су 3D модел струјања воде и седимената у таложнику помоћу SSIM софтвера. Резултате су упоређивали са резултатима аналитичког модела при чему су дошли до закључка да развијени модел даје задовољавајуће резултате, али да постоји простор за унапређење, пре свега у погледу модела турбулентног струјања. Претходна истраживања су значајно проширена 1999. године, када су аутори Olsen и Kjellesvig [82] разматрали променљиву доњу границу насталу услед наноса седимената.

До 2006. године није било значајних истраживања, када је С. Ortmanns [56] у својој докторској дисертацији вршио 3D мерења брзинског поља струјања воде кроз три постојећа таложника. Циљ је био да развије сопствени модел за ефикасност таложења, који је упоређиван са класичним Камповим моделом ефикасности [83]. У референци [84] вршена су истраживања ради одређивања оптималне геометрије таложника. Истраживања су се састојала од мерења на прототипу таложника и нумеричких симулација 3D модела помоћу Flow-3D софтвера. Аутори M. Deneshvari и остали, у референци [57] предложили су унапређени „Difour“ систем испирања таложника (видети Секцију 3.1.5), при чему је коришћен постојећи таложник за мерења. Аутори су усмерили своју пажњу само на симулирање брзинског поља струјања флуида, без вишефазног струјања и узимања у обзир седимената. За симулацију су коришћени Ansys CFX и Flow-3D софтверски пакети. Још једно истраживање у ком су извршена поређења мерења брзинских профила на реалном објекту и резултати 3D нумеричке симулације представљено је у референци [85]. Разлика је у томе што су у овом случају нумеричке симулације урађене помоћу Star-CCM+ софтвера.

У референци [86] аутори су вршили истраживања упоређујући лабораторијске експерименте и резултате нумеричке симулације. Изостављен је утицај таложења, тако да седименти нису анализирани ни у лабораторијском физичком моделу ни у нумеричкој симулацији. Резултати су показали

одступања у првом делу таложника, док се у другом делу резултати мерења и симулације поклапају у разумној мери. Нумеричке симулације су извршене помоћу Star-CCM+ софтверског пакета.

Још једно значајно истраживање представља докторска дисертација аутора С. Paschmann [52]. У тези, аутор је анализирао појединачне утицаје геометрије: улазне зоне, зоне транзиције и зоне таложења на ефикасност рада таложника. За нумеричке симулације коришћени су софтверски пакети Flow-3D и Ansys FLUENT. Ти резултати су упоређивани са резултатима мерења на три постојећа таложника. Мерења која су у ту сврху коришћена су детаљно и прецизно планирана и изведена. Сам поступак мерења, коришћена опрема и резултати представљени су у референци [87].

У претходно наведеним референцама углавном је фокус био на анализи рада већ постојећег таложника, упоређивања мерења са резултатима нумеричких симулација, предлози оптималне геометријенових таложника или унапређење система испирања. У овој тези врши се допуна постојећих истраживања на начин да се већ изграђени неефикасни вишекорморни таложник унапреди уз помоћ мерењима валидираног 3D нумеричког модела.

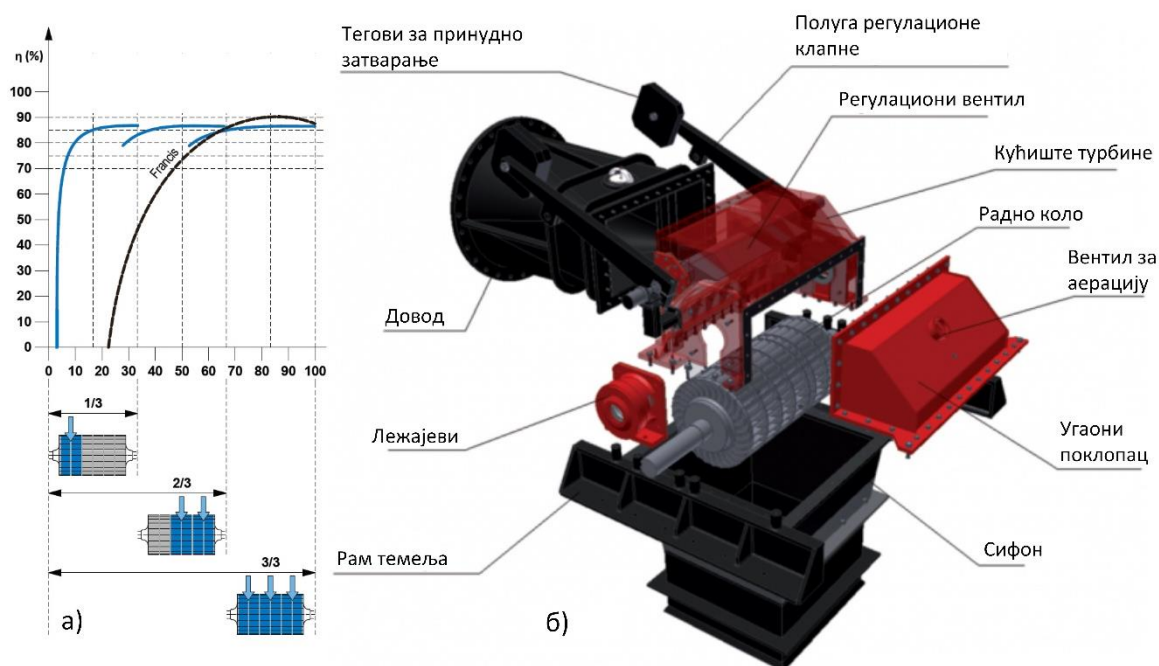
У овом поглављу представљени су резултати и конструкције само подужних таложника, који се најчешће примењују код МХЕ деривационог типа. С обзиром да се овакве електране граде на малим планинским водотоковима који су по правилу бујични, захваћена вода је запрљана и неопходно је пречистити пре уласка у цевовод и касније турбину, из чега је очигледно колико је значајна улога правилно димензионисаног таложника на животни век турбине а самим тим и на економску одрживост МХЕ. Још једна карактеристика планинских водотокова је и велика варијација протока. Овај проблем узрокује ниску ефикасност производње електричне енергије у маловодним периодима у случајевима када се целокупна производња покрива само једном турбином, имајући у виду да ефикасност турбине зависи од протока. У следећем поглављу анализира се наведени проблем са предлогом варијантних решења за две МХЕ које раде у линијски спрегнутом систему, и које се у дисертацији користе као пример.

4 ПОВЕЋАЊЕ ПРОИЗВОДЊЕ МХЕ ПРИ МАЛИМ ПРОТОЦИМА

У овом поглављу анализира се унапређење ефикасности производње електричне енергије у периодима малих протока воде. Анализира се рад две постојеће МХЕ које раде у редно спрегнутом систему са једним водозахватом, шематски приказаном на Слици 4.1. Захваћена вода се цевоводом А дужине 2090 m води до прве МХЕ „Белци“ (МХЕ 1), где се на излазу из турбине вода не враћа у речни ток већ се кроз проточни преливни резервоар директно усмерава у цевовод Б дужине 3018 m којим се води до друге МХЕ „Кашићи“ (МХЕ 2). Максимални проток воде за обе МХЕ износи $5,65 \text{ m}^3/\text{s}$. Бруто пад је за МХЕ 1 34,50 m, док је за МХЕ 2 37,26 m. Разлог за формирање оваквог система две МХЕ уместо једне са бруто падом од 72,26 m и дужином цевовода од 5108 m лежи у чињеници да у тренутку пуштања у рад МХЕ 1 2014. године, локација за МХЕ 2 није била у катастру и није имала све неопходне дозволе. Локација је потом одобрена и МХЕ 2 је почела са радом 2016. године, када је МХЕ 1 већ била повлашћени произвођач електричне енергије дуже од 2 године. Обе МХЕ опремљене су са по једном турбином снаге 1475 kW. Реч је о турбини са попречним током (Crossflow) која се чешће назива Банки турбина (Banki-Michell) или Осбергер турбина (Ossberger). Ово је турбина једноставне конструкције (видети Сliku 4.2б) која се примењује за падове од 3 до 200 m, протоке од 0,03 до $13 \text{ m}^3/\text{s}$ и снаге од 10 до 8000 kW [88]. Уколико је проток воде променљив, турбина се конструише као двокоморна. Стандардна расподела доводних комора је у односу 1:2. Ужа комора прима мали проток воде, а шира комора средњи проток. Обе коморе заједно примају пун проток. Таквом расподелом протока воде турбина се користи ефикасно све до $1/6$ укупног протока. Према тврдњама произвођача [88], ефикасност турбине је преко 80% у условима променљивих протока (видети Сliku 4.2а) изнад $1/6$ од максималног протока.



Слика 4.1 | Шематски приказ постојећег стања редно спрегнутог система две МХЕ.



Слика 4.2 | Ефикасност двокоморне Банки турбине (а) и њена конструкција (б). Сlike су преузете са сајта произвођача уграђених турбина SINK Hydro-Energy [88].

4.1 ОПТИМИЗАЦИЈА МХЕ И ДРУГИХ ОИЕ – ПРЕГЛЕД ДОСАДАШЊИХ ИСТРАЖИВАЊА

Одређивање оптималне конфигурације МХЕ је најчешће кључан фактор када се говори о томе да ли је производња економски исплатива или не. Пре свега се мисли на оптималну снагу турбине и њен тип, док у мањој мери има утицај и оптимални пречник цевовода и његова траса или материјал од кога је направљен. Код МХЕ деривационог типа по правилу не постоји акумулационо језеро, што производњу електричне енергије чини зависном од тренутних протицаја реке. На малим планинским водотоцима ови протоци значајно варирају током године, тако да се крећу од бујичних када су сезоне падавина или наглог топљења снега, па све до малих протока када је једва могуће одржати минималну производњу у периоду суша или уопште није могућа производња. Многи аутори бавили су се овом темом, предлажући различите моделе оптимизације како у фази планирања тако и већ постојећих МХЕ са уоченим проблемом током експлоатације. Једна од првих студија одређивања оптималне конфигурације МХЕ представљена је у референци [89], где су анализирани постојеће турбине. Закључено је да турбине нису оптималне снаге, пре свега због чињенице да у поступку планирања није разматрана ефикасност турбина у функцији протока, већ је узето да је ефикасност константна при свим радним тачкама. Аутори су у референци [90] предложили одређивање оптималне снаге турбине тако да се оствари максимална финансијска корист од производње електричне енергије. Представљено је аналитичко решење стохастички формираног проблема. У референци [91] користи се математички модел исплативости инсталације МХЕ деривационог типа. У том моделу ефикасност турбине варира у зависности од радне тачке. Резултати рачунарског софтвера развијеног ради анализе утицаја хидролошких параметара на производњу електричне енергије и са друге стране на оптималну конфигурацију МХЕ, представљени су у референци [92]. У истој референци представљена је и студија случаја постојеће МХЕ. У референци [93] аутори су оптимизовали величину и број идентичних турбина које су пројектоване да раде у паралелном распореду на већ постојећем систему МХЕ. У референци [94] анализиран је проблем оптималне конфигурације МХЕ са аспекта максималне исплативости инвестиције. Развијен је модел који анализира три комерцијално доступне турбине, њихову применљивост и оперативне перформансе. Формиран је оптимизациони проблем који у обзир узима неколико пројектних параметара као што су тип и величина турбине, хидролошки услови и варијација откупне цене. Оптимизациони модел за одређивање оптималне конфигурације МХЕ и величине Банки турбине при малим падовима представљен је у референци [95]. Оцене оптималних решења вршене су на основу максималне нето финансијске добити од производње електричне енергије, на основу параметра нето садашње вредности (NPV). Један општи метод за економску оцену и избор оптималне конфигурације МХЕ представљен је у референци [96]. Новину у односу на остала истраживања представљају модели за квантитативну оцену перформанси коришћене опреме при производњи електричне енергије. Аналитичка симулација производње електричне енергије, упоредна В/С анализа и анализа

осетљивости за постојећу МХЕ у Грчкој [97] коришћени су за формирање оптимизационог модела за избор оптималне конфигурације МХЕ. У моделу су посебно анализирани појединачни утицаји капацитета инсталације, варијација тржишне цене електричне енергије и осетљивост на варијацију почетне инвестиције. Још један оптимизациони модел за одређивање капацитета турбине представљен је у референци [98]. Модел узима у обзир техничке и економске параметре, при чему је укључена и анализа осетљивости. У референци [99] представљен је општи оптимизациони модел конфигурације МХЕ. Модел који укључује технокономску анализу, процену ризика инвестиције, хидролошке услове и анализу осетљивости варијације тржишне откупне цене електричне енергије решава се нелинеарном оптимизацијом. У референци [100] представљен је још један модел оптимизације, којим се за разлику од претходних истраживања предлаже оптимизација две паралелне турбине, које могу бити различитог типа и капацитета са циљем да се максимално ефикасно искористи расположиви проток. За потребе оптимизације развијен је стохастички еволуциони алгоритам који осим економских параметара укључује и параметре производње као што су максимизација произведене електричне енергије и најефикаснији начин експлоатације расположиве воде, што је дефинисано помоћу вишестепене функције циља.

Треба поменути и оптимизационе моделе који су коришћени за одређивање оптималних капацитета ветро паркова, који из угла оптимизације имају исту променљиву природу улазног параметра, али су за разлику од МХЕ где су промене сезонске, овде промене дневне па и сатне. Један такав модел представљен је у референци [101] који је базиран на техничким параметрима, економским параметрима и параметрима поузданости машинске и електро опреме. У референци [102] представљен је оптимизациони модел стратегије дневног рада комбинованог постројења које се састоји од ветро и хидро електране. Моделом се предлаже употреба складиштења воде ради побољшања економских добитака ветро парка и ублажавања варијација активне излазне снаге услед променљивих услова доступности ветра. Предложен је алгоритам оптимизације са сатном дискретизацијом како би се идентификовала оптимална дневна оперативна стратегија по којој би радиле ветротурбине и опрема за пумпање МХЕ. У модел је такође укључена стохастичка карактеристика енергије ветра како би се дефинисали оптимални дневни радни услови.

У референци [103] представљен је још један модел стохастичке оптимизације дневног рада ветро парка у комбинацији са реверзибилном МХЕ. Разлика у односу на претходно истраживање представља употреба метода мешовитог целобројног програмирања (MIP). Циљ је да се одреди сценарио по ком би се максимизовала очекивана добит од заједничког рада ветро парка и МХЕ. Урађене су и студија случаја и анализа осетљивости, које су показале да координација рада ова два система може у великој мери ублажити негативан ефекат колебања снаге ветра на електроенергетску мрежу и да такође може значајно повећати профит.

У референци [104] развијен је нелинеарни математички оптимизациони проблем за оцену економског и еколошког утицаја од укључивања електричне

енергије произведене у ветро парку у електроенергетски систем. Такође, додатно је анализирана и могућност покривања пикова насталих од променљиве природе енергије ветра помоћу реверзибилне МХЕ. Модел за дневну оптимизацију рада система који чини ветро парк и реверзибилна МХЕ представљен је и у референци [105]. Њиме је дефинисана је сатна оперативна стратегија рада овог система, која значајно повећава профит.

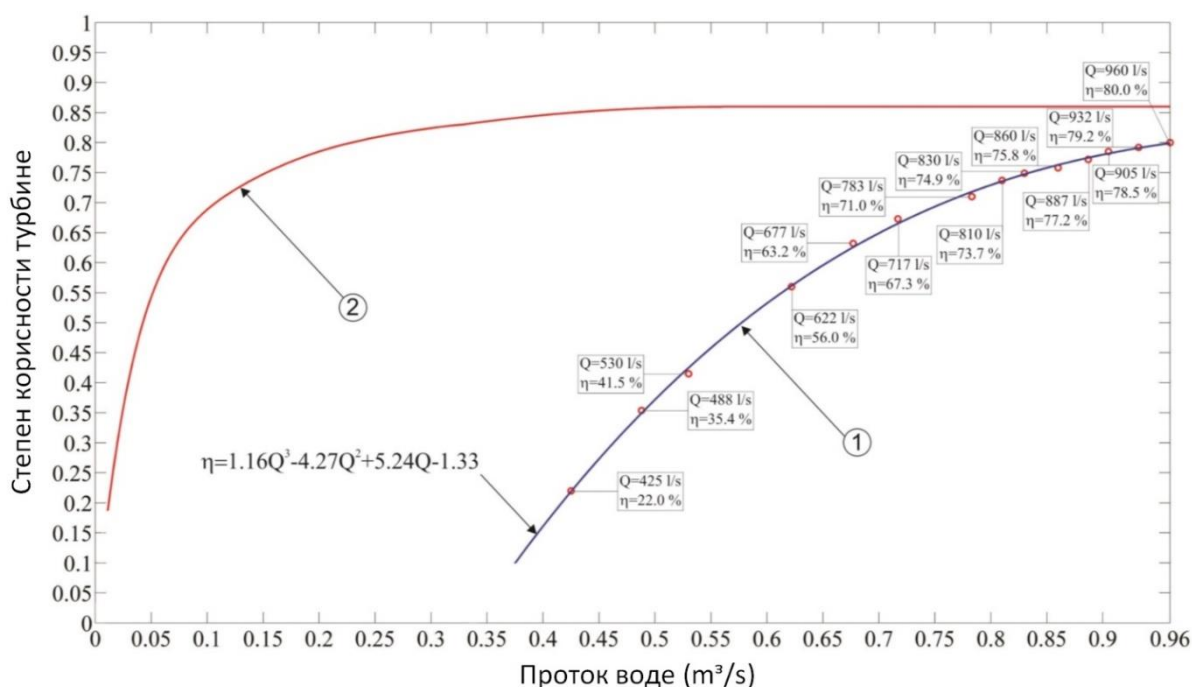
Детаљан преглед оптимизационих метода примењених на системе обновљивих извора енергије може се пронаћи у прегледној референци [106].

4.2 ОПИС ПРОБЛЕМА

У решавању проблему, описаном у уводном делу Секције 4 на постојећем постројењу користе се Банки турбине. Овај тип турбине има добру ефикасност изнад 1/6 укупног протока али испод те границе долази до наглог пада. Произвођач уговором гарантује да је степен корисности минимално 78% при 17% инсталационог протока. За МХЕ 1 и 2 граница од 17% је 960 l/s.

На Слици 4.3 крива „1“ описује ефикасност постојеће Банки турбине из МХЕ 1 само за протоке мање од 17% максимално инсталационог, односно мање од 960 l/s. Експерименталне податке, крива описује експлицитном полиномском функцијом трећег степена. Подаци су добијени дискретним мерењем протока и излазне снаге. Губитак пада у функцији измереног протока је одређен на основу пројектом дефинисаних подужних и локалних отпора. Губитак пада је искоришћен за одређивање нето пада у функцији измереног протока и заједно са измереним подацима за излазну снагу и проток коришћен за израчунавање степена корисности турбине у свакој тачки. На Слици 4.3 такође је приказана и крива „2“ која даје теоретске податке добијене од произвођача [88] за ефикасност турбине која би имала максимални инсталациони проток од 960 l/s. Реч је о Банки (Crossflow) турбини, за коју је произвођач [88] доставио податке о ефикасности од максимално 84%. Разлика између приказаних ефикасности, криве „1“ и криве „2“, лежи у чињеници да су на дијаграму приказани протоци малих вода (< 960 l/s) који за велику турбину (крива „1“) представља свега 17% од максималног инсталационог протока док за малу турбину (крива „2“) представља 100%, тј. максимални инсталациони проток. Једноставније речено, приказана је разлика у ефикасности мале и велике турбине при малим водама. Приказани дијаграм представља и суштину потенцијалног варијантног решења тако што би се при малим водама (< 960 l/s) производња вршила са ефикасношћу криве „2“ уместо постојећег стања са ефикасношћу криве „1“.

Експериментални резултати добијени из експлоатације показују да је при протоку од 960 l/s степен корисности велике турбине 80,0% (видети Сliku 4.3). Такође, резултати показују да се испод границе од 960 l/s ефикасност турбине нагло смањује, до 370 l/s када је ефикасност свега 10%.



Слика 4.3 | Ефикасност Банки (Crossflow) турбине у зависности од протока воде. 1 – интерполациона функција за експерименталне податке прикупљене током експлоатације турбине у МХЕ 1 при малим протоцима. 2 – теоријска ефикасност турбине са максималним инсталационим протоком од 960 l/s, на основу података произвођача [88].

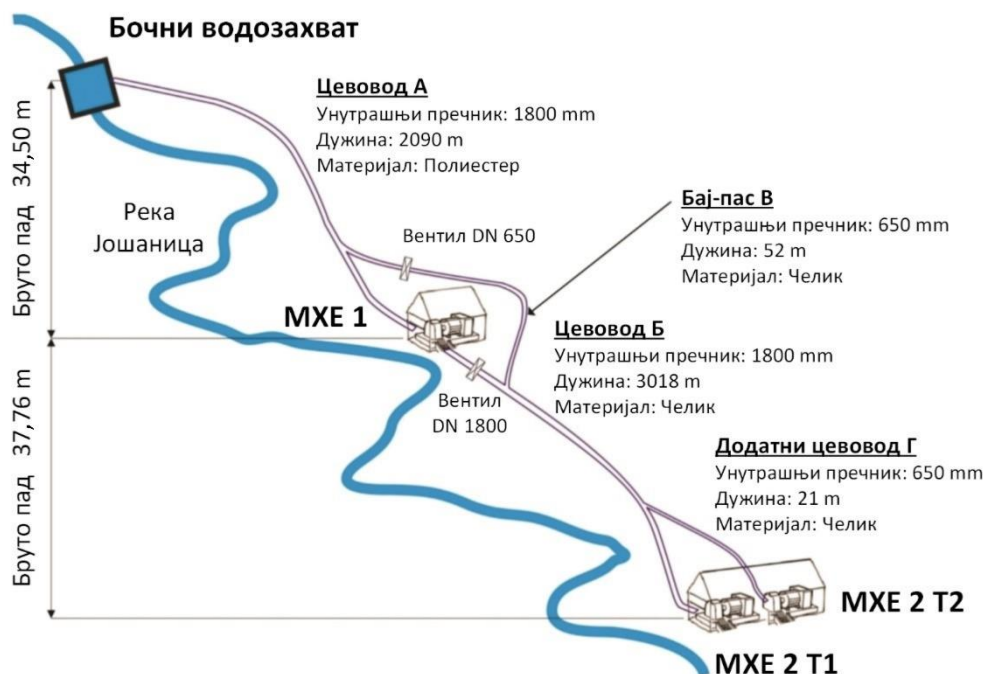
Од почетка експлоатације МХЕ протоци испод 960 l/s су били веома чести у летњим месецима. Идеја је да се повећа ефикасност производње електричне енергије при овим условима. Ради унапређења енергетске ефикасности, у наставку се предлажу варијантна решења и даје њихова техно-економска анализа.

4.3 ПОТЕНЦИЈАЛНА ТЕХНИЧКА РЕШЕЊА

Циљ је да се предложи потенцијална техничка решења за унапређење ефикасности производње електричне енергије при протоцима испод 960 l/s за МХЕ 1 и МХЕ 2. Предлажу се три решења од којих се у сваком предлаже уградња додатних турбина, које би радиле као замена постојећих, при протоцима нижим од 960 l/s, изузев једног где се предлаже и замена постојећих турбина. Уградња додатне турбине, паралелно постојећој, за унапређење енергетске ефикасности предложено је у референци [100], где се анализа врши на бази техно-економске анализе. Разлика је то што се у референци [100] анализира могућност паралелног и самосталног рада две турбине, у циљу унапређења енергетске ефикасности. За спрегнути систем МХЕ који је предмет ове дисертације, анализирана могућност самосталног рада турбина, зато што би паралелним радом турбина дошло до повећања инсталисаног протока изнад дозвољене границе.

4.3.1 ПРЕДЛОЖЕНО РЕШЕЊЕ 1

Овим решењем, шематски приказаном на Слици 4.4, предлаже се уградња додатне турбине МХЕ2 Т2 са неопходном опремом. Максимални инсталациони проток за турбину МХЕ2 Т2 био би 960 l/s, док би бруто пад износио 72,26 m и представљао би збир бруто падова за МХЕ 1 и МХЕ 2. У случају појаве протока испод 960 l/s, предлаже се да се постојеће турбине у МХЕ 1 и МХЕ 2 (МХЕ2 Т1) зауставе, а да се вода усмери ка новој турбини МХЕ2 Т2. Овакав начин производње не повећава инсталисану снагу МХЕ 2, тако да не доводи до смањења подстицајних тарифа у односу на постојеће стање. Да би предложена конфигурација могла да функционише на претходно описани начин, неопходно је извршити реконструкцију постојећег стања на следећи начин: уградња бај-пас цевовода „В“ и додатног цевовода „Г“ унутрашњег пречника 650 mm и дужина од 52 m и 21 m респективно, уградња лептир вентила DN1800 на цевоводу „Б“ на излазу из МХЕ 1, уградња лептир вентила DN650 на улазу у бај-пас цевовод „В“ и уградња турбине МХЕ2 Т2 са одговарајућим генератором и системом за аутоматску контролу производње. Турбина МХЕ2 Т2 и пратећа машинска опрема била би смештена у машинску зграду за МХЕ 2 где је већ предвиђено место за уградњу додатне турбине, чиме се избегавају додатни трошкови за грађевинске радове. Приликом рада МХЕ2 Т2 у условима протока мањег од 960 l/s, лептир вентил на цевоводу „Б“ је у затвореном положају, док је при већим протоцима од 960 l/s затворен лептир вентил на улазу у бај-пас „В“.



Слика 4.4 | Шематски приказ предложеног решења 1.

4.3.2 ПРЕДЛОЖЕНО РЕШЕЊЕ 2

На Слици 4.5 шематски је приказано друго предложено решење са две додатне турбине.



Слика 4.5 | Шематски приказ предложеног решења 2.

Ово решење предлаже уградњу две додатне турбине, МХЕ1 Т2 и МХЕ2 Т2, са пратећом опремом, које би радиле уместо постојећих турбина МХЕ1 Т1 и МХЕ2 Т1 при протоцима нижим од 960 l/s. Бруто пад за МХЕ1 Т2 био би исти као и за МХЕ1 Т1 тј. 34,50 m, а за МХЕ2 Т2 исти као и за МХЕ2 Т1, односно 37,76 m. За реализацију овог предлога, неопходно је извршити реконструкцију постојећег стања: уградња турбина МХЕ1 Т2 и МХЕ2 Т2 са пратећом опремом, уградња додатних цевовода „В“ и „Г“ унутрашњег пречника 650 mm и дужина од 24 m и 21 m, респективно и изградња машинске зграде за турбину МХЕ1 Т2 и њену пратећу опрему.

4.3.3 ПРЕДЛОЖЕНО РЕШЕЊЕ 3

На Слици 4.6 шематски је приказано треће предложено решење. Ово решење предлаже уклањање постојећих машинских постројења МХЕ 1 и МХЕ 2, спајање цевовода „А“ и „Б“ и њихову реконструкцију, изградњу новог објекта (или реконструкцију објекта МХЕ 2) за уградњу нових турбина и пратеће машинске опреме. У овом случају бруто пад би износио 72,26 m.

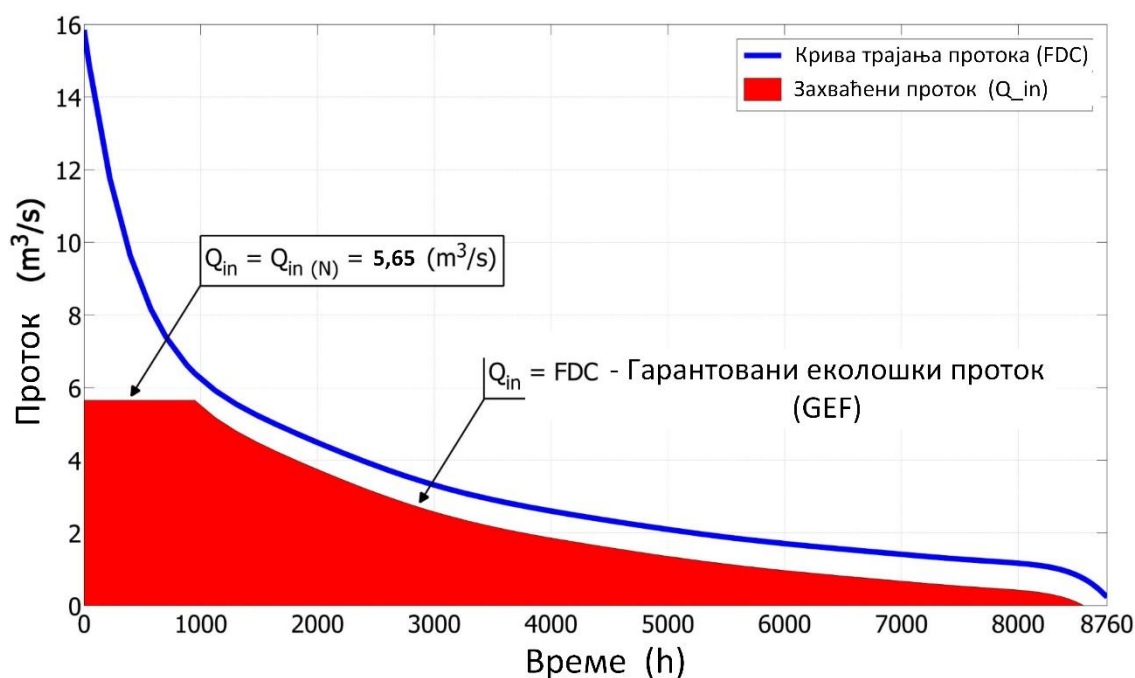


Слика 4.6 | Шематски приказ предложеног решења 3.

Имајући у виду чињеницу да постојећа машинска опрема инсталирана у МХЕ 1 и МХЕ 2 због своје специфичности има ограничену могућност даље употребе, прелиминарном техно-економском анализом утврђено је да су неопходна значајна инвестициона улагања у машинску опрему, изградњу објекта и реконструкцију цевовода. Ова економска анализа показала је да предложено решење захтева највећа инвестициона улагања, пре свега због уградње нове турбине снаге од 2,5 MW. Нето садашња вредност (NPV) решења 3 је значајно нижа у односу на предложена решења 1 и 2, за анализирани период трајања подстицајних тарифа од 12 година. Из тог разлога, детаљна анализа се спроводи само за предложена решења 1 и 2.

4.4 ТЕХНО-ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА ВАРИЈАНТНИХ РЕШЕЊА

Подаци о годишњим протоцима реке Јошанице добијени су на основу извршене хидролошке студије за потребе пројекта, на основу мерења за период од 1946 до 2006. године. На Слици 4.7 приказана је крива трајања протока за једну годину. За потребе даље анализе, неопходно је криву трајања протока дефинисати у облику експлицитне функције у зависности од времена. Једначином 4.1 крива трајања протока са Слике 4.7 дефинисана је као крива 10-ог степена, добијена интерполацијом података из хидролошке студије.



Слика 4.7 | Крива трајања протока реке Јошанице.

$$Q_{FDC} = \sum_{i=0}^{10} C_i \cdot \left[\frac{T(h) - 4380}{3027,2} \right]^i, \quad (4.1)$$

где су C_i ($i=0 \div 10$) константе приказане у Табели 4.1 и T време производње у радним сатима.

Табела 4.1 | Константе коришћене у једначини 4.1.

C_0	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}
2,398	-1,554	0,429	-0,534	1,988	-0,554	-2,622	1,112	1,314	-0,547	-0,128

Гарантовани еколошки проток за систем МХЕ који се анализира у овом раду износи 740 l/s. На основу криве трајања протока и њене математичке формулације, критичан захваћени проток (Q_{in}) јавља се од 68,43%, односно од 5994,5 сата па до краја године (8760 h). То значи да протоци испод 960 l/s теоретски трају 2765,5 сати годишње, тј. приближно 115 дана. Од пуштања у рад МХЕ 1 2014. године, мерења су показала да се протоци испод 960 l/s јављају у просеку 120 дана годишње, у летњим месецима. За даљу анализу производње електричне енергије, користе се подаци о протоку дефинисани једначином 4.1.

Расположиви проток за производњу електричне енергије, односно захваћени проток (Q_{in}) у сваком тренутку се може изразити као разлика протока Реке дефинисаног једначином 4.1 и гарантованог еколошког протока, уз услов да захваћени проток не сме бити већи од максималног инсталисаног протока:

$$Q_{in} = \begin{cases} Q_{FDC} - Q_{GEF}, & (Q_{FDC} - Q_{GEF}) \leq Q_{in(N)} \\ Q_{in(N)}, & (Q_{FDC} - Q_{GEF}) > Q_{in(N)} \end{cases} \quad (4.2)$$

Укупна произведена електрична енергија сада се може одредити на следећи начин:

$$E = \int_0^T (\eta \rho g H_n Q_{in}) dt = \rho g \int_0^T [\eta(t) \cdot H_n(t) \cdot Q_{in}(t)] dt, \quad (4.3)$$

где је η укупан степен корисности производње који укључује ефикасност турбине, генератора и редуктора, ρ густина воде, g убрзање Земљине теже, Q_{in} проток воде кроз цевовод дефинисан једначином 4.2, T време производње у радним сатима.

У једначини 4.3, H_n представља корисну висинску разлику за производњу електричне енергије, односно нето пад висине. Може се израчунати као разлика бруто пада H_g и губитака δH :

$$H_n = H_g - \delta H, \quad (4.4)$$

при чему је губитак одређен Дарси-Вајсбаховом (Darcy-Weisbach) формулом [100]:

$$\delta H = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8Q_{in}^2}{g\pi^2 d^4}, \quad (4.5)$$

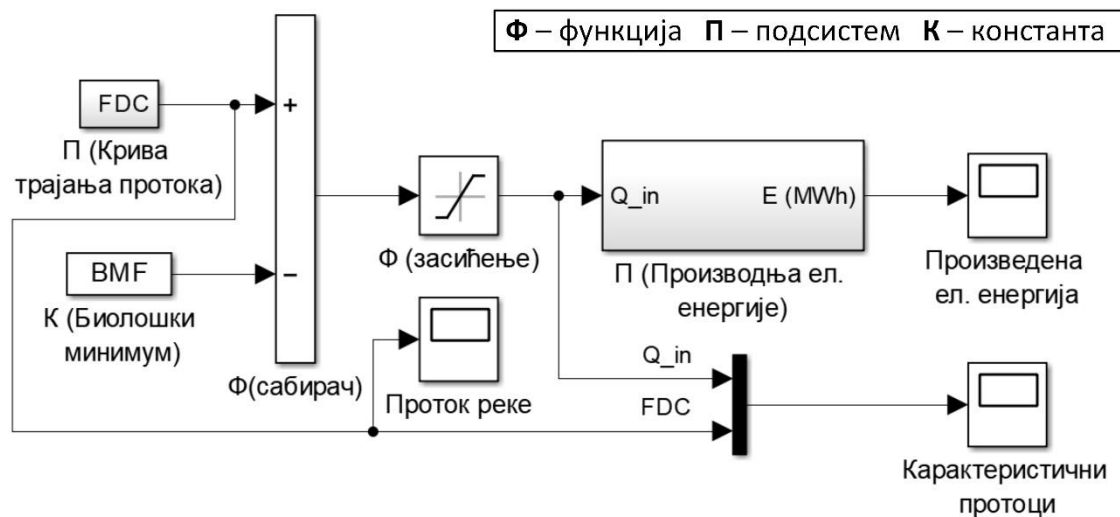
где су L и d дужина и унутрашњи пречник цевовода респективно, λ Дарси-Вајсбахов коефицијент трења и ζ локални коефицијент отпора. За рачунање коефицијента трења, коришћен је израз који је афирмисао професор Георгије Хајдин [107]:

$$\lambda = 0,115 \left(\frac{k}{D} + \frac{60}{Re} \right)^{1/4}, \quad (4.6)$$

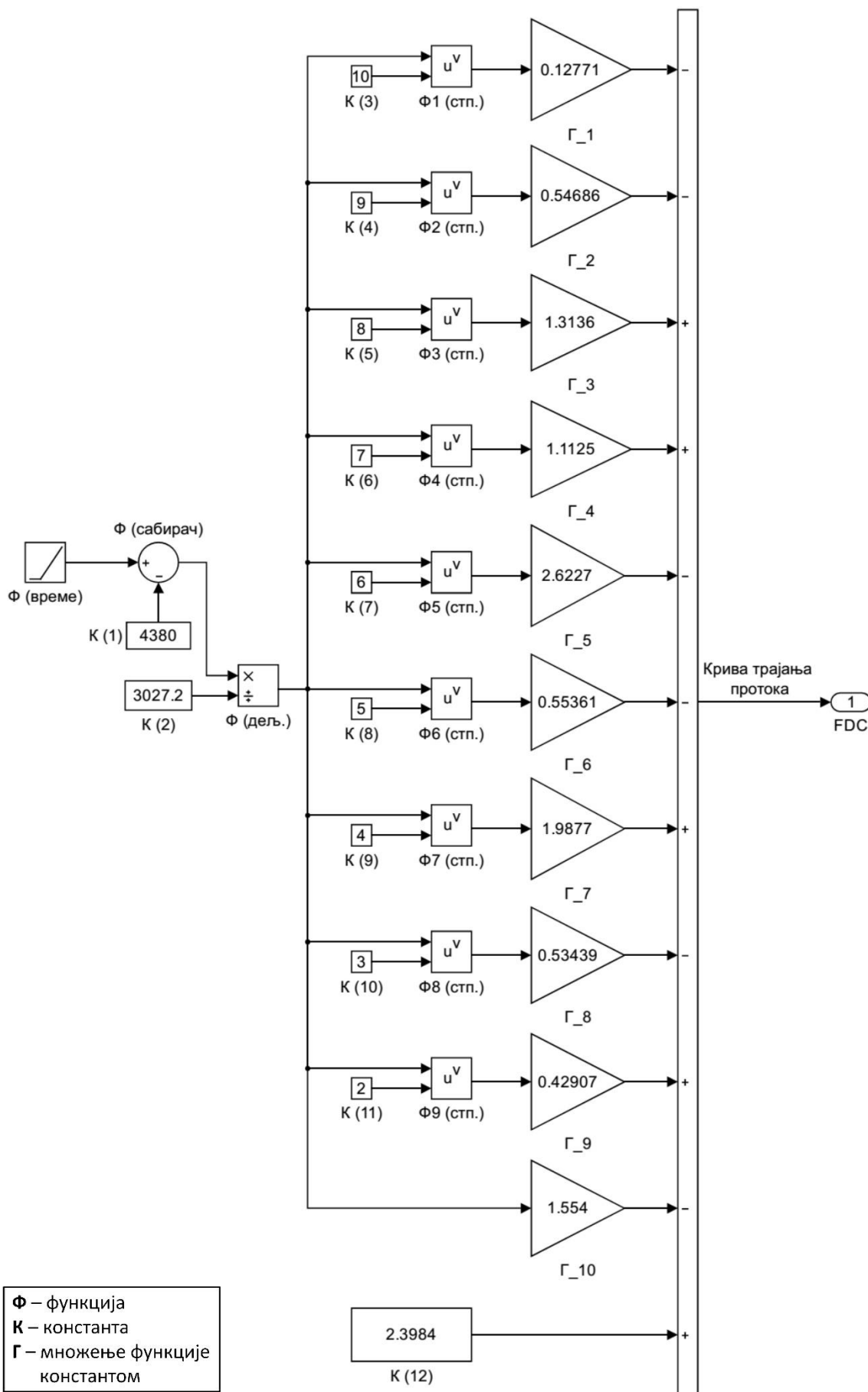
који представља проширење Блазијусовог израза за глатку цев, где је k апсолутна храпавост, D унутрашњи пречник цеви и Re Рејнолдсов број.

На основу једначина 4.1 ÷ 4.6 формиран је Матлаб/Симулинк модел рада спрегнутог система МХЕ 1 и МХЕ 2. Модел је континуалан због дефинисања криве трајања протока полиномом 10-ог степена (једначина 4.1), као улазног параметра у систем. На Слици 4.8 приказан је хиреархијски највиши подмодел, који има функцију управљања протоком (Q_{in}) у нижи хиреархијски подсистем за

производњу електричне енергије. Управљање протоком се врши на основу једначине 4.2, помоћу функције засићења. Модел такође садржи и подсистем за криву трајања протока као улазног параметра. Тај подсистем је приказан на Слици 4.9 и формиран је на основу једначине 4.1 и константи приказаних у Табели 4.1.



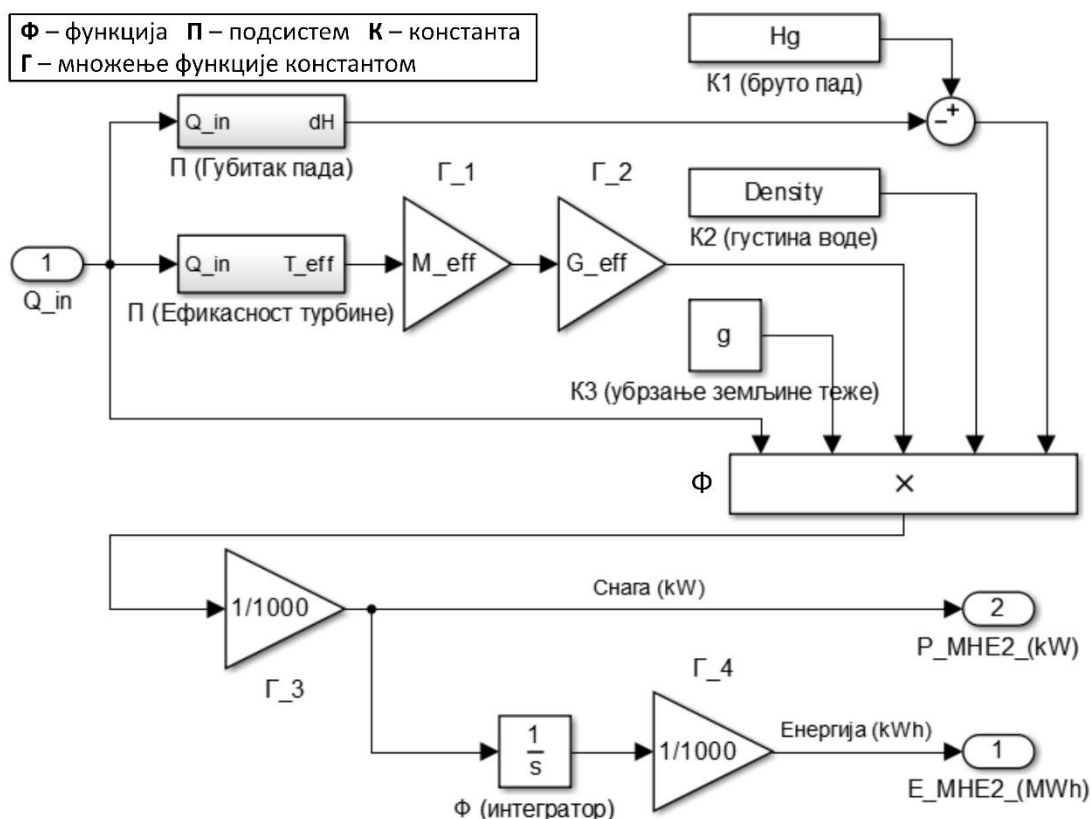
Слика 4.8 | Матлаб/Симулинк модел спрегнутог система МХЕ 1 и МХЕ 2 за контролу улазног протока Q_{in} у подсистем за производњу електричне енергије.



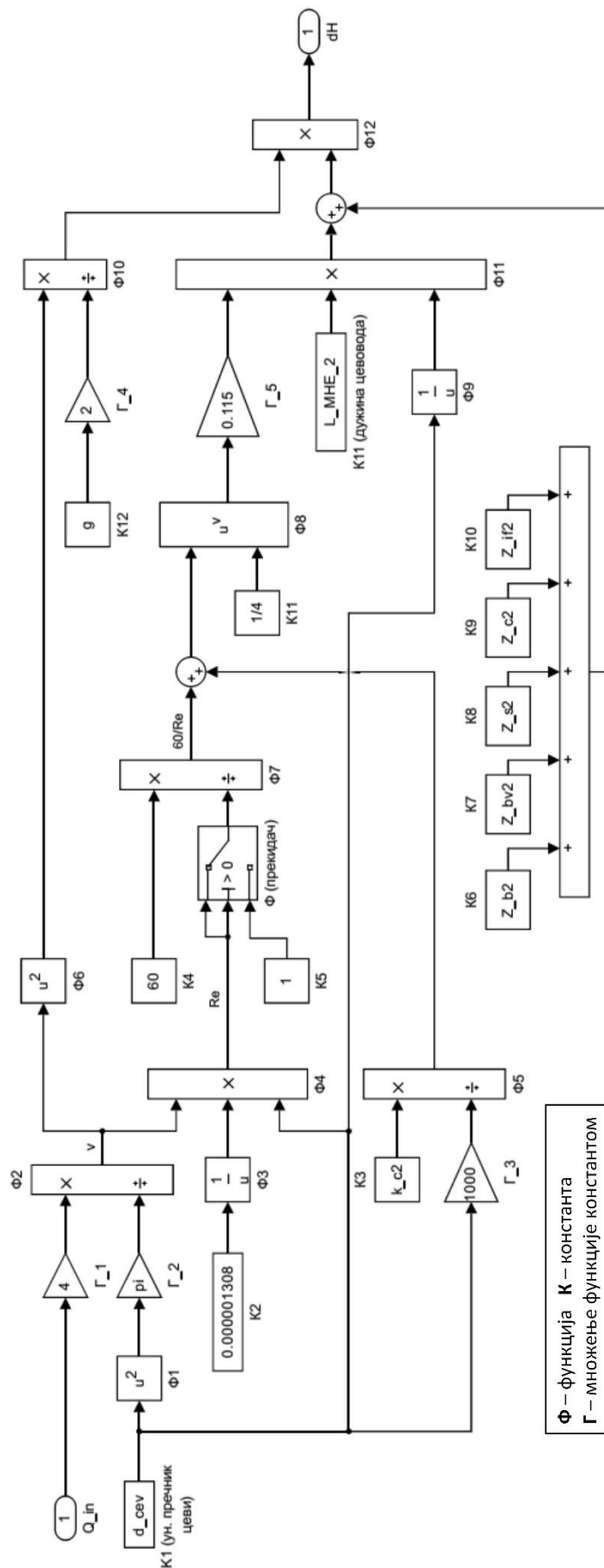
Слика 4.9 | Матлаб/Симулинк подсистем криве трајања протока.

На Слици 4.10 приказан је подсистем за производњу електричне енергије турбине 1 из МХЕ 2, главног модела приказаног на Слици 4.8. Приказани подсистем је симболичка интерпретација једначине 4.3, на основу које је моделирана производња свих анализираних случајева спрегнутог система МХЕ 1 и МХЕ 2. Приказани подсистем је у општем облику и применљив је на било који случај производње електричне енергије из МХЕ, при чему се параметри уносе дефинисањем М-фајла за сваки појединачан случај. Приказани подсистем се поред дефинисаних константних улазних параметара за бруто пад, густину воде и убрзање земљине теже састоји и од два додатна подсистема за губитак пада у функцији улазног протока и ефикасности турбине у функцији улазног протока. Подсистем за губитак пада у функцији улазног протока приказан на Слици 4.11 представља модел дефинисан једначинама 4.5 и 4.6. Подсистем за ефикасност турбине моделиран је из два дела, при чему граница између две зоне износи 17% од инсталисаног протока, на основу измерених података за МХЕ 1:

$$\eta_T = \begin{cases} 1,1655 \cdot Q_{in}^3 - 4,2759 \cdot Q_{in}^2 + 5,2469 \cdot Q_{in} - 1,3282, & Q_{in} \leq 0,17Q_{in(N)} \\ -0,0024908 \cdot Q_{in}^2 + 0,025236 \cdot Q_{in} + 0,77706, & Q_{in} > 0,17Q_{in(N)} \end{cases} \quad (4.7)$$



Слика 4.10 | Матлаб/Симулинк подсистем за производњу електричне енергије.



Слика 4.11 | Матлаб/Симулинк подсистем за губитак пада услед локалних и подужних отпора.

Укупан приход од производње електричне енергије може се одредити као производ укупне произведене електричне енергије дефинисане једначином 4.3 и подстицајне откупне цене за производњу електричне енергије из обновљивих извора, дефинисане Уредбом Владе Републике Србије о повлашћеним произвођачима електричне енергије из обновљивих извора енергије [108]. Инвестициони трошкови реконструкције МХЕ обухватају цену нових турбина, реконструкцију ценовода, уградњу додатних вентила и трошкова неопходних грађевинских радова. Економски параметар Нето садашње вредности (NPV) коришћен је као критеријум за избор најповољнијег решења:

$$NPV = \sum_{i=1}^t \frac{C_{ni}}{(1+r)^i} - C_0, \quad (4.8)$$

где је C_{ni} нето прилив новчаних средстава током периода i , C_0 укупни инвестициони трошкови, r дисконтна стопа, i број временског периода и t временски период за који се врши анализа. Нето прилив новчаних средстава C_{ni} рачунат је тако што се трошкови одржавања C_{mi} и трошкови експлоатације C_{ei} одузму од укупног бруто прихода:

$$C_{ni} = C_{gi} - C_{mi} - C_{ei}. \quad (4.9)$$

Производња електричне енергије свих турбина, бруто приход, потребне инвестиције и NPV за период од 10 година за МХЕ 1 и 12 година за МХЕ 2, рачунати су на основу једначина 4.1 ÷ 4.9 и Матлаб/Симулинк модела представљеног на Сликама 4.8 ÷ 4.11.

4.5 ИЗБОР ОПТИМАЛНОГ РЕШЕЊА

Избор оптималног решења спроводи се у три корака: 1. Избор оптималне конфигурације предложених техничких решења, 2. Оптимизација снаге турбина за оптималну конфигурацију и 3. Избор типа турбина за оптималну конфигурацију и оптимизацијом одређену снагу.

4.5.1 ИЗБОР ОПТИМАЛНЕ КОНФИГУРАЦИЈЕ

Полазећи од малих протока воде (мањих од 960 l/s) који узрокују анализирани проблем, бруто падове за предложена техничка решења (34,50 m, 37,76 m и 72,26 m, видети Слику 4.4 и 4.5) и препоруке из литературе [109–114], за обе предложене конфигурације адекватна је употреба “Francis” и “Crossflow” типова турбина (видети Слику 4.12). За предложено техничко решење 1 (видети Слику 4.4) могућа је примена и турбине типа “Pelton”, али не и за техничко решење 2 (видети Слику 4.5). За избор оптималне конфигурације потребно је анализирати исти тип додатних турбина у обе предложене конфигурације, како би

предложена решења била упоредива. За избор и оцену оптималне конфигурације коришћена је турбина типа “Crossflow”, али без прејудуцирања коначног предлога типа турбине који ће бити одређен у секцији 4.5.3., на основу оптималне снаге која се одређује у секцији 4.5.2.

У Табели 4.2 приказани су резултати техно-економске анализе представљене у секцији 4.3 за предложена техничка решења 1 и 2. Резултати показују да предложена конфигурација 2 остварује највећу производњу електричне енергије од 9284,53 MWh годишње и на основу тога највећи бруто приход који износи 951000 €/годишње. Са друге стране, конфигурација 1 производи 8994,44 MWh електричне енергије годишње са бруто приходом 935403 €/годишње. Међутим, на основу критеријума максималне нето садашње вредности дефинисане једначином 4.8, за период од 10 година за МХЕ 1 и 12 година за МХЕ 2 и дисконтном стопом од 5%, конфигурација 1 представља повољније решење са 7185177 € у односу на 7058912 € конфигурације 2. Овакав резултат је постигнут зато што конфигурација 2 захтева 2,13 пута већу инвестицију у односу на конфигурацију 1.

У Табели 4.3 приказан је позитиван ефекат примене најповољнијег предложеног техничког решења (конфигурација 1, Слика 4.4) у односу на постојеће стање (Слика 4.1) где МХЕ 1 и МХЕ 2 раде у редно спрегнутом систему. Резултати показују да се при протоцима воде мањим од 960 l/s употребом турбине МХЕ 2 Т2 повећава производња електричне енергије за 412,15 MWh у односу на збир производње електричне енергије од турбина МХЕ 1 Т1 и МХЕ 2 Т2. Бруто приход од примене конфигурације 1 је за 42104 €/годишње већи у односу на постојеће стање, рачунато по подстицајним ценама које већ остварују две анализиране електране [108]. На основу овог резултата, јасно је да је реконструкција МХЕ оправдана. У следећем кораку неопходно је одредити снагу турбине МХЕ 2 Т2, која би била оперативна у случајевима појаве протока мањих од 960 l/s. Као критеријум за одређивање снаге турбине МХЕ 2 Т2 постављен је услов максималне финансијске добити. У ту сврху, постављен је оптимизациони проблем на основу техно-економске анализе рада МХЕ и максималне нето садашње вредности за период субвенционисања производње електричне енергије из обновљивих извора енергије.

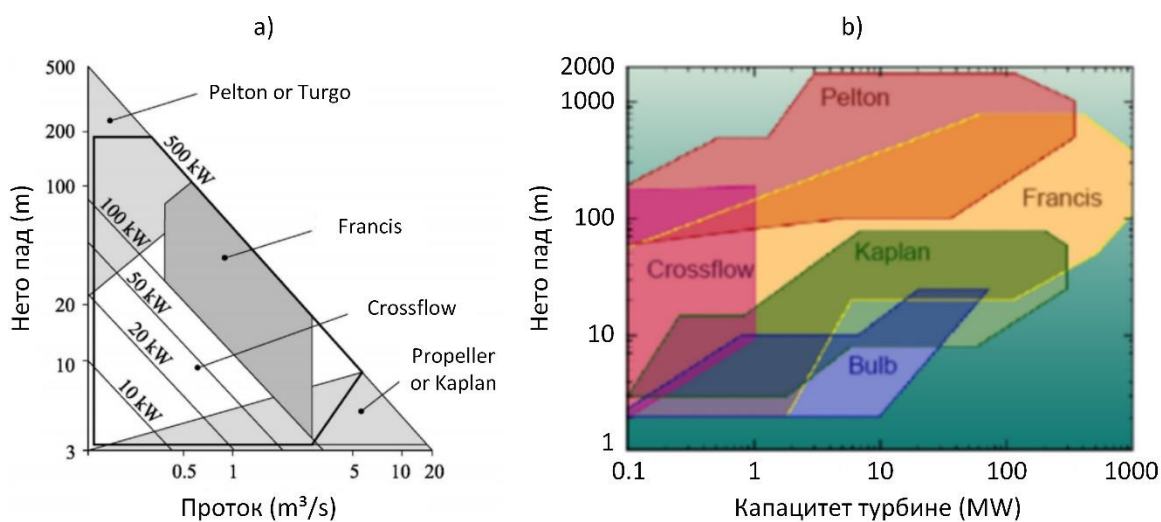
Табела 4.2 | Избор оптималне конфигурације (А=10 за МХЕ 1 Т1 и А=12 за све остале случајеве).

Предложено техничко решење			1	2	
Производња	МХЕ 1 Т1	(MWh)	3846,1	3826,7	
	МХЕ 1 Т2	(MWh)	/	529,5	
	МХЕ 2 Т1	(MWh)	4344,3	4354,5	
	МХЕ 2 Т2	(MWh)	804,1	573,9	
Подстицајне цене за МХЕ 1			(с€/kWh)	10,52	10,28
Подстицајне цене за МХЕ 2			(с€/kWh)	10,31	10,21
Бруто приход			(€/god)	935403,6	950999,8

Инвестиција		(€)	251000	535203
Нето садашња вредност	Период	(god)	A	A
	Дисконтна стопа	(%)	5	5
	NPV	(€)	7185177	7058912

Табела 4.3 | Позитивни финансијски ефекат примене предложеног техничког решења 1.

	Производња (MWh)	Подстицајне цене (с€/kWh)	Бруто приход (€)
МХЕ 1 Т1	185	10,52	19458,9
МХЕ 2 Т1	203,7	10,31	20996,5
МХЕ 1 Т1 + МХЕ 2 Т1	388,6	/	40455,4
МХЕ 2 Т2	800,8	10,31	82559,7
Разлика у производњи	412,1		
Разлика у бруто приходу			42104,4



Слика 4.12 | а) Избор типа турбине до 500 kW у зависности од нето пада и протока (Слика преузета из референце [109]) и б) Област примене различитих типова турбина (Слика преузета из референце [109]).

4.5.2 ОПТИМИЗАЦИЈА СНАГЕ ТУРБИНЕ

Циљ је да се одреди оптимална снага додатних турбина за предложена техничка решења. Као функција циља предлаже се максимална нето садашња вредност. Периоди оптимизације су 10 година за МХЕ 1 и 12 година за МХЕ 2.

4.5.2.1 ФУНКЦИЈА ЦИЉА

Као што је претходно наведено, функцију циља представља максимална нето садашња вредност:

$$f = \max(NPV), \quad (4.10)$$

где је NPV нето садашња вредност дефинисана једначинама (4.8) и (4.9).

4.5.2.1.1 НЕТО ПРИЛИВ НОВЧАНИХ СРЕДСТАВА

Нето прилив новчаних средстава дефинисан једначином (4.9) представља разлику између бруто прихода оствареног од производње електричне енергије (C_{gi}) и расхода представљених трошковима одржавања (C_{mi}) и експлоатационих трошкова (C_{ei}). Укупна произведена електрична енергија дефинисана једначином (4.3) и испоручене електро-енергетском систему по повлашћеним ценама за произвођаче електричне енергије из ОИЕ [108], представља бруто приход МХЕ. Трошкови одржавања моделирани су линеарном функцијом у зависности од снаге турбине (P_t):

$$C_{mi} = d_1 \cdot P_t + d_2, \quad (4.11)$$

док су експлоатациони трошкови моделирани линеарном функцијом у зависности од радних сати:

$$C_{ei} = l \cdot T, \quad (4.12)$$

Где су d_1 , d_2 и l константе. Вредности константи везаних за оптимизацију снаге турбине дате су у поглављу 4.5.2.3.

4.5.2.1.2 ПОЧЕТНА ИНВЕСТИЦИЈА

Укупни почетни инвестициони трошкови C_0 обухватају: трошкове за набавку нових турбина, трошкове за реконструкцију цевовода и трошкове за неопходне грађевинске радове. Цене турбина у зависности од снаге моделиране су квадратном функцијом, на основу података добијених од произвођача [88]:

$$C_0 = s_1 \cdot P_t^2 + s_2 \cdot P_t + s_3, \quad (4.13)$$

Где су s_1 , s_2 и s_3 константе. Инвестициони трошкови за грађевинске радове и трошкови за реконструкцију цевовода моделирани су као процењени фиксни трошкови.

На основу једначина од (4.1) до (4.13), функција циља може се дефинисати као максимална NPV вредност за период од 12 година и дисконтном стопом од 5%, тј.:

$$f = \max \left[-C_0 + (E \cdot P - C_{mi} - C_{ei}) \cdot \sum_{i=1}^{12} \frac{1}{(r+1)^i} \right], \quad (4.14)$$

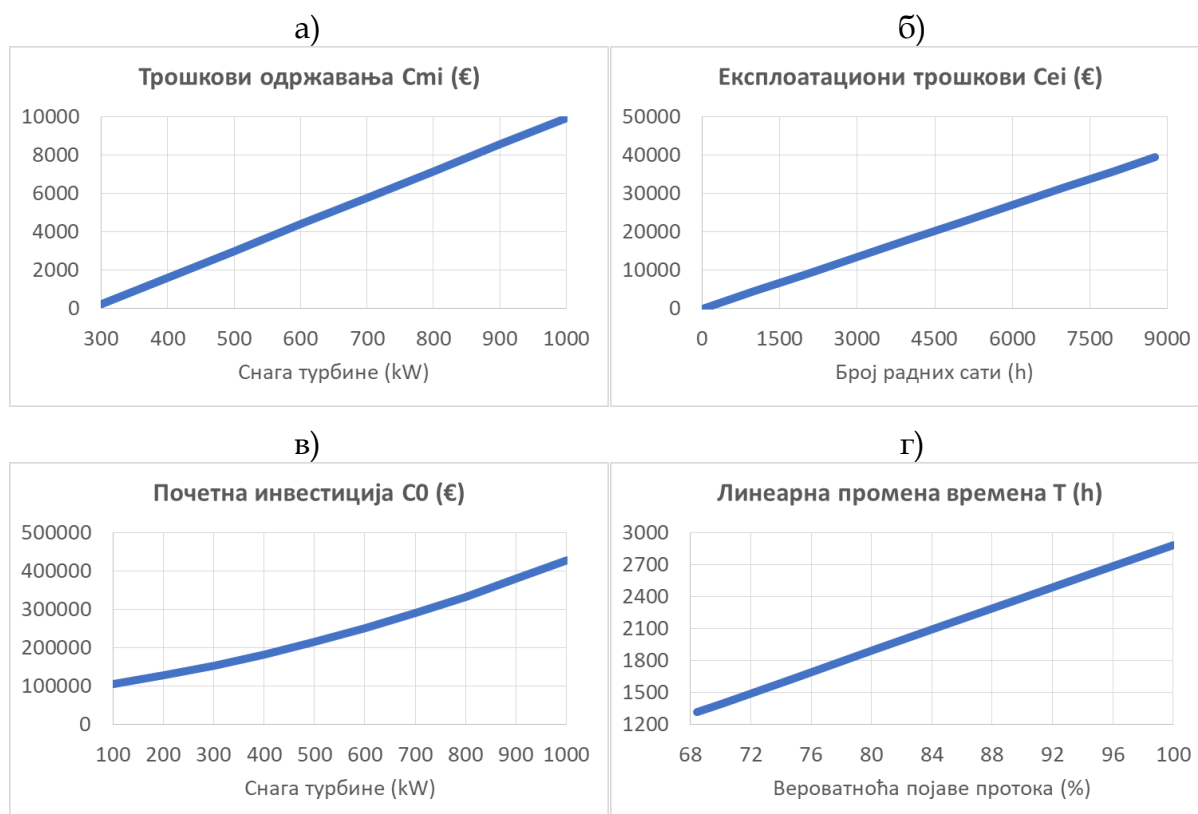
Односно, у развијеном облику:

$$f = \max \left[-S_3 - (d_2 + d_1 \cdot P_t + l \cdot \sigma_1 - \eta_R \cdot P \cdot \eta_G \cdot P_t \cdot \sigma_1) \cdot \sum_{i=1}^{12} \frac{1}{(r+1)^i} - s_2 \cdot P_t - s_1 \cdot P_t^2 \right], \quad (4.15)$$

где σ_1 представља линеарну промену времена T :

$$\sigma_1 = t_2 + t_1 \cdot z, \quad (4.16)$$

Где је z помоћна временска променљива која је коришћена за линеаризацију, P подстицајна откупна цена произведене електричне енергије, t_1 и t_2 константе.



Слика 4.13 | Моделирани трошкови: одржавања (а), експлоатације (б), почетне инвестиције (в) и линеарне промене времена (г).

4.5.2.2 ОГРАНИЧЕЊА

Анализирани оптимизациони проблем ограничен је линеарним једнакостима и неједнакостима, нелинеарним једнакостима и неједнакостима и границама интервала.

4.5.2.2.1 ЛИНЕАРНЕ НЕЈЕДНАКОСТИ

Овај тип ограничења може се представити у општем облику на следећи начин:

$$Ax \leq b, \quad A \in R^{m \times n}, \quad x \in R^{n \times 1}, \quad b \in R^{m \times 1}. \quad (4.17)$$

У посматраном оптимизационом проблему претходна неједнакост може се представити у следећем облику:

$$\begin{bmatrix} t_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ \alpha_{11} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{12} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \alpha_{13} & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ \beta_{11} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \beta_{12} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \beta_{13} & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ Q_{in} \\ \eta_T \\ \eta_G \\ P_t \\ T \end{Bmatrix} \leq \begin{Bmatrix} -t_2 \\ \alpha_{21} \\ \alpha_{22} \\ \alpha_{23} \\ \beta_{21} \\ \beta_{22} \\ \beta_{23} \end{Bmatrix}, \quad (4.18)$$

Где α и β представљају коефицијенте линеарних функција коришћених за апроксимацију нелинеарних функција ефикасности турбине и генератора у зависности од протока, респективно. Више детаља о линеарној апроксимацији нелинеарних функција може се пронаћи у референци [115].

4.5.2.2.2 ЛИНЕАРНЕ ЈЕДНАКОСТИ

Ова група ограничења може се представити у општем облику на следећи начин:

$$A_{eq} \cdot x = b_{eq}, \quad A_{eq} \in R^{m \times n}, \quad x \in R^{n \times 1}, \quad b \in R^{m \times 1}, \quad (4.19)$$

односно, за анализирани оптимизациони проблем где је $m = 1$ и $n = 6$:

$$[\gamma_1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0] \cdot \begin{Bmatrix} z \\ Q_{in} \\ \eta_T \\ \eta_G \\ P_t \\ T \end{Bmatrix} = \gamma_2. \quad (4.20)$$

Претходна једнакост дефинише линеарну зависност протока Q_{in} и помоћне временске променљиве z .

4.5.2.2.3 НЕЛИНЕАРНЕ НЕЈЕДНАКОСТИ

Ова група ограничења може се представити у општем облику на следећи начин:

$$c(x) \leq 0, \quad (4.21)$$

Односно, за посматрани оптимизациони проблем:

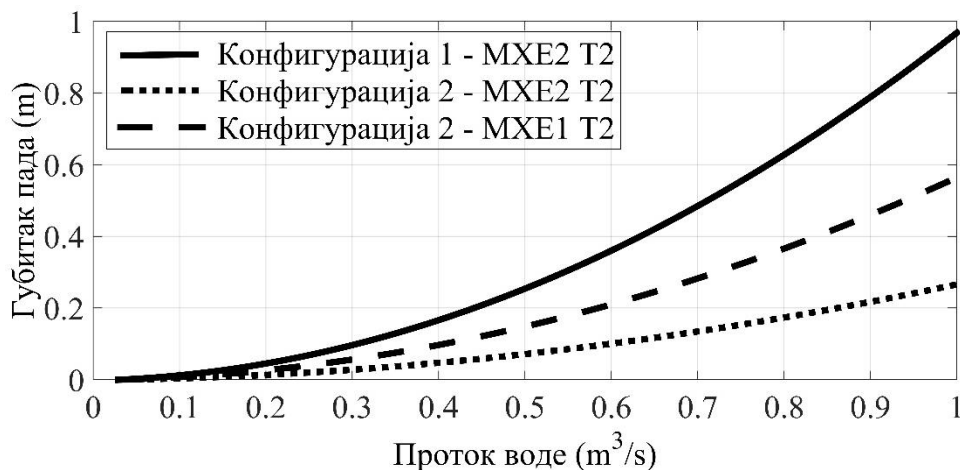
$$Q_{FDC} - Q_{max} \leq 0, \quad (4.22)$$

$$Q_{in} - Q_{FDC} + Q_{GEF} \leq 0, \quad (4.23)$$

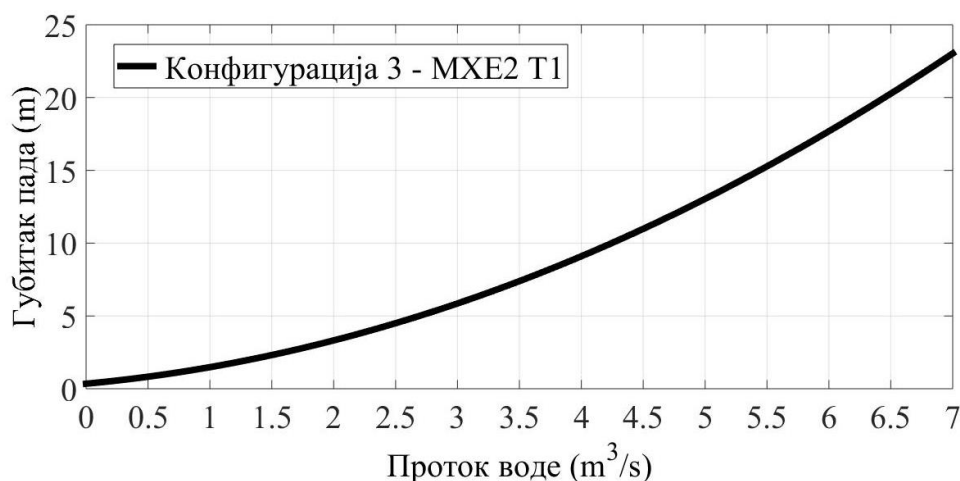
$$\delta H - \delta H_{max} \leq 0, \quad (4.24)$$

$$\delta H - H_g \leq 0, \quad (4.25)$$

На Слици 4.14. приказани су губици пада из једначина (4.24) и (4.25) израчунатих на основу једначине (4.5). Приказани су резултати губитка пада за конфигурације 1 и 2 при малим протоцима ($<1 \text{ m}^3/\text{s}$). На Слици 4.15. приказан је губитак пада за конфигурацију 3, израчунатог на основу једначине (4.5).



Слика 4.14 | Губитак пада за конфигурације 1 и 2 при малим протоцима ($<1 \text{ m}^3/\text{s}$).



Слика 4.15 | Губитак пада за конфигурацију 3.

Једначине (4.22) и (4.23) су нелинеарне зато што је проток дефинисан једначином (4.1) као полиномом 10-тог степена. Једначине (4.24) и (4.25) су нелинеарне зато што је губитак пада δH (видети Сlike 4.14 и 4.15) дефинисан једначином (4.5), у којој фигурира квадрат протока дефинисан једначином (4.1).

4.5.2.2.4 НЕЛИНЕАРНЕ ЈЕДНАКОСТИ

Ова група ограничења може се представити у општем облику на следећи начин:

$$c_{eq}(x) = 0, \quad (4.26)$$

Односно, за анализирани оптимизациони проблем:

$$P_t - Q_{in} \cdot H_n \cdot \eta_T \cdot g = 0, \quad (4.27)$$

Претходна једначина је нелинеарна зато што је проток дефинисан нелинеарном једначином (4.1) као и због дефинисања нето пада H_n једначинама (4.4) и (4.5).

Коначно, постављен је оптимизациони проблем дефинисан једначинама од (4.14) до (4.27), који се састоји од нелинеарне функције циља (једначине 4.14 и 4.15), као и линеарних и нелинеарних ограничења описаних једначинама од (4.17) до (4.27). Да би се решио постављени оптимизациони проблем коришћено је Матлаб [116] окружење за нелинеарну оптимизацију са ограничењима [117] употребом алгорита активног скупа (Active-Set algorithm) [118,119].

4.5.2.3 РЕЗУЛТАТИ ОПТИМИЗАЦИЈЕ

У Табели 4.4. приказани су резултати оптимизације снаге турбине на основу критеријума максималне нето садашње вредности за период подстицајних откупних цена за повлашћене произвођаче електричне енергије из ОИЕ у Републици Србији (12 година) и дисконтне стопе од 5% годишње. Приказани су

основни технички параметри, инсталисани проток и бруто пад, као и вредности нето садашње вредности и оптималне снаге додатних турбина за предложене конфигурације 1 и 2, при малим протоцима (<960 l/s). Резултати показују да оптимална снага турбине МХЕ 2 Т2 предложене конфигурације 1 износи 520,95 kW. За предложену конфигурацију 2 оптималне снаге две додатне турбине МХЕ 1 Т2 и МХЕ 2 Т2 износе 249,65 kW и 271,76 kW, респективно.

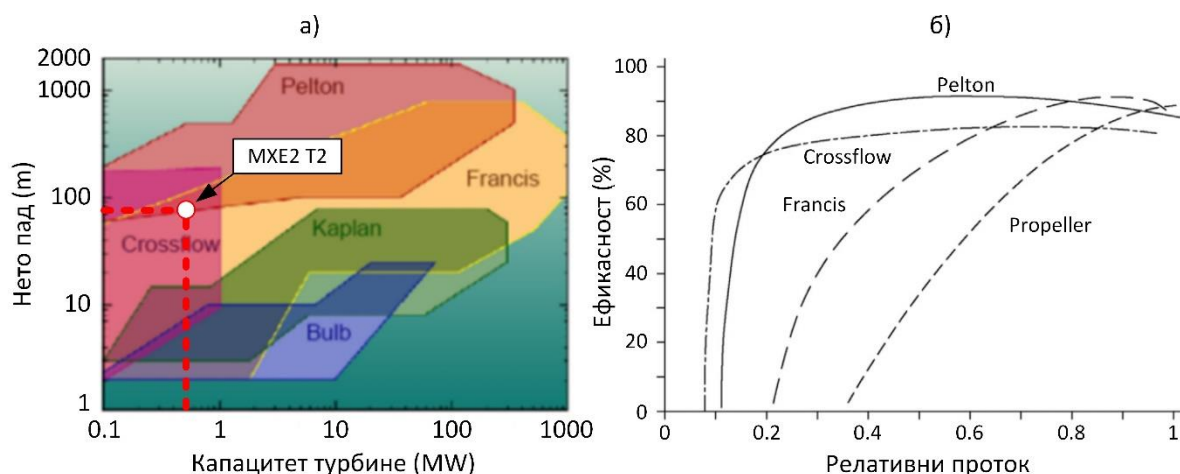
Табела 4.4 | Резултати оптимизације.

Конфигурација	1	2	2
Турбина	МХЕ 2 Т2	МХЕ 1 Т2	МХЕ 2 Т2
Инсталисани проток (m ³ /s)	0,96	0,96	0,96
Бруто пад (m)	72,26	34,50	37,76
Макс. NPV (€)	354120	173237	181999
Снага турбина (kW)	520,95	249,65	271,76

4.5.3 ИЗБОР ТИПА ТУРБИНЕ

У Секцији 4.5.1 изабрана је оптимална конфигурација за реконструкцију МХЕ, на основу економског параметра максималне нето садашње вредности. То је предложено техничко решење 1, којим се предлаже уградња додатне турбине у МХЕ 2. Додатна турбина радила би у случају појаве протока мањих од 960 l/s, са бруто падом који у том случају износи 72,26 m (видети Секцију 4.3.1 и Слику 4.4). У Секцији 4.5.2 оптимизацијом је одређена снага турбине МХЕ 2 Т2, која за предложену конфигурацију 1 износи 520,95 kW (табела 4.4, конфигурација 1). Усвојена је потребна снага од 520 kW.

Следећи корак је избор типа турбине МХЕ 2 Т2 за бруто пад од 72,26 m и максималног инсталисаног протока од 960 l/s. На основу референце [120] и дијаграма приказаног на Слици 4.16а [109] за снагу турбине 520 kW, анализира се употреба три типа турбина: Crossflow, Pelton и Francis, док су на Слици 4.16б [112] приказане ефикасности тих типова турбина у зависности од релативног протока.



Слика 4.16 | а) Област примене турбина (Слика преузета из референце [109]) и б) Ефикасност различитих типова турбина у зависности од релативног протока (Слика преузета из референце [112]).

У Табели 4.5 приказани су упоредни резултати примене три различита типа турбине МХЕ2 Т2 снаге 520 kW. Резултати показују да највећу производњу електричне енергије остварује турбина типа Francis и то 840,6 MWh у односу на Pelton 835,4 MWh и Crossflow 804,1 MWh. Коришћењем турбине типа Francis као МХЕ2 Т2, остварује се повећање позитивног финансијског ефекта у односу на турбине типа Pelton и Crossflow за 1,10% и 7,78%, респективно. С друге стране, инвестиција за набавку и уградњу опреме и реконструкцију објекта за смештај машинске опреме са турбином МХЕ2 Т2 најмања је у случају уградње турбине типа Crossflow (251000 €), док је постројење са Pelton турбином за 32% скупље, а са Francis чак 52% скупље. Главни разлог за изражене разлике у почетној инвестицији лежи у чињеници да се турбина типа Crossflow може сместити у машинску зграду МХЕ2 са минималним финансијским трошковима, где се већ налази МХЕ2 Т1, док се за инсталацију Pelton и Francis турбина са пратећом опремом мора градити посебна машинска зграда или значајно реконструисати постојећа. Као критеријум за избор типа турбине МХЕ2 Т2 коришћен је економски параметар максималне нето садашње вредности дефинисан једначином (4.8). На основу овог критеријума, најповољније решење представља уградња турбине типа Crossflow са нето садашњом вредности од 144442 € за период од 12 година и дисконтном стопом од 5%.

Табела 4.5 | Избор типа турбине МХЕ2 Т2 снаге 520 kW.

Тип турбине		Crossflow	Pelton	Francis
Производња турбине МХЕ2 Т2	MWh	804,1	835,4	840,6
Производња од МХЕ1 Т1 и МХЕ2 Т1 при малим протоцима	MWh	371,3	371,3	371,3
Повећање производње због употребе МХЕ2 Т2	MWh	432,7	464,1	469,3
Подстицајне откупне цене	c€/kWh	10,31	10,31	10,31

Позитиван финансијски ефекат од употребе МХЕ2 Т2	€/god	44615	47846	48380	
Почетна инвестиција	€	251000	331100	382480	
Нето садашња вредност	Период	god	12	12	12
	Дисконтна стопа	%	5	5	5
	NPV	€	144442	92977	46330

5 УНАПРЕЂЕЊЕ ФУНКЦИЈЕ ПОСТОЈЕЋЕГ ТАЛОЖНИКА

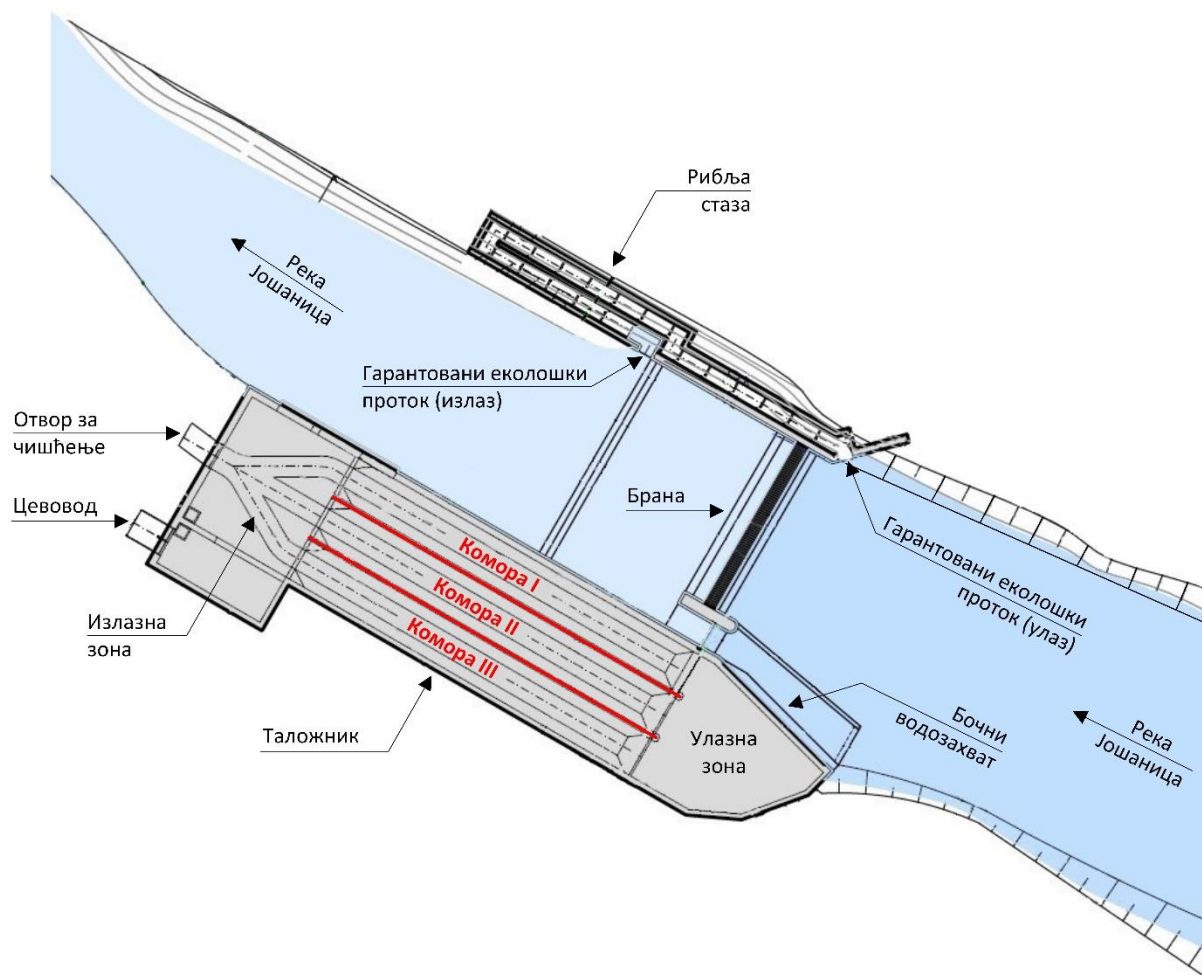
Циљ овог поглавља је да предложи оптимално решење за реконструкцију (надоградњу) трокоморног таложника бочног водозахвата мале хидроелектране „Белци“ на реци Јошаници (Слика 5.1). Током редовних активности на одржавању таложника (чишћењу од седимената) уочена је неједнака расподела седимената по коморама. Такође, приметан је и пад у производњи електричне енергије у односу на почетак рада обе електране (2016. године) од приближно 8%. Овај податак буди сумњу да је дошло до битних поремећаја пројектних параметара система. Имајући у виду да је машинска опрема (турбина, редуктор, генератор) у гарантном року и да има гарантовани степен корисности, и да није било радова на цевоводу који би повећали пад притиска, претпоставља се да је дошло до таложења седимената у цевоводу, чиме је повећан отпор који је проузроковао смањење нето корисне висине, а самим тим и довео до смањења производње електричне енергије. Претпоставља се да је таложење седимената у цевоводу последица неефикасног рада таложника.



Слика 5.1 | Водозахват мале хидроелектране „Белци“.

На Слици 5.2 шематски је приказан бочни водозахват који се анализира у овом раду. У општем случају, бочни водозахват се састоји од таложника, рибеље стазе,

бране и језера. Пажња овог дела дисертације усмерена је на таложник, који има функцију пречишћавања речне воде од ситних седимената пре уласка у цевовод и касније турбину. Крупним седиментима спречава се улаз у таложник помоћу улазне решетке. Таложник је подељен на три зоне: улазну, зону таложења и излазну зону. Зона таложења је подељена на три паралелне коморе дужине 30,47 и ширине по 3,30 метара, пројектованих на основу метода МА Великанов. Таложник је пројектован тако да издвоји све суспендоване честице са пречником већим од 0,3 mm из воденог тока. Брзина таложења износи 3,67 cm/s и израчуната је на основу прорачуна датог у реф. [54]. У наставку комора профилисана је траса ка отвору за чишћење (избацивање нагомиланих седимената из комора), док се улаз воде у цевовод налази у бочном делу излазне зоне. Улазна зона је потпуно слободна, непрофилисана, без употребе преграда или сличних структура за усмеравање протока флуида.



Слика 5.2 | Шематски приказ бочног водозахвата мале хидроелектране „Белци“.

На Слици 5.3 приказане су фотографије настале приликом чишћења таложника, фотографисане из заједничке излазне зоне. Фотографије а) и б) приказују све три коморе, в) приказује прву, а г) трећу комору. Очигледно је да прва комора таложника садржи велику количину седимената по целој дужини коморе. Такође, види се и

да трећа комора садржи малу количину наталожених седимената, местимично распоређених по дужини коморе.

Кључни пројектни параметар таложника представља критична брзина у подужном правцу v_{cr} , која дефинише границу између таложења и суспензије седимената. Ако је $v > v_{cr}$ седименти остају суспендовани, док у случају $v < v_{cr}$ имају тенденцију таложења [70]. Међутим, иако има кључну улогу у таложењу, овај параметар није једини који има значаја за ефикасан рад таложника. Значајан параметар представља и ниво преосталих турбуленција у коморама. То значи и да у случају да је испуњен услов критичне брзине $v < v_{cr}$ процес таложења неће бити ефикасан ако је ниво турбуленција у коморама висок, и ако постоје зоне у којима се појављују вртложна и повратна струјања [121,122]. Ниво турбуленција у таложницима уобичајено се умањује употребом умирујућих шипки (решетки) на улазу у зону таложења, односно на улазу у коморе [57]. У овом поглављу, прво је одређено оптимално решење које задовољава услов критичне брзине у подужном правцу $v < v_{cr}$. За то решење, анализирана је употреба "V" шипки за умирење тока и смањење турбуленција у коморама таложника.



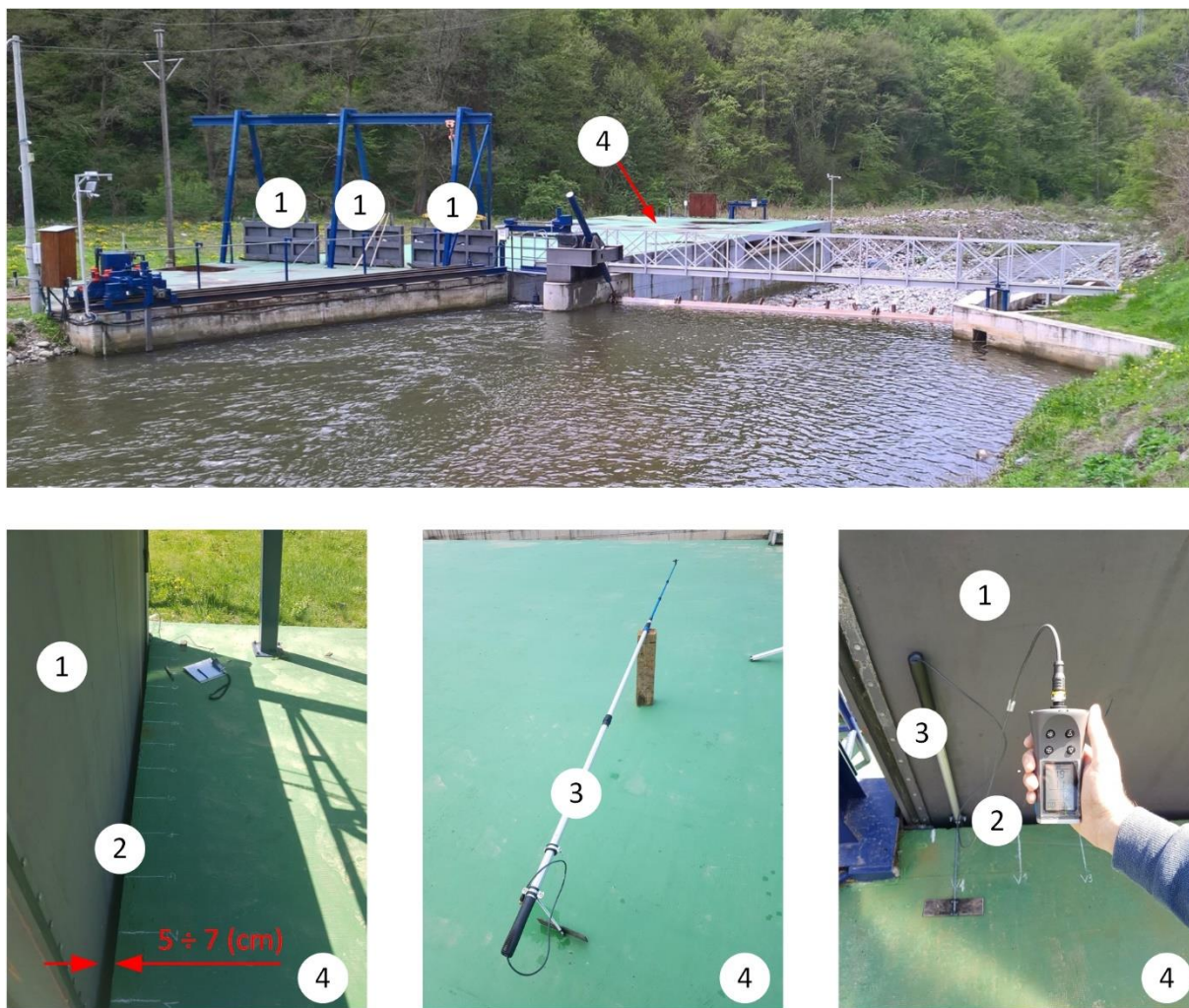
Слика 5.3 | Фотографија настала приликом чишћења таложника.

Предвиђено је да се до оптималног решење дође у неколико корака: 1) Индиректно мерење протока кроз коморе таложника, на основу мерења брзине и површине попречног пресека, 2) Формирање 3D CAD модела бочног водозахвата и CFD симулација струјања, 3) Верификација CFD модела на основу упоређивања резултата брзинског поља са резултатима мерења, 4) Предлог техничких решења за унапређење рада таложника, 5) CFD симулација

предложених техничких решења и 6) Оцена техничких решења и избор оптималног решења.

5.1 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА

При избору мерне опреме за верификацију модела, у обзир су узета специфична ограничења у конструкцији анализираног таложника. Главно ограничење представља бетонска плоча дебљине 0,35 m којом је покривен цео таложник. На плочи постоје само три уска отвора кроз које се крећу табласти затварачи. Између табластих затварача и бетонске плоче постоји уски слободан простор широк свега неколико центиметара (од 5 до 7 cm). Тај слободан простор је коришћен за мерења. Уски отвор представља главну препреку за употребу ултразвучног профилера брзине (UVP) који ради на основу Доплеровог ефекта, због потребе постављања сонде под углом у односу на површину воде, како би се мерила подужна компонента брзине. Додатну дилему представља и став појединих аутора да је ове уређаје могуће користити са прихватљивом тачношћу само за мерење чистог флуида, док са друге стране произвођачи тврде да је могуће мерити и флуид са суспендованим честицама. У анализираном случају, највећа концентрација седимената је управо на месту које једино дозвољава мерења, на улазу у коморе. Иако UVP директно даје вертикалне профиле брзине, због претходно наведених ограничења изабрана је мање прецизна и робуснија метода мерења брзине помоћу хидрометријског крила. Примењена је мерна процедура у складу са ISO 748 Стандардом [123], мерењем брзине у великом броју дискретних тачака. Усвојен је максималан број мерних тачака (234) који одговара валидацији CFD модела, али значајно повећава време потребно за мерење. Јасно је да се употреба UVP препоручује код оваквих проблема, због низа предности у погледу тачности и времена потребног за мерења, али их је могуће применити само код отворених канала.



Слика 5.4 | Фотографија бочног водозахвата: 1 - положај табластих затварача, 2 – једини отвор на горњој плочи таложника (ови отвори се користе за мерења), 3 – Уређај за мерење брзине воде у дискретним тачкама на дубинама до 4,5 m, 4 – горња бетонска плоча таложника дебљине 0,35 m.

Површина воде у таложнику је слободна (нема протока под притиском) тако да се проток кроз таложник може сматрати протоком у отвореном каналу. За мерење протока кроз коморе таложника коришћен је метод за мерење протока у отвореним каналима употребом хидрометријског крила. Ова метода мерења протока је дефинисана Српским стандардом SRPS EN ISO 748:2017 [124] који је идентичан европском стандарду EN ISO 748:2007 [123]. Овај интернационални стандард дефинише методе за мерење брзине и површине попречног пресека воде која тече у отвореном каналу без леденог покривача, и за израчунавање протока на основу тих података. Стандард дефинише методе само за појединачна мерења протока.

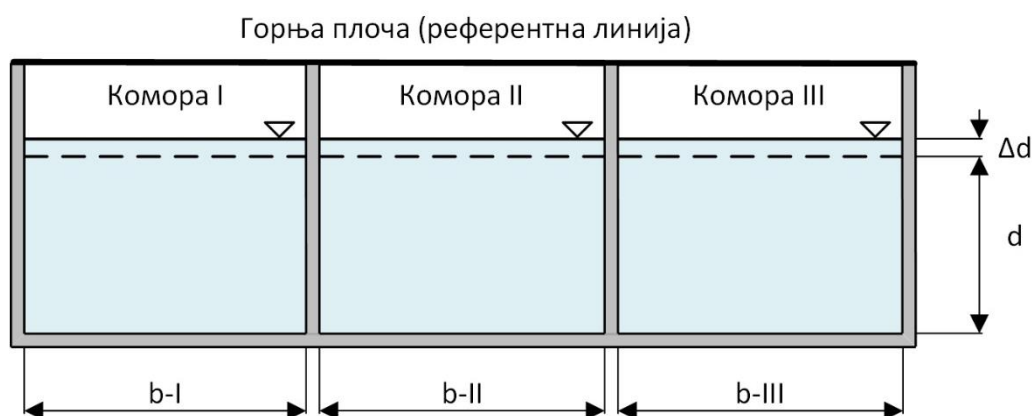
5.1.1 ПРИНЦИП МЕРЕЊА

Принцип коришћене методе мерења протока у отвореним каналима састоји се у одређивању брзине воде и попречног пресека кроз који протиче. Мерно место

бира се на основу специфичних захтева (Клаузула 5, ISO 748). Ширина, зависно од њене димензије мери се помоћу челичне траке, мерне летве или сличне мерне опреме. Дубина се мери на одређеном броју тачака (вертикалама) по целој ширини канала, довољних за дефинисање облика и површине попречног пресека (Клаузула 6, ISO 748). Мерење брзине врши се хидрометријским крилом у свакој вертикали. Препорука је да се брзина и дубина вертикале мере у исто време, поготово у случају неутврђених обала. На основу измерених података проток се рачуна сабирањем производа брзине у вертикали и одговарајуће површине за ту вертикалу.

5.1.2 МЕРЕЊЕ (ПОВРШИНЕ) ПОПРЕЧНОГ ПРЕСЕКА

За одређивање попречног пресека воденог тока потребно је измерити ширину и дубину воде која протиче. За ову сврху коришћена је мерна летва BOSH GR 500 Professional [125] са максималним опсегом мерења од 5 m и резолуцијом мерења од 1 cm.



Слика 5.5 | Шематски приказ равни у којој се врше мерења.

На Слици 5.5 приказана је раван у којој се врши мерење. Ширине комора таложника $b-I$, $b-II$ и $b-III$ се мере по референтној линији са горње плоче таложника. Дубина воде у коморама таложника се такође мери са горње плоче у односу на референтну линију тако што се мери дубина коморе и ниво воде у комори. Разлика ове две величине представља дубину воде у коморама $d + \Delta d$. Величина Δd представља вредност за коју су табласти затварачи константно зароњени у воду. На тај начин се (у равни у којој се врши мерење) дубина воде у коморама таложника своди на вредност d .

Табела 5.1 | Број вертикала према стандарду ISO 748 [123,124].

Ширина коморе b (m)	$< 0,5$	$> 0,5 \wedge < 1$	$> 1 \wedge < 3$	$> 3 \wedge < 5$	> 5
Број вертикала n	$5 \div 6$	$6 \div 7$	$7 \div 12$	$13 \div 16$	≥ 22

У табели 5.1 приказане су препоручене вредности за одређивање броја мерних вертикала на основу ширине канала. Анализирани таложник се састоји из три паралелне коморе тако да се процедура мерења може применити као да су у питању три независна канала.

Табела 5.2 | Број мерних вертикала.

Комора	I	II	III
Ширина коморе b (m)	3,20	3,06	3,16
Број вертикала n	13	13	13

У табели 5.2 су приказани резултати мерења ширине канала таложника и изабрани број вертикала. Ширине све три коморе таложника се крећу у распону од 3,06 m до 3,20 m. Према табели 5.1 измерене ширине комора спадају у групу од 3 до 5 m за коју је према стандарду препоручени број вертикала од 13 до 16. С обзиром да су измерене вредности блиске доњој граници од 3 m изабран је број вертикала ($n = 13$) са почетка опсега ($n = 13$ до 16).

5.1.3 МЕРЕЊЕ БРЗИНЕ

Након одређивања броја вертикала у коморама таложника потребно је изабрати метод за мерење средње брзине у вертикалама. Избор метода за мерење брзине зависи од неколико фактора. Ти фактори су: расположиво време, ширина и дубина канала, варијација нивоа воде, тачност мерења и коришћена опрема. Ове методе су класификоване у три групе:

- а) Метод расподеле брзине,
- б) Метод редукованих тачака и
- в) Интеграциони метод.

5.1.3.1 МЕТОД РАСПОДЕЛЕ БРЗИНЕ

Помоћу ове методе могуће је одредити брзину, мерећи је у одређеном броју тачака, у свакој вертикали, између површине воде и дна канала. Број мерних тачака у вертикали и размак између њих треба да буде изабран на начин да прецизно дефинише расподелу брзине у свакој вертикали. Такође, потребно је да разлика измерених брзина између две суседне тачке не прелази 20% у односу на вишу вредност. У примени ове методе потребно је имати податак и о средњој брзини у околини мерне тачке. То је могуће дефинисати екстраполацијом криве која дефинише измерену средњу брзину:

$$v_x = v_a \left(\frac{x}{a} \right)^{1/m}, \quad (5.1)$$

где је:

v_x – брзина отворене тачке у екстраполационој зони на растојању „ x “ од ивице или мерне вертикале,

v_a – брзина последње мерне тачке на растојању „ a “ од ивице или мерне вертикале,

m – коефицијент.

Средња брзина \bar{v} између дна канала и најближе мерне тачке (где је мерена брзина v_a) може се израчунати директно на следећи начин:

$$\bar{v} = \left(\frac{m}{m+1} \right) v_a. \quad (5.2)$$

Генерално, m се креће у границама од 5 до 7, али може бити и ван овог опсега у зависности од хидрауличног отпора. Вредност $m = 4$ одговара храпавим ивицама канала, док вредност $m = 10$ карактерише глатке ивице канала. Коефицијент m се може израчунати на следећи начин:

$$m = \frac{C_{\text{ver}}}{\sqrt{g}} \left(\frac{2\sqrt{g}}{\sqrt{g} + C_{\text{ver}}} + 0,3 \right). \quad (5.3)$$

Где је:

g – убрзање земљине теже (m/s^2),

C_{ver} – Chezy-ев коефицијент у вертикали ($\text{m}^{0,5}/\text{s}$).

5.1.3.2 МЕТОД РЕДУКОВАНИХ ТАЧАКА

Овај метод је најчешће коришћен јер захтева мање времена у односу на остала два. Заснива се на теоретском профилу брзина и омогућава да се средња брзина у вертикали одреди на основу мерења брзине у само једној тачки па до чак шест тачака, изузев мерења у четри тачке које стандард [124] не дефинише.

5.1.3.2.1 МЕТОД ЈЕДНЕ ТАЧКЕ

Овај метод омогућава да се брзина мери излагањем хидрометријског крила у само једној тачки по вертикали, на дубини $0,6d$ од површине воде, где је d дубина воде. Измерену вредност брзине треба сматрати средњом брзином у вертикали.

5.1.3.2.2 МЕТОД ДВЕ ТАЧКЕ

Мерење брзине треба вршити у свакој вертикали на дубинама $0,2d$ и $0,8d$ од површине воде. Просечну вредност ове две измерене брзине треба сматрати средњом брзином у вертикали.

5.1.3.2.3 МЕТОД ТРИ ТАЧКЕ

Мерење брзине треба вршити у свакој вертикали на дубинама $0,2d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде. Средњу брзину у вертикали потребно је израчунати на следећи начин:

$$\bar{v} = 0,25 \cdot (v_{0,2} + 2v_{0,6} + v_{0,8}), \quad (5.4)$$

где су $v_{0,2}$, $v_{0,6}$ и $v_{0,8}$ брзине које одговарају висинама $0,2d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде, респективно.

5.1.3.2.4 МЕТОД ПЕТ ТАЧАКА

Мерење брзине треба вршити у свакој вертикали на дубинама $0,2d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде и што је могуће ближе површини воде и дну канала. Средњу брзину у вертикали потребно је израчунати на следећи начин:

$$\bar{v} = 0,10 \cdot (v_{\text{surface}} + 3v_{0,2} + 3v_{0,6} + 2v_{0,8} + v_{\text{bed}}), \quad (5.5)$$

где су v_{surface} и v_{bed} брзине које одговарају висинама што ближе површини воде и дну канала, а $v_{0,2}$, $v_{0,6}$ и $v_{0,8}$ брзине које одговарају висинама $0,2d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде, респективно.

5.1.3.2.5 МЕТОД ШЕСТ ТАЧАКА

Овим методом се дефинише одређивање средње брзине у вертикали на основу мерења брзине у шест тачака, на дубинама $0,2d$, $0,4d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде и што је могуће ближе површини воде и дну канала. Средњу брзину у вертикали могуће је израчунати на следећи начин:

$$\bar{v} = 0,10 \cdot (v_{\text{surface}} + 2v_{0,2} + 2v_{0,4} + 2v_{0,6} + 2v_{0,8} + v_{\text{bed}}), \quad (5.6)$$

где су v_{surface} и v_{bed} брзине које одговарају висинама што ближе површини воде и дну канала, а $v_{0,2}$, $v_{0,4}$, $v_{0,6}$ и $v_{0,8}$ брзине које одговарају висинама $0,2d$, $0,4d$, $0,6d$ и $0,8d$ од површине воде, респективно.

5.1.3.3 МЕТОД ИНТЕГРАЦИЈЕ

У овој методи, мерач се равномерно спушта и подиже дуж целе дубине у свакој вертикали. Брзина којом се мерач спушта или подиже у воду не сме да пређе 5% од средње брзине воде која се мери и ни у ком случају не сме прећи $0,04 \text{ m/s}$. Потребно је извршити два комплетна циклуса мерења у свакој вертикали. Ако се резултати разликују за више од 10% између првог и другог циклуса, потребно је поновити мерење док се не постигне дефинисани услов. Метод интеграције даје

добре резултате ако је време мерења довољно дуго (између 60 и 100 секунди). Овај метод се може користити и за дубине канала мање од једног метра, али то није уобичајено. У случају коришћења мерног уређаја са пропелером, средња брзина у вертикали се може израчунати на основу односа укупног броја обртаја и укупног времена изложености мерног уређаја у посматраној вертикали. У случају коришћења мерног уређаја који брзину мери директно, средња брзина у вертикали се може директно прочитати на уређају. Применом ове методе јавља се проблем немогућности мерења у близини дна канала и површине воде. Што се тиче немерљиве зоне на дну канала, врши се процена протока по јединици ширине на следећи начин:

$$q_u = \frac{2v_m h_f}{3}, \quad (5.7)$$

где је:

q_u – проток по јединици ширине испод зоне мерења,

v_m – средња брзина у мерној зони вертикале,

h_f – дубина немерљиве зоне.

Аналогно, проток по јединици ширине за било коју немерљиву зону близу површине воде рачуна се на следећи начин:

$$q_s = \frac{v_m h_s}{0,9}, \quad (5.8)$$

где је:

q_s – проток по јединици ширине изнад зоне мерења,

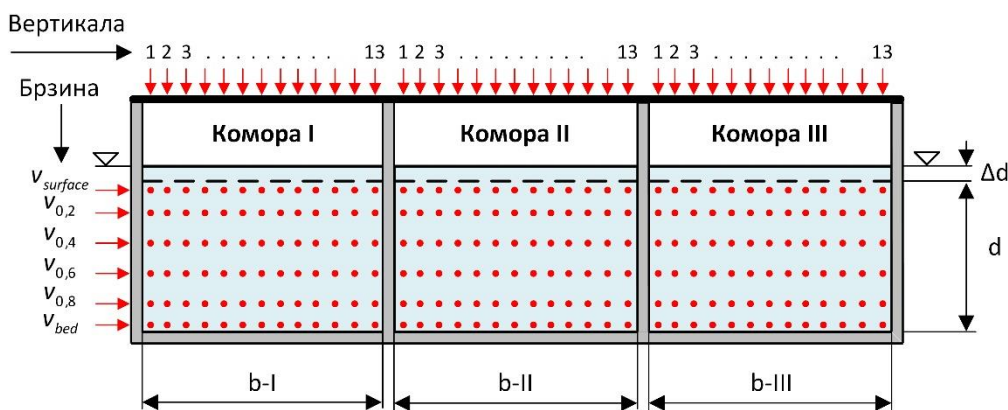
v_m – средња брзина у мерној зони вертикале,

h_s – дубина немерљиве зоне.

На основу наведеног, јасно је да је за ову методу мерења потребно да се мерна опрема бира на начин да минимализује немерљиву зону.

5.1.4 ПЛАН МЕРЕЊА БРЗИНЕ

На основу наведених ограничења, пре свега у погледу времена потребног за мерење (број мерних вертикала $\sum n = 39$), дубине канала, ширине канала и расположиве мерне опреме [125,126], изабран је метод редукованих тачака, са мерењем брзина у максималном броју тачака (метод шест тачака) у свакој вертикали, са циљем да се повећа тачност одређивања средње брзине у вертикалама.



Слика 5.6 | Положај мерних тачака.

На Слици 5.6 приказан је план мерења брзина који је формиран на основу броја вертикала одређених у Табели 5.2 и броја мерних тачака по једној вертикали дефинисаног једначином (5.6). Тачке на слици представљају мерне тачке којих има по 78 у свакој од три коморе, укупно 234 у мерној равни.

Табела 5.3 | Растојање између вертикала.

Комора	I	II	III
b_0 (m)	0,10	0,09	0,08
Δb (m)	0,25	0,24	0,25

У претходној Табели вредност b_0 представља растојање од зида комора таложника прве и последње вертикале у комори, док вредност Δb представља растојање између вертикала. Вредности b_0 и Δb се одређују за сваку комору посебно с обзиром да се према Табели 5.2 разликују ширине комора b .

Стандардом [124] је дефинисано да време излагања хидрометријског крила у свакој мерној тачки мора износити 0,5, 1, 2 или 3 минута. У овом раду је изабрано најмање дозвољено време излагања од 0,5 минута с обзиром на велики број мерних тачака.

Неопходан услов за успешно мерење брзинског поља је пре свега у одржавању константне производње електричне енергије, односно протока воде кроз турбину и цевовод а самим тим и кроз анализирани таложник. Од осталих услова који могу утицати на резултате мерења треба истаћи падавине и утицај ветра, које треба избећи.

5.1.5 ИЗРАЧУНАВАЊЕ ПРОТОКА

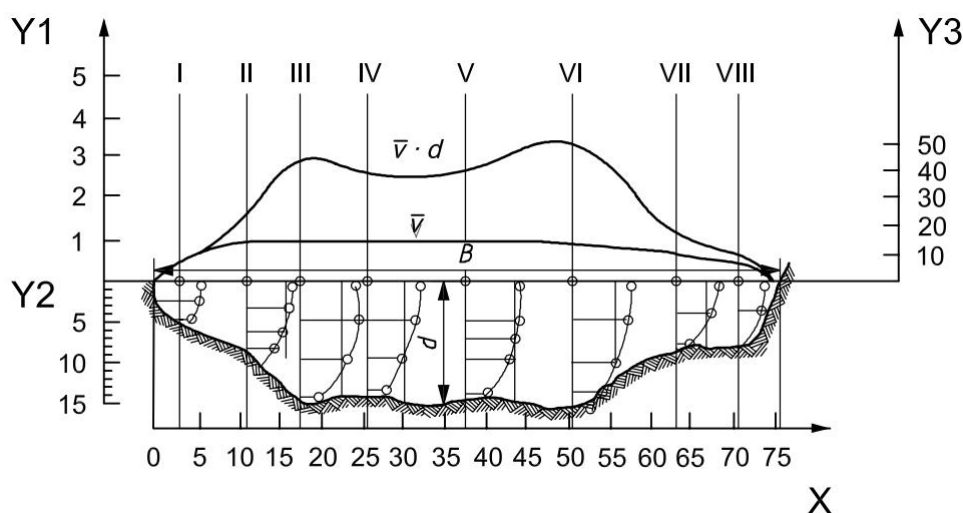
Проток се може израчунати графичким или аритметичким методама. Такође, проток је могуће израчунати и методама које се примењују за специфичне околности мерења, као што је нпр. метода независних вертикала.

5.1.5.1 ГРАФИЧКЕ МЕТОДЕ

У графичке методе спадају две интеграционе методе. Прва је дубина-брзина интеграциона метода, а друга брзина-површина интеграциона метода.

5.1.5.1.1 ИНТЕГРАЦИОНА МЕТОДА ДУБИНА-БРЗИНА

Ова метода подразумева да се подаци о измереним брзинама у свакој вертикали прикажу у односу на на дубину вертикале на начин као што је приказано на Слици 5.7. Површина обухваћена кривом брзине помножена са дужином сваке вертикале даје податак о протоку по јединици ширине у посматраном сегменту. Подаци о протоцима по јединици ширине $\bar{v} \cdot d$ се потом графички уносе на горњи део дијаграма и спајају да би се добила континуална крива. Новоформирана површина ограничена овом континуалном кривом и линијом која представља површину воде представља укупни проток кроз посматрани пресек. У случају да се брзина мери интеграционим методом или методом редукованих тачака, проток по јединици ширине у свакој вертикали се добија директно, као производ средње брзине \bar{v} и дубине одговарајуће вертикале d . У случају када се мерење брзине не врши у истим вертикалама у којима се мери дубина, потребно је формирати криву средње брзине \bar{v} по целој ширини пресека (видети Сliku 5.7.). Потом, вредност са криве средње брзине \bar{v} која одговара положају вертикала где су вршена мерења дубине треба користити при одређивању криве јединичног протока $\bar{v} \cdot d$.



Слика 5.7 | Шематски приказ графичког метода дубина – брзина.

На Слици 5.7 је приказан графички метод дубина-брзина за израчунавање протока на основу мерења брзине хидрометријским крилом, при чему је:

X – растојање од референтне тачке односно ширина канала (m),

Y1 – средња брзина (m/s),

Y2 – дубина (m),

Y3 – проток по јединици ширине (m²/s).

Укупан проток кроз пресек може се израчунати на следећи начин:

$$Q = \sum_{i=1}^n \bar{v}_i \cdot d_i \cdot \Delta B_i, \quad (5.9)$$

где је:

Q – укупни проток,

\bar{v}_i – средња брзина у i-тој вертикали,

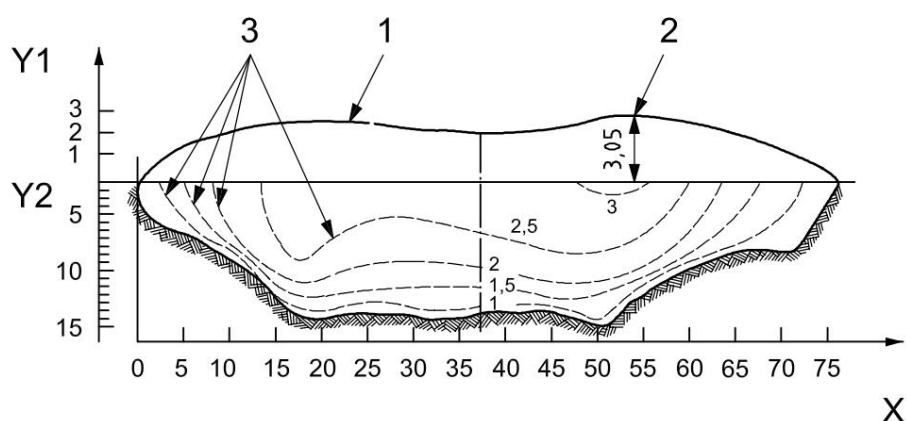
d_i – дубина i-те вертикале,

ΔB_i – прираштај ширине i-тог сегмента,

n – број вертикала (сегмената).

5.1.5.1.2 ИНТЕГРАЦИОНА МЕТОДА БРЗИНА-ПОВРШИНА

Овај метод предвиђа формирање дијаграма расподеле брзина за попречни пресек (видети Слику 5.8) на начин да се прикажу линије једнаких брзина. Површине које сукцесивно формирају криве једнаких брзина и површина воде треба мерити планиметром и уносити податке у нови дијаграм (видети Слику 5.9), почевши од максималне. На дијаграму 5.9 ордината представља брзину док апсиса представља одговарајућу површину ограничену кривом посматране брзине. Површина ограничена кривом брзина-површина (Слика 5.9) представља укупан проток кроз попречни пресек.

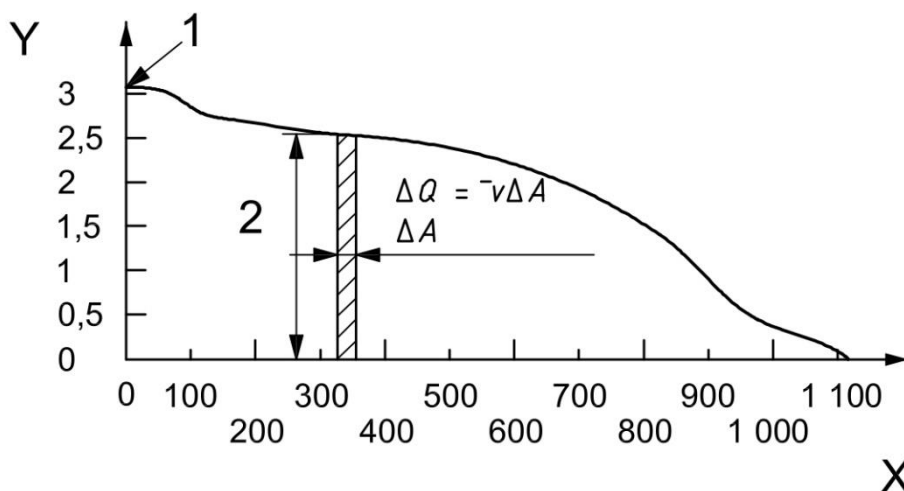


Слика 5.8 | Шематски приказ графичког метода брзина - површина.

На Слици 5.8 приказан је пример формирања линија једнаких брзина у попречном пресеку, при чему су коришћене следеће ознаке:

X – растојање од референтне тачке односно ширина канала (m),

- Y1 – брзина на површини (m/s),
- Y2 – дубина (m),
- 1 – крива расподеле брзине на површини,
- 2 – максимална брзина (m/s),
- 3 – линије једнаких брзина (m/s).



Слика 5.9 | Одређивање укупног протока.

На Слици 5.9 је приказан графички метод брзина-површина одређивања протока, формиран на основу линија једнаких брзина (Слика 5.8) и површина које те линије образују са површином воде у попречном пресеку, при чему је:

- X – површина (m²),
- Y – брзина (m/s),
- 1 – максимална брзина (m/s),
- 2 – средња брзина \bar{v} (m/s).

Укупан проток кроз попречни пресек може се израчунати на следећи начин:

$$Q = \sum_{i=1}^k \bar{v} \cdot \Delta A_i, \quad (5.10)$$

где је:

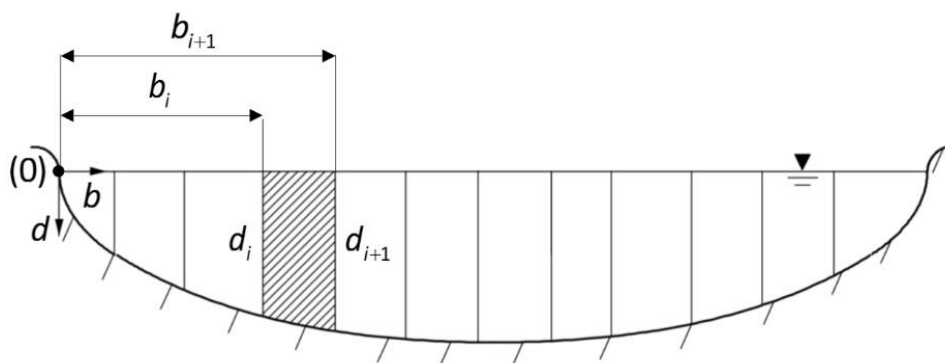
- \bar{v} – средња брзина,
- ΔA_i – прираштај површине,
- k – број линија једнаких брзина.

5.1.5.2 АРИТМЕТИЧКЕ МЕТОДЕ

У аритметичке методе спадају „Mean-section“ метода и „Mid-section“ метода.

5.1.5.2.1 „MEAN-SECTION“ МЕТОДА

Ова метода предвиђа да се попречни пресек воденог тока подели на одређени број сегмената, тако да сваки сегмент буде ограничен са две суседне вертикале (видети Слику 5.10).



Слика 5.10 | Шематски приказ „mean-section“ метода.

Проток кроз означени сегмент на Слици 5.10 се може израчунати на следећи начин:

$$q = (b_{i+1} - b_i) \cdot \left(\frac{d_{i+1} + d_i}{2} \right) \cdot \left(\frac{\bar{v}_{i+1} + \bar{v}_i}{2} \right), \quad (5.11)$$

где је:

\bar{v}_i - средња брзина у i -тој вертикали,

\bar{v}_{i+1} - средња брзина у $i+1$ вертикали,

d_i - дубина i -те вертикале,

d_{i+1} - дубина $i+1$ вертикале,

b_i - положај i -те вертикале у односу на референтну тачку (0),

b_{i+1} - положај $i+1$ вертикале у односу на референтну тачку (0).

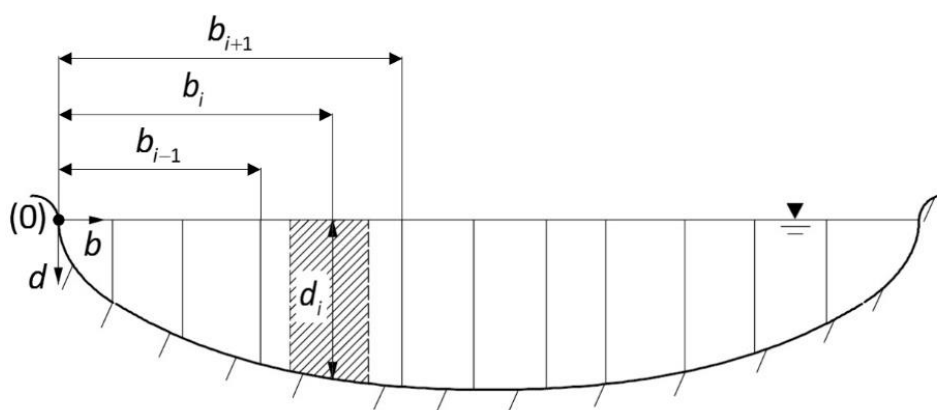
Укупан проток кроз попречни пресек воденог тока може се израчунати сабирањем протока кроз сваки појединачни сегмент дефинисан једначином (5.11):

$$Q = \sum_{i=1}^m (b_{i+1} - b_i) \cdot \left(\frac{d_{i+1} + d_i}{2} \right) \cdot \left(\frac{\bar{v}_{i+1} + \bar{v}_i}{2} \right). \quad (5.12)$$

Где је m – број сегмената.

5.1.5.2.2 „MID-SECTION“ МЕТОДА

На Слици 5.11 је приказан дијаграм који илуструје „mid-section“ метод у општем случају. Идеја је да се пресек у коме се врши мерење подели на сегменте, тако да сваки сегмент садржи по једну вертикалу. Проток у сваком сегменту може се израчунати множењем средње брзине у вертикали (\bar{v}), дубине вертикале (d) и ширине сегмента мереног по површини воде. Ову ширину сегмента треба узети тако да буде збир пола ширина до суседних вертикала са једне и друге стране од вертикале за коју се рачуна производ $\bar{v} \cdot d$. Ширине између прве вертикале и зида коморе и последње вертикале и зида коморе (видети Сliku 5.11) треба узети тако да буду што је мање могуће, јер се производи $\bar{v} \cdot d$ који одговарају овим ширинама могу занемарити и усвојити нулте вредности.



Слика 5.11 | Шематски приказ „mid - section“ метода.

Проток кроз означени сегмент на Слици 5.11 се може израчунати на следећи начин:

$$q = \bar{v}_i \cdot d_i \cdot \left(\frac{b_{i+1} - b_{i-1}}{2} \right), \quad (5.13)$$

где је:

\bar{v}_i - средња брзина у i -тој вертикали,

d_i - дубина i -те вертикале,

b_{i-1} - положај $i-1$ вертикале у односу на референтну тачку (0),

b_{i+1} - положај $i+1$ вертикале у односу на референтну тачку (0).

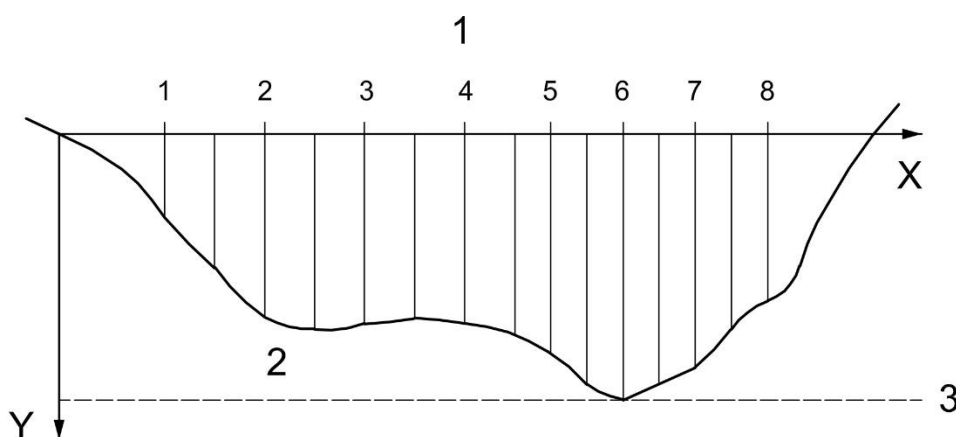
Укупан проток кроз попречни пресек воденог тока може се израчунати сабирањем протока кроз сваки појединачни сегмент дефинисан једначином (5.13):

$$Q = \sum_{i=1}^n \bar{v}_i \cdot d_i \cdot \left(\frac{b_{i+1} - b_{i-1}}{2} \right). \quad (5.14)$$

Где је n – број вертикала.

5.1.5.3 МЕТОДА НАЗАВИСНИХ ВЕРТИКАЛА

Овај метод је користан када се мере водотокови са брзом променом протока. Бира се неколико вертикала а њихово растојање се мери од фиксне референтне тачке (видети Слику 5.12). При сваком мерењу врше се мерења брзине и дубине у свим изабраном вертикалама, на начин описан у поглављима 5.1.2 и 5.1.3. Ниво воде се мери на почетку и на крају серије мерења у свакој вертикали. За сваки сегмент приказује се однос протока и нивоа воде. Након тога, могуће је одредити укупан проток за дефинисани ниво воде, тако што се сабирају протоци кроз сваки сегмент.



Слика 5.12 | Вертикале у попречном пресеку.

На Слици 5.12 приказан је поступак дељења попречног пресека на одређени број независних вертикала, при чему се коришћене следеће ознаке:

X – ширина канала (m),

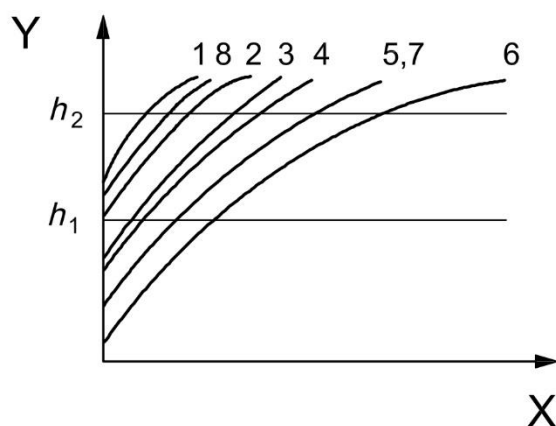
Y – ниво воде (m),

1 – вертикале,

2 – геометрија попречног пресека воденог тока (канала).

Употребом ове методе могуће је успоставити однос између нивоа воде и протока по јединици ширине за сваку вертикалу. Након тога могуће је формирати фамилију кривих, где свака крива представља однос нивоа воде и протока за одговарајући сегмент независно од ширине канала (видети Слику 5.13). Да би било могуће формирати фамилију независних кривих на овај начин, потребно

је усвојити претпоставку да се геометрија канала не мења. Такође, потребан је и услов да се положај вертикала у односу на фиксну референтну тачку не мења.



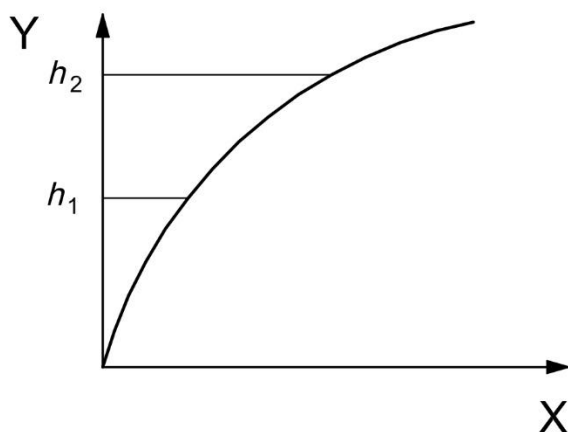
Слика 5.13 | Криве нивоа воде – проток за независне вертикале.

На Слици 5.13 приказана је фамилија независних кривих које представљају однос нивоа воде и протока за сваку појединачну вертикалу (сегмент), при чему је:

X – јединични проток (m^3/s),

Y – ниво воде (m).

Потом, за познату вредност нивоа воде, може се израчунати укупан проток у попречном пресеку употребом математичког метода, сабирањем свих појединачних сегментних протока (видети Сliku 5.14).



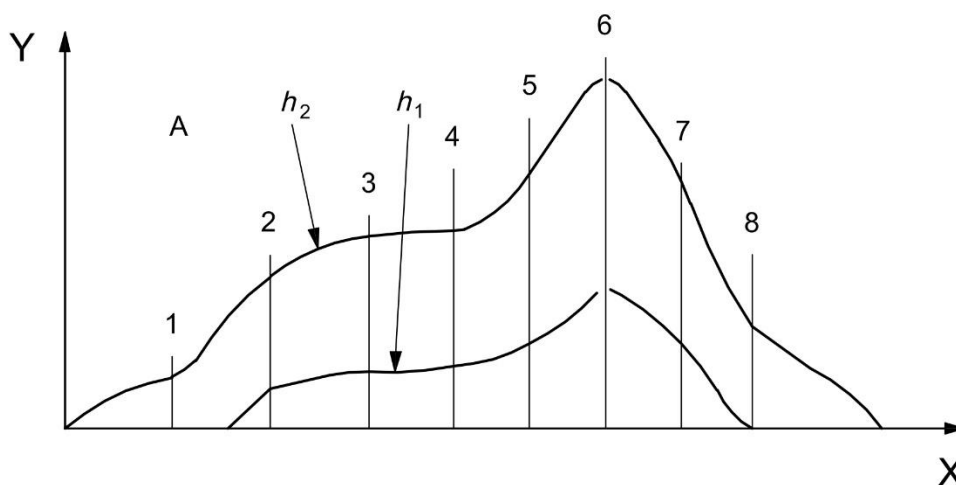
Слика 5.14 | Укупан проток (математички метод).

Где је:

X – укупан проток (m^3/s),

Y – ниво воде (m).

Укупан проток се може одредити и графичком методом (видети Слику 5.15) тако што се на дијаграм уцртавају вредности протока по јединици ширине за све вертикале, а потом израчуна површина испод ове криве.



Слика 5.15 | Укупан проток (графички метод).

Где је:

X – ширина канала (m),

Y – проток по јединици ширине (m^3/s),

A – расподела протока за h_1 и h_2 ,

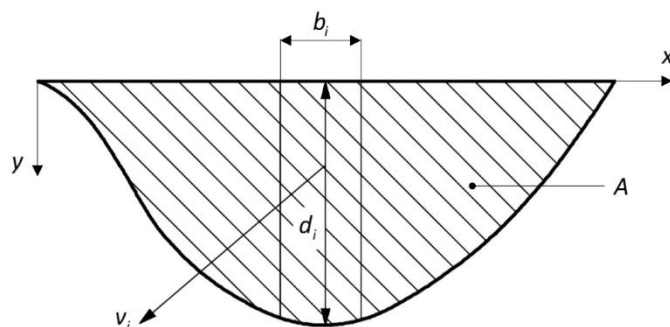
h_1 – ниво воде на почетку мерења (m),

h_2 – ниво воде на крају мерења (m).

5.1.6 НЕСИГУРНОСТИ У МЕРЕЊУ ПРОТОКА

Сва мерења физичких величина су предмет несигурности. Она настаје појавом систематских или случајних грешака при мерењу. Према томе, резултат мерења је само процена тачне вредности мерене величине. Да би се дала јаснија слика о измереној величини потребно је дати податак и о несигурности мерења. Разлика између тачне и измерене вредности представља грешку мерења. Грешка мерења, која не може бити тачно одређена, узрокује несигурност о исправности резултата мерења. Несигурност се изражава квантитативно као параметар који карактерише расипање вредности која оправдано може бити приписана мерењу. У овом раду су за дефинисање и израчунавање несигурности мерења коришћени стандарди [123,124,127,128].

5.1.6.1 ИЗВОР ГРЕШКЕ



Слика 5.16 | Шема попречног пресека.

Теоретски, проток кроз попречни пресек (A) приказан на Слици 5.16 може се израчунати на следећи начин:

$$Q = \iint v(x, y) dx dy, \quad (5.15)$$

где је Q тачан проток, а $v(x, y)$ брзинско поље по површини попречног пресека A. У пракси, интеграл из једначине (5.15) се може апроксимирати сумом:

$$Q_c = \sum_{i=1}^n [(b_i \cdot d_i \cdot \bar{v}_i) \cdot F], \quad (5.16)$$

где је Q_c израчунати проток, b_i ширина i -тог сегмента, d_i дубина i -те вертикале, \bar{v}_i средња брзина у i -тој вертикали, F је фактор који доводи у везу дискретну суму преко коначног броја вертикала и интеграл континуалне функције преко попречног пресека и n број вертикала.

Грешке при израчунавању протока Q_c настају услед:

- а) грешака при мерењу величина b_i , d_i и појединачних мерења брзине потребних за дефинисање средње брзине у вертикали \bar{v}_i и
- б) грешака у апроксимацији интегралне једначине (5.15) са једначином коначне суме (5.16).

5.1.6.2 ИЗРАЖАВАЊЕ НЕСИГУРНОСТИ

Стандардна процентуална несигурност при мерењу протока може се изразити на следећи начин [123,124]:

$$u(Q_c) = u_n^2 + u_s^2 + \frac{\sum_{i=1}^n [(b_i \cdot d_i \cdot \bar{v}_i)^2 \cdot (u_{b,i}^2 + u_{d,i}^2 + u_{\bar{v},i}^2)]}{[\sum_{i=1}^n (b_i \cdot d_i \cdot \bar{v}_i)]^2}, \quad (5.17)$$

где су $u_{b,i}, u_{d,i}, u_{\bar{v},i}$ релативне стандардне несигурности при мерењу ширине, дубине и средње брзине у вертикали i , u_n несигурност услед ограниченог броја вертикала, u_s несигурност услед променљивог одзива опреме за мерење брзине (u_{cm}), опреме за мерење ширине (u_{bm}) и опреме за мерење дубине (u_{ds}). За ову несигурност се препоручује вредност од 1% или се може израчунати на следећи начин:

$$u_s = \sqrt{u_{cm}^2 + u_{bm}^2 + u_{ds}^2}. \quad (5.18)$$

Несигурности које се јављају при мерењу средње брзине у вертикали може се израчунати на следећи начин:

$$u(\bar{v}_i)^2 = u_{p,i}^2 + \left(\frac{1}{m_i}\right) (u_{c,i}^2 + u_{e,i}^2), \quad (5.19)$$

где је $u_{p,i}$ несигурност у одређивању средње брзине \bar{v}_i услед ограниченог броја дубина на којима се мери брзина у вертикали i , m_i број дубина у вертикали i на којима се мери брзина, $u_{c,i}$ несигурност при мерењу брзине у појединачним тачкама у вертикали i услед немогућности поновљивости уређаја за мерење и $u_{e,i}$ несигурност при мерењу брзине у појединачним тачкама у вертикали i услед пулсације воде током изложености хидрометријског крила у мерној тачки.

Ако се једначина (5.19) уврсти у једначину (5.17), несигурност при мерењу протока може се представити у облику:

$$(Q_c)^2 = u_n^2 + u_s^2 + \frac{\sum_{i=1}^n (b_i \cdot d_i \cdot \bar{v}_i)^2 \cdot \left[u_{b,i}^2 + u_{d,i}^2 + u_{p,i}^2 \cdot \left(\frac{1}{m_i}\right) \cdot (u_{c,i}^2 + u_{e,i}^2) \right]}{[\sum_{i=1}^n (b_i \cdot d_i \cdot \bar{v}_i)]^2}. \quad (5.20)$$

Ако су мерне вертикале постављене тако да су сегменти приближно једнаки и ако су компоненте несигурности једнаке у вертикалама, претходна једначина се може поједноставити:

$$u(Q_c) = \left[u_m^2 + u_s^2 + \left(\frac{1}{n}\right) \cdot \left(u_b^2 + u_d^2 + u_p^2 + \left(\frac{1}{m}\right) \cdot (u_c^2 + u_e^2) \right) \right]^{1/2}. \quad (5.21)$$

Анализирани таложник има три коморе приближно исте ширине и дубине, са једнаким бројем мерних вертикала по коморама, са равномерним растојањем између вертикала односно приближно једнаким сегментима у комори и са истим бројем мерних тачака у свим вертикалама и коморама, тако да се за

израчунавање несигурности при мерењу протока може користити једначина (5.21).

5.2 НУМЕРИЧКА СИМУЛАЦИЈА СТРУЈАЊА - ИЗРАДА МОДЕЛА

5.2.1 МОДЕЛИРАЊЕ СТРУЈАЊА ФЛУИДА

Тродимензионална природа струјања флуида кроз водозахват симулирана је једначинама струјања за турбулентни ток, односно Рејнолдсовим осредњавањем Навије-Стоксових једначина (РАНС) [129]. Одржање масе дефинисано је на следећи начин:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{U}) = 0. \quad (5.22)$$

Док су РАНС једначине:

а) за x-осу:

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}[\mu \text{grad}(u)] + \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'u'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right], \quad (5.23)$$

б) за y-осу:

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}[\mu \text{grad}(v)] + \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'v'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'v'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right], \quad (5.24)$$

в) за z-осу:

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{U}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}[\mu \text{grad}(w)] + \left[\frac{\partial(-\rho \overline{u'w'})}{\partial x} + \frac{\partial(-\rho \overline{v'w'})}{\partial y} + \frac{\partial(-\rho \overline{w'w'})}{\partial z} \right], \quad (5.25)$$

Где је $\vec{U} = (u, v, w)$ вектор просечних брзина, p средњи притисак, $\vec{u}' = (u', v', w')$ флукуационе брзине, ρ густина и t време.

За одређивање додатних непознатих вредности Рејнолдсових напона у претходним једначинама потребно је применити турбулентни модел. РАНС турбулентни модели су класификовани на основу броја додатних транспортних једначина којима се затвара систем једначина. На основу те класификације, познати су следећи модели [130]: 1. Модел путање мешања (0 додатних једначина), 2. $k - \omega$ модел (1 додатна једначина), 3. $k - \varepsilon$ и $k - \omega$ модели (2 додатне једначине), 4. дво-размерни $k - \varepsilon$ модели (4 додатне једначине) и 5. модели Рејнолдсових напона (7 додатних једначина). Сви претходно наведени модели изузев последњег заснивају се на Бусинесковој хипотези да су Рејнолдсови

напони пропорционални деформацији [131,132]. Ова претпоставка се заснива на чињеници да су вискозни напони пропорционални деформацији у главном току. Ова претпоставка може се записати на следећи начин:

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k} \right) \delta_{ij}, \quad (5.26)$$

Где је μ_t турбулентна вискозност, која представља особину тока, али не и особину флуида. Код дво-једначинских модела се дефинише као $\mu_t = \rho C_\mu k / \varepsilon$, где је k кинетичка енергија турбуленције, а ε дисипација те енергије.

Ова хипотеза уједно представља и снагу и недостатак наведених модела. Она омогућава исто третирање утицаја турбуленције на ток, попут утицаја вискозности на ламинарни ток. Таквом формулацијом уводи се велико поједностављење, али се такође смањује и потреба за ангажовањем великих рачунарских ресурса. Претходно је описан пример једначина нултог реда, код којих се најчешће дефинише турбулентна дужинска скала l у форми алгебарског израза. Код једначина првог реда најчешће се уводи транспортна једначина за кинетичку енергију турбуленције у форми:

$$k = \frac{1}{2} \sqrt{(u'^2 + v'^2 + w'^2)}. \quad (5.27)$$

Обично се додатно одређује и једначина за турбулентну дужинску скалу l .

Код дво-једначинских модела поред једначине за кинетичку енергију турбуленције, уводи се и додатна једначина, за дисипацију кинетичке енергије турбуленције ε или модификоване једначине за дисипацију ω , која не захтева коришћење додатних зидних функција. Код четворо-једначинских $k - \varepsilon$ модела или дво-размерних $k - \varepsilon$ модела, употребљавају се два различита $k - \varepsilon$ модела у два различита правца, због узимања у обзир анизотропије тока. На крају, ту су модели Рејнолдсових напона, или тзв. модели другог реда. Код њих се одређује додатна транспортна једначина за сваки члан тензора Рејнолдсових напона, са третирањем турбулентне дифузије, узгонских сила и сличних изворних чланова. Одређују се одговарајуће моделске константе и на тај начин процењује дати утицај. На крају се уз ових шест додатних једначина, решава и једначина дисипације кинетичке енергије турбуленције ε . Ови модели су релативно нови и тек са најновијим побољшањем карактеристика рачунара налазе примену у техничкој пракси, имајући у виду да су доста захтевнији од најшире коришћених дво-једначинских модела [130].

Не постоји универзално прихваћени модел турбуленције за решавање свих врста проблема, али сваки модел има одређене предности у односу на остале, у зависности од типа проблема који се решава, природе струјања и жељене тачности резултата [133]. Најједноставнији и најчешће коришћени модел је $k - \varepsilon$ модел турбуленције. Овај модел решава две одвојене једначине за кинетичку енергију турбуленције (k) и дисипацију кинетичке енергије турбуленције (ε), дозвољавајући да буду независно одређени [134]. Главну предност употребе $k -$

ε модела представљају готово универзалне константе. Модел се тако може користити у великом броју различитих случајева струјања без потребе за калибрацијом [135]. При изради модела струјања кроз таложник, коришћен је стандардни $k - \varepsilon$ модел турбуленције [129].

Кинетичка енергија турбуленције (k) моделирана је на следећи начин:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \vec{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad}(k) \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon, \quad (5.28)$$

Где је μ_t динамичка вискозност:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (5.29)$$

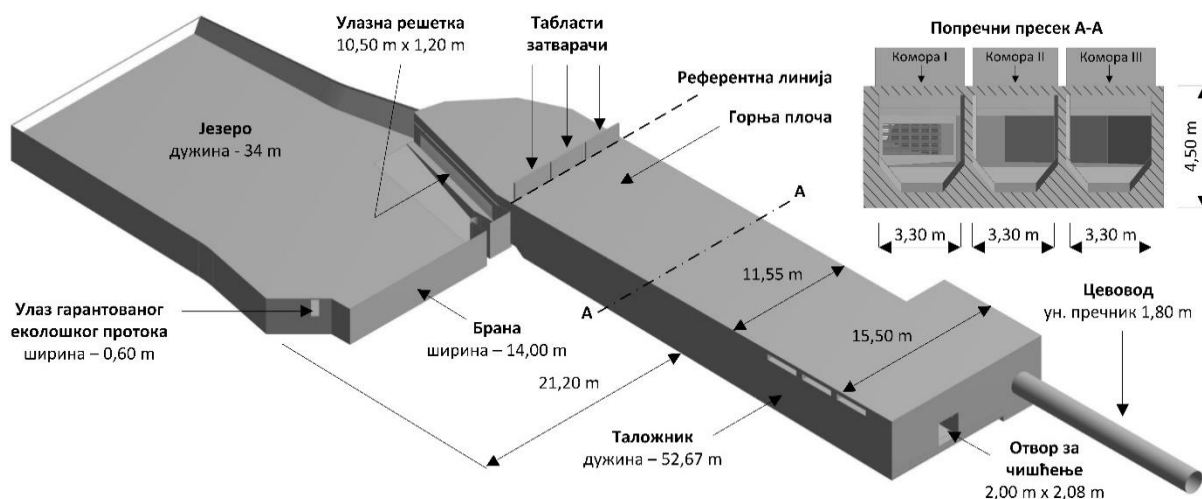
Док је дисипација кинетичке енергије турбуленције (k) означене са (ε) моделирана као:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \vec{U}) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad}(\varepsilon) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (5.30)$$

Једначине (5.28 ÷ 5.30) садрже пет подесивих константи: C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$ и $C_{2\varepsilon}$. Стандардни $k - \varepsilon$ модел користи вредност константи које су добијене свеобухватним подешавањем података за широк спектар турбулентних струјања [129]: $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,00$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$. У једначинама (5.28) и (5.30), S_{ij} представља брзину деформације.

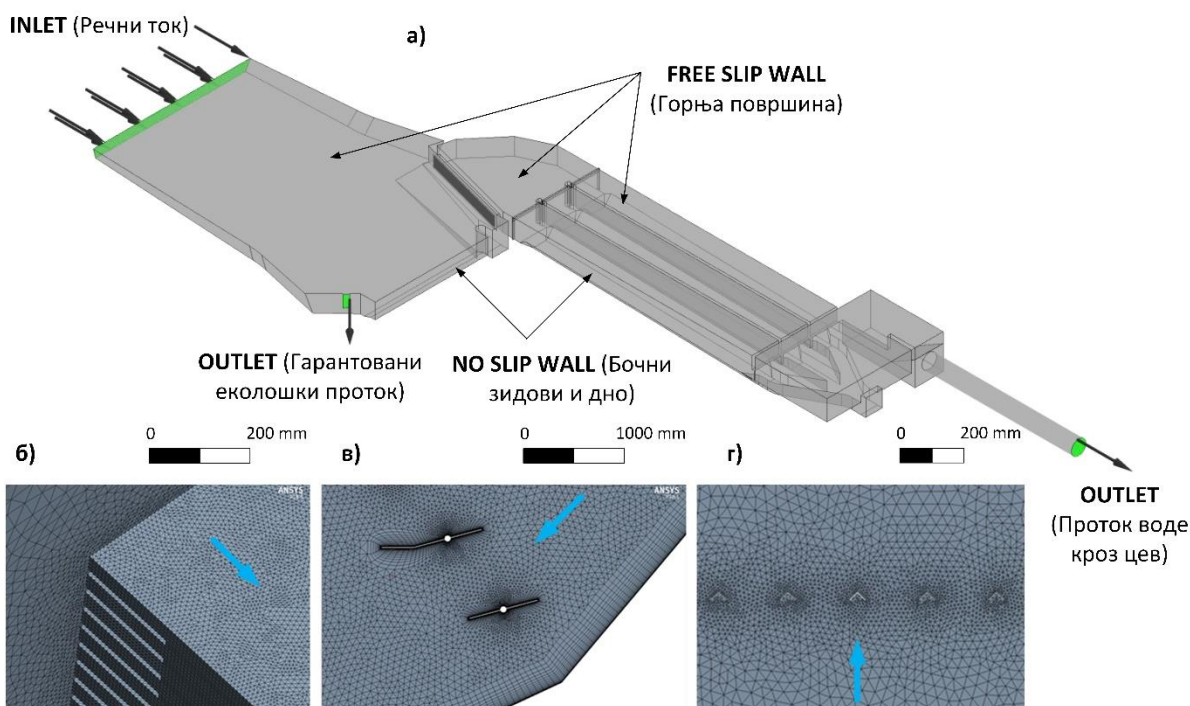
5.2.2 CFD МОДЕЛ

Први корак у анализи постојећег стања је да се формира CFD модел струјања воде кроз трокоморни таложник. На Слици 5.17 приказан је 3D модел бочног водозахвата мале хидроелектране који се анализира у раду [136], формиран на основу техничке документације у размери 1:1. Таложник приказаног модела се састоји од три паралелне коморе идентичних димензија (30,47 m x 3,30 m) са почетном дубином комора од 3,39 m и нагибом доње плоче од 2,5%. Попречни пресек А-А приказује профил комора за таложње седимената. Ширина таложника у простору где су смештене коморе износи 11,55 m, а у простору након комора 15,50 m. Табласти затварачи су постављени на улазу у коморе, док је простор између комора и улазне решетке заједнички за све коморе. Референтна линија представља замишљену линију у равни горње плоче непосредно поред табластих затварача где је горња плоча просечена због спуштања табластих затварача.



Слика 5.17 | Модел бочног водозахвата.

Модел бочног водозахвата приказан на Слици 5.17 коришћен је да би дефинисао границе домена флуида приказаног на Слици 5.18. Домен флуида представља запремину од $2721,1 \text{ m}^3$ речне воде температуре $12 \text{ }^\circ\text{C}$ и густине $999,45 \text{ kg/m}^3$ [137].

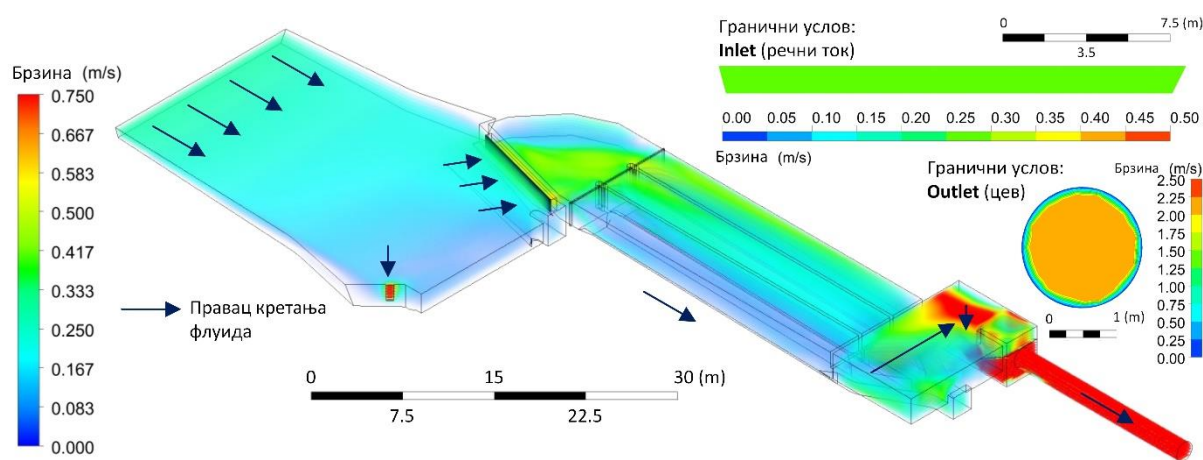


Слика 5.18 | Домен флуида бочног водозахвата са граничним условима (а) и детаљима мреже у зонама од интереса: улазне решетке (б), усмеривача у улазној зони и бочних зидова (в) и "V" шипкама за умирење тока на улазу у коморе.

На Слици 5.18 приказани су и гранични услови домена флуида. Улаз у структуру представља речни ток са границом типа „inlet“, где је проток реке дефинисан као брзина воде равномерно расподељена по попречној пресеку.

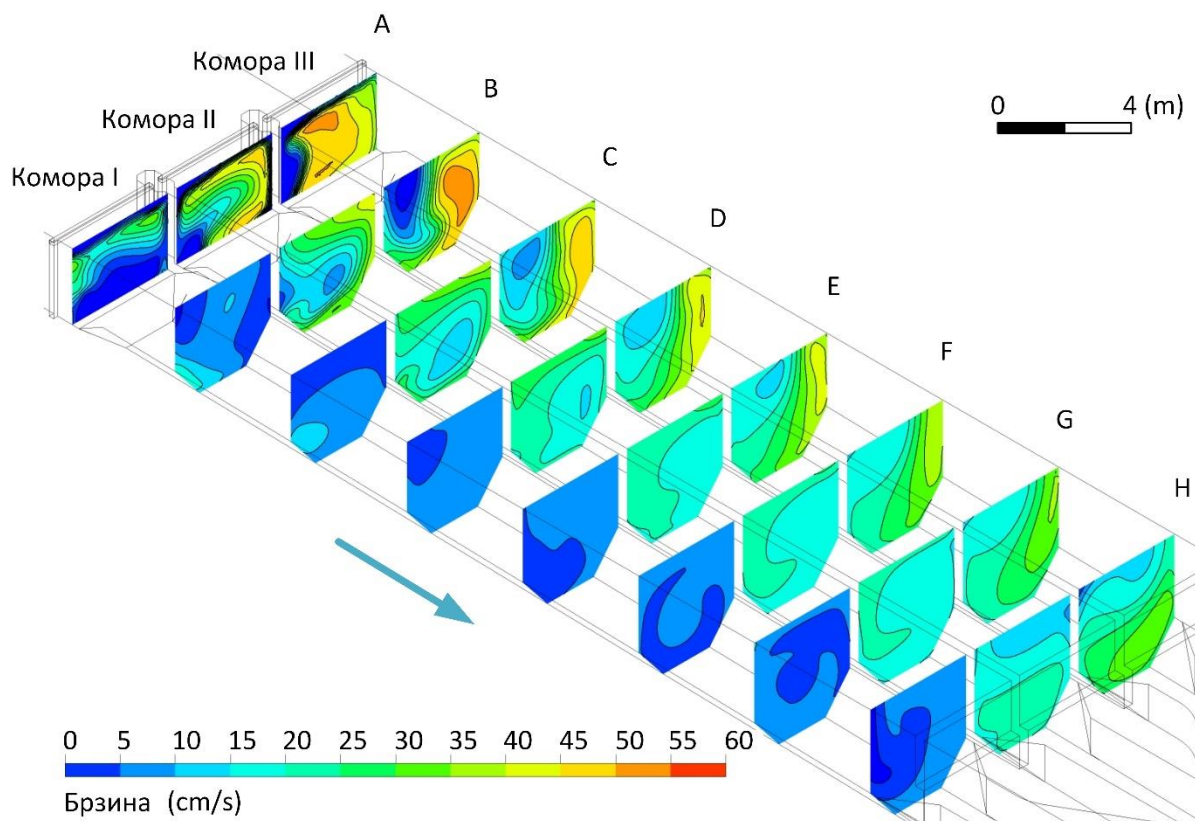
Две локације дефинишу излаз флуида из структуре граничним условима типа „outlet“. Прва је проток воде кроз цевовод дефинисан као брзина воде равномерно расподељена по попречном пресеку цевовода. Друга је улаз речне воде у структуру за обезбеђивање гарантованог еколошког протока реке где је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од 0 Pa. Горња површина домена флуид дефинисана је границом „free slip wall“ зато што је површина воде у језеру и унутар таложника слободна (нема додира воде и горње плоче таложника) и одржава се увек на константном нивоу бруто пада за ову МХЕ. Све остале површине дефинисане су границом „wall“ и опцијом „no slip wall“. Мрежа се састоји од 2432344 чворова и 13726030 елемената, сваки са просечном запремином од $1,98 \times 10^{-4} \text{ m}^3$. Минимална дужина странице елемената је 5 mm, док је максимална дужина ограничена на 120 mm. Усвојени број елемената у вертикалном правцу износи 50, док су просечне вредности квалитета елемената, односа ширине и висине и ортогоналног квалитета 0,844, 1,876 и 0,786, респективно.

Комерцијално доступни софтверски пакет Ansys [138] и његовог интегрисани модул CFX [139], коришћени су за нумеричке симулације струјања кроз таложник МХЕ, на основу дефинисане геометрије, граничних услова и формиране мреже. Све симулације су урађене у стационарном стању испуњавајући притом постављени критеријум конвергенције ($< 1 \times 10^{-4}$) између 150 и 180 итерација. Симулације су урађене на Fujitsu Celsius 730n радној станици са Intel 8-језгарним E5-1620v2 @3,70 GHz процесором и 32 GB RAM меморије. За симулацију постојећег стања при стационарним условима било је потребно приближно 9 сати, док је исти случај симулиран при нестационарним условима са 200 временских корака и максималним бројем итерација 10 по временском кораку, за шта је било потребно више од 19 сати. При обе симулације било је ангажовано просечно 16 GB RAM меморије и 72% капацитета процесора. Разматрајући велику разлику у времену потребном за једну симулацију и број предложених техничких решења за која су рађене по 3 симулације, предложено је да све симулације буду симулиране при стационарним условима.



Слика 5.19 | Брзинско поље домена флуид са граничним условима.

На Слици 5.19 приказани су резултати симулације брзинског поља струјања воде кроз водозахват. На основу приказаног стиче се утисак да је средња брзина струјања кроз прву комору веома ниска, док друга и трећа комора имају приближно исте средње брзине.



Слика 5.20 | Брзинско поље у коморама таложника.

На Слици 5.20 приказани су прецизнији резултати брзинског поља само кроз коморе таложника. Приказано је 8 равни на међусобно једнаким удаљеностима од по 4 метра. Раван А је позиционирана на улазу у коморе испод референтне линије (видети Сliku 5.17). У пресеку А комора I има неравномерну расподелу брзинског поља у границама од 0 cm/s до приближно 30 cm/s. У пресецима В и С комора I такође има неједнаку расподелу, са тенденцијом смањења брзине. У осталим пресецима дуж коморе I може се уочити да долази до смањења брзине воде испод границе 10 cm/s. У коморама II и III постоје неравномерности у пресецима В и С, и делимично у А и D, али у односу на комору I не долази до смањења интензитета у осталим пресецима. Такође, може се уочити да комора III у прва четири пресека има локалне појаве брзине и до 55 cm/s што је више у односу на брзине које се јављају у приказаним пресецима коморе II. Максимална пројектована брзина у подужном (лонгитудиналном) правцу у коморама, за коју честице граничног пречника 0,3 mm додирују дно на крају комора, износи 25,9 cm/s.

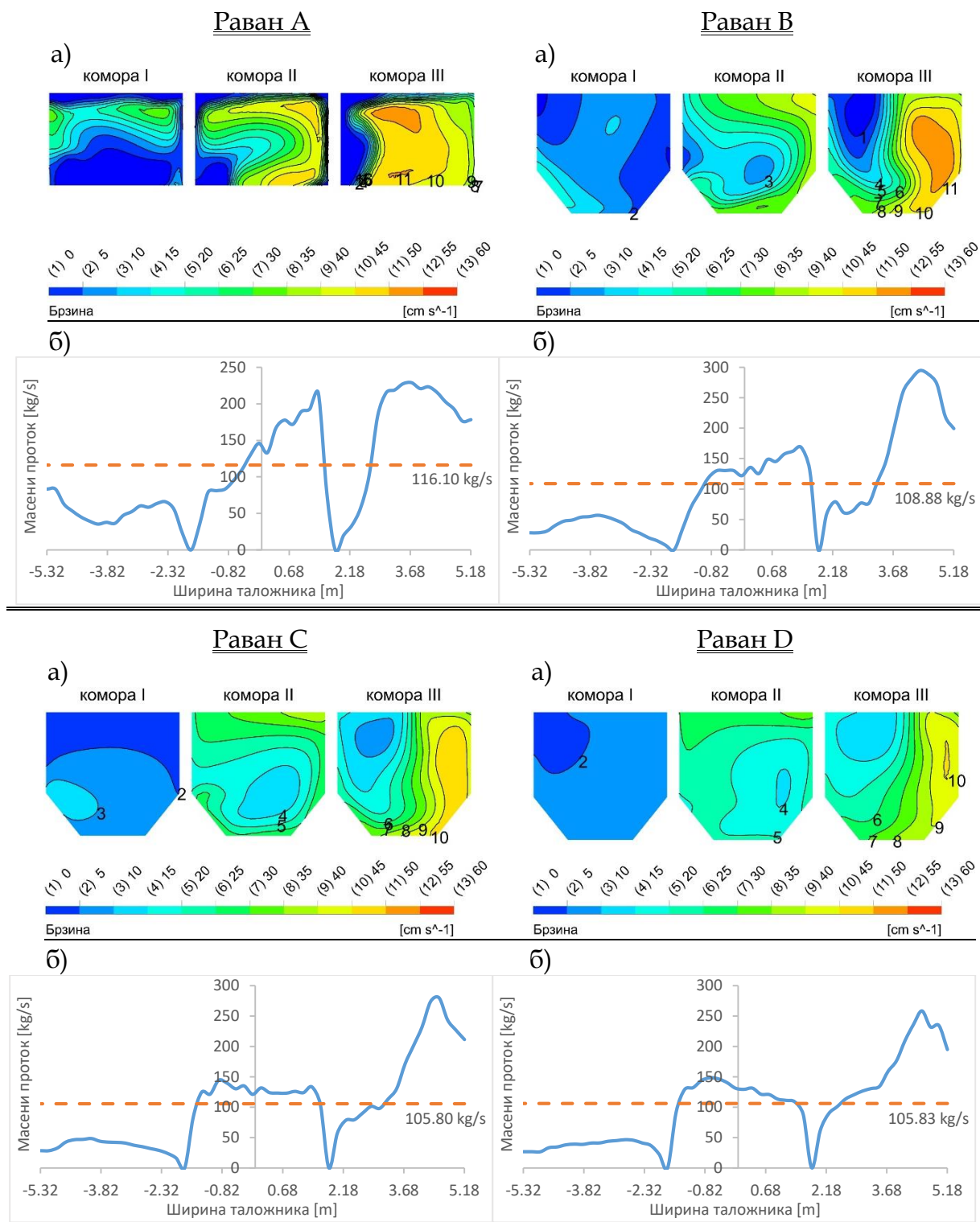
У следећој секцији 5.2.3 детаљније су приказани резултати CFD симулације постојећег стања, где су приказани брзинско поље и масени протоци за све равни

приказане на Сликама 5.21 и 5.22, док су у Секцији 5.2.4 приказани подужни профили брзина у коморама, за постојеће стање.

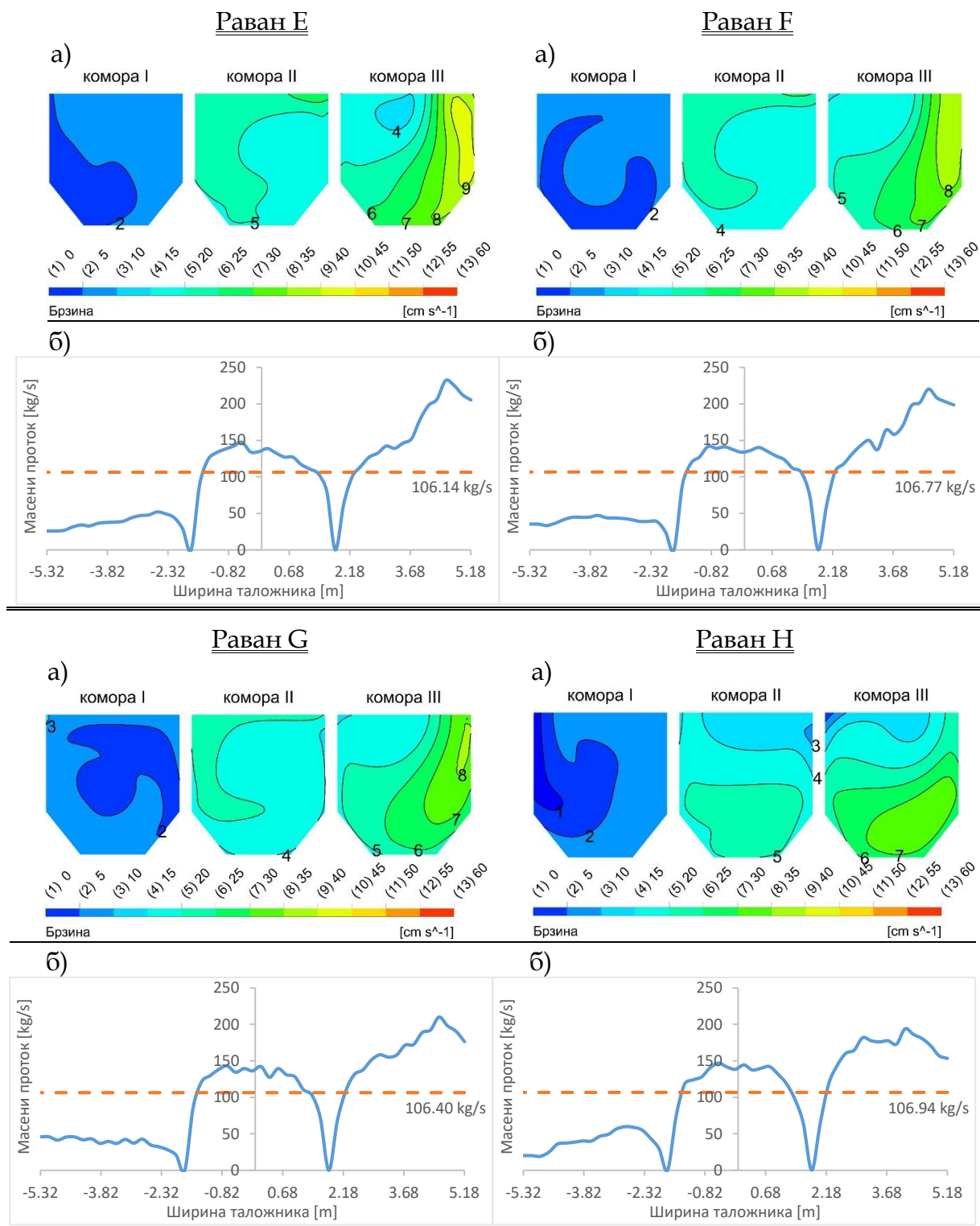
5.2.3 БРЗИНСКО ПОЉЕ И МАСЕНИ ПРОТОК

На Сликама 5.21 и 5.22 приказани су попречни профили брзина у равнима од А до Н (а) и дијаграми масених протока у тим равнима (б). Резултати показују да у првој комори брзина не прелази 10 cm/s ни у једном пресеку, изузев малих зона у равнима В и С, где иде до 15 cm/s. Те вредности су значајно мање од пројектоване вредности брзине која износи 25,9 cm/s. У другој комори, изузев почетних пресека А и В, брзине у свим пресецима имају мање вредности од пројектоване брзине таложења, не прелазећи 25 cm/s. Трећа комора, за разлику од прве две, значајно прекорачује пројектовану брзину таложења од 25,9 cm/s. Ако се изузме пресек А, у пресеку В се јавља максимална брзина од 55 cm/s уз десну ивицу коморе. У пресецима С и D максимална брзина иде до 50 cm/s, док је у равни Е нешто нижа и иде до максималних 45 cm/s, такође уз десну ивицу. У наставку треће коморе брзине полако опадају, тако да у равнима F и G максимална брзина иде до 40 cm/s, док је у последњој равни H, која има и највећи попречни пресек због нагиба доње плоче таложника ка излазу, максимална брзина 35 cm/s. На основу ових резултата јасно је да је дуж целе треће коморе брзина значајно већа од пројектоване брзине таложника у коморама (25,9 cm/s).

У Табели 5.4 приказана је релативна процентуална расподела масеног протока између комора. Очигледно је да је расподела веома неједнака. Раван А, у којој се врше мерења, приказује податке по коморама од 15,86%, 36,67% и 47,47% у првој, другој и трећој комори, респективно. Остале равни имају још неповољнију расподелу. У равни В трећа комора има 50,48%, док прва само 11,97% од укупног протока. Приметно је да друга комора има за неколико процената повишену расподелу, и да варира од 36,67% до 38,30%. Резултати расподеле су приказани само за максимални, али су симулације вршене и за 80% и 60% од максималног инсталисаног протока. Резултати тих симулација имају веома сличну расподелу као у приказаној табели, са разликом мањом од 1%.



Слика 5.21 | Резултати брзинског поља CFD симулација (а) и масеног протока (б) за равни од А до D постојећег стања.



Слика 5.22 | Резултати брзинског поља CFD симулација (а) и масеног протока (б) за равни од Е до Н постојећег стања.

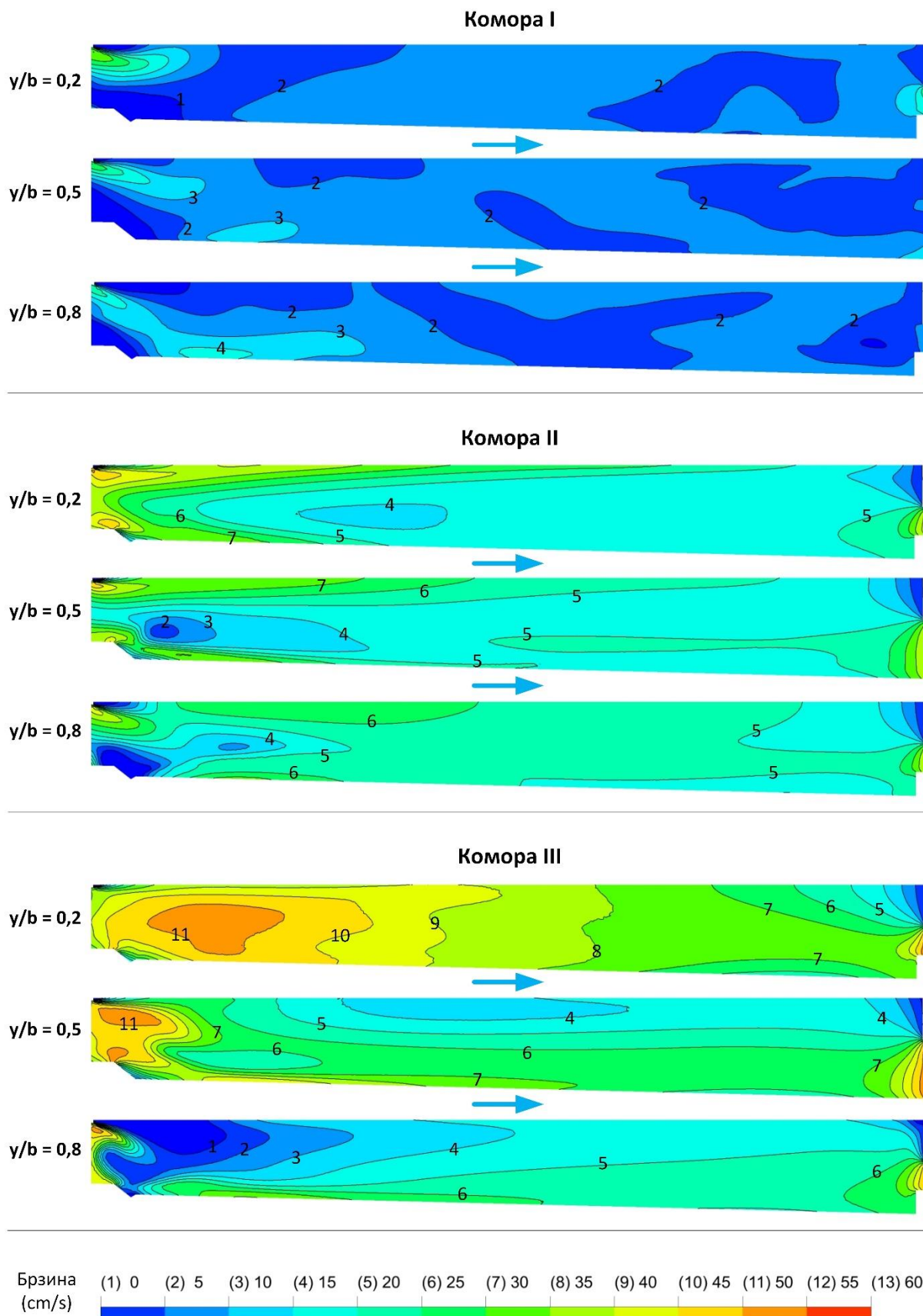
Табела 5.4 | Процентуална расподела масеног протока по коморама таложника у равнима од А до Н постојећег стања.

Раван	Комора		
	I (%)	II (%)	III (%)
-			
A	15,86	36,67	47,47
B	11,97	37,55	50,48
C	11,83	38,30	49,87
D	12,05	38,27	49,67
E	12,34	38,11	49,55
F	12,91	37,95	49,14
G	12,70	38,05	49,26
H	12,85	37,93	49,22

5.2.4 ПОДУЖНИ ПРОФИЛИ БРЗИНЕ

На Слици 5.23 приказани су подужни профили брзине при максималном инсталисаном протоку постојећег стања. Приказани су резултати за све три коморе, са по три подужна профила. Однос y/b представља релативно растојање од десне ивице коморе, тако што „у” представља растојање од десне ивице посматране коморе, а „b” ширину посматране коморе. Подужни профили су погоднији у анализи таложења седимената, зато што дају непрекидни профил брзине у правцу у ком се врши таложење. Резултати показују да је у првој комори брзина значајно испод пројектоване и да се креће од 5 до 10 cm/s, изузев прве трећине уз леву ивицу ($y/b=0,8$) где се јавља зона до 15 cm/s и једна веома мала зона до 20 cm/s. У другој комори, брзине које прекорачују максимално пројектовану за таложење јављају се у првој половини коморе, у сва три пресека. Ове брзине иду до 35 cm/s уз десну ивицу ($y/b=0,2$) и средњи пресек ($y/b=0,5$), док су уз леву ивицу ($y/b=0,8$) нешто ниже и иду до максималних 30 cm/s. Приметно је да су зоне повишених брзина расподељене или уз горњу слободну површину воде или дна канала. У остатку коморе, брзине задовољавају пројектовану брзину потребну за таложење (25,9 cm/s). Трећа комора, посебно пресек уз десну ивицу ($y/b=0,2$) у првој половини коморе има брзине и до 55 cm/s, док се у остатку пресека брзине смањују, али не испод пројектоване брзине таложења. У средњем пресеку ($y/b=0,5$) брзине при врху су мање од 25 cm/s, али су по дну коморе веће од те границе, што је неповољна околност за таложење. Пресек уз леву ивицу коморе ($y/b=0,8$) у већем делу испуњава услов таложења, изузев мале зоне при дну коморе, у првој половини дужине, где брзина иде до 30 cm/s.

Да би приказани резултати симулације представљали реалну и поуздану слику о струјању унутар комора таложника извршена је верификација модела мерењем на постојећем објекту водозахвата мале хидроелектране.



Слика 5.23 | Резултати брзинског поља CFD симулација за подужне профиле комора. Вредност y/b представља релативно растојање од десне ивице комора посматрано у оријентацији као на Слици 5.20.

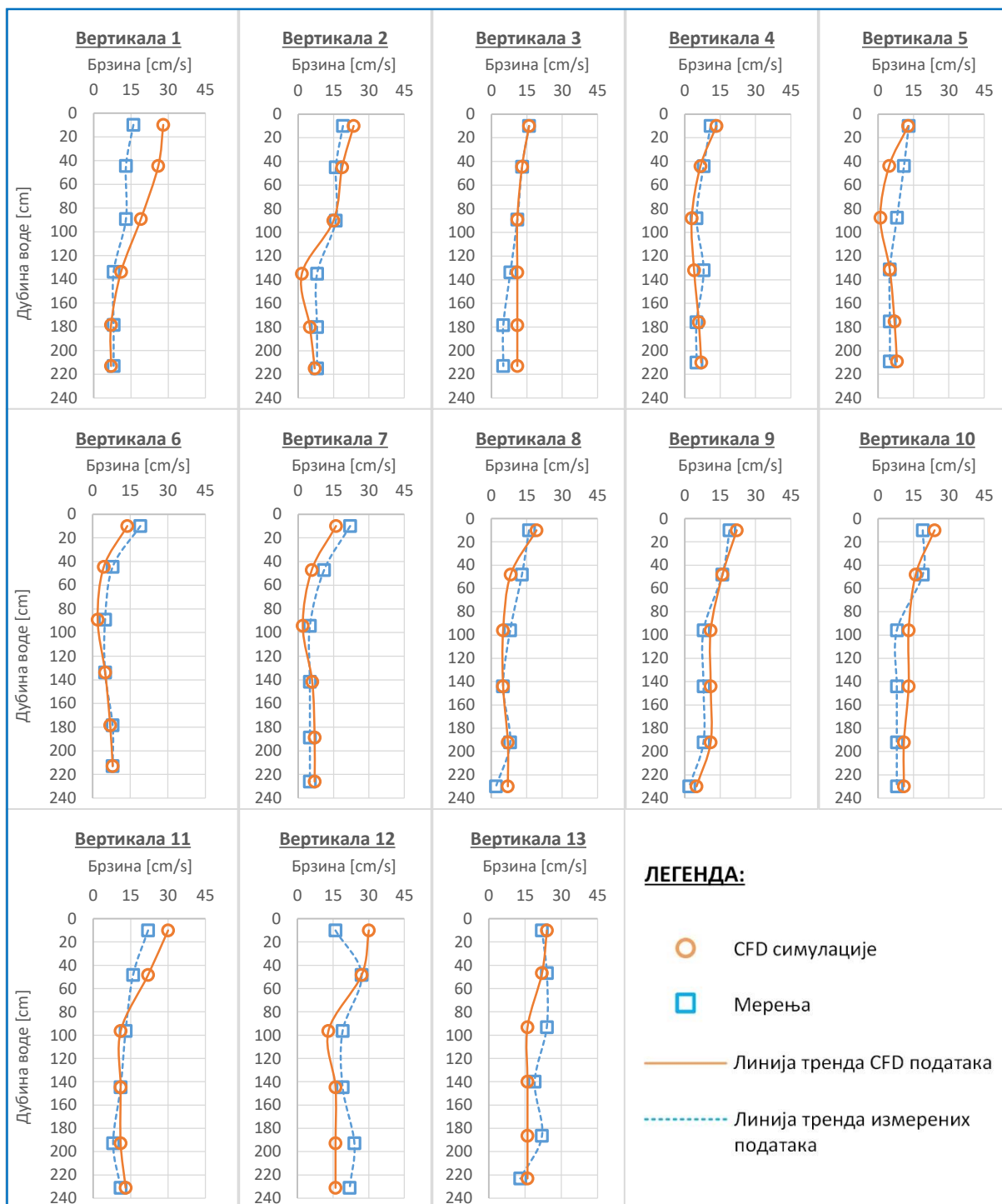
5.3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВЕРИФИКАЦИЈА МОДЕЛА

Верификација модела извршена је у три посебна мерења при различитим протоцима. Мерења су извршена према плану мерења брзине шематски приказаном на Слици 5.6. Средње брзине у свим вертикалама рачунате су применом једначине (5.6) на основу података о измереним и симулираним брзинама. Подаци о ширини комора дефинисани су у Табели 5.2, а растојање између вертикала у Табели 5.3. Време излагања мерног уређаја за сваку тачку износило је 30 секунди. За свако од три мерења неопходно је одржавање константног протока кроз таложник.

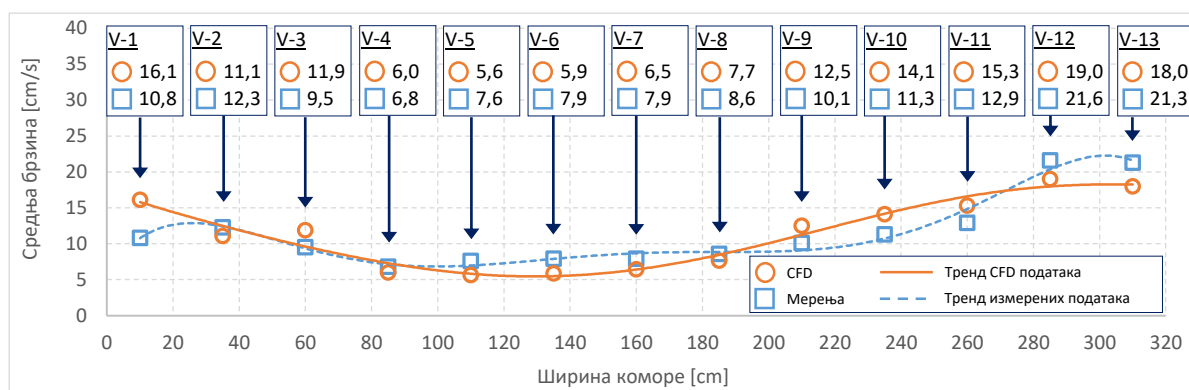
5.3.1 ПРВО МЕРЕЊЕ

Прво мерење извршено је при максималном инсталисаном протоку који за хидроелектрану анализирану у овој дисертацији износи 5650 l/s. Мерења су вршена са горње плоче таложника (видети Сliku 5.5) на позицији где постоје отвори за спуштање табластих затварача (референтна линија) у равни А (видети Сlike 5.5, 5.17 и 5.20). На Сликама 5.24, 5.26 и 5.28 представљени су упоредни резултати измерених и симулираних брзина воде у 13 вертикала прве, друге и треће коморе, респективно. У свакој вертикали приказано је шест мерних тачака са упоредним вредностима у односу на дубину воде. На основу тих резултата рачунате су средње брзине кроз сваку вертикалу применом једначине (5.6). Дијаграми средњих брзина приказани су на Сликама 5.25, 5.27 и 5.29 за прву, другу и трећу комору. Одступања средњих брзина одређених на основу мерења од средњих брзина одређених на основу симулација приказана су у Табелама 5.5, 5.6 и 5.7 за прву, другу и трећу комору, респективно.

5.3.1.1 ПРВА КОМОРА



Слика 5.24 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



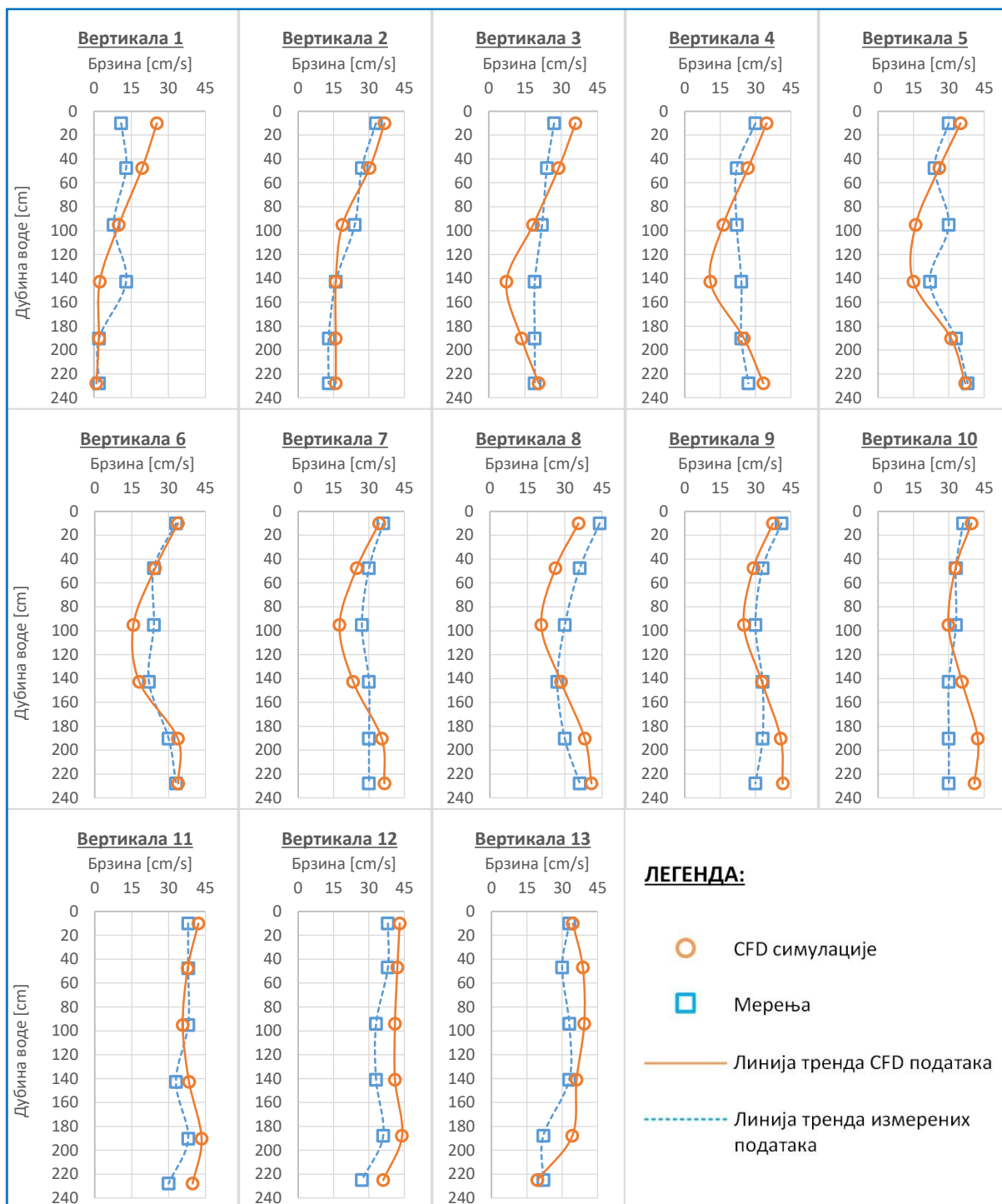
Слика 5.25 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.5 | Грешке средњих брзина.

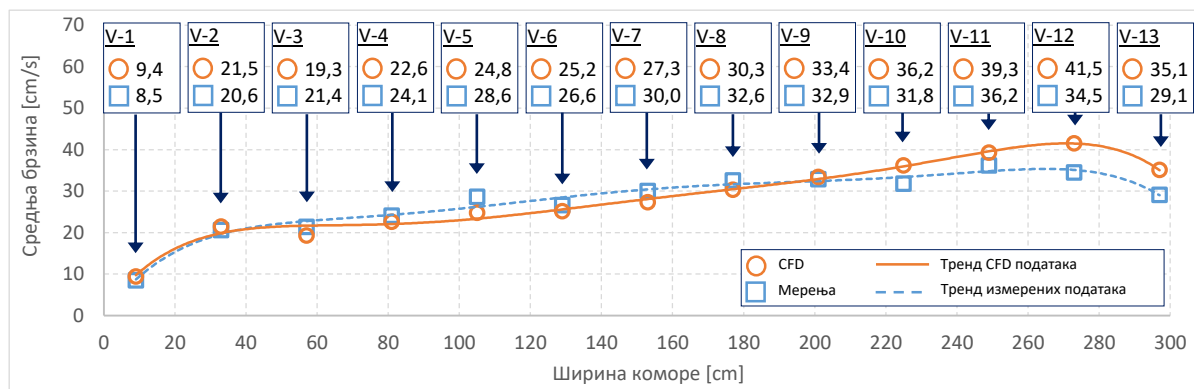
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,053	0,329	32,9
2	0,012	0,110	11,0
3	0,024	0,202	20,2
4	0,008	0,137	13,7
5	0,020	0,351	35,1
6	0,020	0,346	34,6
7	0,014	0,222	22,2
8	0,009	0,123	12,3
9	0,024	0,192	19,2
10	0,028	0,199	19,9
11	0,024	0,157	15,7
12	0,026	0,137	13,7
13	0,033	0,183	18,3

Према резултатима из Табеле 5.5, процентуална грешка се креће у границама од минималних 11,0% у другој вертикали до максималних 35,1% у петој вертикали. Апсолутна грешка у петој вертикали износи 0,020 m/s што представља прихватљиво одступање с обзиром на резолуцију уређаја за мерење брзине [126]. Апсолутне грешке у осталим вертикалама се крећу у границама од 0,008 m/s у четвртој вертикали до 0,053 m/s у првој вертикали.

5.3.1.2 ДРУГА КОМОРА



Слика 5.26 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



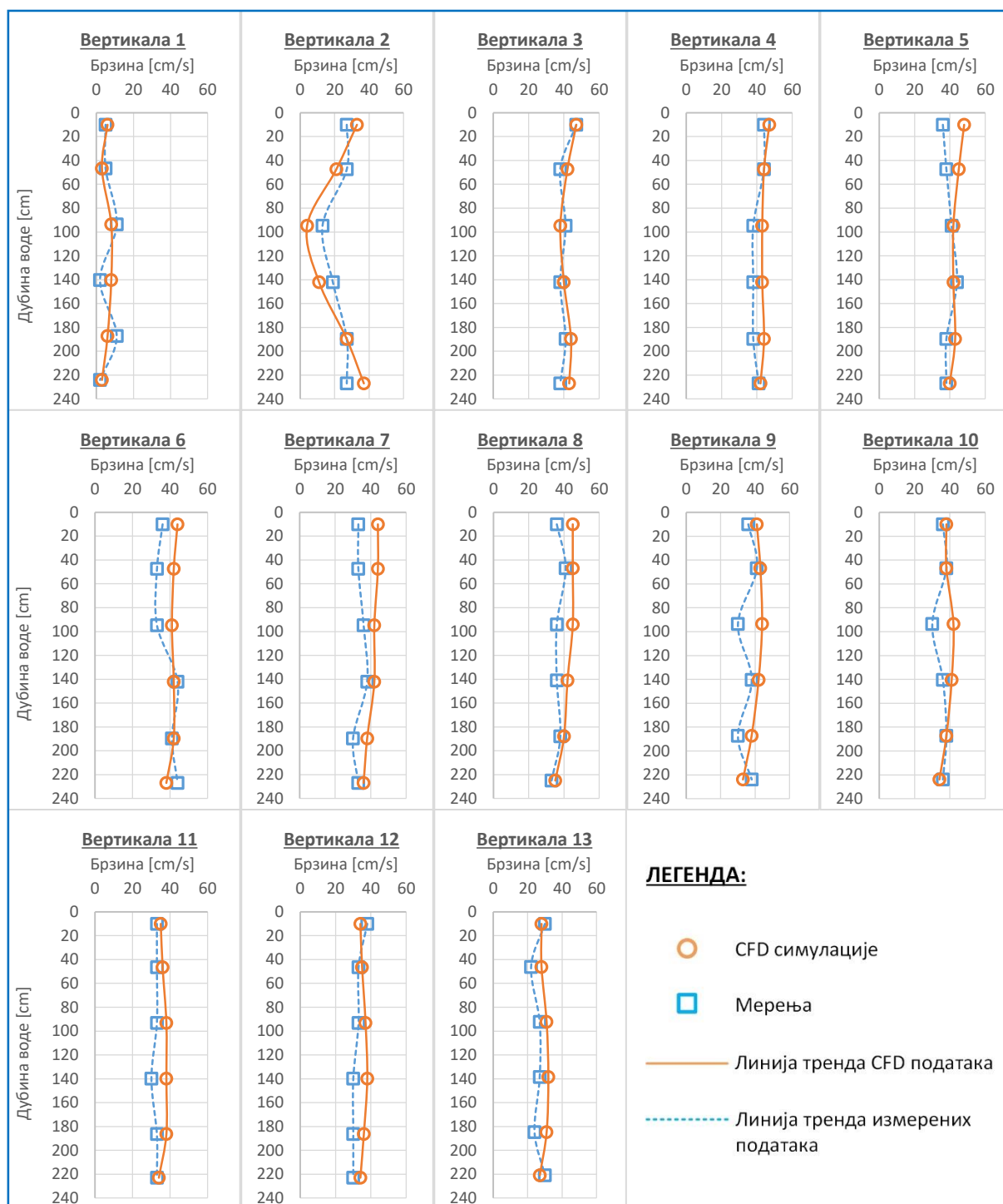
Слика 5.27 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.6 | Грешке средњих брзина.

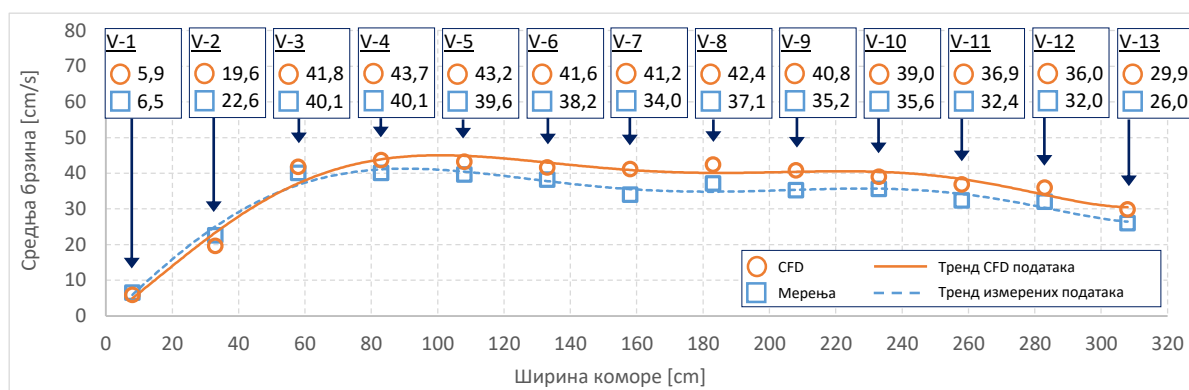
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,009	0,095	9,5
2	0,009	0,041	4,1
3	0,021	0,111	11,1
4	0,015	0,064	6,4
5	0,038	0,153	15,3
6	0,014	0,057	5,7
7	0,027	0,098	9,8
8	0,023	0,075	7,5
9	0,005	0,016	1,6
10	0,044	0,121	12,1
11	0,031	0,078	7,8
12	0,070	0,169	16,9
13	0,060	0,170	17,0

Према резултатима из претходне табеле, процентуална грешка се креће у границама од минималних 1,6% у деветој вертикали до максималних 17,0% у тринестој вертикали. Апсолутна грешка у тринестој вертикали износи 0,060 m/s. Апсолутне грешке у осталим вертикалама се крећу у границама од 0,005 m/s у деветој вертикали до 0,070 m/s у дванестој вертикали.

5.3.1.3 ТРЕЋА КОМОРА



Слика 5.28 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



Слика 5.29 | Упоредни резултати средњих брзина.

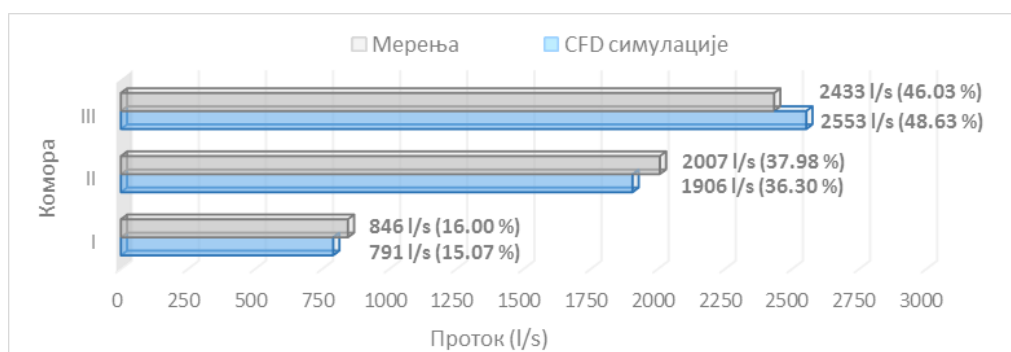
Табела 5.7 | Грешке средњих брзина.

Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,006	0,102	10,2
2	0,030	0,153	15,3
3	0,017	0,041	4,1
4	0,036	0,082	8,2
5	0,036	0,083	8,3
6	0,034	0,082	8,2
7	0,072	0,175	17,5
8	0,053	0,125	12,5
9	0,056	0,137	13,7
10	0,034	0,087	8,7
11	0,045	0,122	12,2
12	0,040	0,111	11,1
13	0,039	0,130	13,0

Према резултатима из Табеле 5.7, процентуална грешка се креће у границама од минималних 4,1% у трећој вертикали до максималних 17,5% у седмој вертикали. Апсолутне грешке у вертикалама се крећу у границама од 0,006 m/s у првој вертикали до 0,072 m/s у седмој вертикали.

5.3.1.4 ПРОТОК КРОЗ ТАЛОЖНИК

На основу израчунатих средњих брзина у вертикалама и познатих ширина и дубина воде у коморама таложника могуће је израчунати проток кроз таложник.



Слика 5.30 | Упоредни резултати протока.

На Слици 5.30 су приказани упоредни резултати протока добијених на основу мерења и протока добијених на основу симулације. У оба случаја протоци су израчунати коришћењем једначине (5.14). Укупан проток кроз таложник израчунат на основу мерења износи 5286 l/s што је за 6,44% мање у односу на максимални инсталирани проток који је одржаван током мерења 5650 l/s, док је укупан проток кроз таложник израчунат на основу CFD симулације 5250 l/s што је за 7,08% мање од инсталисаног протока. Са друге стране одступање протока добијеног на основу CFD симулације у односу на проток добијен на основу мерења износи само 0,68%. Несигурност при мерењу протока израчуната је на основу једначине (5.21) и износи 8,48% са нивоом поузданости од 95%.

Табела 5.8 | Грешке протока.

Комора	I	II	III
Апсолутна грешка (l/s)	55	101	120
Релативна грешка	0,0650	0,0503	0,0493
Процентуална грешка (%)	6,50	5,03	4,93

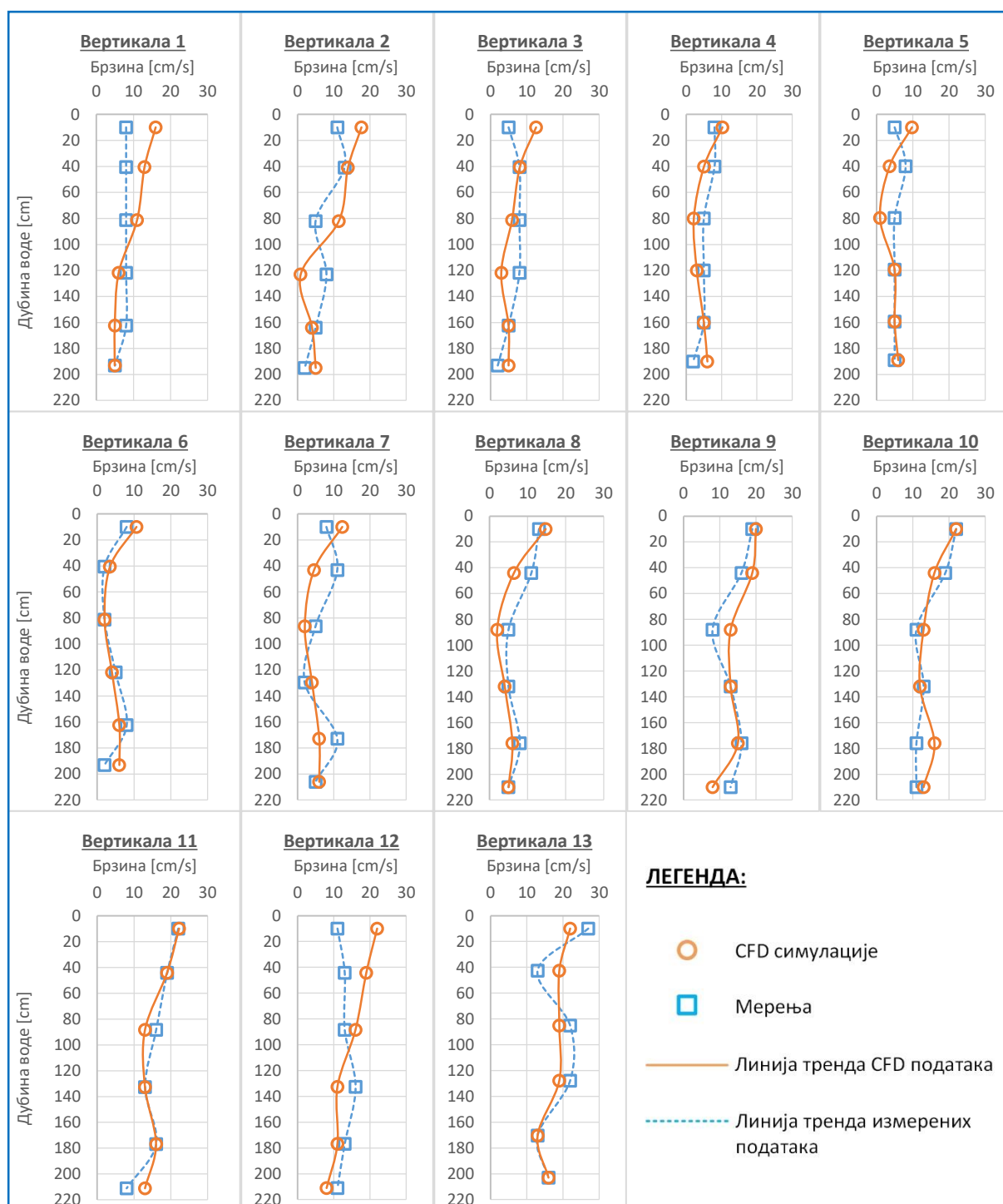
У Табели 5.8 приказане су апсолутна, релативна и процентуална грешка одступања протока у коморама таложника CFD модела у односу на проток у коморама таложника израчунат на основу мерења. Грешке у све три коморе су мање од израчунате несигурности мерења од 8,48% тако да се може сматрати да резултати CFD модела представљају реалну слику струјања кроз коморе таложника. Са Слике 5.30 се може закључити да је почетна претпоставка о максималном протоку у трећој комори (48,63%) и минималном протоку у првој комори (15,07%) тачна.

5.3.2 ДРУГО МЕРЕЊЕ

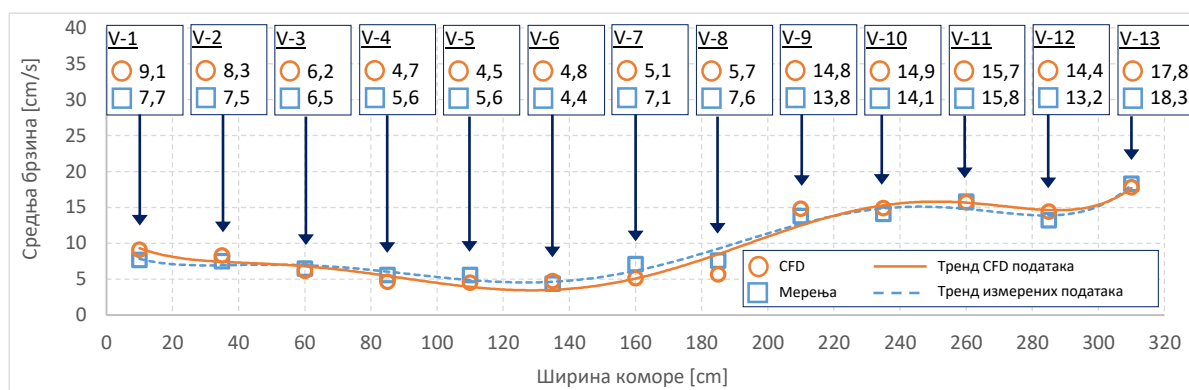
Друго мерење извршено је при протоку који је износио приближно 72% од максималног инсталисаног протока дефинисаног за ову МХЕ. Сви остали услови (процедура, положај, мерна равна) били су исти као код првог мерења. На

Сликама 5.31, 5.33 и 5.35 представљени су упоредни резултати измерених и симулираних брзина, на основу којих су једначином (5.6) одређене средње брзине које су представљене на Сликама 5.32, 5.34 и 5.36 за прву, другу и трећу комору, респективно. Одступања средњих брзина представљено је у Табелама 5.9, 5.10 и 5.11.

5.3.2.1 ПРВА КОМОРА



Слика 5.31 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



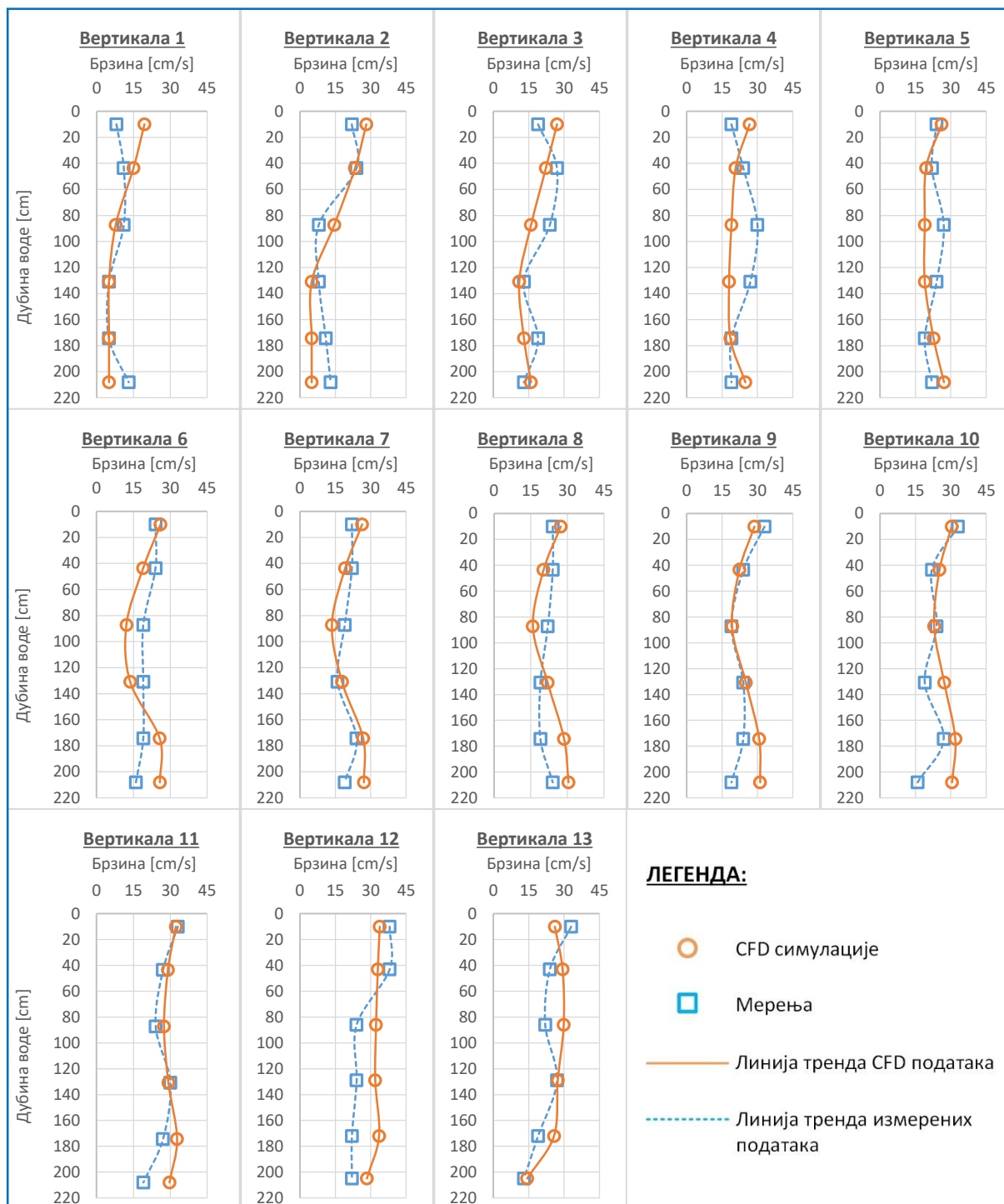
Слика 5.32 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.9 | Грешке средњих брзина.

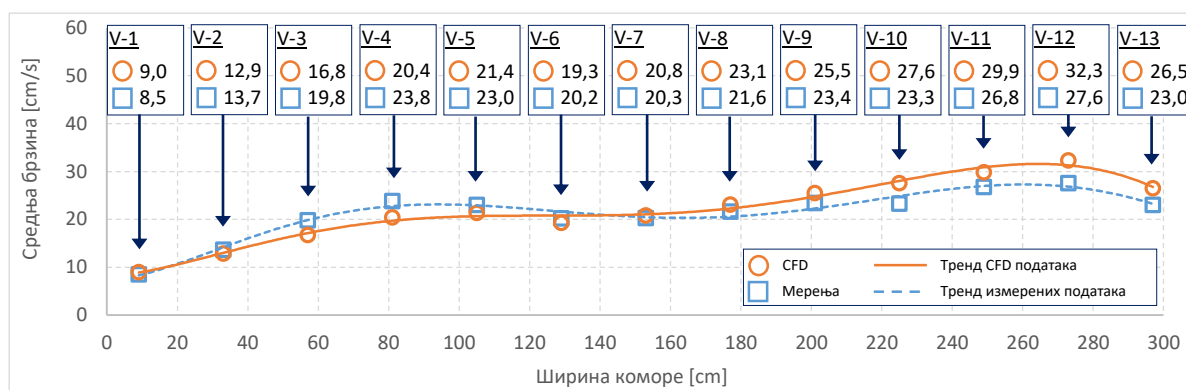
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,014	0,155	15,5
2	0,008	0,096	9,6
3	0,003	0,055	5,5
4	0,009	0,200	20,0
5	0,011	0,243	24,3
6	0,004	0,075	7,5
7	0,020	0,379	37,9
8	0,019	0,343	34,3
9	0,010	0,068	6,8
10	0,008	0,054	5,5
11	0,001	0,005	0,5
12	0,012	0,083	8,3
13	0,005	0,028	2,8

Према резултатима представљеним у Табели 5.9, процентуална грешка се креће у границама од минималних 0,5% у једанестој вертикали до максималних 37,9% у седмој вертикали. Апсолутне грешке у вертикалама се крећу у границама од 0,001 m/s у једанестој вертикали до 0,020 m/s у седмој вертикали.

5.3.2.2 ДРУГА КОМОРА



Слика 5.33 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



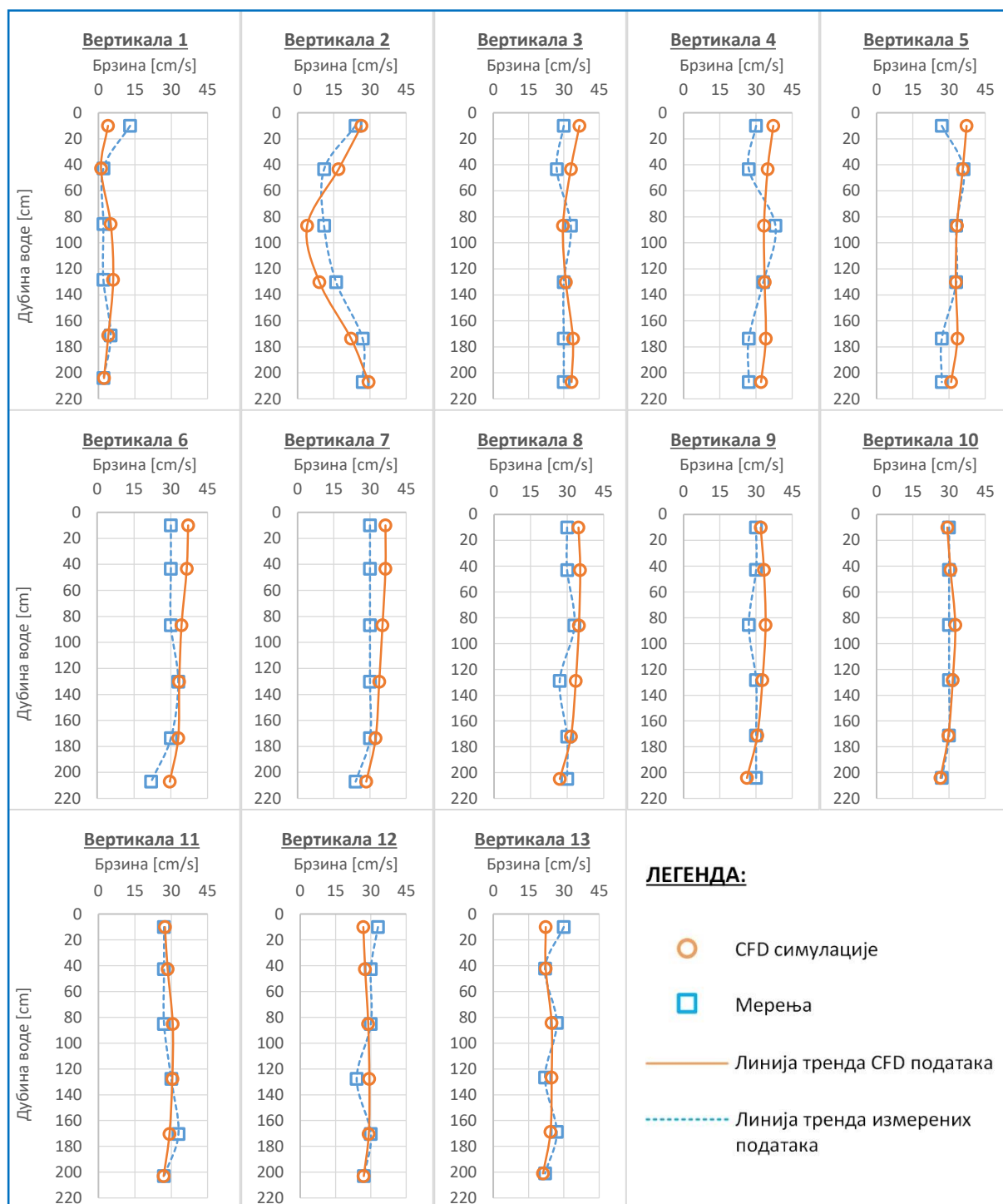
Слика 5.34 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.10 | Грешке средњих брзина.

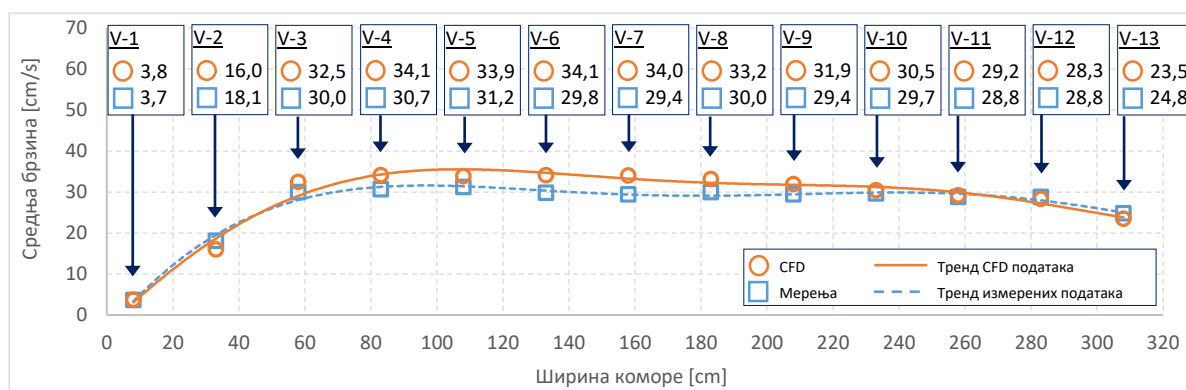
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,005	0,054	5,4
2	0,008	0,064	6,4
3	0,030	0,182	18,2
4	0,034	0,166	16,6
5	0,016	0,076	7,6
6	0,009	0,048	4,8
7	0,005	0,026	2,6
8	0,015	0,066	6,6
9	0,021	0,082	8,2
10	0,043	0,155	15,5
11	0,031	0,103	10,3
12	0,047	0,146	14,6
13	0,035	0,132	13,2

Према претходној Табели, процентуална грешка се креће у границама од минималних 2,6% у седмој вертикали до максималних 18,2% у трећој вертикали. Апсолутне грешке у вертикалама се крећу у границама од 0,005 m/s у првој и седмој вертикали до 0,047 m/s у дванестој вертикали.

5.3.2.3 ТРЕЋА КОМОРА



Слика 5.35 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



Слика 5.36 | Упоредни резултати средњих брзина.

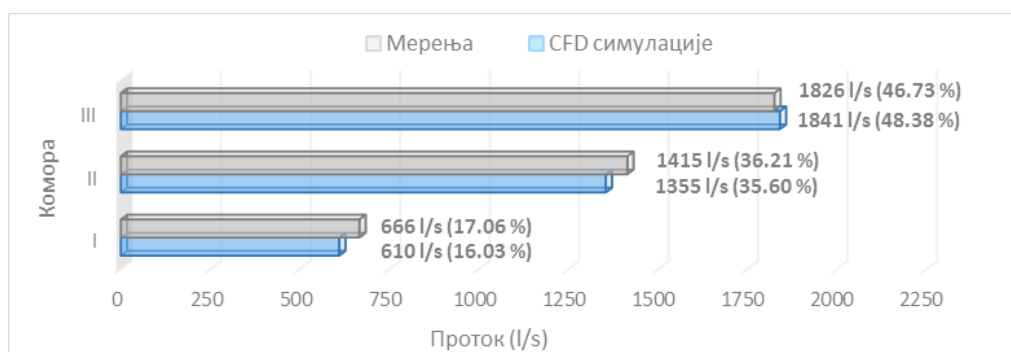
Табела 5.11 | Грешке средњих брзина.

Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,001	0,029	2,9
2	0,021	0,129	12,9
3	0,025	0,076	7,6
4	0,034	0,099	9,9
5	0,027	0,079	7,9
6	0,043	0,126	12,6
7	0,046	0,136	13,6
8	0,032	0,097	9,7
9	0,025	0,078	7,8
10	0,008	0,025	2,5
11	0,004	0,014	1,4
12	0,005	0,017	1,7
13	0,013	0,053	5,3

Према резултатима из претходне Табеле, процентуална грешка се креће у границама од минималних 1,4% у једанестој вертикали до максималних 13,6% у седмој вертикали. Апсолутне грешке у вертикалама се крећу у границама од 0,001 m/s у првој до 0,046 m/s у седмој вертикали.

5.3.2.4 ПРОТОК КРОЗ ТАЛОЖНИК

На основу средњих брзина у вертикалама приказаних на Сликама 5.32, 5.34 и 5.36, и познатих ширина и дубина воде у коморама таложника, могуће је израчунати проток кроз таложник.



Слика 5.37 | Упоредни резултати протока.

На Слици 5.37 су приказани упоредни резултати протока добијених на основу мерења и протока добијених на основу симулације. У оба случаја протоци су израчунати коришћењем једначине (5.14). Укупан проток кроз таложник израчунат на основу мерења износи 3907 l/s што је за 4,01% мање у односу на проток који је одржаван током мерења (4070 l/s), док је укупан проток кроз таложник израчунат на основу CFD симулације 3806 l/s што је за 6,49% мање од стварног протока. Одступање протока добијеног на основу CFD симулације у односу на проток добијен на основу мерења износи 2,58%.

Табела 5.12 | Грешке протока.

Комора	I	II	III
Апсолутна грешка (l/s)	56	60	15
Релативна грешка	0,0841	0,0424	0,0082
Процентуална грешка (%)	8,41	4,24	0,82

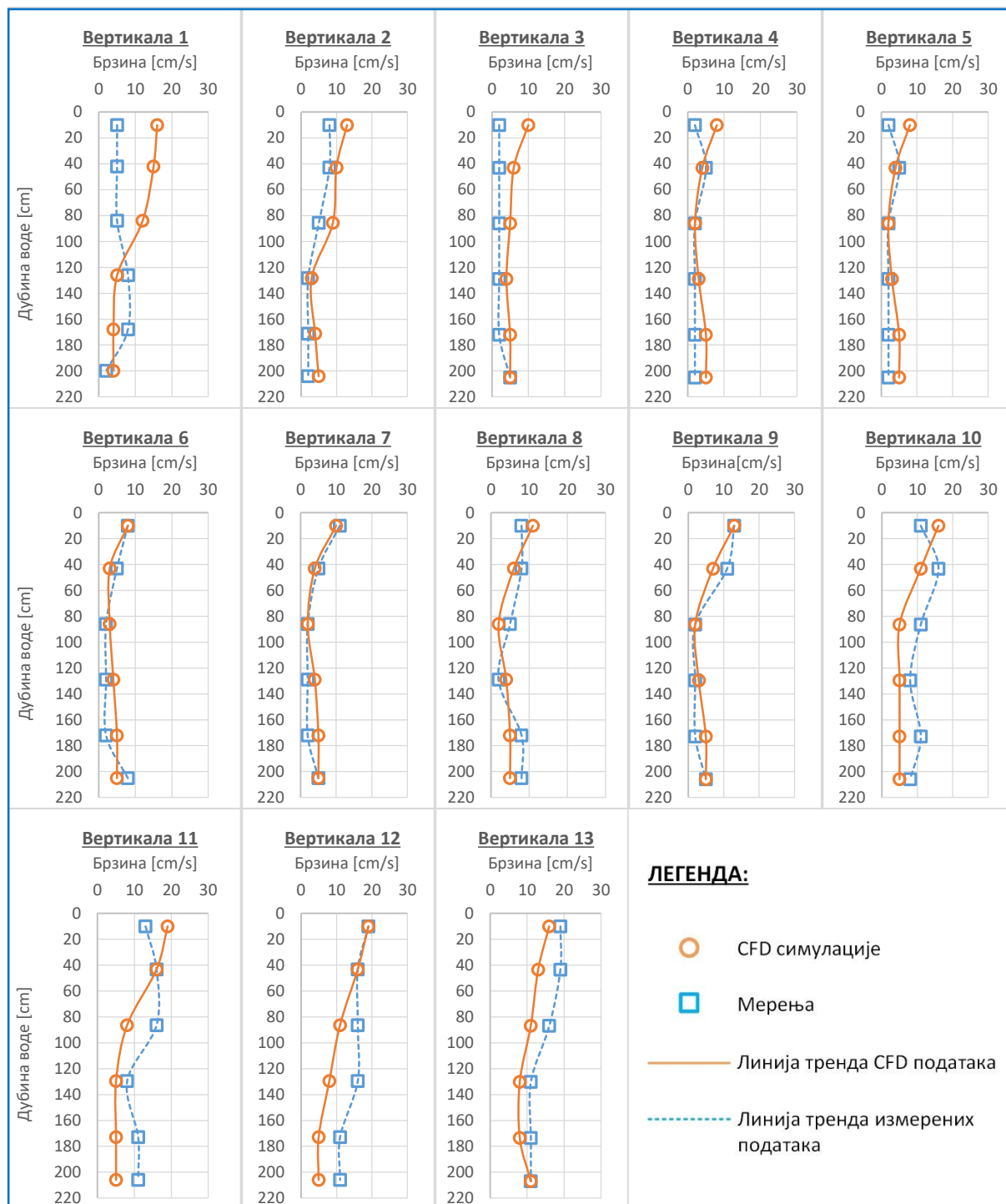
У Табели 5.12 приказане су апсолутна, релативна и процентуална грешка одступања протока у коморама таложника CFD модела у односу на проток у коморама таложника израчунат на основу мерења. Грешке у све три коморе су мање од израчунате несигурности мерења од 8,48% тако да се и овим мерењем потврђује да резултати CFD модела представљају реалну слику струјања кроз коморе таложника. Са Слике 5.37 се може уочити да је као и у претходном мерењу изражена разлика протока између прве (16,03%) и треће коморе таложника (48,38%), чиме је и овим мерењем потврђена почетна претпоставка о расподели протока.

5.3.3 ТРЕЋЕ МЕРЕЊЕ

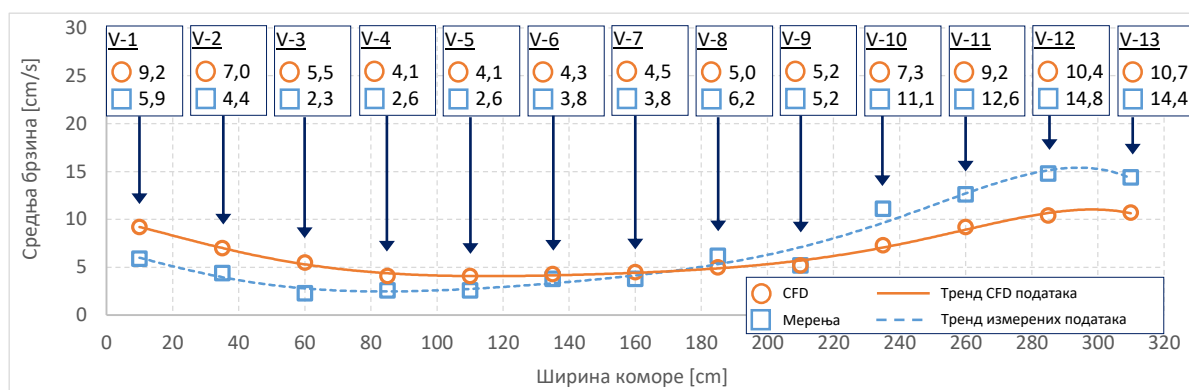
Треће мерење извршено је при протоку који је износио приближно 52% од максималног инсталисаног протока дефинисаног за ову хидроелектрану. Сви остали услови били су исти као при првом и другом мерењу. На Сликама 5.38, 5.40 и 5.42 представљени су упоредни резултати измерених и симулираних

брзина, на основу којих су једначином (5.6) одређене средње брзине које су представљене на Сликама 5.39, 5.41 и 5.43 за прву, другу и трећу комору, респективно. Одступања средњих брзина представљено је у Табелама 5.13, 5.14 и 5.15.

5.3.3.1 ПРВА КОМОРА



Слика 5.38 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



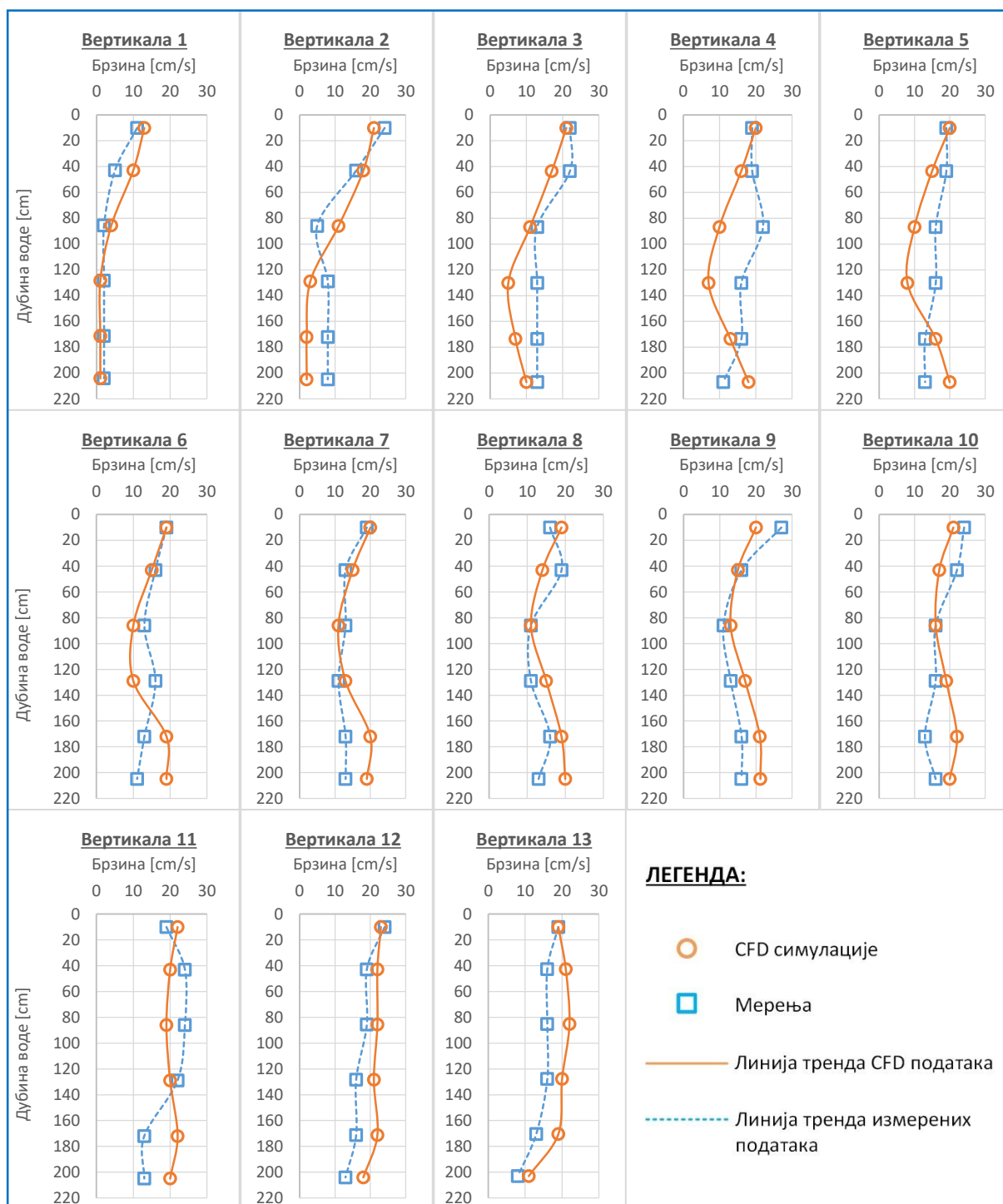
Слика 5.39 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.13 | Грешке средњих брзина.

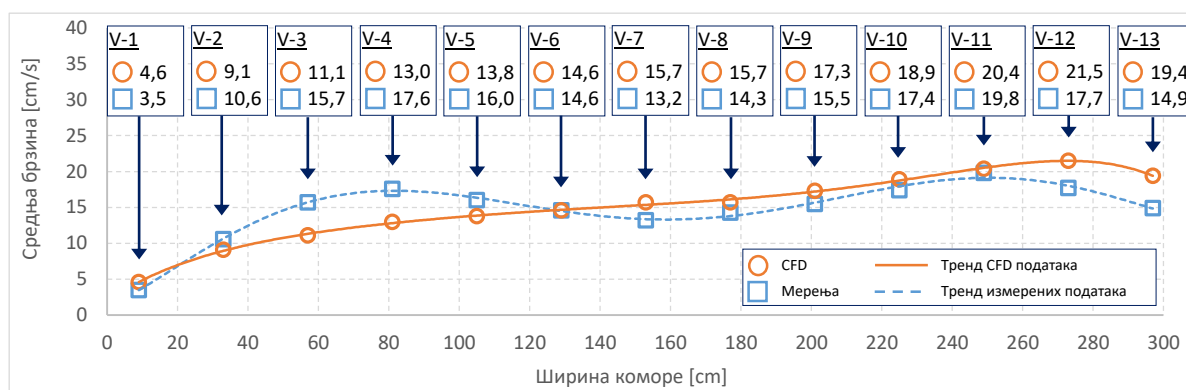
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,033	0,359	35,9
2	0,026	0,371	37,1
3	0,032	0,582	58,2
4	0,015	0,366	36,6
5	0,015	0,366	36,6
6	0,005	0,116	11,6
7	0,007	0,156	15,6
8	0,012	0,240	24,0
9	0,000	0,000	0,0
10	0,038	0,521	52,1
11	0,034	0,370	37,0
12	0,044	0,423	42,3
13	0,037	0,346	34,6

Резултати из претходне Табеле показују да се процентуална грешка креће у границама од минималних 0,0% у деветој вертикали до максималних 58,2% у трећој вертикали. Апсолутна грешка у трећој вертикали износи 0,032 m/s што представља прихватљиву грешку с обзиром на мерну резолуцију уређаја [126]. Апсолутне грешке у осталим вертикалама се крећу у границама од 0,000 m/s у деветој до 0,044 m/s у дванестој вертикали.

5.3.3.2 ДРУГА КОМОРА



Слика 5.40 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



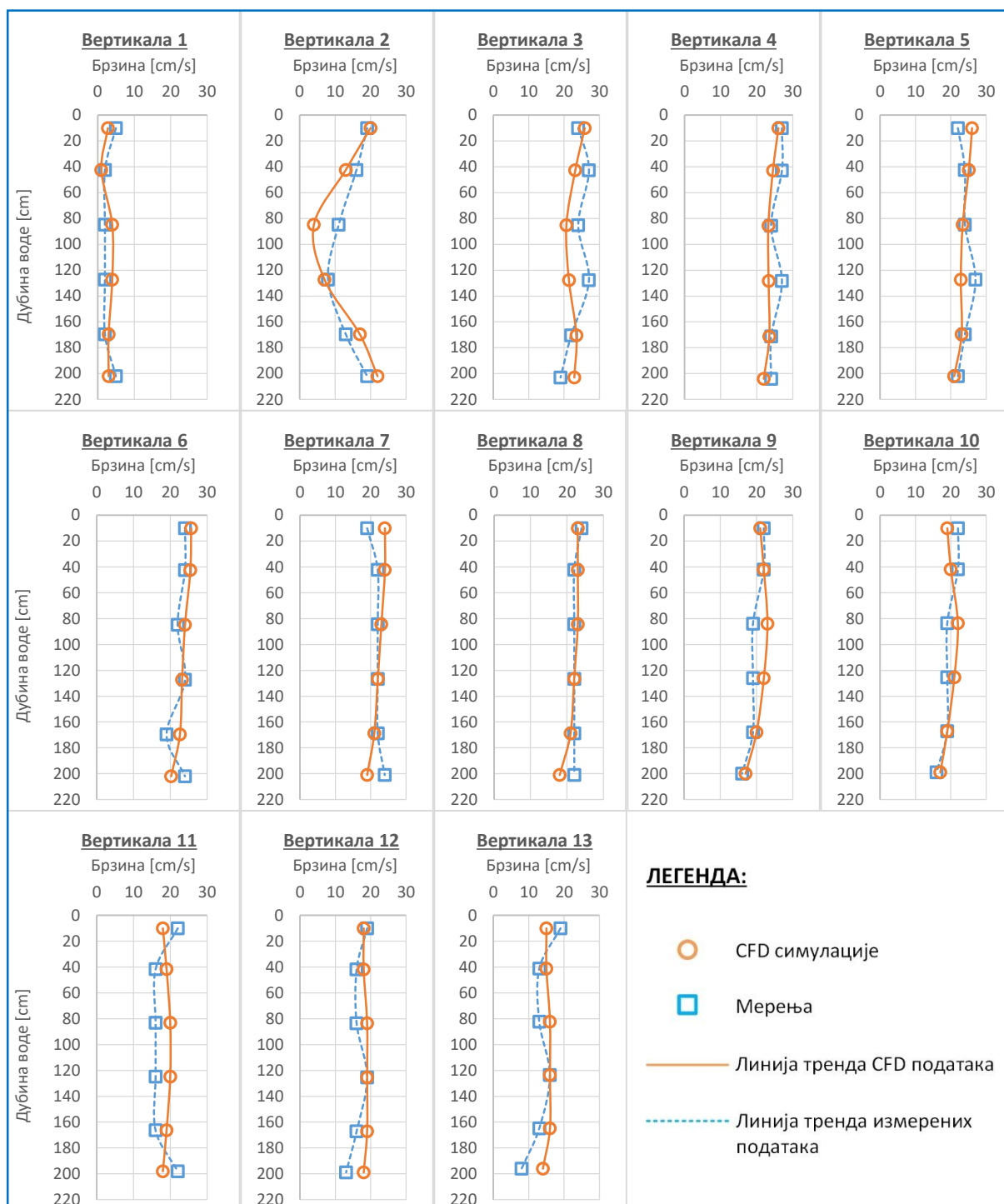
Слика 5.41 | Упоредни резултати средњих брзина.

Табела 5.14 | Грешке средњих брзина.

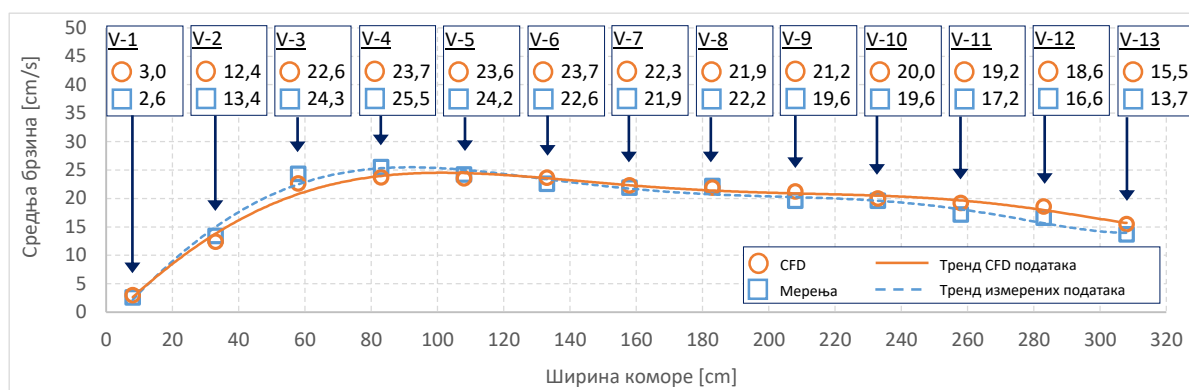
Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,011	0,239	23,9
2	0,015	0,165	16,5
3	0,046	0,414	41,4
4	0,046	0,354	35,4
5	0,022	0,159	15,9
6	0,000	0,000	0,0
7	0,025	0,159	15,9
8	0,014	0,089	8,9
9	0,018	0,106	10,6
10	0,015	0,079	7,9
11	0,006	0,029	2,9
12	0,038	0,177	17,7
13	0,045	0,232	23,2

На основу резултата из Табеле 5.14 може се уочити да се процентуална грешка креће у границама од минималних 0,0% у шестој вертикали до максималних 41,4% у трећој вертикали. Апсолутна грешка у трећој вертикали износи 0,046 m/s што представља прихватљиву грешку с обзиром на мерну резолуцију уређаја [126]. Апсолутне грешке у осталим вертикалама се крећу у границама од 0,000 m/s у шестој до 0,0446 m/s у трећој и четвртој вертикали.

5.3.3.3 ТРЕЋА КОМОРА



Слика 5.42 | Упоредни резултати мерења и CFD симулације.



Слика 5.43 | Упоредни резултати средњих брзина.

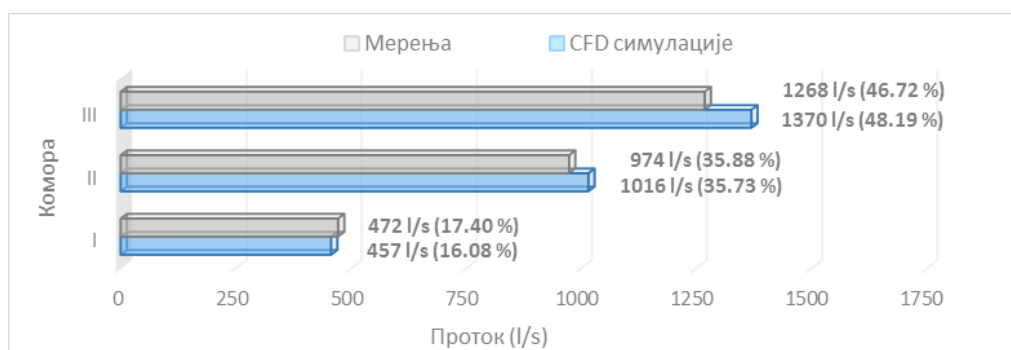
Табела 5.15 | Грешке средњих брзина.

Вертикала	Апсолутна грешка (m/s)	Релативна грешка	Процентуална грешка (%)
1	0,004	0,127	12,7
2	0,010	0,081	8,1
3	0,017	0,075	7,5
4	0,018	0,075	7,5
5	0,006	0,027	2,7
6	0,011	0,044	4,4
7	0,004	0,018	1,8
8	0,003	0,014	1,4
9	0,016	0,075	7,5
10	0,004	0,020	2,0
11	0,020	0,104	10,4
12	0,020	0,108	10,8
13	0,018	0,116	11,6

Према резултатима представљеним у претходној Табели, процентуална грешка се креће у границама од минималних 1,4% у осмој вертикали до максималних 12,7% у првој вертикали. Апсолутне грешке у вертикалама се крећу у границама од 0,003 m/s у осмој до 0,020 m/s у једанестој и дванестој вертикали.

5.3.3.4 ПРОТОК КРОЗ ТАЛОЖНИК

На основу средњих брзина у вертикалама приказаних на Сликама 5.39, 5.41 и 5.43, и познатих ширина и дубина воде у коморама таложника, могуће је израчунати проток кроз таложник.



Слика 5.44 | Упоредни резултати протока.

На Слици 5.44 су приказани упоредни резултати протока добијених на основу мерења и протока добијених на основу симулације. У оба случаја протоци су израчунати коришћењем једначине (5.14). Укупан проток кроз таложник израчунат на основу мерења износи 2714 l/s што је за 7,37% мање у односу на проток који је одржаван током мерења 2930 l/s, док је укупан проток кроз таложник израчунат на основу CFD симулације 2843 l/s што је за 2,97% мање од стварног протока. Одступање протока добијеног на основу CFD симулације у односу на проток добијен на основу мерења износи 4,75%.

Табела 5.16 | Грешке протока.

Комора	I	II	III
Апсолутна грешка (l/s)	15	42	102
Релативна грешка	0,0318	0,0431	0,0804
Процентуална грешка (%)	3,18	4,31	8,04

У Табели 5.16 приказане су апсолутна, релативна и процентуална грешка одступања протока у коморама таложника CFD модела у односу на проток у коморама таложника израчунат на основу мерења. Грешке у све три коморе су мање од израчунате несигурности мерења од 8,48% тако да се и овим мерењем потврђује да резултати CFD модела представљају реалну слику струјања кроз коморе таложника. Са Слике 5.44 се може уочити да је као и у претходна два мерења изражена разлика протока између прве (16,08%) и треће коморе таложника (48,19%), чиме је и овим мерењем потврђена почетна претпоставка о расподели протока.

Уочене разлике између мерења и CFD симулација последице су грешака које се јављају у току мерења и употребе релаксираног CFD модела, који условљава разлику између реалног и симулираног стања. Грешка мерења је неминовна и условљена је грешком мерног уређаја. Поред тога, још неколико фактора утиче на несигурност мерних величина: (1) неадекватно мерно место, које се налази на улазу коморе за таложње и које једино омогућава мерења (видети Сliku 5.4); (2) недостатак коришћене мерне технике за мерење брзине у дискретном броју тачака хидрометријским крилом чији резултати зависе од угла, положаја и

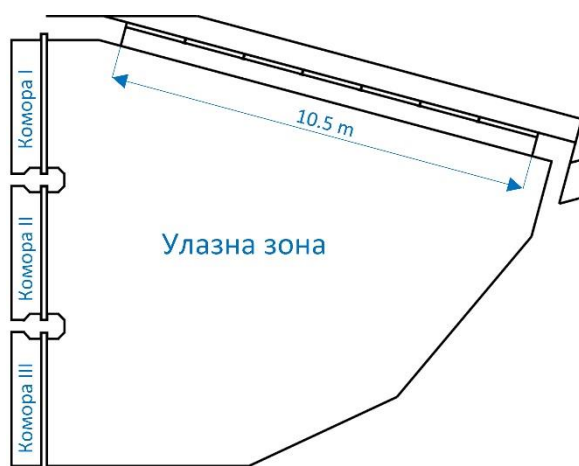
времена излагања; (3) утицај локалне појаве повратних и вртложних струјања у вертикалној мерној равни; (4) нестационарно струјање које се због великог броја мерних тачака приказује просечном брзином мереном у кратком временском интервалу од 30 секунди; (5) променљивост улазног протока у току једног циклуса мерења за који је потребно између 4 и 6 сати; (6) људски фактор. Несигурност резултата CFD симулација условљена је: (1) дефинисањем граничних услова; (2) коришћеним моделом турбуленција; (3) претпостављеном стационарношћу струјања; (4) формираном мрежом на коју утичу геометријске диспропорције, нпр. ширине на улазној решетки домена флуида од 0,08 m до дужина комора већих од 30 m; (5) формираном мрежом у околини геометријских граница структуре (уз зидове таложника, усмеривача, решетке, итд.); (6) стратегијом моделирања слободне површине у језеру и таложнику; (7) утицајем таложена седимената на промену геометрије и параметара струјања. Имајући у виду наведене потенцијалне узроке несигурности, као и да се мерења врше на реалном објекту, очекивано је присуство грешке која се не може експлицитно одредити. Међутим, мерном несигурношћу са нивоом поузданости од 95% могуће је изразити максималну грешку овог типа мерења. При сва три мерена протока разлике између мерења и CFD симулација су у оквиру дефинисане мерне несигурности од 8,48%.

Последица приказаног начина верификације CFD модела је да се не може једнозначно говорити о тачности. Исправније је рећи да се CFD модел и мерења поклапају са израчунатом прецизношћу од 8,48%, имајући у виду да је немогуће добити апсолутно тачну слику струјања кроз таложник само на основу мерења. Валидност CFD модела потврдили су и додатни подаци добијени: (1) независним екстерним мерењем при максималном протоку; (2) теоријском анализом процеса седиментације на основу нивоа наталожених седимената; (3) приликом чишћења вршеном визуелном упоредном анализом ефикасности седиментације у коморама таложника.

5.4 ПРЕДЛОГ ТЕХНИЧКИХ РЕШЕЊА ЗА УНАПРЕЂЕЊЕ РАДА ТАЛОЖНИКА

5.4.1 УСМЕРИВАЧИ У ЗАЈЕДНИЧКОЈ УЛАЗНОЈ ЗОНИ

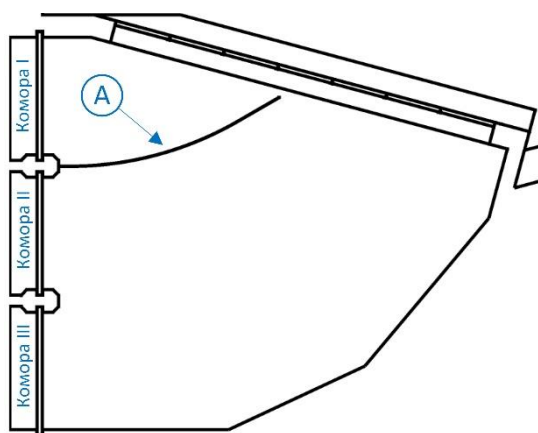
На основу резултата формираног CFD модела струјања, који је верификован са три мерења, потврђена је полазна претпоставка о неједнаком протоку кроз коморе таложника. За превазилажење овог проблема предлаже се надоградња таложника уградњом додатних елемената (усмеривача) за усмеравање воде у жељеном правцу. За простор у коме би се вршила уградња усмеривача изабрана је заједничка улазна зона, са циљем прерасподеле воде по коморама.



Слика 5.45 | Заједничка улазна зона постојећег стања таложника.

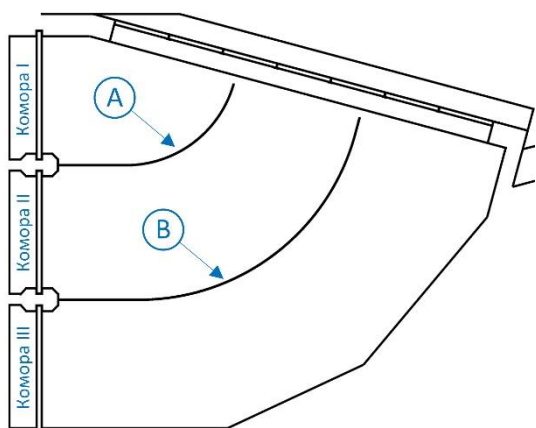
Предлаже 25 различитих техничких решења за надоградњу таложника, приказаних у следећем поглављу 5.4.1.1. Сва решења предвиђају употребу металних усмеривача (лимови заварени на носеће стубове). Такође, при предлагању решења вођено је рачуна и о изводљивости решења, једноставности предложеног решења, цени, паду притиска који би се решењем проузроковао, утицаја на производњу ел. енергије, прекидима у производњи због потребе за одржавањем итд.

5.4.1.1 ПРЕДЛОЖЕНА ТЕХНИЧКА РЕШЕЊА



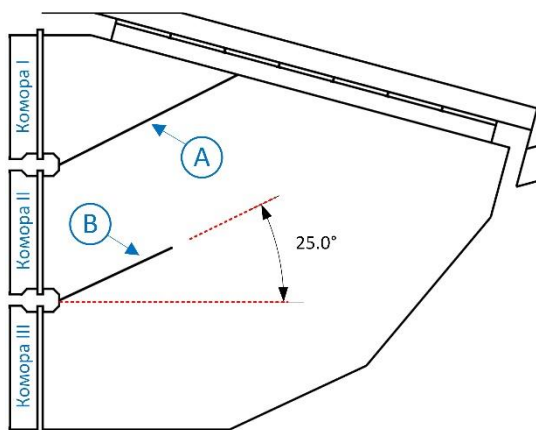
Техничко решење 1:

Идеја је да се постави један усмеривач А, усмеравајући воду ка првој комори таложника. На овај начин улаз у комору 1 је ширине 4,8 m од укупне ширине улазне коморе (10,5 m). Усмеривач А је лучног облика.



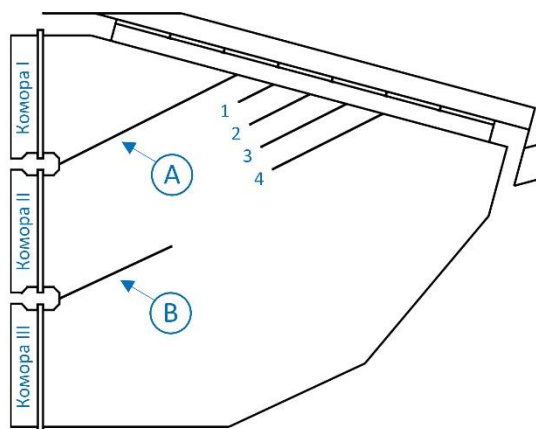
Техничко решење 2:

Идеја за ово решење представља референца [140] где су приказана слична решења при изградњи бочних водозахвата МХЕ (без заједничке улазне зоне). Предвиђена је уградња усмеривача (А и В) читавом дужином од улазне решетке до улаза у коморе. С обзиром да су усмеривачи постављени по целој дубини воде, на овај начин се почетак комора помера на сам улаз у таложник (одмах након улазне решетке), где су ширине новонасталих комора на улазу једнаке и износе по 3,5 m.



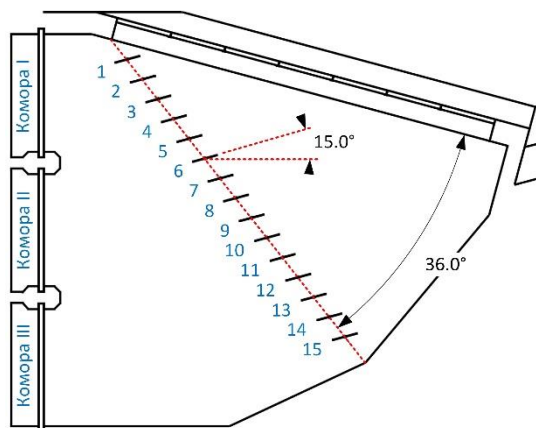
Техничко решење 3:

Предлаже се уградња равнoг усмеривача А дужине 5,35 m са почетном ширином коморе од 3,5 m и равнoг усмеривача В дужине 3,30 m. Оба усмеривача постављена су под углом од 25° у односу на коморе таложника.



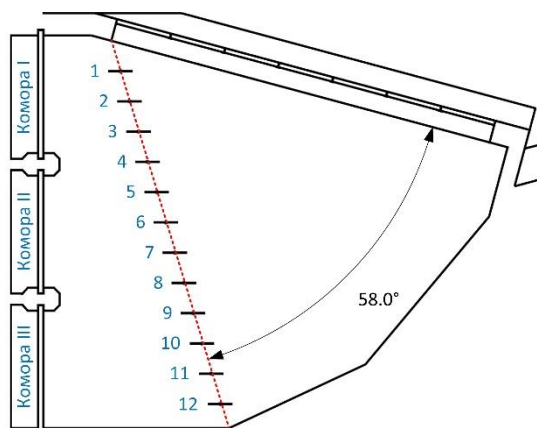
Техничко решење 4:

Ово решење представља надоградњу на техничко решење 3, при чему су додати равни усмеривачи 1, 2, 3 и 4. Додатни усмеривачи су постављени под истим углом као А и В, са дужинама 1, 1,75, 2,50 и 3,25 метара, респективно.



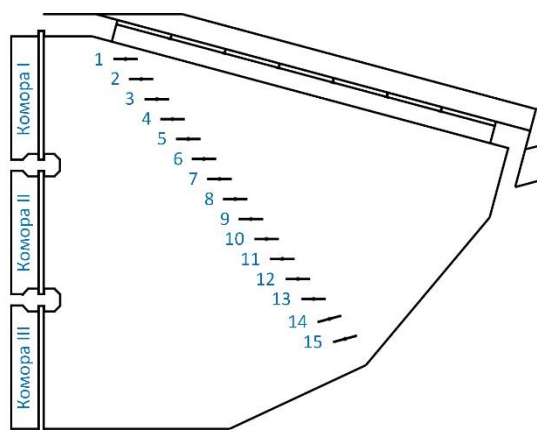
Техничко решење 5:

Као инспирација за ово решење послужили су US патенти [141–143] у којима су коришћени слични облици усмеривача за равномерније струјање флуида. Овим решењем предлаже се уградња 15 равних усмеривача постављених под углом од 15° у односу на коморе таложника. Дужина свих усмеривача је иста и износи 0,6 m, док је правац постављања усмеривача под углом од 36° у односу на улазну решетку.



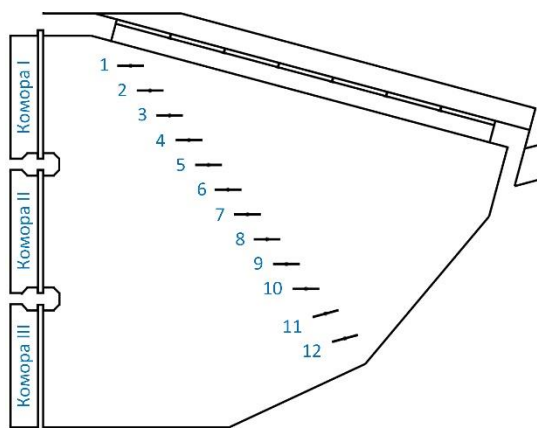
Техничко решење 6:

Ово решење идејно је базирано на истим US патентима [141-143] као и претходно техничко решење 5. Овим решењем се предлаже уградња 12 равних усмеривача дужине по 0,60 m, при чему је правац постављања усмеривача под углом од 58° у односу на улазну решетку.



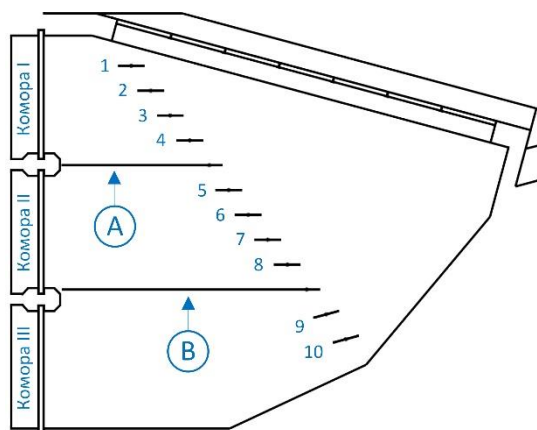
Техничко решење 7:

Овим решењем предлаже се промена угла усмеривача од 1 до 13 у односу на техничко решење 5 са 15° на 0° у односу на коморе таложника.



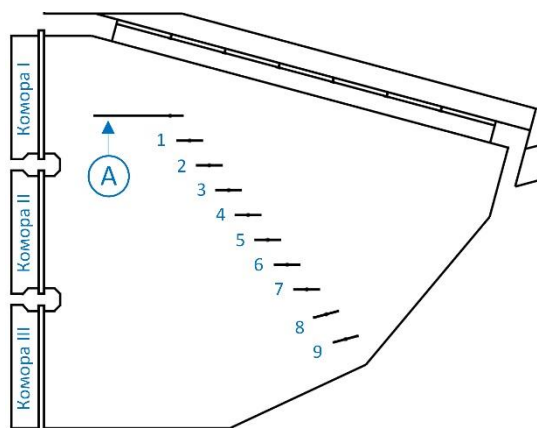
Техничко решење 8:

Предлаже се смањивање броја усмеривача у односу на техничко решење 7 са 15 на 12. Усмеривачи од 1 до 10 би задржали угао од 0° у односу на коморе, док би усмеривачи 11 и 12 заузели угао од 15° у односу на коморе таложника.



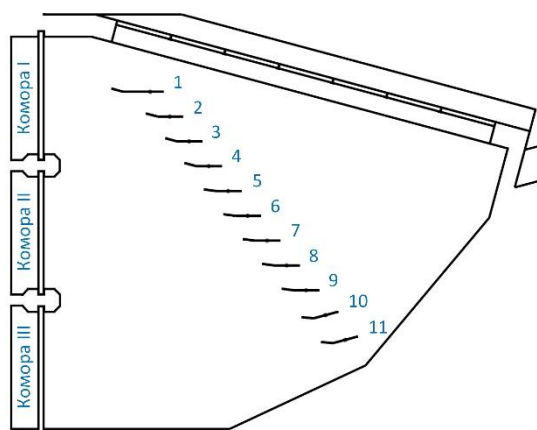
Техничко решење 9:

Ово решење предвиђа модификацију техничког решења 8, уградњом усмеривача А и В дужина 4,2 и 6,8 m респективно, уместо усмеривача 5 и 10. Идеја је да се раније раздвоје коморе (у односу на ТР 8). Дужине осталих усмеривача су 0,6 m, док је правац постављања 36° у односу на улазну решетку.



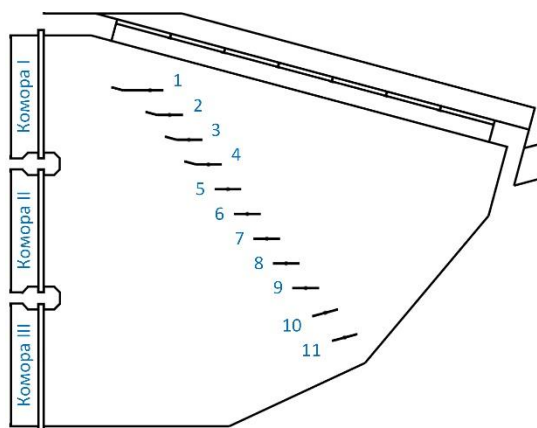
Техничко решење 10:

Ово решење представља варијацију решења 8, тако што је предвиђено да се избаце усмеривачи 1 и 2, а да се уместо усмеривача 3 дужине 0,6 m убаци усмеривач А дужине 2,3 m.



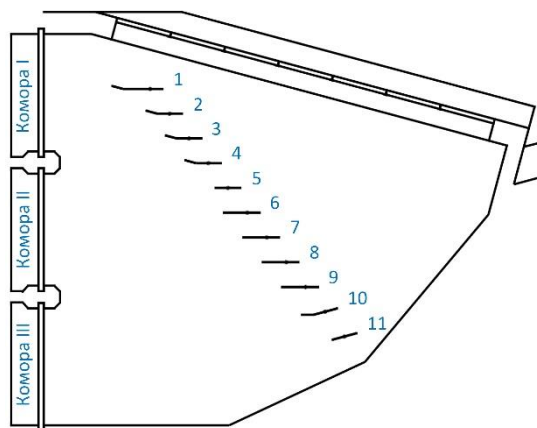
Техничко решење 11:

Предложено решење се састоји од 11 усмеривача са додатним крилом дужине 0,3 m постављено под углом од 165° у односу на усмеривач. Усмеривач 1 је дужине 1 m, док су сви остали усмеривачи дужине 0,6 m. Усмеривачи од 1 до 9 су постављени под углом од 0° , а 10 и 11 под углом од 15° у односу на коморе. Правац постављања усмеривача је 36° у односу на улазну решетку.



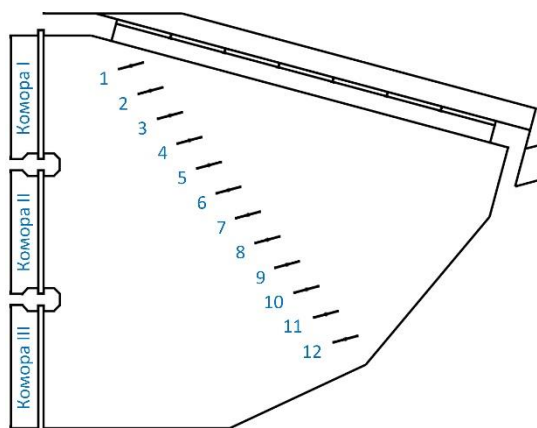
Техничко решење 12:

Ово решење представља корекцију претходног техничког решења. Усмеривачи од 1 до 4 остају непромењени. Усмеривачи од 5 до 11 задржавају исти угао као у претходном решењу, али им се склањају додатна крила дужине 0,3 m постављена под углом од 165° у односу на усмериваче.



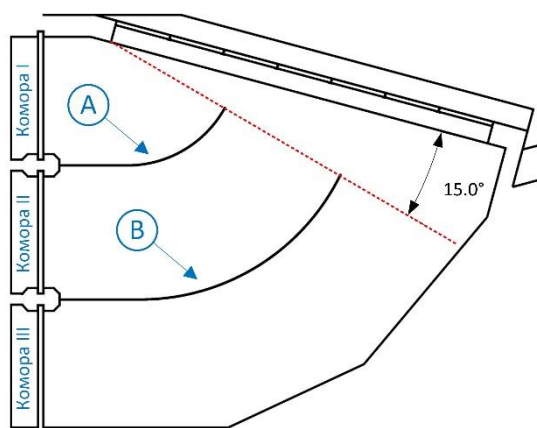
Техничко решење 13:

Ово решење представља варијацију техничког решења 12. Усмеривачи од 1 до 5 и 11 остају исти. Усмеривачи од 6 до 9 задржавају исти угао, али им се дужина повећава са 0,6 на 0,9 m. Усмеривачу 10 се додаје крило под углом од 165° у односу на усмеривач. Правац постављања усмеривача остаје 36° у односу на улазну решетку.



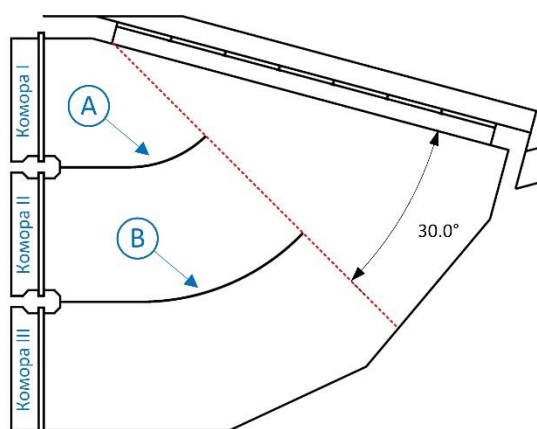
Техничко решење 14:

Ово техничко решење представља варијацију техничког решења 5. Разлика је у томе да се предлаже смањење броја усмеривача са 15 на 12. Међусобна растојања између усмеривача су једнака. Дужине усмеривача су 0,6 m и постављени су под углом од 15° у односу на комору. Правац постављања усмеривача је под углом од 36° у односу на улазну решетку.



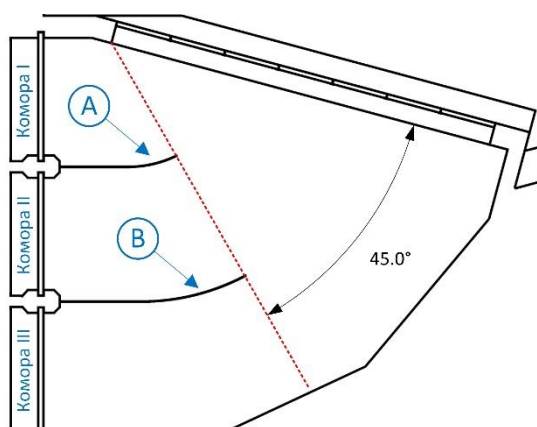
Техничко решење 15:

Ово техничко решење представља варијацију техничког решења 2. Идеја је да се смање усмеривачи A и B са циљем већег захвата воде ка првој и другој комори, а смањивања у трећој. Угао скраћења усмеривача је 15° у односу на улазну решетку.



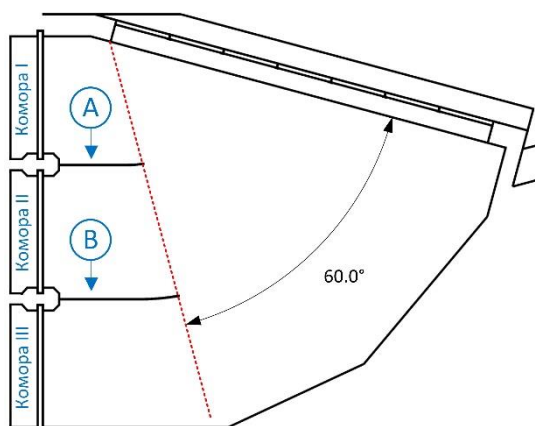
Техничко решење 16:

Ово техничко решење такође представља варијацију техничког решења 2, променом угла скраћења. Угао скраћења усмеривача је 30° у односу на улазну решетку.



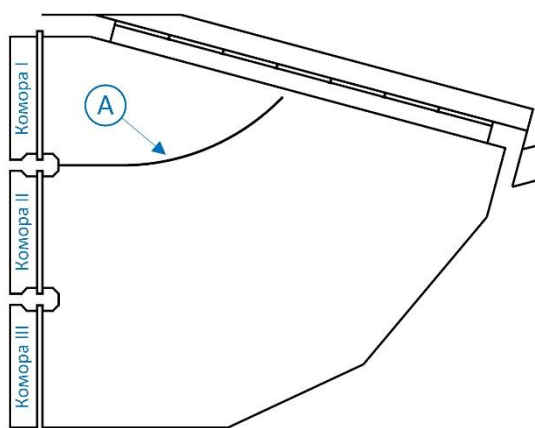
Техничко решење 17:

Ово техничко решење такође представља варијацију техничког решења 2, променом угла скраћења. Угао скраћења усмеривача је 45° у односу на улазну решетку.



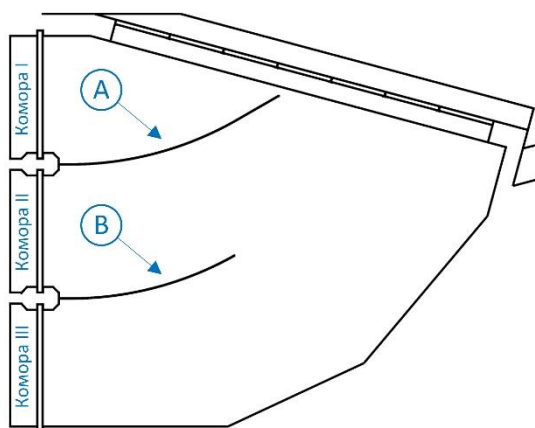
Техничко решење 18:

И овим техничким решењем се предлаже варијација техничког решења 2, променом угла скраћења усмеривача. Угао скраћења усмеривача је 60° у односу на улазну решетку.



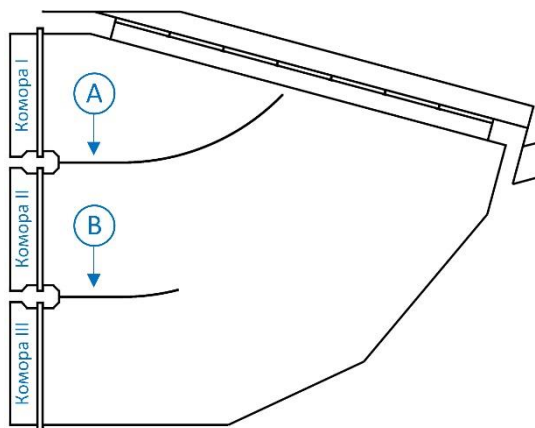
Техничко решење 19:

Предлог овог решења је сличан техничком решењу 1. Идеја је да се постави један усмеривач А, усмеравајући воду ка првој комори таложника. На овај начин улаз у комору 1 је ширине 4,8 m од укупне ширине улазне коморе (10,5 m). Усмеривач А је у прва два метра раван (паралелан правцу комора), након чега креће благо закошена кривина.



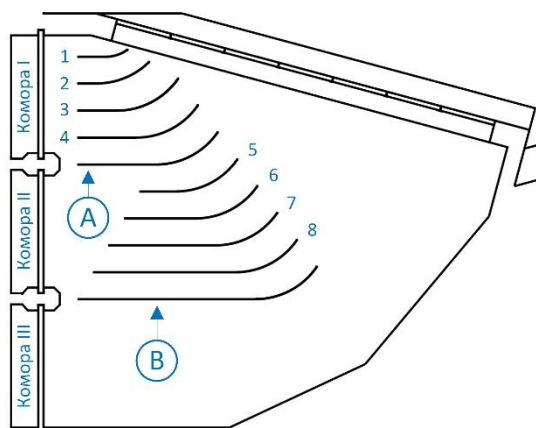
Техничко решење 20:

У односу на техничко решење 1, додаје се усмеривач В дужине 4,5 m, паралелан усмеривачу А.



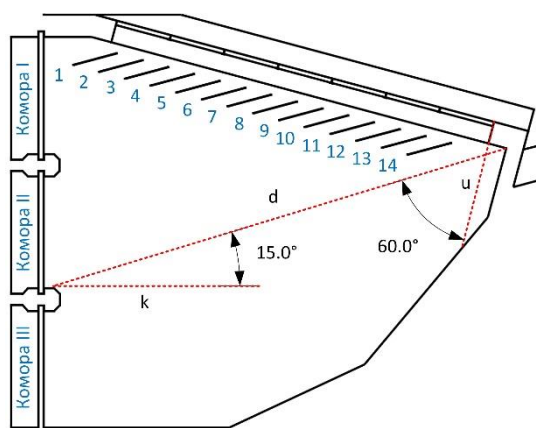
Техничко решење 21:

У односу на техничко решење 19, додаје се усмеривач В дужине 3 m, паралелан усмеривачу А.



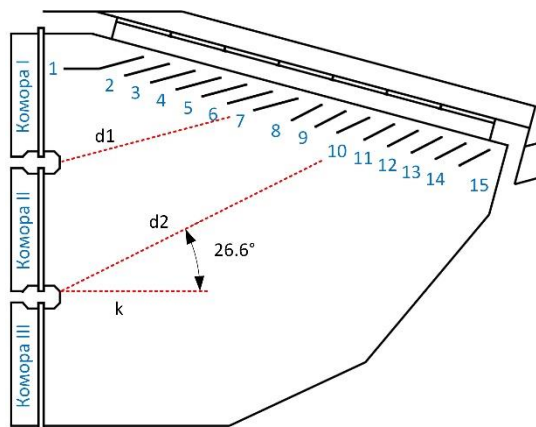
Техничко решење 22:

Идеја је да се проток регулише од средине таложника коришћењем 10 усмеривача за што равномернију расподелу унутар прве две коморе. Угао од када почиње регулација је од 30° до 36° у односу на правац улазне решетке. Сви усмеривачи су различитих дужина са истим радијусом кривине.



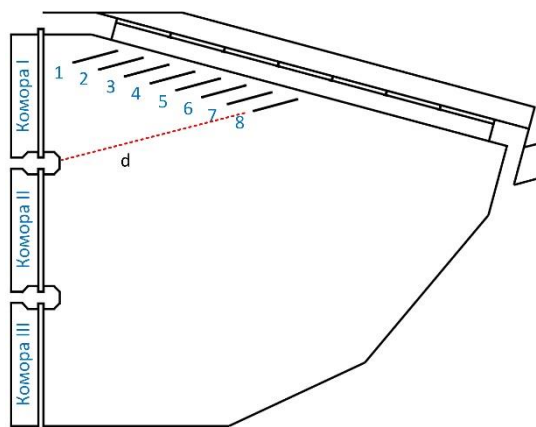
Техничко решење 23:

Идеја је да се усмеравање струјања воде врши одмах након уласка у таложник, непосредно након улазне решетке, посредством 14 усмеривача дужине 0,6 m, постављеним на међусобно једнаким растојањима. Правац постављања усмеривача је агресиван (60° у односу на улазну решетку (u) и 15° у односу на правац комора (k)), јер су сви усмеривачи постављени паралелно са дијагоналном линијом (d), која има правац краја друге коморе, и који би теоретски довео до преусмеравања укупног протока само кроз прве две коморе.



Техничко решење 24:

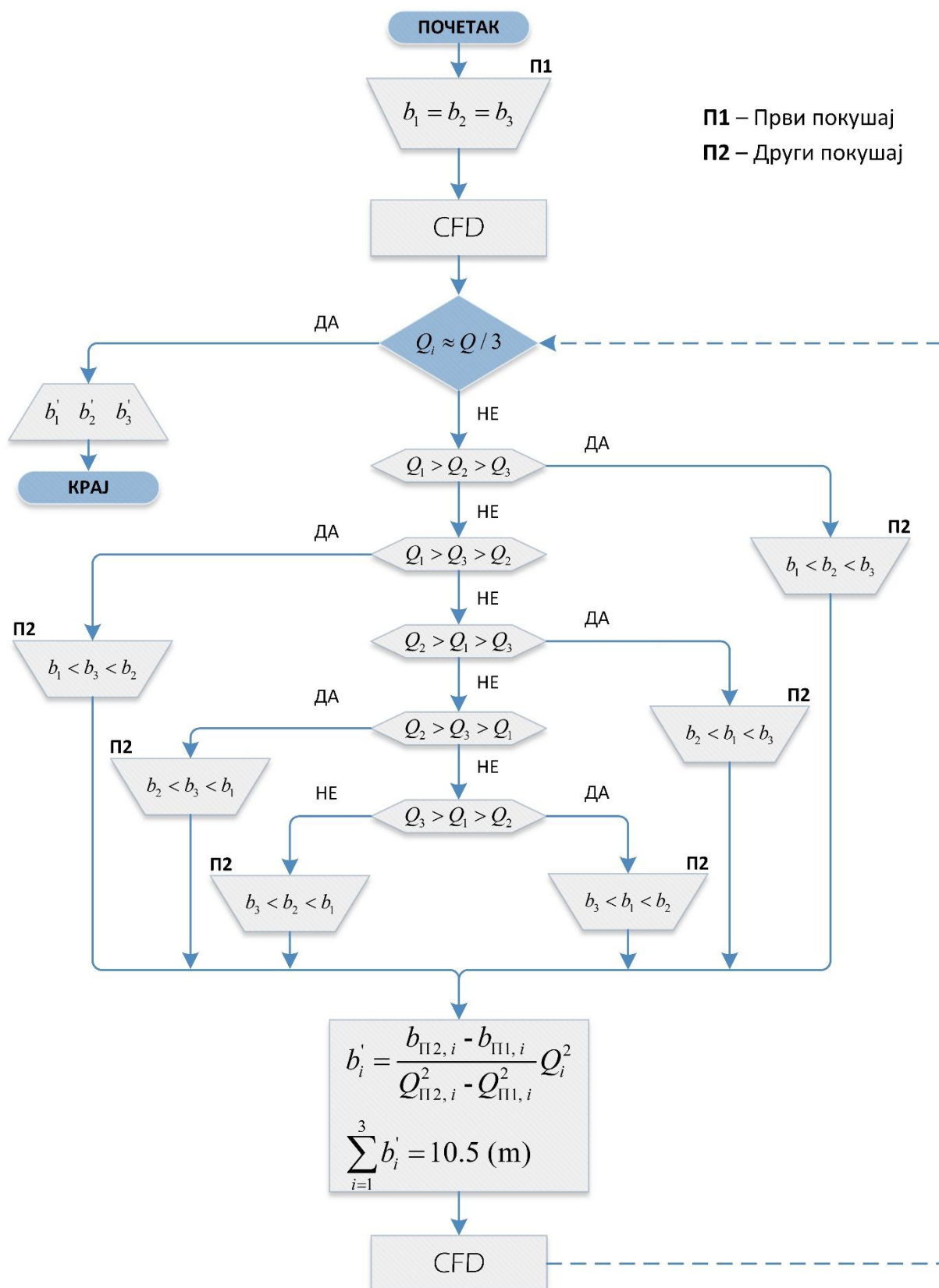
Ово решење представља модификацију претходног, у смислу промене угла након седмог усмеривача. Угао је ублажен (правац d2), тако да усмеривачи од 8 до 11 фаворизују другу комору, а усмеривачи од 12 до 15 трећу. Такође, у односу на претходно решење, склоњен је усмеривач 1, а усмеривачу 2 је додато допунско крило дужине 0,6 m у правцу комора таложника (правац k).



Техничко решење 25:

У односу на техничко решење 23 предлаже се уклањање усмеривача од 9 до 14. На тај начин би остало првих 8 усмеривача паралелних правцу (d), усмерених само ка првој комори таложника.

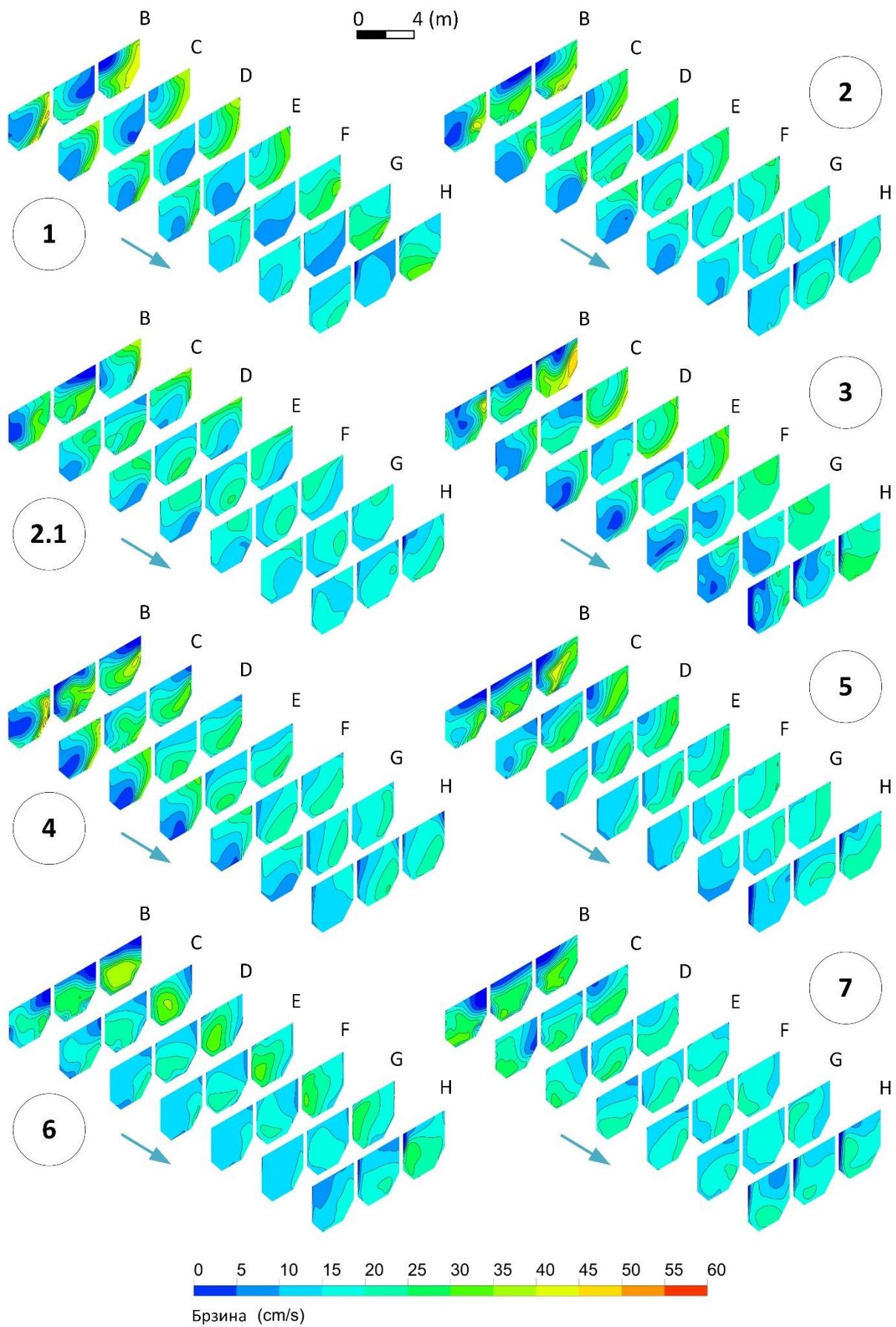
За одређивање непознатих ширина $b_i (i = 1 \div 3)$ предложеног техничког решења 2, користи се методологија приказана на Слици 5.46. Ова методологија се користи за брзо проналажење тачних ширина на улазу, помоћу резултата за протоке кроз коморе добијених на основу CFD симулација. Поступак се састоји из два покушаја. Први покушај представљају једнаке ширине на улазу $b_1 = b_2 = b_3 = 3,5$ m. За овај случај резултати су представљени на Слици 5.47 (Случај 2). На основу тих резултата, односно резултата протока кроз коморе, коригују се ширине на улазу b_1, b_2, b_3 . Други покушај зависи од резултата расподеле протока у првом покушају. У овом примеру, за први покушај при $b_1 = b_2 = b_3$ резултати CFD симулација показују да је $Q_1 < Q_2 < Q_3$, тако да је на основу алгоритма са Слике 5.46 потребно применити путању $b_3 < b_2 < b_1$ за други покушај. Ако и други покушај не задовољи услов равномерне расподеле, примењује се итеративни поступак. Ово је линеарни итеративни поступак на основу квадрата укупног протока на улазу (Q^2), примењен на било које две коморе, док се трећа недостајућа ширина одређује из геометријског услова ($\sum b_i = 10,5$ m). Представљена процедура брзо води ка решењу 2.1, чији су резултати приказани на Слици 5.47 (Случај 2.1). За ово решење (2.1), ширине на улазу су: $b_1 = 4,18$ m, $b_2 = 3,20$ m и $b_3 = 3,12$ m.



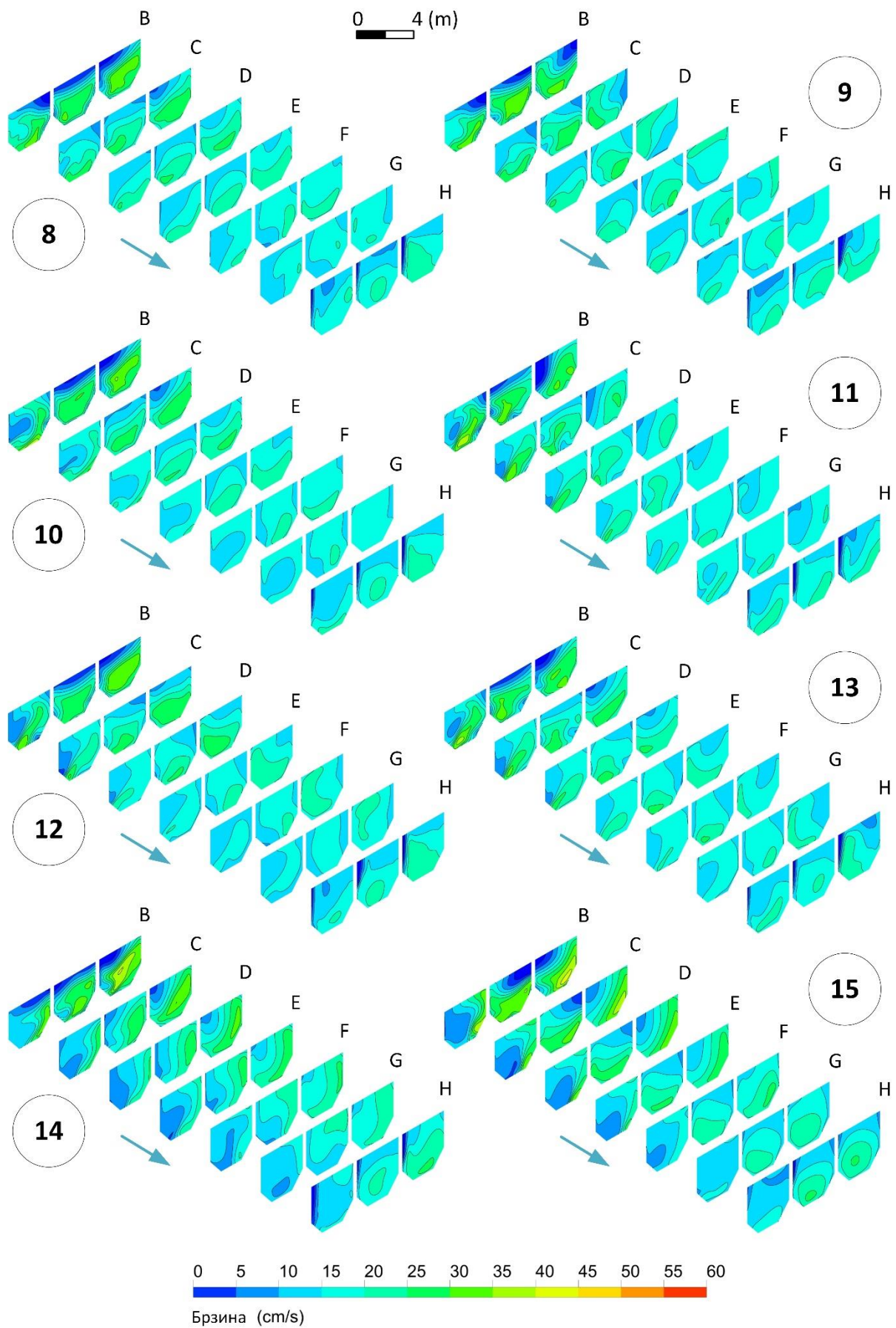
Слика 5.46 | Алгоритам за израчунавање тачних ширина техничког решења 2.1 на основу предложеног техничког решења 2 са једнаким ширинама.

5.4.1.2 РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

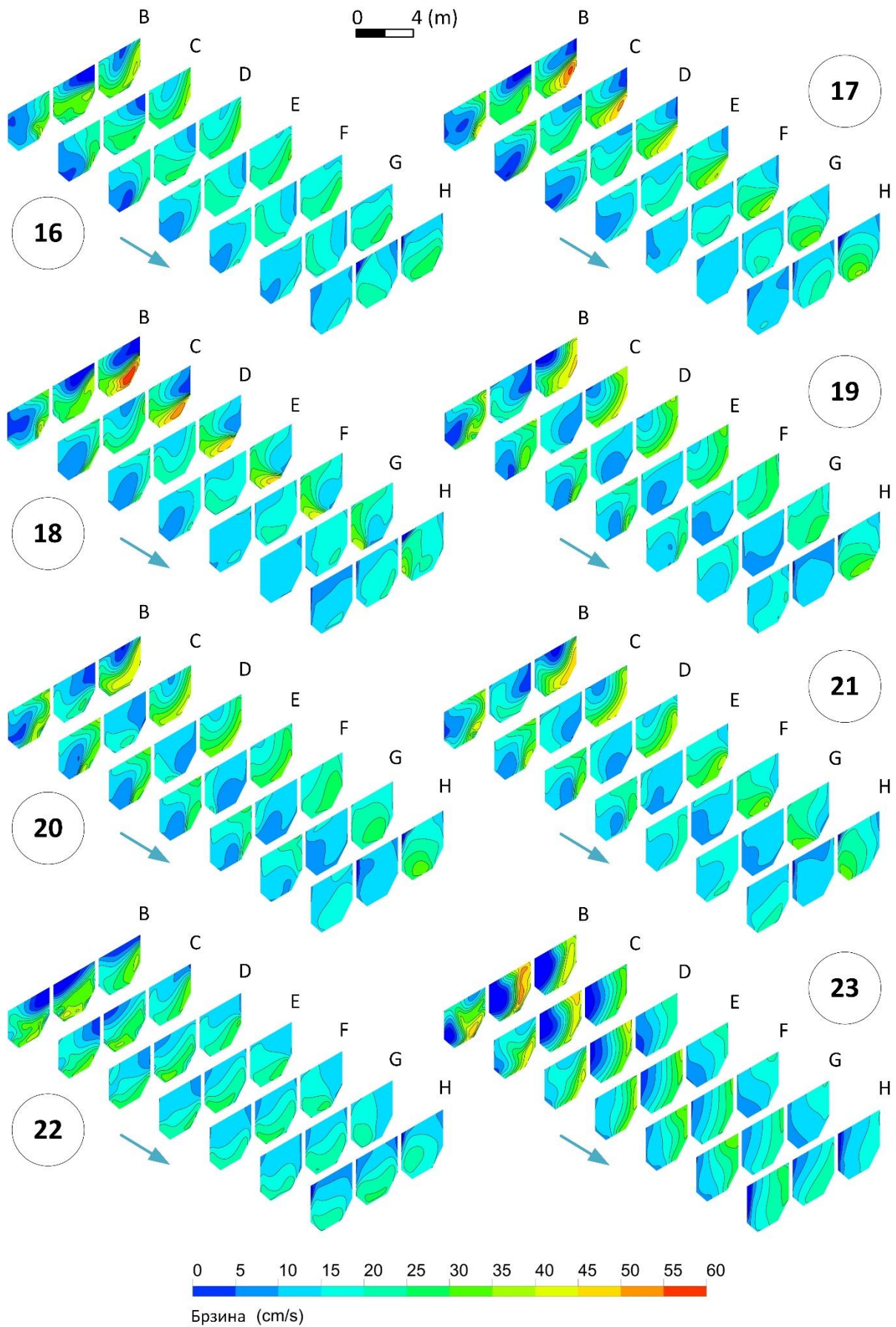
На Сликама 5.47, 5.48, 5.49 и 5.50 приказани су резултати CFD симулација за свих 25 предложених техничких решења из Секције 5.4.1.1 и за додатно решење 2.1, чије су карактеристике одређене методологијом представљеном на Слици 5.46, на бази предложеног решења 2. Резултати су приказани за попречне профиле брзине у равнима од В до Н. У односу на попречне профиле брзине постојећег стања приказаних на Слици 5.20, изостављена је равна А због занемарљивог утицаја брзина у тој зони на таложење у коморама. Квалитет техничких решења треба процењивати на основу њихових и брзинских поља постојећег стања, приказаних на Сликама 5.20, 5.21 и 5.22. Прегледом представљених резултата јасно се уочава да се свим предложеним решењима повећава проток кроз прву комору. То се и желело постићи с обзиром да је просечна брзина кроз ову комору вишеструко мања од пројектоване што нарушава хидродинамику осталих комора и имплицира неефикасан рад таложника. Са друге стране, повећање протока кроз прву комору потребно је постићи смањењем протока кроз критичну трећу комору, а да притом друга комора остане на тренутном или нешто смањеном нивоу. Поред изједначених протока, битно је постићи и равномерну расподелу брзина, због услова таложења. Резултати показују да решења 1, 3, 6, 17, 18, 19, 20, 21 и 25 имају значајно веће брзине у трећој комори или у неком свом делу у односу на прву и другу комору. У Табели 5.17 приказани су резултати релативне расподеле протока између комора за сва предложена решења. Може се уочити да претходно наведена неповољна решења имају протоке кроз трећу комору већу од 40%, а да је притом и расподела брзина по пресецима изразито неповољна. Од осталих решења, најбољу расподелу протока имају решења 2.1, 7, 8, 9, 11, 13 и 22, притом расподеле брзина за та решења не показују велику неуједначеност. Детаљнији приказ брзинских поља приказаних на Сликама 5.47, 5.48, 5.49 и 5.50 дат је у Прилогу дисертације.



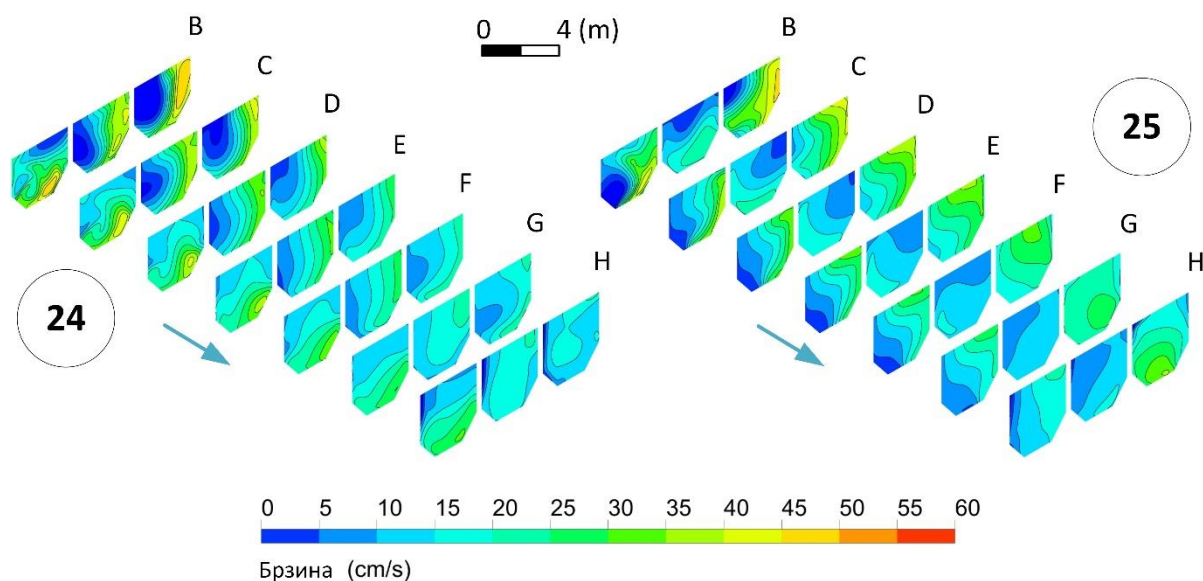
Слика 5.47 | Резултати CFD симулација брзинског поља за предложена решења од 1 до 7.



Слика 5.48 | Резултати CFD симулација брзинског поља за предложена решења од 8 до 15.



Слика 5.49 | Резултати CFD симулација брзинског поља за предложена решења од 16 до 23.



Слика 5.50 | Резултати CFD симулација брзинског поља за предложена решења 24 и 25.

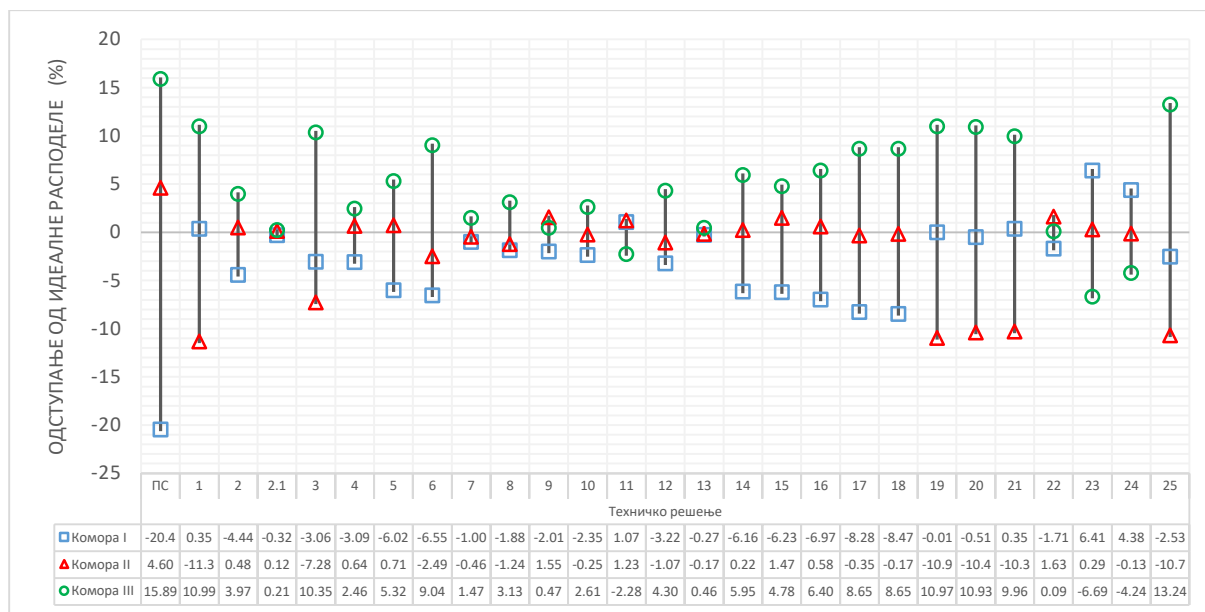
Табела 5.17 | Процентуална расподела протока кроз коморе таложника.

ПРЕДЛОЖЕНО РЕШЕЊЕ БР.	КОМОРА		
	I (%)	II (%)	III (%)
1	33,68	22,00	44,32
2	28,89	33,81	37,30
2.1	33,01	33,45	33,54
3	30,27	26,05	43,68
4	30,24	33,97	35,79
5	27,31	34,04	38,65
6	26,78	30,84	42,37
7	32,33	32,87	34,80
8	31,45	32,09	36,46
9	31,32	34,88	33,80
10	30,98	33,08	35,94
11	34,40	34,56	31,05
12	30,11	32,26	37,63
13	33,06	33,16	33,79
14	27,17	33,89	39,14
15	27,10	34,80	38,11
16	26,36	33,91	39,73
17	25,05	32,98	41,98
18	24,86	33,16	41,98
19	33,32	22,38	44,30
20	32,82	22,92	44,26
21	33,68	23,03	43,29
22	31,62	34,96	33,42
23	39,74	33,62	26,64
24	37,71	33,20	29,09
25	30,80	22,63	46,57

5.4.1.3 ИЗБОР ОПТИМАЛНОГ РЕШЕЊА

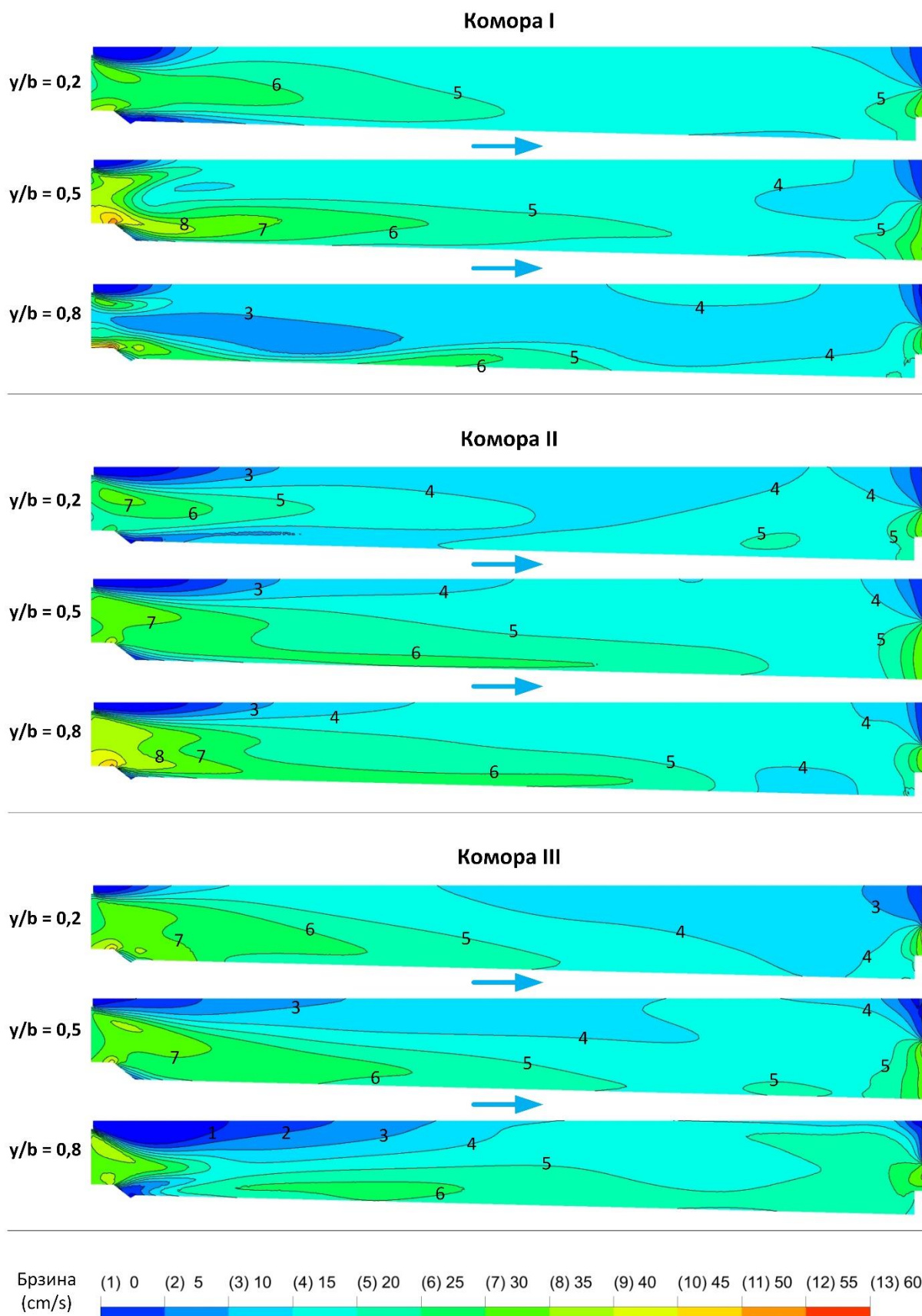
Избор оптималног решења врши се на основу релативне расподеле протока по коморама таложника. Поред услова изједначених протока потребно је да оптимално решење задовољава и услов критичне подужне брзине неопходне за таложење, односно да брзине у подужном правцу у односу на комору буду мање од 0,26 m/s. Сва решења су тестирана на три протока: 100%, 72% и 52% од инсталисаног протока. Треба напоменути да максималне брзине у свим коморама не прелазе пројектовану критичну брзину при протоцима испод 67% од максималног протока, у постојећем стању. На следећем дијаграму приказано је релативно процентуално одступање од идеалне расподеле, на основу резултата представљених у Табели 5.17. Вредност 0% са дијаграма представља апсолутни масени проток од 33,33%, -13,33% са дијаграма представља апсолутни масени проток од 20%, док +5% са дијаграма представља апсолутни масени проток од 38,33% од укупног протока. Вертикалне линије представљају максимално релативно одступање између две коморе. Ако се као пример узме резултат за постојеће стање може се уочити да комора 1 има релативно процентуално одступање од -20,48%, комора 2 има +4,60%, а комора 3 има +15,89%, што би у апсолутним бројевима значило да коморе имају расподелу укупног протока по коморама од: 12,85%, 37,93% и 49,22% респективно. Такође, на дијаграмима су маркерима обележена и релативна процентуална одступања сваке појединачне коморе. Оваквим приказом резултата омогућено је једноставно уочавање повољних решења. Циљ је да вертикална линија буде што краћа, а да маркери буду што ближи један другом (у идеалном случају сва три маркера се поклапају на линији релативног одступања „0“, а вертикална линија одступања не постоји).

Са дијаграма приказаног на Слици 5.51 се лако уочава да свих 25 предложених техничких решења представља побољшање у односу на постојеће стање (прва вертикална линија на дијаграму). Међутим, нека од тих решења дају мала побољшања (као што су решења: 1, 3, 19-21, 25) тако да неће улазити у даља разматрања и оцену. Са дијаграма се уочава да постоји неколико решења која дају повољне резултате, а то су пре свега решења: 2.1, 7, 9, 11, 13 и 22. Од повољних решења издвајају се два која имају укупно релативно одступање мање од 1%, то су решења 2.1 и 13. За ова два предложена решења неопходно је извршити проверу брзинских поља у подужном правцу, због критеријума таложења.

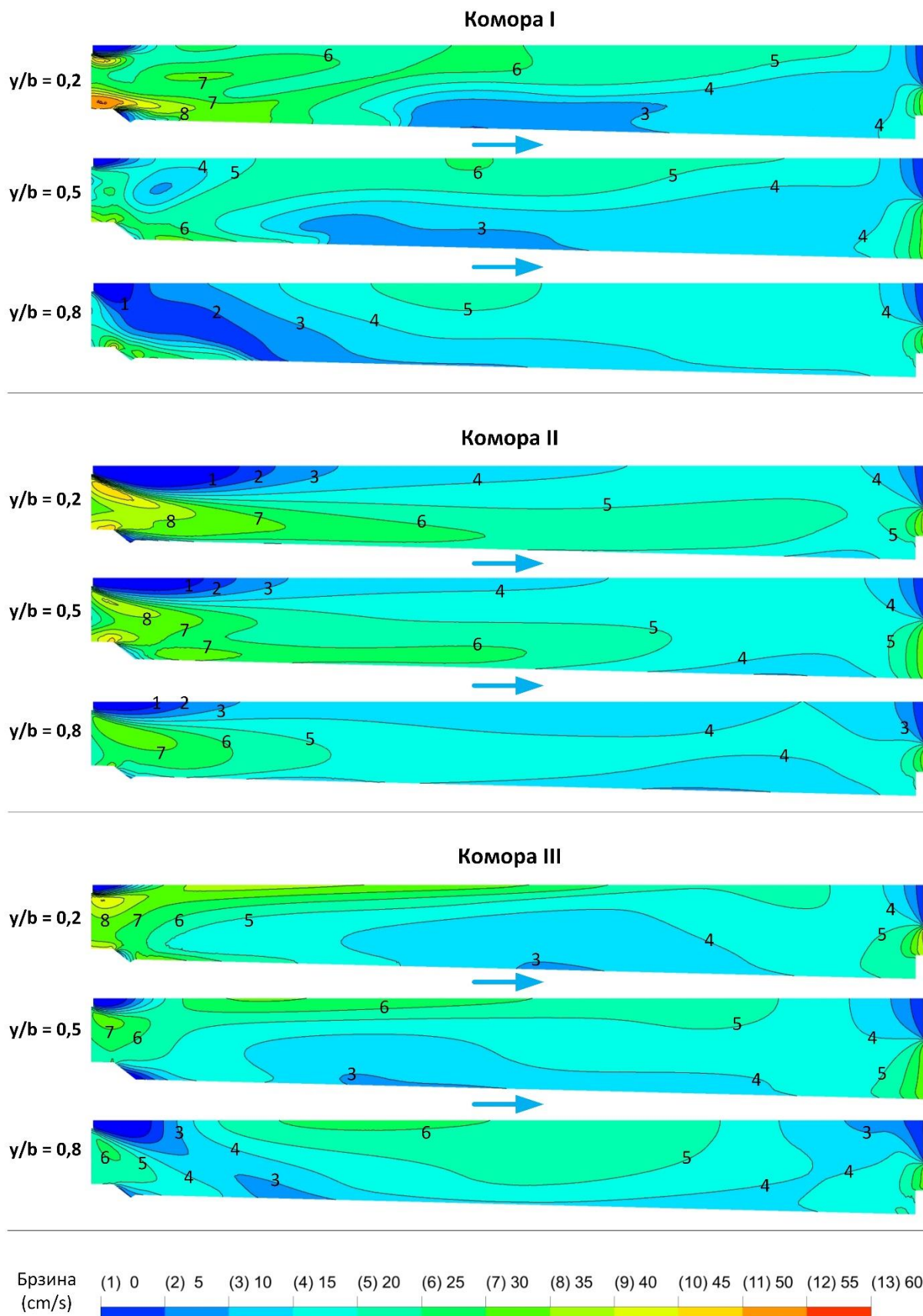


Слика 5.51 | Одступање протока од идеалне расподеле у коморама таложника.

На Сликама 5.52 и 5.53 приказани су резултати CFD симулација подужних профила брзина за све три коморе, предложених техничких решења 13 и 2.1, респективно. Резултати показују да решење 13 има релативно равномерну расподелу брзина, при чему се брзине изнад граничне (25,9 cm/s) местимично јавља у првој трећини дужине комора. Изузетак представља друга комора, где се у средњем пресеку ($y/b=0,5$) и уз леву ивицу ($y/b=0,8$) ова брзина прекорачује до прве половине дужине коморе. Веће брзине се јављају по дну канала, што је неповољна околност за таложење. Са друге стране, иако има најбољу расподелу протока по коморама техничко решење 2.1 (Слика 5.53) има нешто неповољнију расподелу брзина у односу на решење 13. Резултати показују да брзине прекорачују граничну у првој половини дужине коморе у другој и трећој комори, изузев пресека уз леву ивицу ($y/b=0,8$) коморе 2. У првој комори, пресек уз десну ивицу ($y/b=0,2$) има изразито неповољну расподелу, са брзинама већим од граничне у првој половини дужине коморе. У средњем пресеку ($y/b=0,5$) и пресеку уз десну ивицу ($y/b=0,8$), брзине су у дозвољеним границама.



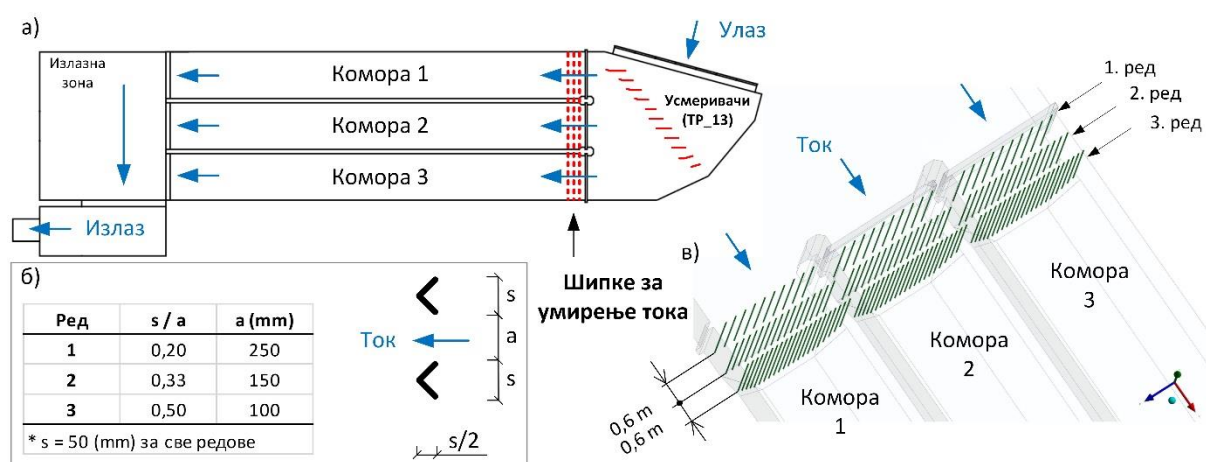
Слика 5.52 | Резултати CFD симулација брзинског поља у подужном правцу за техничко решење 13. Вредност y/b представља релативно растојање од десне ивице коморе посматрано у оријентацији као на Слици 5.20.



Слика 5.53 | Резултати CFD симулација брзинског поља у подужном правцу за техничко решење 2.1. Вредност y/b представља релативно растојање од десне ивице коморе посматрано у оријентацији као на Слици 5.20.

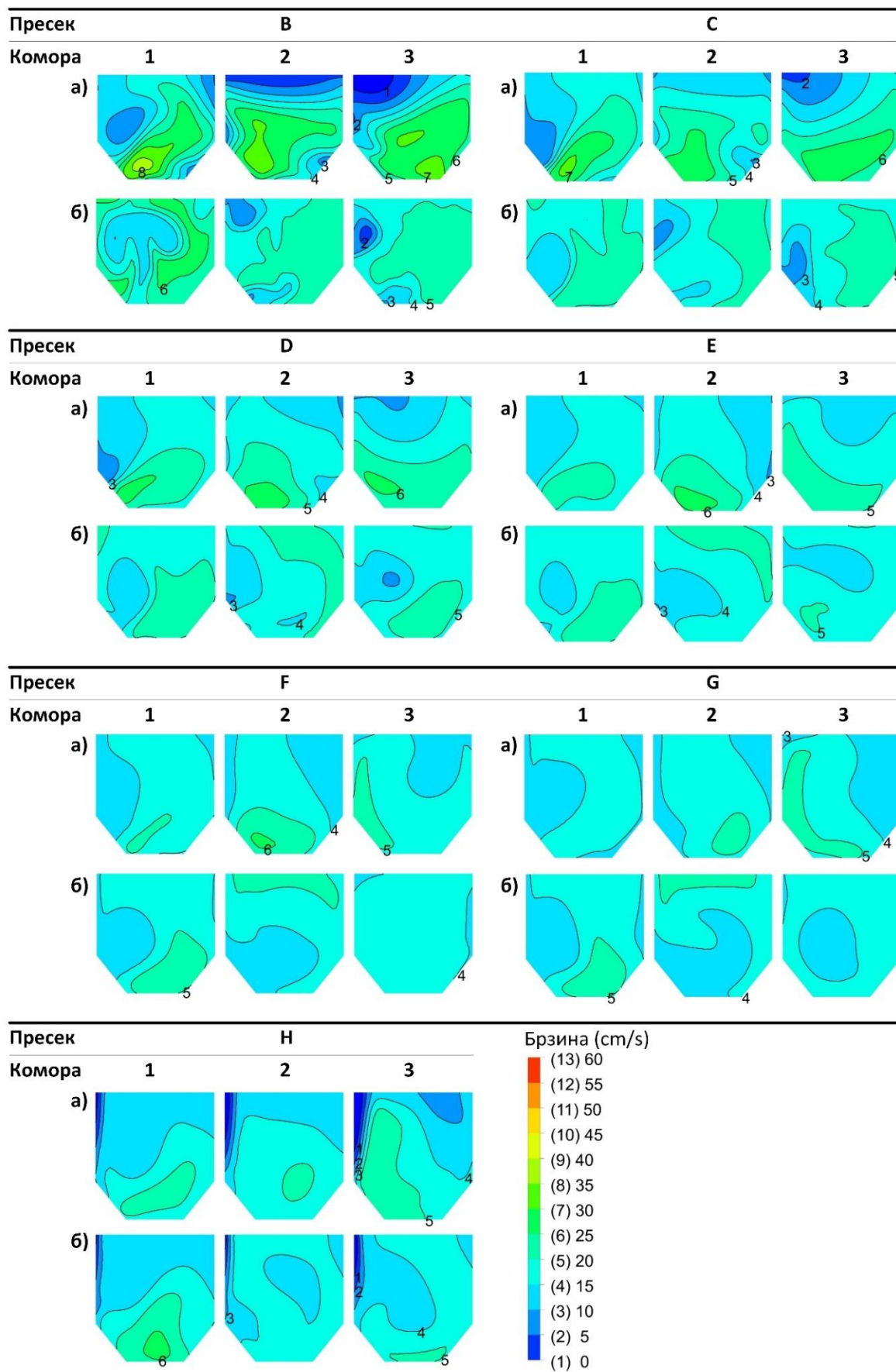
Решење 2.1 најбоље изједначава протоке између комора. Међутим, ово решење фаворизује веће брзине уз спољашњу страну кривине, односно уз десну страну ивица комора таложника. Ова околност неповољно утиче на процес таложења. Такође, ово решење је технички захтевно због својих димензија, ограничавања приступа улазној решетки, времена потребног за прекид рада електране због постављања усмеривача, могућности таложења по дну усмеривача, с обзиром да се овим решењем предлаже постављање по целој дужини улазне зоне (од улазне решетке до комора). Због претходно наведеног, за оптимално решење се бира предложено решење 13 које се карактерише релативним протоцима од 32,88%, 33,29% и 33,82% кроз прву, другу и трећу комору, респективно. Разлика између максималног и минималног протока износи 0,94%, што је разлика од 53,11 l/s при инсталисаном протоку (5650 l/s).

Имајући у виду да се и за оптимално решење 13 локално јављају брзине веће од критичне (видети Слику 5.52), предложена је употреба “V” шипки за умирење тока. Ове шипке се најчешће користе у Швајцарским МХЕ и постројењима за пречишћавање воде механичким путем [52,57,70]. У тим постројењима, “V” шипке за умирење тока се најчешће постављају у 2 или 3 реда на почетку прелазне зоне између заједничке улазне и зоне таложења.



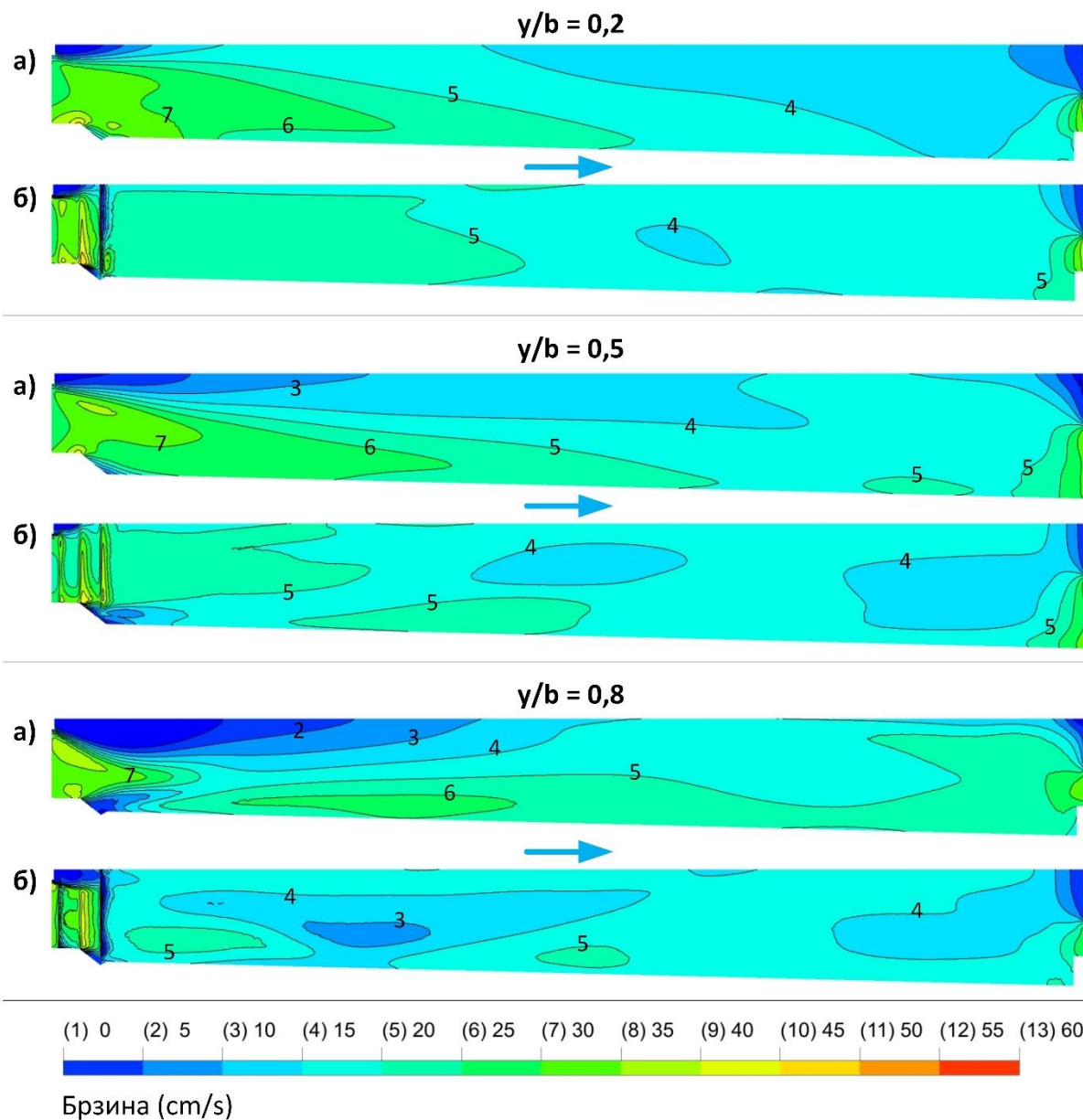
Слика 5.54 | Позиција “V” шипки за умирење тока у таложнику (а), њихови детаљи и димензије (б) и распоред (в).

На Слици 5.54 приказани су детаљи позиција, димензија и распореда “V” шипки примењених на решење 13. Предложена је конфигурација са три реда и повећањем густине на основу модела предложених у реф. [52,87,144]. Додатни елементи су уграђени на почетку комора, с обзиром да анализирани таложник нема прелазну зону између заједничке улазне зоне и зоне таложења, у којој се уобичајено постављају шипке за умирење тока.



Слика 5.55 | Профили брзинског поља у 7 равни од В до Н таложника, за техничко решење 13 (а) и техничког решења 13 са примењеним "V" шипкама за умирење тока (б).

На Слици 5.55 приказани су попречни профили брзина у равнима од В до Н CFD симулација за решење 13 (а) и решење 13 са примењеним “V” шипкама (б). Резултати показују да употреба “V” шипки доводи до смањења максималних брзина до 5 cm/s, при чему долази и до равномерније расподеле брзина.



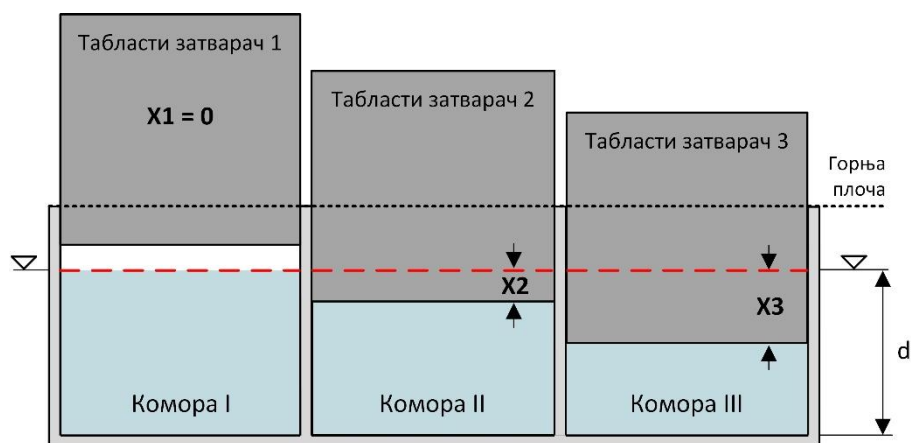
Слика 5.56 | Резултати CFD симулација брзинског поља у подужном правцу коморе 3, за техничко решење 13: без (а) и са примењеним “V” шипкама (б). Вредност y/b представља релативно растојање од десне ивице коморе посматрано у оријентацији као на Слици 5.20.

На Слици 5.56 приказани су упоредни резултати подужних профила само за трећу комору при инсталисаном протоку, односно за случај који се сматра критичним. Случај без “V” шипки (а) показује да су брзине веће од критичне у првој трећини дужине коморе, док се употребом “V” шипки (б) ове зоне

неутрализују, тако да ни у једном пресеку брзина не прелази вредност од 25 cm/s. Закључак је да употреба “V” шипки има позитиван утицај на таложење због смањења максималних брзина и утицаја на равномернију расподелу брзина по пресецима.

5.4.2 УПРАВЉАЊЕ ПРОТОКОМ ПОМОЋУ ТАБЛАСТИХ ЗАТВАРАЧА

У овом поглављу је за контролу протока кроз коморе таложника анализирана употреба постојећих табластих затварача на њиховим улазима. На Слици 5.57. шематски је приказана идеја контроле протока у коморама. С обзиром да је мерењем утврђена релативна расподела протока од 16,00%, 37,97% и 46,03% у првој, другој и трећој комори респективно, идеја је да се први табласти затварач потпуно извуче из воде ($X_1 = 0$), док је за положаје X_2 и X_3 неопходно дефинисати зависност од укупног протока на улазу у таложник.



Слика 5.57 | Шематски приказ контроле протока помоћу табластих затварача.

Верификовани CFD модел бочног водозахвата представљен у поглављима 5.2 и 5.3 коришћен је и при овој анализи. Додатак представља употреба аналитичког модела који има за циљ да убрза поступак проналажења оптималних положаја X_2 и X_3 у зависности од улазног протока. За проналажење математичке зависности за локалне отпоре сложених геометрија (пре свега улазне и излазне зоне) коришћена је регресиона анализа. Подаци који су обухваћени регресионом анализом добијени су CFD симулацијама за специфичне геометријске облике анализираних таложника, при различитим протоцима у распону који је дефинисан за ову хидроелектрану.

5.4.2.1 МЕТОДОЛОГИЈА

За одређивање оптималних положаја табластих затварача разматране су следеће методологије: 1. мерења у комбинацији са методом покушаја и погрешке, 2. мерења у комбинацији са регресионом анализом, 3. CFD симулације у

комбинацији са методом покушаја и погрешке, 4. CFD симулације у комбинацији са регресионом анализом, 5. CFD симулације подржане једнодимензионалним моделом струјања и 6. CFD симулације подржане једноставним аналитичким моделом. Улога додатних модела и регресионе анализе је да убрзају поступак проналажења оптималног решења помоћу CFD симулација. Прве четири методологије из претходне листе нису применљиве за конкретан пример због немогућности адекватног мерења протока. Наиме, таложник је са горње стране покривен бетонском плочом и има само три уска отвора који се користе за кретање табластих затварача у вертикалном правцу (видети Слику 5.17). Табласти затварачи су константно зароњени у воду кроз наведене отворе, али и поред ове отежавајуће околности са смањеним простором, позиција није погодна за мерење с обзиром да се налази одмах након локалног поремећаја протока (на основи ISO 748 стандарда). На слици 5.59 представљена је процедура која се користи за решавање методологијама 5 и 6. Први корак представља развој тродимензионалног CFD модела бочног водозахвата, који се валидира мерењем брзинског поља и протока кроз коморе таложника. Мерења су вршена према ISO 748 стандарду [123]. Током валидације вршена су усклађивања модела, геометрије и граничних услова све док релативно одступање између мерења CFD модела није било мање од мерне несигурности која за овај случај износи 8,5%, израчунате на основу ISO Стандарда 1088:2007, 5168:2005 и 748:2007 [123,127,128]. Идеја је да се коришћењем валидираног CFD модела бочног водозахвата пронађе оптимално решење уз помоћ што је једноставније могућег аналитичког модела, који би се користио за брзо вођење CFD модела ка оптималном решењу. Додатна вредност употребе аналитичког модела представља могућност динамичке контроле протока употребом табластих затварача. Први покушај представљао је развој модела аналогног једнодимензионалном струјању кроз цев. Међутим, његов даљи развој спречила је немогућност адекватне формулације пада притиска од табластих затварача, улазне и излазне зоне (видети Слику 5.58). Покушај да се излазна зона моделира као једнодимензионално струјање кроз две „Т“ рачве [145] (видети Слику 5.58) није био успешан због тродимензионалне природе струјања у том делу таложника. Одступање од једнодимензионалног струјања проузроковано је: (а) бетонском гредом која потапа ток испод нивоа бочног излаза из резервоара, који (б) у поређењу са коморама има неколико пута већи попречни пресек. Ово су били главни разлози за напуштање идеје о моделу аналогном једнодимензионалном струјању кроз цев и прелазак на модел за нијансу сложеније структуре. Основни принцип примењеног модела је да се укупни ток подели на три паралелна тока (видети Слику 5.58). Ова подела је фиктивна у улазној и излазној зони а реална у коморама које су физички одвојене једна од друге. Падови притисака ових паралелних токова су једнаки при стварним протоцима. У помоћном аналитичком моделу једначине за падове притиска услед локалних отпора су дефинисане помоћу регресионе анализе, на основу резултата CFD симулација. Једначине добијене на овај начин за улазну и излазну зону верификоване су индиректно преко верификације аналитичког модела. Слично томе, једначина добијена за пад притиска на табластом затварачу верификована је индиректно и додатно проверена упоређивањем са једначином за пад притиска ножастог засуна у правоугаоном затвореном каналу

[145]. Претпоставка је да употребом табластих затварача за контролу протока долази до поремећаја брзинског поља у коморама, креирајући притом вртлоге и повратна струјања. Ово су јако неповољне околности за таложење чак и при идеалној расподели протока кроз коморе. Стога се предлаже употреба шипки за умирење, којима се изједначава брзинско поље и смањују турбуленције. Као и у поглављу 5.4.1.3. предлаже се конфигурација са три реда "V" шипки представљена на Слици 5.54.

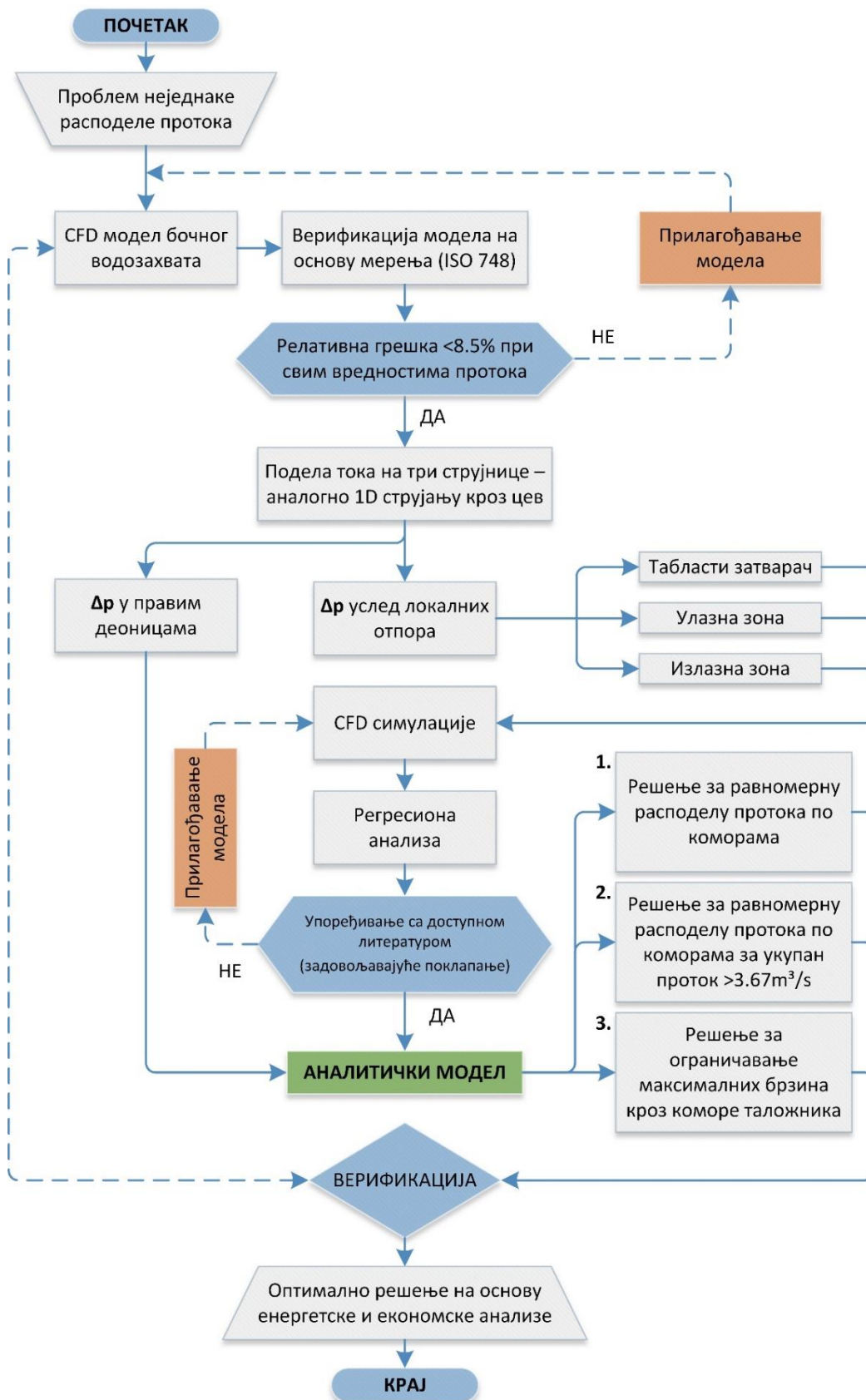


Слика 5.58 | Падови притисака услед локалних и подужних отпора у таложнику.

Аналитички модел за изједначавање протока могуће је решити на три начина:

1. За фиксне положаје табластих затварача при свим протоцима,
2. За фиксне положаје при протоцима већим од $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$ и потпуним отварањем за протоке ниже од те вредности, и
3. За променљиве положаје тако да просечна брзина у коморама не пређе максималну дозвољену брзину у подужном правцу од $0,259 \text{ m/s}$.

Резултати CFD симулација и мерења показују да су просечне брзине у подужном правцу у свим коморама мање од максимално дозвољене брзине при свим протоцима мањим од $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$. Односно, при укупном протоку од $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$ просечна брзина у критичној трећој комори износи $0,259 \text{ m/s}$.



Слика 5.59 | Методологија примењена за одређивање оптималног решења.

5.4.2.2 ПОМОЋНИ АНАЛИТИЧКИ МОДЕЛ

За убрзавање тражења решења помоћу CFD модела развијен је помоћни аналитички модел за динамичку контролу протока кроз коморе таложника помоћу табластих затварача. Таложник је подељен на три карактеристичне деонице: улазну, зону таложења и излазну зону. Улазна зона у овом поглављу разматра се без решетке на улазу због занемарљивог утицаја на расподелу протока, као заједнички део од улаза у таложник до улаза у коморе односно табластих затварача. Утицај решетке проверен је упоређивањем резултата CFD симулација целог водозахвата са решетком и без ње, при максималном протоку. Резултати су показали да протоци кроз коморе одступају за мање од 1%. Разлог због ког улазна решетка нема утицај на расподелу протока у коморама лежи у чињеници да се решетка састоји од хоризонтално постављених лимова и само 6 вертикалних лимова на међусобном растојању од 1,5 m који имају функцију укрућења хоризонталних лимова, али не и утицај на расподелу протока. Излазна зона представља заједнички простор након комора са бочним преливом као излазом, док се зона таложења састоји од 3 паралелне коморе једнаких димензија и табластим затварачима постављеним на улазу. За одређивање положаја табластих затварача, укупан проток је подељен на три паралелна тока (видети Сliku 5.58). Ова подела је замишљена (имагинарна) у улазној и излазној зони док је у зони таложења стварна. С обзиром да су ови токови паралелни то су и њихови падови притисака једнаки $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3$ и могу се израчунати на следећи начин:

$$\text{За ток 1: } \Delta p_1 = (\Delta p_{1-3})_1 + (\Delta p_{TZ})_1 + (\Delta p_L)_1 + (\Delta p_{3-1})_1, \quad (5.31)$$

$$\text{За ток 2: } \Delta p_2 = (\Delta p_{1-3})_2 + (\Delta p_{TZ})_2 + (\Delta p_L)_2 + (\Delta p_{3-1})_2, \quad (5.32)$$

$$\text{За ток 3: } \Delta p_3 = (\Delta p_{1-3})_3 + (\Delta p_{TZ})_3 + (\Delta p_L)_3 + (\Delta p_{3-1})_3. \quad (5.33)$$

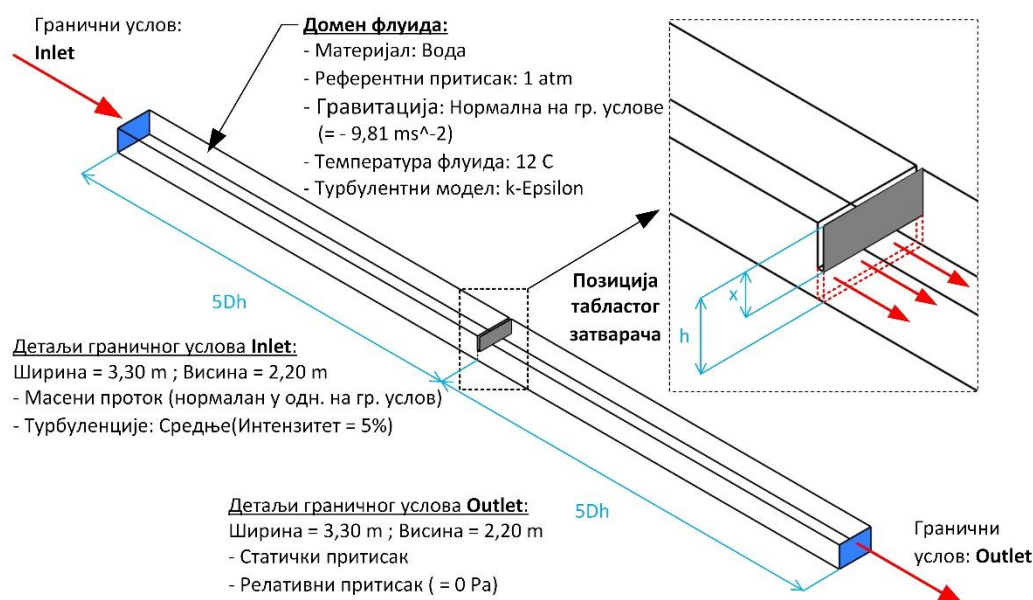
У једначинама (5.31 ÷ 5.33) за i -ти ток (индекс $i = 1 \div 3$), $(\Delta p_{1-3})_i$ и $(\Delta p_{3-1})_i$ у [Pa] су падови притисака које стварају замишљени токови на улазном и излазном делу, $(\Delta p_{TZ})_i$ у [Pa] су падови притисака од табластих затварача, док су $(\Delta p_L)_i$ у [Pa] падови притисака услед трења у правим деоницама комора таложника. Губици услед трења рачунати су на основу Дарси-Вајсбахове (Darcy-Weisbach) једначине [120], док су остали падови притисака рачунати на основу локалних коефицијената отпора, чије се дефинисање описује у наставку.

5.4.2.2.1 ПАД ПРИТИСКА УСЛЕД ЛОКАЛНОГ ОТПОРА ТАБЛАСТОГ ЗАТВАРАЧА

Идеја са управљањем протока у коморама уз помоћ табластих затварача је да се у коморама са већим протоком (коморе 2 и 3) створи додатни отпор спуштањем табластих затварача 2 и 3 на позиције одређене уз помоћ аналитичког модела, тако да дође до изједначавања протока. Да би било могуће одредити тачне положаје на овај начин потребно је дефинисати пад притиска у функцији

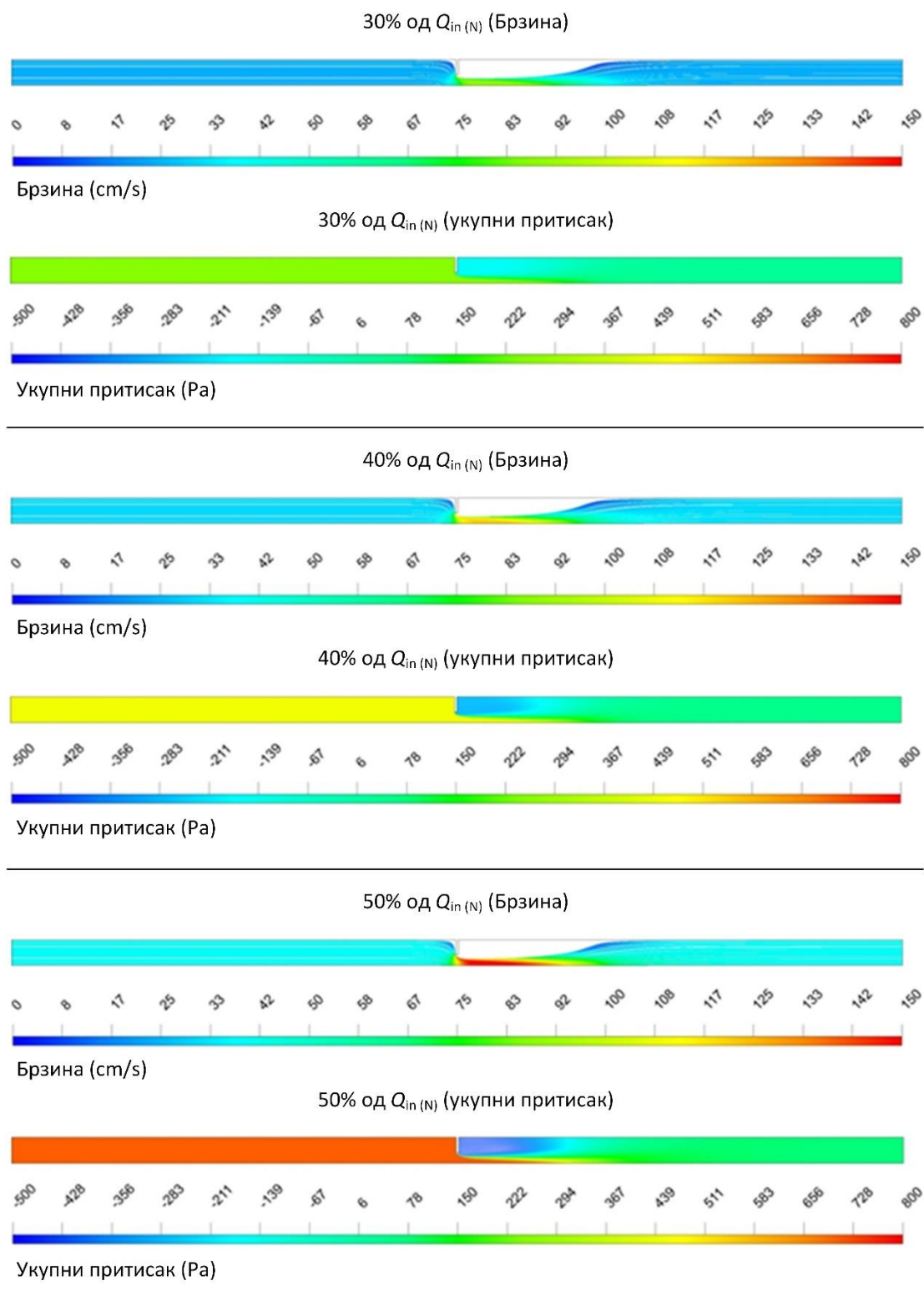
положаја табластог затварача и укупног протока. Претраживањем литературе није се дошло до одговарајуће форме за аналитички модел, која се односи на отворене канале, док је за затворене канале могуће пронаћи у референци [145]. Такође, због немогућности мерења пада притиска на већ постављеним табластим затварачима, приступило се одређивању овог локалног отпора помоћу CFD симулација.

На Слици 5.60 приказани су детаљи модела. Геометрија одговара геометрији једне коморе таложника, док су протоци при којима су вршене симулације од 10% до 100% од максималног протока кроз таложник. Растојање од 5 хидрауличких пречника је постављено пре и после табластог затварача због стабилизације струјања. Укупно је извршено 90 симулација за 10 протока (у опсегу од $0,565 \div 5,65 \text{ m}^3/\text{s}$ са кораком $0,565 \text{ m}^3/\text{s}$) и за сваки проток по 9 позиција табластог затварача ($0,1h \div 0,9h$ са кораком $0,1h$).



Слика 5.60 | Изометријски приказ CFD модела табластог затварача укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

Због великог броја анализираних случајева и простора потребног за њихово приказивање на Слици 5.61 приказано је само 3 од укупно 90 симулираних случајева. Приказани су резултати брзинског поља и поља тоталног притиска за 30%, 40% и 50% од укупног инсталисаног протока $Q_{in(N)}$.



Слика 5.61 | Резултати CFD симулација за табласти затварач.

За формирање експлицитне функције која обједињује резултате појединачних симулација за пад притиска, положај табластог затварача и улазних брзина коришћен је регресиони модел најмањих квадрата (Least-Square) [146,147]. Први корак је конструкција регресионе функције, у којој се дефинишу одзивне

променљиве (зависне променљиве) и предикторске променљиве (независне променљиве, регресори). За овај локални отпор, одзивна променљива је пад притиска, док је предикторске променљиве потребно претпоставити. Тестиран је велики број и облик предикторских променљивих, од којих су најбоље резултате дале предикторске променљиве у облику претпостављеном у једначини (5.34). Предложено је да се као независни параметри од којих зависи пад притиска користе релативна отвореност и просечна брзина на улазу, при чему се релативна отвореност развија у степени ред са степенима: 0, 1/2, 1, 3/2 и 2, формирајући регресиони модел од 5 предикторских променљивих и 6 непознатих константи. Вредност R^2 је 0,999996 што говори да регресиона функција добро описује податке [147]. Са друге стране, за оцењивање регресионих константи коришћене су р-вредности за t-статистику [146]. На основу резултата приказаних у Табели 5.18, може се уочити да су вредности $|t|$ довољно удаљене од нуле, док су р-вредности значајно испод границе 0,05 коју аутори у референци [146] препоручују као довољну за доказивање значајности регресионих константи.

$$\Delta p = C_0 + C_1 \sqrt{\frac{h-x}{h}} + \left[C_2 + C_3 \left(\frac{h}{h-x} \right)^2 + C_4 \left(\frac{h}{h-x} \right)^{\frac{3}{2}} + C_5 \frac{h}{h-x} \right] \frac{\rho \bar{v}^2}{2}, \quad (5.34)$$

где су:

C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 и C_5 регресионе константе приказане у Табели 5.18,

h (m) – дубина канала,

x (m) – дубина на коју је зароњен табласти затварач у односу на површину воде,

$\rho = 999,45$ (kg/m³) – просечна густина воде током године, на 12°C [137] и

\bar{v} (m/s) – просечна брзина воде на улазу.

Табела 5.18 | Регресионе константе, t-статистика и р-вредности за једначину (5.34).

	C0	C1	C2	C3	C4	C5
Регресионе константе	1,378	-1,528	2,572	1,082	5,569	-9,232
t-Статистика	2,069	-2,451	20,686	11,879	15,723	-24,236
р-Вредност	0,043	0,017	< 0,01	< 0,01	< 0,01	< 0,01

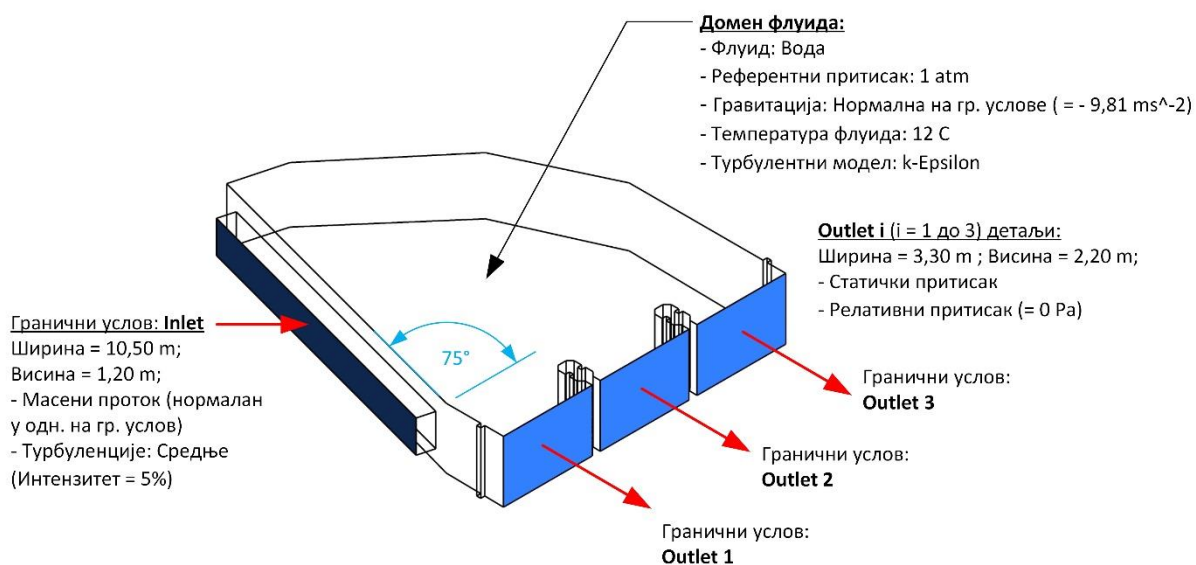
У Табели 5.19 приказани су упоредни резултати локалних коефицијената отпора добијених на основу једначине (5.34) и на основу резултата представљеног од стране аутора *Idel'chik* [145] за затворени правоугаони канал у зависности од релативне отворености канала. У опсегу од 20% до 80% релативне отворености канала резултати имају задовољавајуће поклапање тако да је могуће користити обе формулације без значајног утицаја на крајњи резултат.

Табела 5.19 | Упоредни резултати локалних коефицијената отпора.

Релативна отвореност	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Idel'chik [145]	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0
Једначина (5.5)	-	165,94	45,36	17,71	8,28	4,19	2,18	1,10	0,51	0,17	-

5.4.2.2 ПАД ПРИТИСКА УСЛЕД ОТПОРА У ЗАЈЕДНИЧКОЈ УЛАЗНОЈ ЗОНИ

Захваћени проток из заједничке улазне зоне излази подељен, као три одвојене струје (видети Сliku 5.58) које потом улазе у зону таложења односно коморе. Због специфичне геометрије улазне зоне није било могуће пронаћи у литератури коефицијент локалног отпора. За одређивање пада притиска у овој зони примењена је иста методологија као и у претходном делу, CFD симулације у комбинацији са регресионом анализом. На Слици 5.62 приказан је 3D модел са детаљима симулације, док су на Сликама 5.63 и 5.64 приказани резултати симулација. Симулације су вршене за протоке у распону од 65% до 100% од инсталисаног протока, са кораком од 5% и то за два случаја: (1) са слободним излазом из зоне и (2) са условом да су протоци на излазу једнаки. Први случај представља тренутно стање, док се други поклапа са жељеним условом једнаких протока.



Слика 5.62 | Изометријски приказ CFD модела улазне зоне укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

На основу резултата CFD симулација приказаних на Сликама 5.63 и 5.64, граничних услова и познате геометрије, применом регресионе анализе одређена је функција која описује падове притисака за сваки појединачан излаз из улазне зоне, $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3$. За предикторске променљиве претпостављене су вредности

разлике квадрата средњих брзина подељених са полупречницима кривина, и укупног протока на улазу. Дефинисане су три посебне функције за $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3$ при чему се разликују регресионе константе, излазне брзине и полупречници кривина. Најбоље поклапање података регресионом функцијом ($R^2 > 0,999987$ за све три једначине) постигнуто је једначином облика (5.35). Формирани регресиони модел састоји се од 4 предикторске променљиве и 5 непознатих константи. У Табели 5.20 приказане су вредности регресионих константи, р-вредности и вредности за t-статистику. Резултати показују да су р-вредности испод границе 0,05 а вредности за $|t|$ довољно изнад нуле, за све константе, тако да се у складу са [146] може рећи да су вредности регресионих константи значајне.

$$\Delta p_k = C_0 + C_1 \cdot Q_{in} + \sum_{i=1}^3 \left[C_{i+1} \cdot \frac{(\bar{v}_{in} - \bar{v}_i)^2}{R_i} \right], \quad (5.35)$$

где је:

$k = 1 \div 3$ – број коморе,

Q_{in} (m³/s) – укупан проток на улазу,

\bar{v}_{in} (m/s) – просечна брзина воде на улазу,

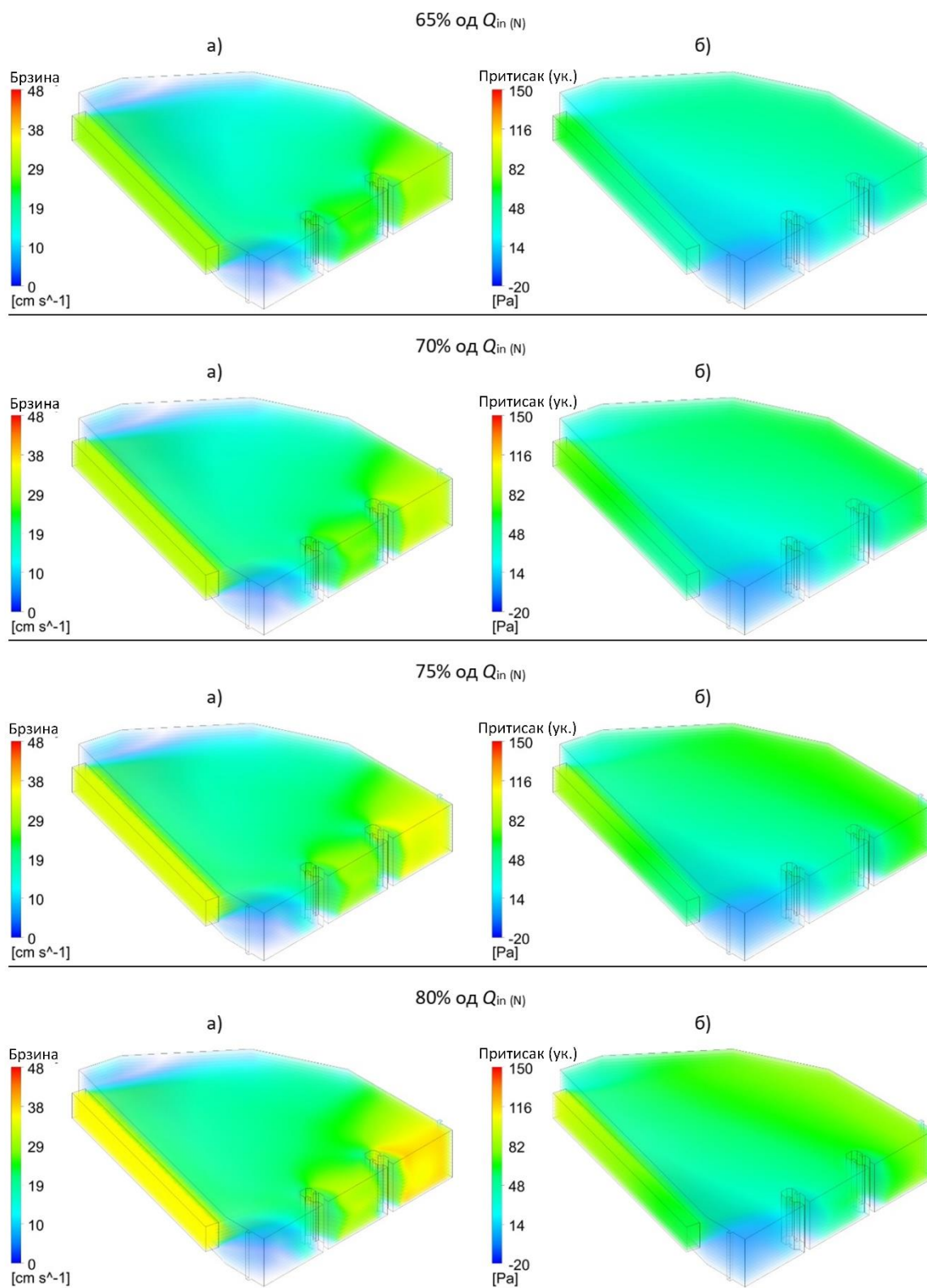
\bar{v}_i (m/s) – просечна брзина воде на i -том излазу,

R_i (m) – радијус који повезује средину i -те трећине (с десна на лево) улаза и средину i -тог излаза, и

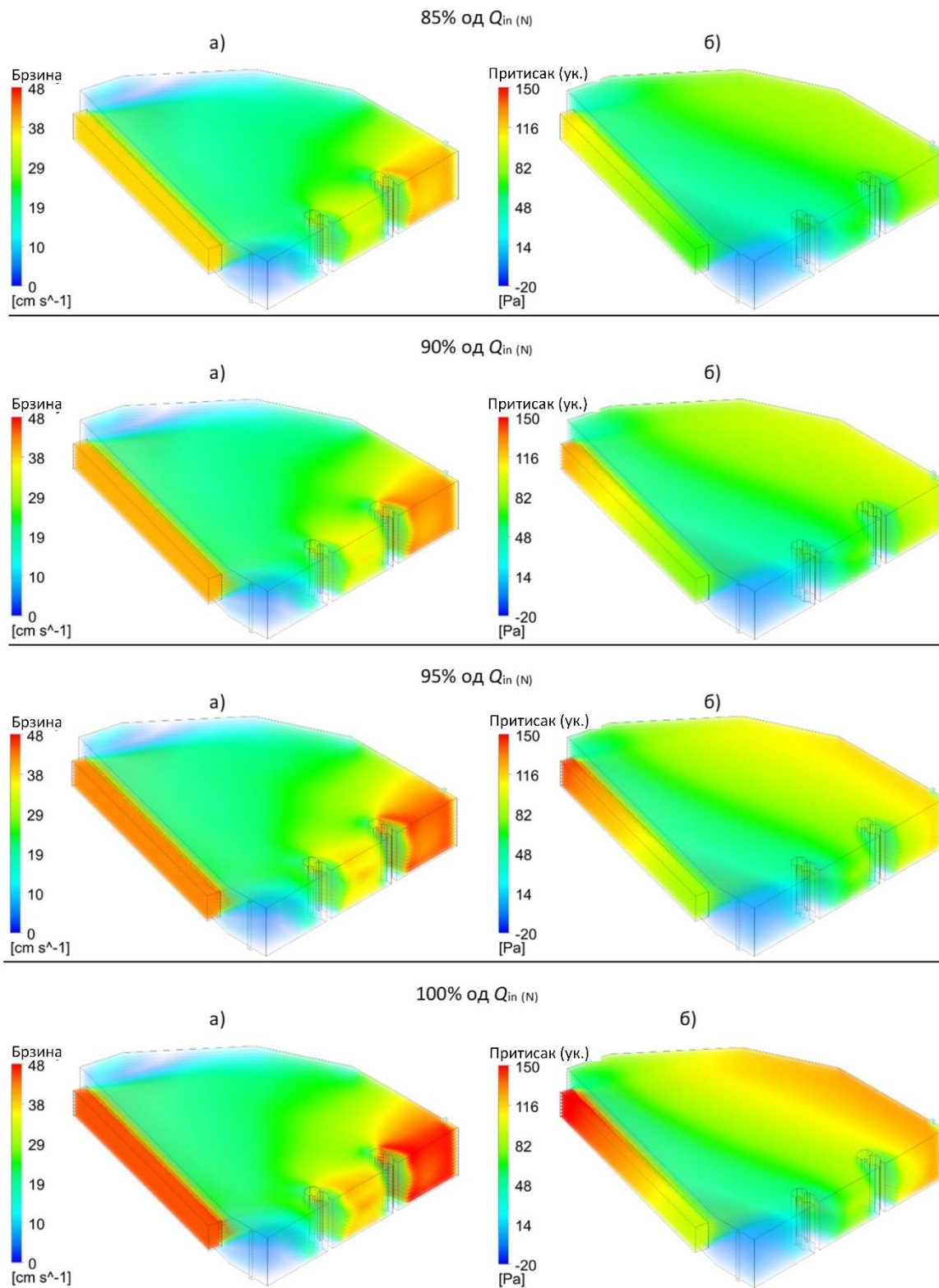
C_i ($i = 0 \div 4$) – регресионе константе приказане у Табели 5.20.

Табела 5.20 | Регресионе константе које се користе у једначини (5.35) са t-Статистиком и р-Вредностима за сва три тока.

Комора		C_0	C_1	C_2	C_3	C_4
I	Регресионе константе	-2,914	1,277	1674,310	2219,056	15894,092
	t-Статистика	-4,356	2,335	3,026	4,275	3,543
	р-Вредност	< 0,01	0,044	0,014	< 0,01	< 0,01
II	Регресионе константе	-1,004	0,466	1060,100	1674,298	1171,772
	t-Статистика	3,377	3,946	5,484	5,923	2,563
	р-Вредност	< 0,01	< 0,01	< 0,01	< 0,01	0,030
III	Регресионе константе	0,611	-0,282	608,064	222,123	-4001,306
	t-Статистика	2,789	-2,851	6,909	3,373	-2,441
	р-Вредност	0,021	0,019	< 0,01	< 0,01	0,037



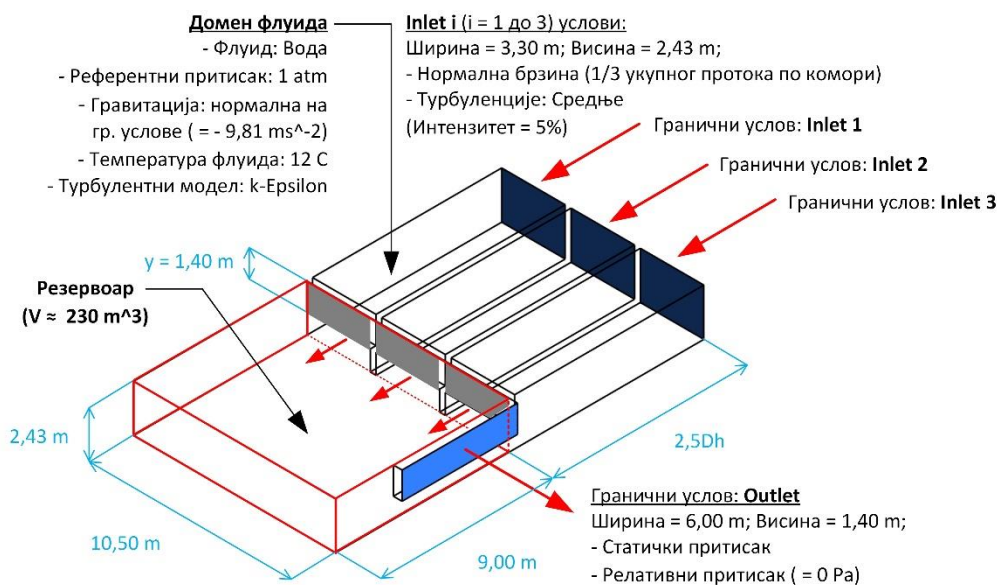
Слика 5.63 | Резултати CFD симулација улазне зоне од 65% до 80% максималног инсталисаног протока, за (а) брзину и (б) укупни притисак.



Слика 5.64 | Резултати CFD симулација улазне зоне од 85% до 100% максималног инсталисаног протока, за (а) брзину и (б) укупни притисак.

5.4.2.2.3 ПАД ПРИТИСКА УСЛЕД ОТПОРА У ЗАЈЕДНИЧКОЈ ИЗЛАЗНОЈ ЗОНИ

У ову зону улазе три одвојене струје из комора таложника, док се излаз налази са бочне стране (видети Сliku 5.58 и 5.65). Као што је већ поменуто, овај отпор није дао задовољавајуће резултате када се покушало представити аналогно једнодимензионалном струјању. Због тога, примењена је методологија као у претходним случајевима, CFD симулације у комбинацији са регресионом анализом. У овим симулацијама протоци су варирани од 65% до 100% инсталисаног протока, са кораком од 10%, изузев почетне. Као и код улазне зоне, могућа су два случаја: (1) са слободним улазом у зону и (2) са једнаким протоцима на улазу. Конструкција регресионе функције (5.36) је слична једначини (5.35) за улазну зону, где су за предикторске променљиве претпостављене вредности разлике квадрата средњих брзина и укупног проток на улазу. Регресиона функција показује добро поклапање података ($R^2 > 0,999986$), док су р-вредности (видети Табелу 5.21) испод границе 0,05, а вредности $|t|$ између 2 и 4, што је према [146] довољан доказ о значајности. На Сlici 5.65 приказани су детаљи излазне зоне са граничним условима и детаљима симулације.



Слика 5.65 | Изометријски приказ CFD модела излазне зоне укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

Општи облик регресионе функције за излазну зону представљен је на следећи начин:

$$\Delta p = C_0 + C_1 \cdot Q_{in} + C_2 \cdot \frac{(\bar{v}_{out} - \bar{v}_1)^2}{b_1} + C_3 \cdot \frac{(\bar{v}_{out} - \bar{v}_2)^2}{b_2} + C_4 \cdot \frac{(\bar{v}_{out} - \bar{v}_3)^2}{b_3}, \quad (5.36)$$

Где је:

\bar{v}_{out} (m/s) – просечна брзина воде на излазу из зоне,

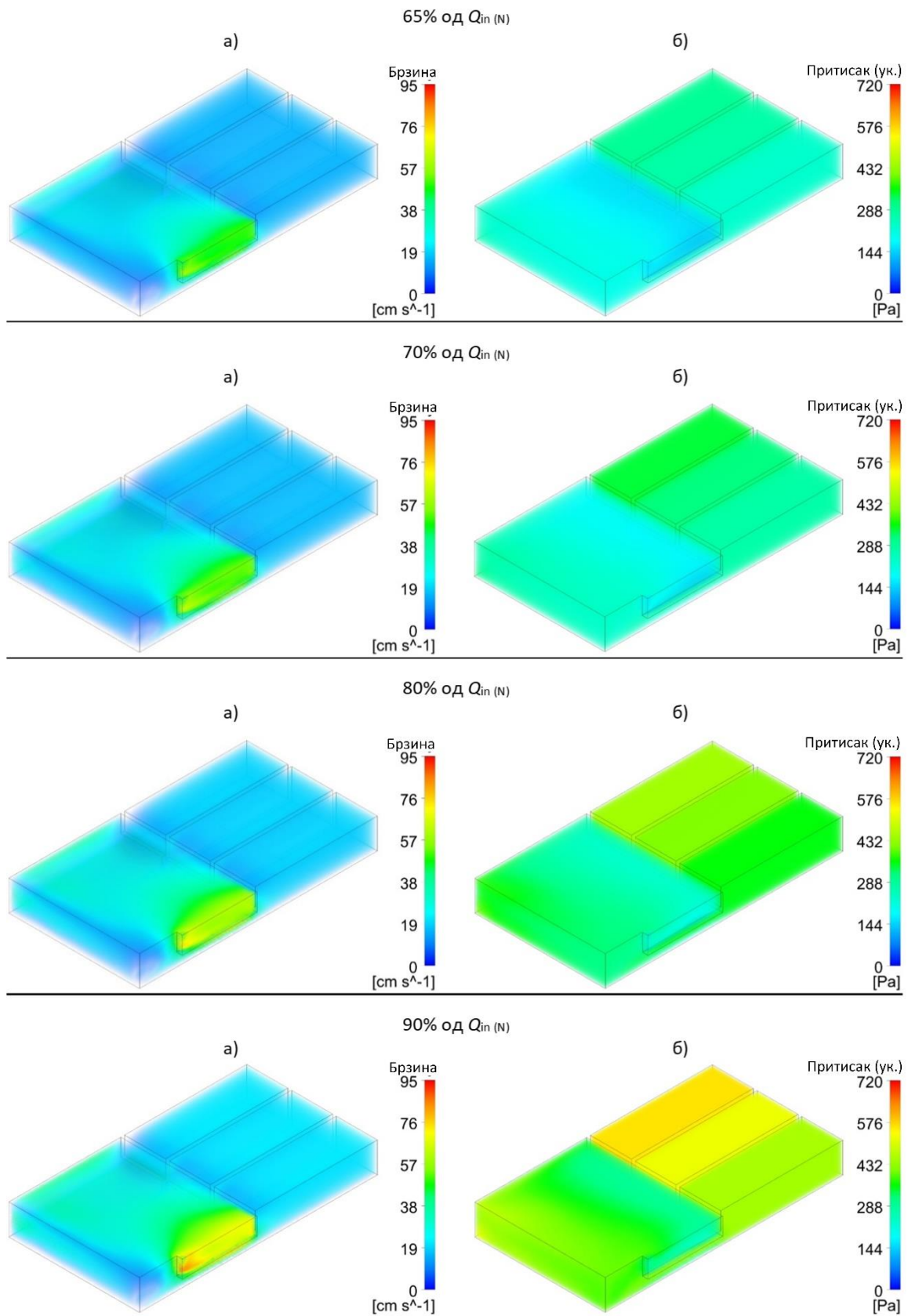
\bar{v}_i (m/s) – просечна брзина воде на улазу у i -ти улаз (из i -те коморе),

b_i (m) – растојање од i -те коморе до излаза,

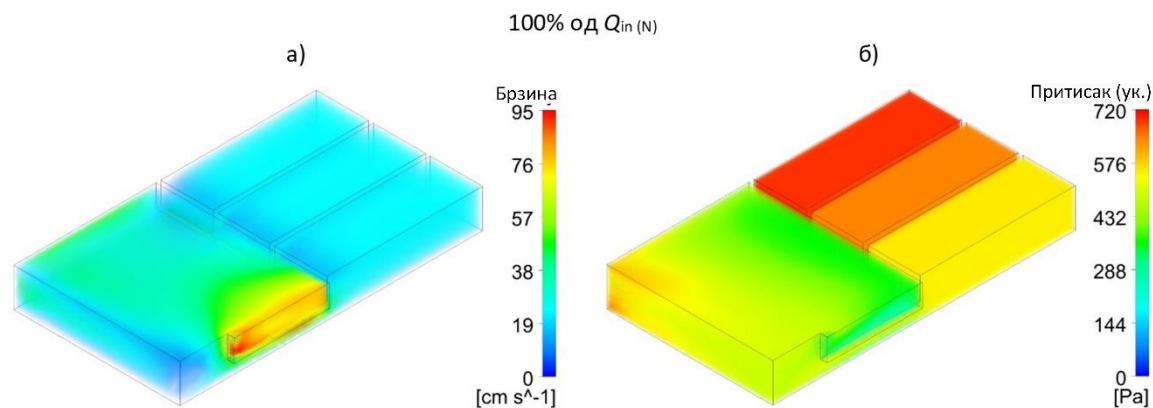
C_i ($i = 0 \div 4$) – регресионе константе приказане у Табели 5.21.

Табела 5.21 | Регресионе константе које се користе у једначини (5.36) са t-Статистиком и p-Вредностима за сва три тока.

Комора		C_0	C_1	C_2	C_3	C_4
I	Регресионе константе	-9,196	3,890	109321,897	-230394,189	55460,678
	t-Статистика	-3,042	2,510	3,257	-2,785	2,370
	p-Вредност	0,014	0,033	< 0,01	0,021	0,042
II	Регресионе константе	-8,172	3,816	141292,471	-273628,086	62653,488
	t-Статистика	2,592	2,904	2,559	-3,976	3,015
	p-Вредност	0,029	0,017	0,031	< 0,01	0,015
III	Регресионе константе	-11,892	5,481	142391,135	-261121,114	57724,004
	t-Статистика	-2,835	2,938	2,329	-3,972	2,941
	p-Вредност	0,019	0,016	0,045	< 0,01	0,016



Слика 5.66 | Резултати CFD симулација излазне зоне од 65% до 90% максималног инсталисаног протока, за (а) брзину и (б) укупни притисак.



Слика 5.67 | Резултати CFD симулација излазне зоне за 100% максималног инсталисаног протока, за (а) брзину и (б) укупни притисак.

5.4.2.3 ПОСТУПАК РЕШАВАЊА ЈЕДНАЧИНА И РЕЗУЛТАТИ

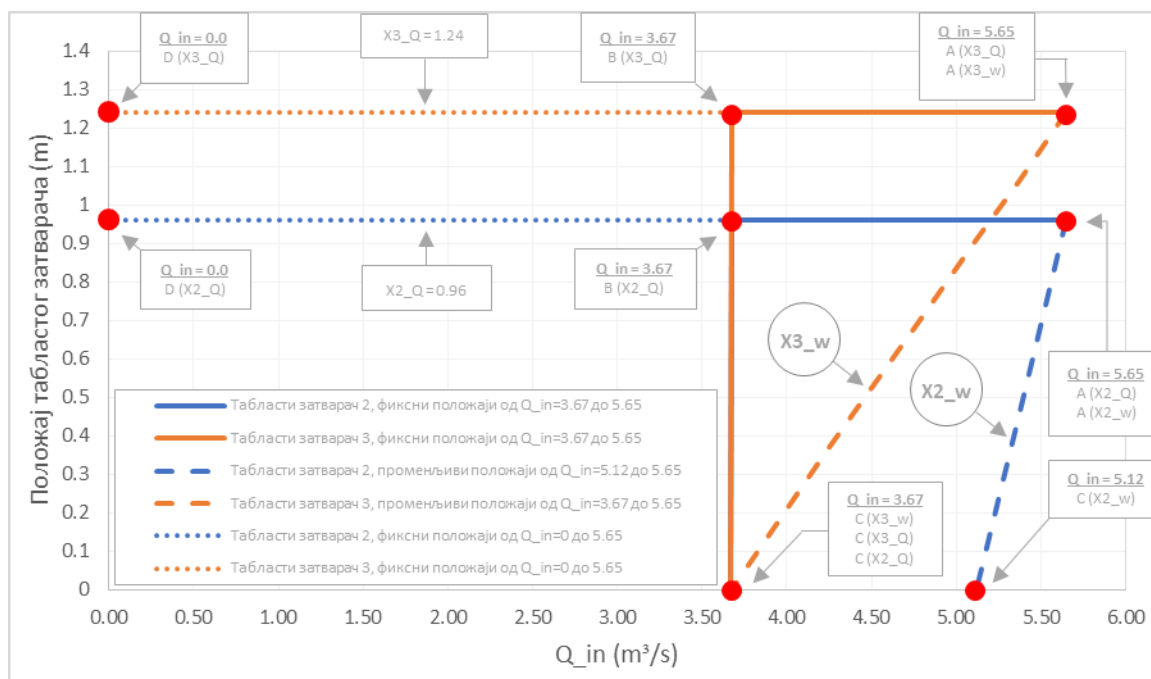
5.4.2.3.1 ПОСТУПАК РЕШАВАЊА ЈЕДНАЧИНА

У претходном поглављу дефинисани су сви падови притисака који се појављују у једначинама (5.31), (5.32) и (5.33) којима се описују паралелни токови кроз таложник (видети Сliku 5.58). Наведене једначине решавају се под следећим условима: (1) да је $X_1=X_2=X_3$ односно, да нема пада притиска узрокованог табластим затварачима (видети Сliku 5.57 и 5.58), и (2) да су протоци кроз коморе међусобно једнаки, тј. $Q_1=Q_2=Q_3$. Решавањем једначина под наведеним условима, могуће је израчунати вредности пада притиска кроз сваки ток, тј. Δp_1 , Δp_2 , Δp_3 . Због постављеног услова који одступа од реалног стања, да је $Q_1=Q_2=Q_3$, долази и до неједнакости падова притисака паралелних токова, односно $\Delta p_1 > \Delta p_2 > \Delta p_3$. Разлику $\Delta p_1 - \Delta p_2$ потребно је надоместити отпором табластог затварача 2, тако што се једначина (5.32) нумерички решава по непознатом положају $x=X_2$. На исти начин, положај табластог затварача 3 (X_3) добија се нумеричким решавањем једначине (5.33) тако да пад притиска одговара разлици $\Delta p_1 - \Delta p_3$.

5.4.2.3.2 РЕЗУЛТАТИ

На Слици 5.68 представљени су резултати решавања аналитичког модела. Модел је решаван за три случаја (видети Сliku 5.59): (1) фиксни положаји за све протоке, (2) фиксни положаји за протоке изнад $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$, и (3) променљиви положаји тако да просечна брзина кроз коморе увек буде испод границе критичне брзине у подужном правцу ($v_{cr}=0,259 \text{ m/s}$). Резултати показују да је за први случај потребно поставити табласте затвараче 2 и 3 при свим протоцима на $0,96 \text{ m}$ и $1,24 \text{ m}$ у односу на површину воде, респективно. У другом случају положаји табластих затварача 2 и 3 имају исте вредности, али само у распону протока од $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$ до $5,65 \text{ m}^3/\text{s}$. Испод границе $3,67 \text{ m}^3/\text{s}$ сви положаји су ван воде, односно $X_1=X_2=X_3=0$. У трећем случају положаји табластих затварача 2 и 3 се мењају у

зависности од протока. Табласти затварач 2 мења се по линеарној функцији од $X_2=0,96$ m при протоку од $5,65$ m³/s до $X_2=0$ m при протоку од $5,12$ m³/s. С друге стране, табласти затварач 3 мења се по линеарној функцији од $X_3=1,24$ m при протоку од $5,65$ m³/s до $X_3=0$ при протоку од $3,67$ m³/s.



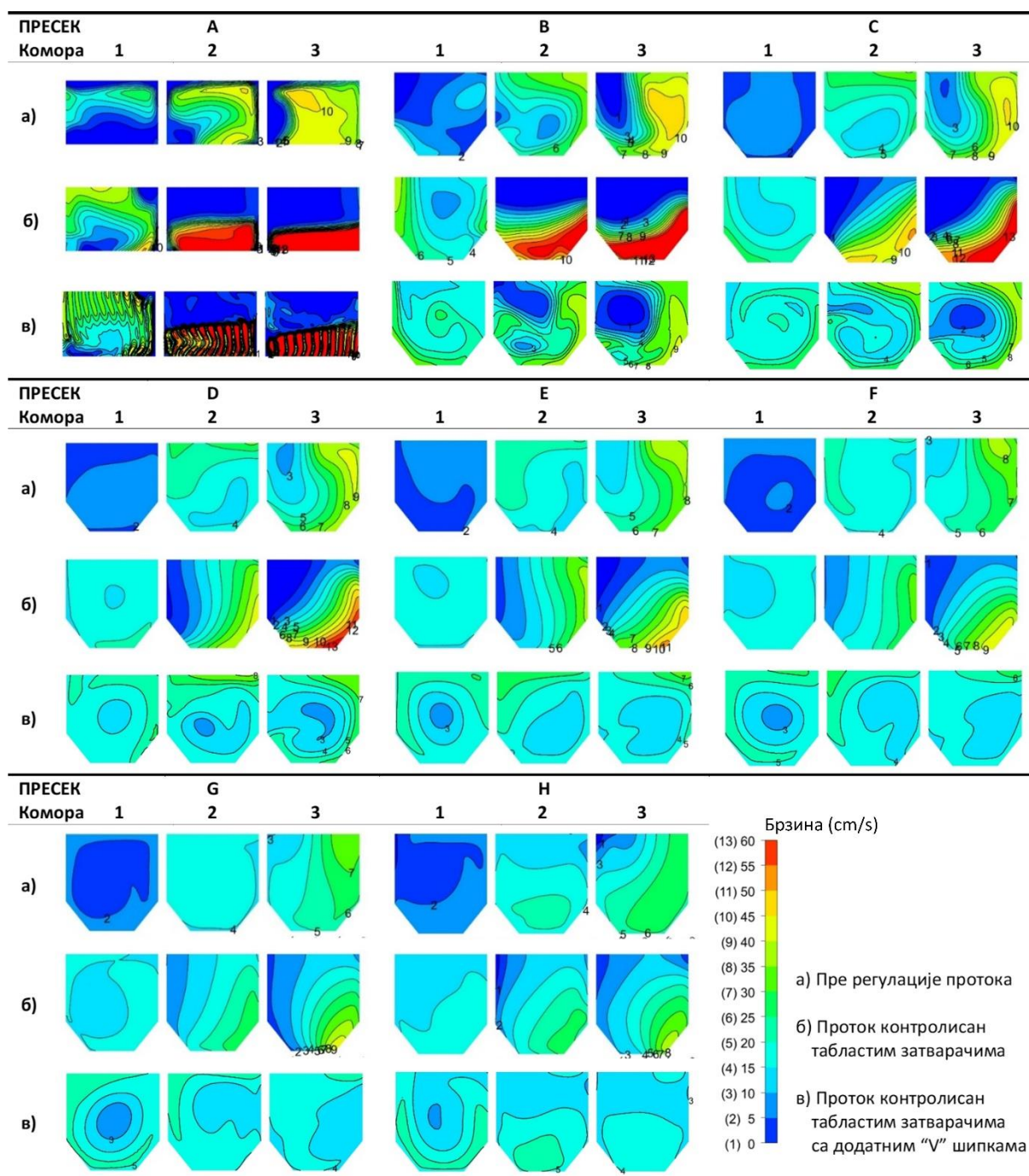
Слика 5.68 | Позиција табластих затварача 2 и 3 у зависности од типа управљања протоком (ознака “_Q” представља метод једнаких протока, док ознака “_w” представља метод ограничавања максималне брзине).

У Табели 5.22 приказани су резултати CFD симулација за положаје представљене на Слици 5.68. Симулације су вршене за протоке од 65% до 100% од максималног инсталисаног. Резултати су представљени као релативна расподела протока по коморама и просечних брзина. Анализом резултата може се уочити да се за метод једнаких протока (први и други случај решавања аналитичког модела) релативне расподеле протока по коморама крећу у веома уским границама око идеалне расподеле (највеће одступање је при 100% протока у I комори, и то 0,41%). При оваквој расподели протока, просечне брзине кроз све коморе и при свим протоцима су далеко испод критичне брзине. Максимална просечна брзина 17,5 cm/s јавља се у другој и трећој комори при 100% протока, док је критична брзина 25.9 cm/s. За метод ограничавања максималних брзина (трећи случај решавања аналитичког модела) релативна расподела протока по коморама се разликује, што је и очекивано, али су просечне брзине у дозвољеним границама.

Табела 5.22 | Релативна расподела протока и средња брзина по коморама у зависности од метода регулације протока на крају комора за таложење (пресек Н са Сликe 5.69).

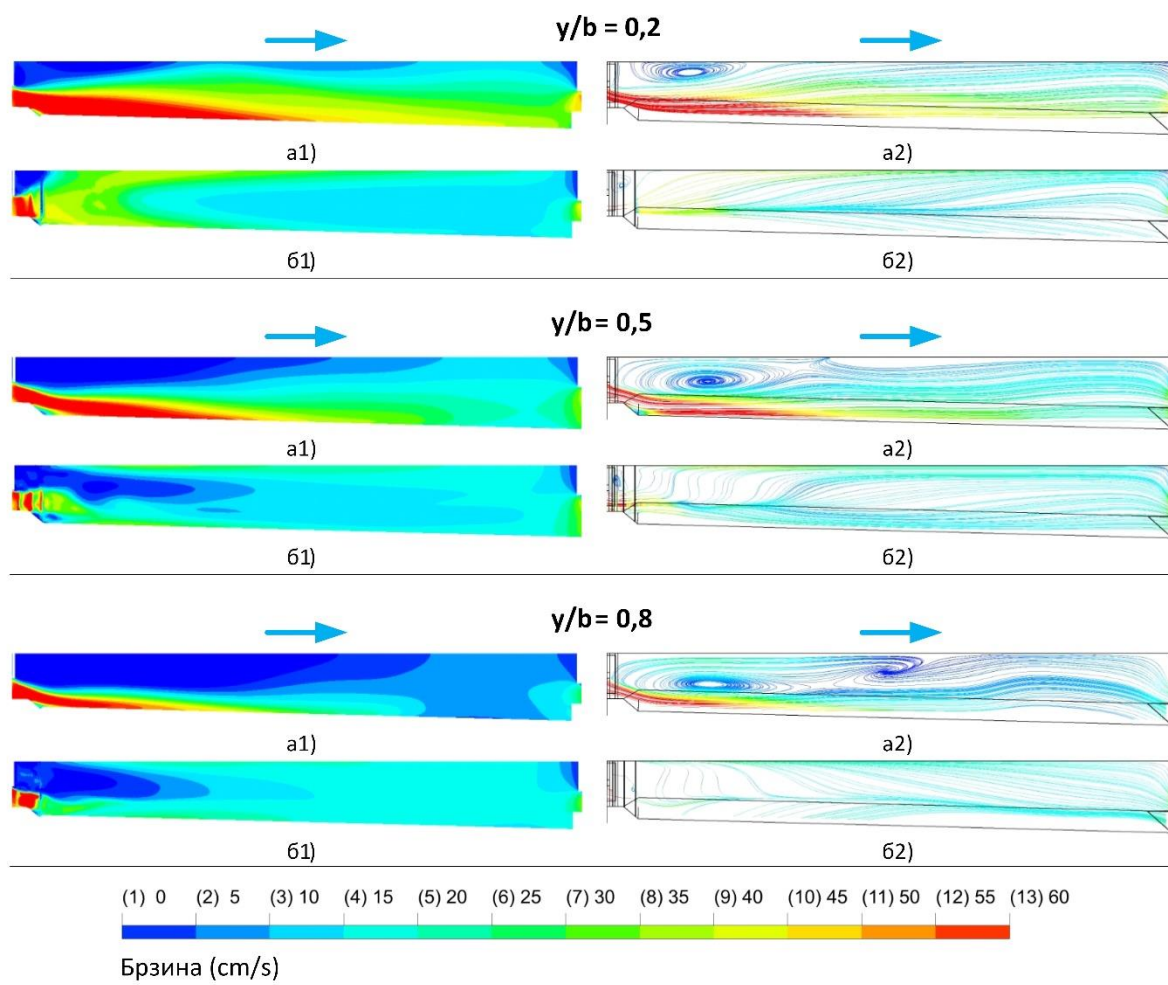
Q_{in} (%)	Комора	Пре регулације протока (постојеће стање)		Метод једнаких протока		Метод ограничавања максималних брзина	
		Релативна расподела протока (%)	Средња брзина (cm/s)	Релативна расподела протока (%)	Средња брзина (cm/s)	Релативна расподела протока (%)	Средња брзина (cm/s)
100	I	11,70	9,1	32,92	17,2	32,92	17,2
	II	38,82	30,2	33,61	17,5	33,61	17,5
	III	49,48	38,5	33,48	17,5	33,48	17,5
95	I	11,95	8,2	32,93	16,3	27,29	13,5
	II	38,82	27,2	33,60	16,7	36,68	18,2
	III	49,43	34,7	33,47	16,6	36,03	17,9
85	I	13,65	8,5	32,97	14,6	21,46	9,5
	II	37,33	23,2	33,59	14,9	37,77	16,8
	III	49,02	30,5	33,43	14,8	40,77	18,1
75	I	13,70	7,5	33,03	12,9	14,28	5,6
	II	37,35	20,3	33,58	13,1	39,47	15,4
	III	48,95	26,7	33,39	13,1	46,25	18,1
65	I	13,73	6,9	33,06	11,2	12,53	4,3
	II	37,35	18,9	33,60	11,4	38,08	12,9
	III	48,91	24,7	33,34	11,3	49,40	16,8

Иако претходни резултати показују да су просечне брзине значајно испод критичне вредности, расподела брзина по попречним пресецима показују велику неуједначеност. На Слици 5.69 приказани су профили брзина у 8 равни при максималном инсталисаном протоку. Резултати су приказани за положај табластих затварача $X_1=0$ m, $X_2=0,96$ m и $X_3=1,24$ m, тј. Први случај из Табеле 5.22. Утицај табластих затварача видљив је у поремећају брзинског поља, у трећој комори до прве половине коморе док је у другој комори овај поремећај нешто краћи и простире се само у првој трећини коморе. Највеће брзине јављају се по дну канала и уз десну ивицу комора, односно спољашњу страну кривине. За ублажавање ових локалних брзина које далеко превазилазе критичну брзину неопходну за таложење, предлаже се употреба умирујућих “V” шипки у истом распореду и конфигурацији као што је то урађено у поглављу 5.4.1.3 (видети Слику 5.54). На Слици 5.69 су такође приказани и резултати CFD симулација са употребљеним “V” шипкама. Употреба ових шипки доводи до смањења максималних брзина и до равномерније расподеле брзинског поља по попречном пресеку.



Слика 5.69 | Профили брзинског поља у 8 равни таложника при максималном инсталисаном протоку у зависности од: комора, употребе табластих затварача за контролу протока и употребе "V" шипки за умирење тока.

На Слици 5.70 приказани су подужни профили брзина у трећој комори са употребљеним "V" шипкама (случај б) и без њих (случај а). Приказана је само трећа комора при максималном протоку, тј. најкритичнији случај. Резултати показују да употреба "V" шипки у предложеном распореду смањују зону поремећаја и максималне брзине. Такође, спречавају појаву повратних струјања и вртлога. Приметна је и појава секундарног струјања при површини воде након "V" шипки, али је њихов утицај на процес таложења занемарљив.

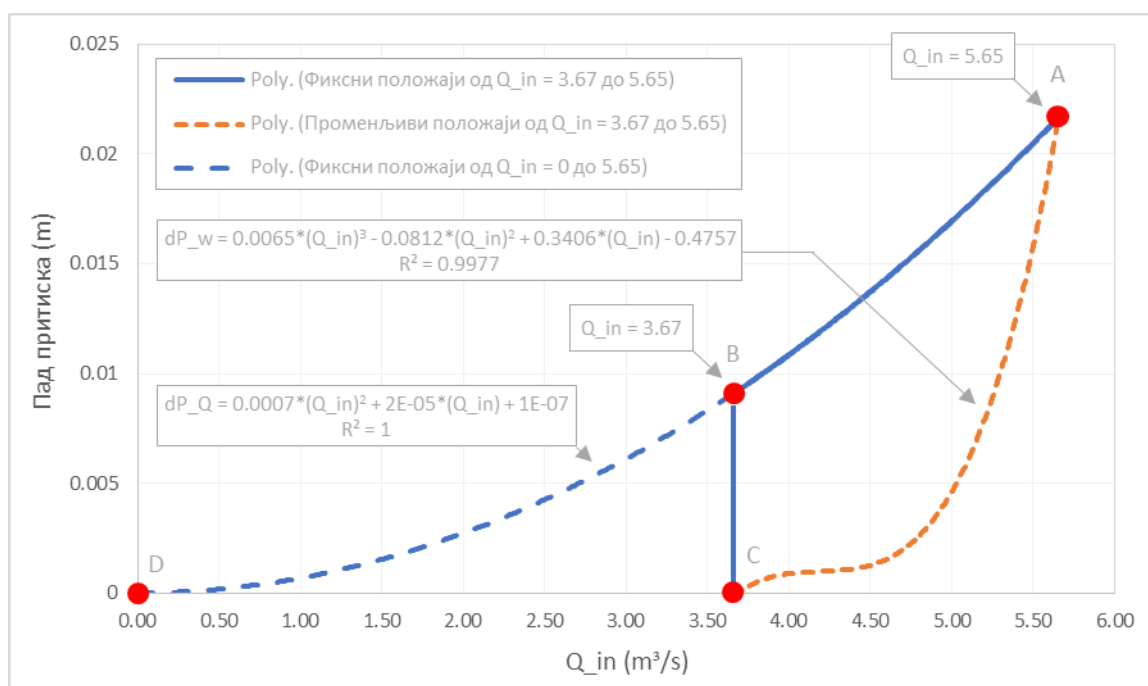


Слика 5.70 | Утицај “V” шипки за умирење тока на брзинске профиле у подужном правцу треће коморе при инсталисаном протоку. Вредност y/b представља релативно растојање од десне ивице коморе (y -растојање, b -ширина коморе), a1) профил брзине и a2) струјнице без “V” шипки, док су б1) и б2) исто као a1) и a2) али са примењеним “V” шипкама.

Утицај анализираних решења за контролу протока на производњу електричне енергије приказан је у Табели 5.23. Резултати су израчунати на основу криве трајања протока приказане на Слици 4.7 и падова притисака приказаних на Слици 5.71, израчунатих на основу једначина (5.31 ÷ 5.33). На Слици 5.71 такође су приказане једначине за падове притисака кроз таложник у зависности од протока и примењеног типа управљања. У поређењу са решењем које предлаже фиксне положаје табластих затварача, динамичка контрола односно метод са варијабилним положајима прави мањи пад притиска. Са друге стране, без обзира на примењени модел управљања протоком, пад притиска при максималном протоку износи 221 Pa. У поређењу са укупним падом притиска кроз електрану од 82196 Pa, пад притиска од употребе табластих затварача је занемарљив и скоро да нема утицаја на производњу електричне енергије. На основу тих чињеница јасно је да економска анализа фаворизује најједноставније решење са фиксним положајима при свим протоцима.

Табела 5.23 | Утицај типа управљања протоком на производњу електричне енергије.

Метод контроле протока	Производња (MWh)	Разлика (MWh)	Релативна разлика (%)
Без контроле (тренутно стање)	4401,35	-	-
Променљиви положаји ($Q_{in} = 3,67 - 5,65 \text{ m}^3/\text{s}$)	4400,30	1,05	0,0239
Фиксни положаји ($Q_{in} = 3,67 - 5,65 \text{ m}^3/\text{s}$)	4399,85	1,50	0,0341
Фиксни положаји ($Q_{in} = 0,00 - 5,65 \text{ m}^3/\text{s}$)	4399,60	1,75	0,0398



Слика 5.71 | Додатни пад притиска у таложнику проузрокован положајима табластих затварача у зависности од типа контроле и протока. Ознака “_Q” се односи на метод једнаких протока а “_w” на метод ограничавања максималних брзина.

6 ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

У дисертацији су представљени резултати истраживања за потенцијално решавање два карактеристична проблема МХЕ деривационог типа. Први, утицај малих протока реке на ефикасност рада турбине, а тиме и на ефикасност производње електричне енергије и други, неефикасно пречишћавање захваћене воде у вишекоморном таложнику услед неравномерног протока кроз коморе због грешака при пројектовању таложника. Као пример су коришћене две МХЕ, „Белци“ и „Кашићи“, које раде у линијски спрегнутом систему са једним, бочним водозахватом. Иако је анализиран специфичан случај, уочени проблеми су опште присутни код овог типа МХЕ који се граде на малим водотоцима, тако да су закључци опште применљиви као препоруке за реконструкцију постојећих али и планирање и пројектовање нових МХЕ деривационог типа. Наведени проблеми су присутни у научној литератури. Међутим, резултати нису упоредиви зато што рад сваке МХЕ зависи од мноштва специфичних техно-економских параметара. Из тог разлога резултате је најбоље анализирати са свим својим специфичностима као студије случаја. Оно што јесте поредиво је методологија решавања проблема. У првом делу дисертације за оптимизацију специфичног каскадног система МХЕ примењен је оптимизациони метод који до сада није коришћен у литератури за оптимизацију МХЕ и других ОИЕ, чији је детаљан преглед приказан у поглављу 4.1. У другом делу дисертације направљен је искорак у методолошком смислу у односу на досадашње методологије решавања проблема неефикасног рада таложника, детаљно приказаних у поглављу 3.2. Досадашња истраживања проблем су решавала аналитичким или моделом нумеричких симулација. У дисертацији је предложена методологија која комбинује ова два модела, тако што се аналитички користи за вођење спорог и тромог CFD модела, чиме је поступак проналажења оптималног решења значајно убрзан. Поред тога, искорак у односу на досадашња истраживања представља и предложена методологија за одређивање локалних отпора сложених геометријских облика комбинацијом CFD моделирања, регресионе анализе и посредне валидације, која за пример табластог затварача у отвореном каналу има одлична поклапања са литературом. Упоредни резултати приказани су у табели 5.19 у поглављу 5.4.2.2.1.

Први део истраживања, представљен у поглављу 4, у коме је циљ био да се предложи решења за ефикасније коришћење потенцијала малих вода, објављен је у референци [136]. Предложене су три конфигурације за реконструкцију линијски спрегнутог система. У сваком решењу се предлаже уградња додатних турбина које би преузеле производњу електричне енергије у периодима малих

вода. Оптимална конфигурација изабрана је на основу техно-економске анализе уз услов максималне нето садашње вредности. Оптимална конфигурација предлаже уградњу једне додатне турбине у линијски спрегнути систем, тако што се додатна турбина уграђује у низводну МХЕ „Кашићи“, а узводна МХЕ „Белци“ заобилази додатним бај-пас цевоводом, формирајући тако систем са једном производном јединицом и бруто падом од 72,26 m, при малим протоцима. Снага и тип додатне турбине одређени су методом нелинеарне оптимизације са ограничењима применом алгорита активног скупа, са циљем максимизације нето финансијске добити система као целине. Решењем је постигнуто повећање производње линијски спрегнутог система који чине МХЕ „Белци“ и МХЕ „Кашићи“ од 4,8%, односно 412 MWh годишње. Период повраћај инвестиције предложеног решења износи мало више од 6 година.

На основу анализа може се извести општи закључак да на малим водотоцима са изразито променљивим протоцима и честом појавом маловодних периода, оптимално решење представља систем са две паралелне турбине различитих снага. Већу турбину треба димензионисати према максималном протоку, док мању треба димензионисати према типу и карактеристикама веће, односно тако да преузме производњу када проток падне испод границе за коју произвођач гарантује ефикасност веће турбине. Ово решење се може применити како за нове тако и за реконструкцију постојећих МХЕ. Захтевана почетна инвестиција исплатива је већ до половине субвенционисаног периода, у случају да су хидролошки услови реке слични онима на реци Јошаници за коју су вршене анализе, док је у условима где су маловодни периоди дужи, период отплате још краћи а повећање производње веће.

Други део истраживања посвећен је проблему неефикасног рада таложника и предлагању решења за отклањање уочених недостатака, представљен је у поглављу 5. У поглављу 5.4.1 представљени су резултати објављени у референци [148], где се предлаже да се помоћу CFD модела бочног водозахвата методом покушаја и погрешке пронађе оптималан број, положај и облик усмеривача који би били постављени у заједничкој улазној зони таложника. CFD модел је израђен помоћу софтверског пакета Ansys CFX и валидиран помоћу мерења брзине у коморама таложника при три различита улазна протока. У поглављу 5.4.2 представљени су резултати истраживања објављених у референци [149] где се исти проблем неефикасног рада таложника анализира и решава на други начин. За изједначавање протока кроз коморе таложника користе се већ постојећи табласти затварачи који се налазе на улазу у сваку комору и имају функцију затварања комора приликом испирања. За одређивање положаја сваког појединачног табластог затварача који би довели до изједначавања протока кроз коморе предложен је аналитички модел пада притиска који узима у обзир утицај улазне, прелазне и излазне зоне на пад притиска кроз коморе. За анализу је такође коришћен валидирани CFD модел бочног водозахвата, док је за одређивање недостајућих локалних отпора специфичних геометрија коришћен CFD модел за експериментисање чији су резултати уопштени уз помоћ регресионе анализе. Оба предложена модела показала су се као успешна у изједначавању протока. За оба предложена модела извршена је и CFD анализа постављања умирујућих “V” шипки у прелазној зони како би се додатно

смањила брзина и турбуленције кроз коморе и повећала ефикасност таложења. Утицај умирујућих шипки је посебно ефикасан код метода са табластим затварачима, где се неутралише локални поремећај настао спуштањем табластог затварача у критичној комори за више од 50%.

На основу решавања проблема неравномерног струјања у вишекоморном таложнику, дошло се до општих закључака који се могу применити на сличне проблеме:

1. Код вишекоморних таложника могуће је користити табласте затвараче на улазу у коморе за контролу протока, са минималним утицајем на смањење производње електричне енергије. За ефикасан поступак таложења код овог начина контроле протока обавезна је употреба умирујућих „V“ шипки како би се елиминисала повратна и вртложна струјања, смањиле турбуленције и максимална брзина кроз коморе. Умирујућ шипке је потребно поставити одмах након локалног поремећаја услед спуштања табластог затварача, уобичајено у три реда.

2. Сва три предложена решења, два са фиксним и једно са променљивим положајима табластих затварача су применљива. Са економске и техничке стране најбоље решење представљају фиксни положаји при свим протоцима.

3. Предности и мане примењеног аналитичког модела уз помоћ регресионе анализе и CFD симулација за одређивање положаја табластих затварача: (I) Уколико таложник има локацију која омогућава поуздана мерења, резултати мерења у комбинацији са регресионом анализом омогућавају најлакши и најбржи начин за решавање овакве врсте проблема, и (II) Уколико постоји верификовани CFD модел водозавода, поступак проналажења оптималних положаја може се убрзати комбиновањем резултата модела са регресионом анализом или са аналитичким моделом пада притиска.

4. У дисертацији је показано да CFD симулације могу значајно допринети бољем разумевању комплексног струјања флуида унутар таложника. Стога, CFD симулације могу бити користан алат приликом пројектовања, како би се пре почетка градње отклонили уочени недостатци неефикасног рада. Такав модел би морао бити верификован, а да би то било могуће најбоље решење би било изградња прототипа значајно умањених димензија који би послужио за верификацију.

5. У случајевима геометријске симетрије улазне и излазне зоне вишекоморних таложника, нема потребе за регулацијом протока. С друге стране, падови притисака кроз коморе су вишеструко нижег реда у односу на падове притисака у улазној и излазној зони, тако да се димензионисањем комора са међусобно различитим ширинама не могу неутралисати грешке услед неадекватног пројектовања улазне, прелазне и излазне зоне.

6. Мана употребе метода покушаја и погрешке за проналажење оптималне геометрије у заједничкој улазној зони таложника за изједначавање протока помоћу CFD модела је то што је проналажење оптималног решења временски захтевно и неизвесно. Проблем је могуће превазићи формирањем додатног аналитичког модела који би имао улогу вођења CFD модела, док се додатна

тачност и убрзање модела може постићи и употребом адекватне методе оптимизације за одређивање оптималне геометрије.

Главне научне доприносе дисертације представљају: (1) метода итеративног поступка проналажења оптималног техничког решења коришћењем CFD и помоћног аналитичког модела, (2) метода одређивања локалних отпора сложених геометријских облика коришћењем CFD симулација, регресионе анализе и посредне валидације, (3) примена савремених рачунарских алата на пројектовање, оптимизацију, моделирање и реконструкцију МХЕ, и (4) техничко решење за истовремено изједначавање и умирење протока у улазној зони вишекоморног таложника.

Примена научних резултата на примеру резултовала је стручним доприносом у: (1) одређивању оптималне конфигурације при постојећим условима (брuto пад, снага и тип турбине, пречници цевовода) коришћењем нових турбина и независног или спрегнутог рада каскадних МХЕ, (2) изједначавању протока и умирењу струја уградњом усмеривача у улазној зони вишекоморних таложника, и (3) изједначавању протока и умирењу струја коришћењем табластих затварача и умирујућих шипки на улазима комора таложника.

Простор за напредак у даљим истраживањима постоји у испитивањима оптималне конфигурације, облика и положаја шипки за стабилизацију струјања. То је могуће урадити на бази претходно верификованог CFD модела, који је најбоље комбиновати са оптимизационим методама. Поред тога, значајан допринос био би и истраживање са циљем дефинисања правила за пројектовање геометрије улазне и прелазне зоне вишекоморних таложника, посебно код бочних водозавата, с обзиром да ова тема није довољно истражена у доступној литератури. Природан наставак истраживања била би оптимизација геометрије таложника на основу двокомпонентног струјања, које укључује експериментално испитивање концентрације, састава и димензија седимената. Она би се спровела употребом нестационарног CFD модела струјања комбинованог са аналитичким моделом седиментације. Потенцијално поље нових истраживања представља би и употреба метахеуристичких метода за проналажење оптималне геометрије улазне зоне, као и употреба неуронских мрежа за регулисање протока и смањење турбуленција кроз коморе.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Breeze P. Power Generation Technologies. Third edit. Elsevier; 2019.
- [2] Energy Efficiency & Renewable Energy n.d. <https://www.energy.gov/eere/water/types-hydropower-plants> (приступљено: 19.10.2021).
- [3] Pandey B, Karki A. Hydroelectric energy: Renewable Energy and the Environment. CRC Press; 2017.
- [4] Liu D, Liu H, Wang X, Kremere E, Eds. World Small Hydropower Development Report 2019_ Europe. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. 2019.
- [5] Wolfram P, Wiedmann T, Diesendorf M. Carbon footprint scenarios for renewable electricity in Australia. J Clean Prod 2016;124:236–45. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.02.080>.
- [6] Hertwich EG, Gibon T, Bouman EA, Arvesen A, Suh S, Heath GA, et al. Integrated life-cycle assessment of electricity-supply scenarios confirms global environmental benefit of low-carbon technologies. Proc Natl Acad Sci U S A 2015;112:6277–82. <https://doi.org/10.1073/pnas.1312753111>.
- [7] Varun, Bhat IK, Prakash R. LCA of renewable energy for electricity generation systems-A review. Renew Sustain Energy Rev 2009;13:1067–73. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.004>.
- [8] Wang Y, Sun T. Life cycle assessment of CO₂ emissions from wind power plants: Methodology and case studies. Renew Energy 2012;43:30–6. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.12.017>.
- [9] Live CO₂ emissions of electricity consumption n.d. <https://app.electricitymap.org/zone/RS> (приступљено: 20.10.2021).
- [10] Карамарковић В, Карамарковић Р, Николић М, Стојић Н. Утицај малих хидроелектрана на одрживи развој Републике Србије. In: Анђелковић М, editor. Утицај малих хидроелектрана на животну средину, Београд: Српска академија наука и уметности; 2020.
- [11] Закон о планирању и изградњи n.d. http://www.mgsi.gov.rs/sites/default/files/ZAKON_O_PLANIRANJU_I_IZGRADNJI_PRESTEKST_2015.pdf (приступљено: 15.03.2020).
- [12] Закон о енергетици n.d. https://www.aers.rs/FILES/Zakoni/Zakon_o_energetici_57-11.pdf (приступљено: 15.03.2020).
- [13] Закон о заштити животне средине n.d. <http://www.pravno-informacioni->

- sistem.rs/SIGlasnikPortal/eli/rep/sgrs/skupstina/zakon/2004/135/8/reg
(приступљено: 10.03.2020).
- [14] Закон о водама n.d. [http://www.parlament.gov.rs/upload/archive/files/lat/pdf/zakoni/2016/3193-16 lat.pdf](http://www.parlament.gov.rs/upload/archive/files/lat/pdf/zakoni/2016/3193-16%20lat.pdf) (приступљено: 15.03.2020).
- [15] Закон о јавно-приватном партнерству и концесијама n.d. <http://www.pravno-informacioni-sistem.rs/SIGlasnikPortal/eli/rep/sgrs/skupstina/zakon/2011/88/7/reg> (приступљено: 10.03.2020).
- [16] Закон о јавним предузећима n.d. <http://www.pravno-informacioni-sistem.rs/SIGlasnikPortal/eli/rep/sgrs/skupstina/zakon/2016/15/1/reg> (приступљено: 19.03.2020).
- [17] Закон о ратификацији уговора о оснивању енергетске заједнице 2006. http://demo.paragraf.rs/demo/combined/Old/t/t2006_07/t07_0301.htm (приступљено: 21.10.2021).
- [18] Directive 2001/77/EC of the European Parliament and of the Council of 27 September 2001 on the promotion of electricity produced from renewable energy sources in the internal electricity market 2001. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32001L0077&qid=1642753284017> (приступљено: 21.10.2021).
- [19] Directive 2003/54/EC of the European Parliament and of the Council of 26 June 2003 concerning common rules for the internal market in electricity 2003. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32003L0054&qid=1642761740197> (приступљено: 21.10.2021).
- [20] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC 2003. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX%3A32009L0028&qid=1642761740197> (приступљено: 21.10.2021).
- [21] Уредба о условима за стицање статуса повлашћеног произвођача ел. енергије и критеријумима за оцену испуњености тих услова 2009. http://demo.paragraf.rs/demo/combined/Old/t/t2009_09/t09_0047.htm (приступљено: 21.10.2021).
- [22] Уредба о мерама подстицаја за производњу електричне енергије коришћењем обновљивих извора енергије и комбинованом производњом електричне и топлотне енергије 2009. <http://otvorenavlada.rs/uredba-obnovljivi-izvori-energije0178-lat-doc/> (приступљено: 15.10.2021).
- [23] Liu D, Liu H, Wang X, Kremere E, Eds. World Small Hydropower Development Report 2019. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. 2019.

- [24] United Nations Industrial Development Organization n.d. <https://www.unido.org/> (приступљено: 30.08.2021).
- [25] International Center on Small Hydro Power n.d. <http://www.icshp.org/inshp/default.asp> (приступљено: 30.08.2021).
- [26] Liu H, Masera D, Esser L, Eds. World Small Hydropower Development Report 2013. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. 2013.
- [27] The World Small Hydropower Development Report 2016: United Nations Industrial Development Organization, Vienna, and International Center on Small Hydro Power, Hangzhou. 2016.
- [28] Kishore TS, Patro ER, Harish V. SK V., Haghghi AT. A Comprehensive Study on the Recent Progress and Trends in Development of Small Hydropower Projects. *Energies* 2021;14 (10):1-31. <https://doi.org/10.3390/en14102882>.
- [29] Ministry of water resources people's republic of China. small hydropower development and management in China 2021:12. <http://www.mwr.gov.cn/english/mainsubjects/201604/P020160406510149536449.pdf> (приступљено: 15.08.2021).
- [30] Terna. Impianti di generazione, Dati statistici sull'Energia Elettrica in Italia. 2016. <https://www.terna.it> (приступљено: 23.04.2021).
- [31] Norwegian Water Resources and Energy Directorate (2018). NVEs overview and database for hydropower plants. n.d. <https://www.nve.no/energiforsyning-og-konsesjon/vannkraft/> and <https://www.nve.no/energiforsyning-og-konsesjon/vannkraft/vannkraftdatabase/> (приступљено: 10.04.2021).
- [32] Dousset, A. (2015). La petite hydroelectricite en France. *Encyclopedie de l'energie. Sources renouvelables.* n.d. <https://www.encyclopedie-energie.org/en/home/> (приступљено: 30.04.2021).
- [33] Réseau de Transport and Electricité (RTE) (2017). Le Parc de Production National. n.d. <https://bilan-electrique-2020.rte-france.com/production-production-totale/#> (приступљено: 23.04.2021).
- [34] Comisión Nacional de los Mercados y la Competencia (CNMC) (2017). Información mensual de estadísticas sobre las ventas de régimen especial. Contiene información hasta diciembre de 2017. n.d. <https://www.cnmc.es/estadistica/informacion-mensual-de-estadisticas-sobre-las-ventas-de-regimen-especial-contiene-16> (приступљено: 03.05.2021).
- [35] Espejo Marín, C. (2005). "La energía eléctrica en régimen especial en España". In: *Amica Verba in honorem Prof. Antonio Roldán Pérez*. Murcia, University of Murcia, pp. 249-263 n.d.
- [36] Deutscher Bundesnetzagentur (2018). Kraftwerksliste Bundesnetzagentur (Stand 02.02.2018). Bonn n.d.
- [37] Umwelt Bundesamt (2015). Nutzung von Flüssen: Wasserkraft. n.d. <https://www.umweltbundesamt.de/themen/wasser/fluesse/nutzung->

- belastungen/nutzung-von-fluessen-wasserkraft#textpart-3 (приступљено: 03.05.2021).
- [38] Energie-Control Austria (2017). Ökostrombericht. n.d. <https://www.e-control.at/publikationen/oeko-energie-und-energie-effizienz/berichte/oekostrombericht> (приступљено: 23.05.2021).
- [39] Eurostat (2016). SHARES 2016 detailed results. Sweden. Available from <http://ec.europa.eu/eurostat/web/energy/data/shares>. n.d.
- [40] Svensk Vattenkraftförening (n.d.). Svensk Vattenkraftförening. Available from <http://svenskvattenkraft.se/om/>. n.d.
- [41] Swiss Federal Office of Energy (2018). Hydropower production statistics per powerplant. n.d. <http://www.bfe.admin.ch/energiestrategie2050/index.html?lang=en> (приступљено: 12.01.2021).
- [42] Swiss Small Hydro. Factsheet (2016). n.d.
- [43] Swiss Federal Office of Energy (2018). Energy Strategy 2050. n.d. <http://www.bfe.admin.ch/energiestrategie2050/index.html?lang=en> (приступљено: 15.01.2021).
- [44] Zakon o prostornom planu Republike Srbije od 2010 do 2020. n.d. <http://www.pravno-informacioni-sistem.rs/SlGlasnikPortal/eli/rep/sgrs/skupstina/zakon/2010/88/2/reg> (приступљено: 21.08.2021).
- [45] Srbijavode - Male hidroelektrane. n.d. <https://www.srbijavode.rs/web/male-hidroelektrane.html> (приступљено: 21.08.2021).
- [46] Katastar malih hidroelektrana na teritoriji SR Srbije van SAP. Beograd: 1987.
- [47] Gradjevinarstvo.rs - Portal gradjevinske industrije. n.d. <https://www.gradjevinarstvo.rs/tekstovi/1786/820/male-elektrane-cekaju-graditelje> (приступљено: 22.08.2021).
- [48] Katastar malih hidroelektrana n.d. <http://katastar-malih-hidroelektrana.rs/?lang=sr> (приступљено: 24.08.2021).
- [49] Master planovi - hidroenergetski potencijal opština u Srbiji, Ekoenergo inženjering, Beograd, 2007. n.d.
- [50] Petrović SM. Procena hidropotencijala MHE u Srbiji. Zb. Međunarodnog Kongresa o KGH, Beograd: SMEITS; 2019, p. 454-9.
- [51] Registar povlašćenih proizvođača električne energije i proizvođača iz OIE 07.04.2021. - Hidroelektrane. n.d. https://mre.gov.rs/sites/default/files/registri/registar_20210407.html (приступљено: 24.08.2021).
- [52] Paschmann C. Design Optimization of Desanding Facilities for Hydropower Schemes. ETH Zurich, 2018. <https://doi.org/10.3929/ethz-b-000273062>.
- [53] Andaroodi M. Standardization of civil engineering works of small high-head hydro- power plants and development of an optimization tool. Lausanne: 2006.

- [54] Mosonyi E. Water power development, Volume Two/A: High-head power plants. Third Edit. Budapest: Akademiai Kiado; 1991.
- [55] Giesecke J, Mosonyi E. Wasserkraftanlagen. Springer; 2009. <https://doi.org/10.1007/978-3-540-88989-2>.
- [56] Ortmanns C. Entsander von Wasserkraftanlagen. ETH - Технички Универзитет Цирих, 2006.
- [57] Daneshvari M, Münch-Alligné C, De Cesare G. Numerical simulation of a new sand trap flushing system. 4th IAHR Int. Symp. Hydraul. Struct., Porto: 2012, p. 1-8.
- [58] Vischer D, Huber A. Wasserbau. Berlin: Springer; 2002. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-56680-6>.
- [59] Zarev V. Kleinkraftwerk im Gebirge. TU Wien, 2007.
- [60] Schleiss A. J. "Aménagements Hydrauliques", Génie civil 3 e année, LCH, EPFL, Nouvelle éditon. 2004.
- [61] Goldstein, S. Modern developments in flow dynamics. ISBN 9780486613574. Dover Publications Inc., New York, USA. 1965.
- [62] Henderson, F.M. Open Channel Flow. ISBN 0023535105. Macmillan, New York, USA. 1966.
- [63] Mazumder SK, Kumar P. Sub-critical flow behaviour in a straight expansion. ISH J Hydraul Eng 2001;7:40-50. <https://doi.org/10.1080/09715010.2001.10514688>.
- [64] Blevins, R.D. Applied Fluid Dynamics Handbook. ISBN 9781575241821. Krieger Publishing Company, Malabar, USA. 2003.
- [65] Lysne DK, Glover B, Stole H, Tesaker E. Hydraulic design. Vol.8. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, Department of Hydraulic and Environmental Engineering; 2003.
- [66] Weerakoon, S.B.; Rathnayake, U.S. Effect of the Entrance Zone on the Trapping Efficiency of Desilting Tanks in Run-of-River Hydropower Plants. Proc. International Conference on Small Hydropower. Peradeniya, Sri Lanka. 2007.
- [67] Simanjuntak TDYF, Boeriu P, Roelvink JAD. Consideration on the sedimentation process in a settling basin. J Hydrol Hydromechanics 2009;57:16-25. <https://doi.org/10.2478/v10098-009-0002-4>.
- [68] Shah CM, Verma MK, Deolalikar PB. Transition for desilting basin with open channel flow. ISH J Hydraul Eng 2008;14:117-25. <https://doi.org/10.1080/09715010.2008.10514897>.
- [69] Dufour H. Le dessableur de l'usine de Lavey - Résultats d'exploitation de 1950 à 1953 (Lavey HPP sand trap - Operating results from 1950 to 1953), Bulletin technique de la Suisse Romande, No. 10. 1954.
- [70] Bouvard M. Mobile barrages and intakes on sediment transporting rivers: IAHR Monograph Series. A.A. Balke. Rotterdam: IAHR Monograph; 1992.

- [71] BIERI Hydraulic, Desander System with vertical flushing saves water and reduces power losses. *The International Journal on Hydropower & Dams* 3(3), 68-70 1996.
- [72] BIERI Hydraulic, Neues Entsanderkonzept mit beschichteten Einzeldichtplatten. Firmenprospekt. 1999.
- [73] BIERI Hydraulik, Entsandungsanlagen für Hochdruckwasserkraftwerke. Firmenprospekt. 2000.
- [74] BIERI Hydraulic, Sandabzugsvorrichtung Vertikal-Spülsystem Patent BIERI, Firmenprospekt. 2002.
- [75] BIERI Hydraulik AG, "Vertical Sand Flushing System Bieri Description", Switzerland 2005.
- [76] Stole H. Withdrawal of water from Himalayan rivers - Sediment control at intakes. Trondheim. IVB-rapport B-2-1993-3. ISBN: 82-7119-493-3. 1993.
- [77] Lysne DK, Olsen RB, Stole H, Jacobsen. Sediment control: recent developments for headworks. *Hydropower and Dams*. 1995.
- [78] Truffer, B., Küttel, M., Meier, J. Wasserfassung Titer der GWK - Entsanderabzüge System HSR in grossen Entsanderanlagen (Titer water intake - HSR flushing system in large sand traps). *Wasser Energie Luft* 101(3), pp. 207-208, 2009.
- [79] Jacobsen, T. Sediment control in small reservoirs - Sediment removal through pipelines or by open channel flow. Proc. Optimum Use of Run-of-River Hydropower Schemes, Trondheim, Norway, 1999.
- [80] Olsen, N.R.B. SSIIM – A Three-dimensional Numerical Model for Simulation of Water and Sediment Flow. Proc. 5th International Conference on Hydraulic Engineering Software. Port Carras, Greece. 1994. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1080/00221689509498662>.
- [81] Olsen, N.R.B.; Skoglund, M. Three-dimensional numerical modeling of water and sediment flow in a sand trap. *Journal of Hydraulic Research*, 32(6): 833-844. 1994. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1080/00221689409498693>.
- [82] Olsen NRB, Kjellesvig HM. Three-dimensional numerical modelling of bed changes in a sand trap. *J Hydraul Res* 1999;37:189-198. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1080/00221689909498305>.
- [83] Camp TR. A Study of the Rational Design of Settling Tanks. *Sewage Work J* 1936;8:742-58. <https://doi.org/http://www.jstor.org/stable/25028680>.
- [84] Frischhut, T. Entsanderkammeroptimierung mittels numerischer 3D-Modellierung ('Optimization of desanding facility settling basins based on numerical 3D modeling'). Master Thesis, Universität Innsbruck, Innsbruck, Austria. 2008.
- [85] Bråtveit, K.; Brevik, O.; Olsen, N.R.B. Three Dimensional Numerical Study of an Unlined Pressurized Rock-Blasted Sand Trap. Proc. 35th IAHR World Congress. Chengdu, China. 2013. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1080/00221689909498305>.

- 1080/19942060.2015.1004807.
- [86] Nøvik, H.; Dudhraj, A.; Olsen, N.R.B.; Bishwakarma, M.B.; Lia, L. Numerical Modeling of Nonuniform Flow in Settling Basins. *Hydro Nepal*, 14: 27–35. 2014. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.3126/hn.v14i0.11251>.
- [87] Paschmann C, Fernandes JN, Vetsch DF, Boes RM. Experimental setup for flow and sediment flux characterization at desanding facilities. *Flow Meas Instrum* 2017;54:197–204. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2017.02.010>.
- [88] CINK HYDRO-ENERGY n.d. <https://www.cink-hydro-energy.com/en/> (приступљено: 31.03.2021).
- [89] Gingold PR. The optimum size of small run-of-river plants. *Int Water Power Dam Constr* 1981;33.
- [90] Fahlbusch F. Optimum capacity of a run-of-river plant. *Int Water Power Dam Constr* 1983;35:45–8.
- [91] Da Deppo L, Datei C, Firoetto V, Rinaldo A. Capacity and type of units for small run-of-river plants. *Int Water Power Dam Constr* 1984;36:33–8.
- [92] Bleinc C. Utilisation de micro-ordinateur pour le dimensionnement des mini-centrales hydroelectriques. Societe Hydrotechnique de France, XXe Journees de l'Hydraulique, IV.3.1., Lyon 1989. n.d.
- [93] Papantonis DE, Andriotis. G. Optimization of the size and number of turbines for a small hydropower plant. *Proceedings, Hydroenergia* 1993;93:59–68.
- [94] Voros NG, Kiranoudis CT, Maroulis ZB. Short-cut design of small hydroelectric plants. *Renew Energy* 2000;19:545–63. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(99\)00083-X](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00083-X).
- [95] Montanari R. Criteria for the economic planning of a low power hydroelectric plant. *Renew Energy* 2003;28:2129–45. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(03\)00063-6](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(03)00063-6).
- [96] Liu Y, Ye L, Benoit I, Liu X, Cheng Y, Morel G, et al. Economic performance evaluation method for hydroelectric generating units. *Energy Convers Manag* 2003;44:797–808. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00098-5](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00098-5).
- [97] Kaldellis JK, Vlachou DS, Korbakis G. Techno-economic evaluation of small hydro power plants in Greece: a complete sensitivity analysis. *Energy Policy* 2005;33:1969–85. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2004.03.018>.
- [98] Hosseini SMH, Forouzbakhsh F, Rahimpour M. Determination of the optimal installation capacity of small hydro-power plants through the use of technical, economic and reliability indices. *Energy Policy* 2005;33:1948–56. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2004.03.007>.
- [99] Lopes de Almeida JPPG, Henri Lejeune AG, Sa Marques JAA, Conceicao Cunha M. OPAH a model for optimal design of multipurpose small hydropower plants. *Adv Eng Softw* 2006;37:236–47. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2005.06.004>.

- [100] Anagnostopoulos JS, Papantonis DE. Optimal sizing of a run-of-river small hydropower plant. *Energy Convers Manag* 2007;48:2663–70. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.04.016>.
- [101] Xu M, Zhuan X. Optimal planning for wind power capacity in an electric power system. *Renew Energy* 2013;53:280–6. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.11.015>.
- [102] Castronuovo ED, Lopes JAP. On the Optimization of the Daily Operation of a Wind-Hydro Power Plant. *IEEE Trans Power Syst* 2004;19:1599–606. <https://doi.org/10.1109/TPWRS.2004.831707>.
- [103] Ding H, Hu Z, Song Y. Stochastic optimization of the daily operation of wind farm and pumped-hydro-storage plant. *Renew Energy* 2012;48:571–8. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.008>.
- [104] Benitez LE, Benitez PC, Kooten GC Van. The economics of wind power with energy storage. *Energy Econ* 2008;30:1973–89. <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2007.01.017>.
- [105] Castronuovo ED, Pecas Lopes JA. Optimal operation and hydro storage sizing of a wind - hydro power plant. *Electr Power Energy Syst* 2004;26:771–8. <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2004.08.002>.
- [106] Banos R, Manzano-Agugliaro F, Montoya FG, Gil C, Alcayde A, Gómez J. Optimization methods applied to renewable and sustainable energy : A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:1753–66. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.008>.
- [107] Ivetić M V. Računska hidraulika Tečenje u cevima. Prvo izdan. Građevinski fakultet Univerziteta u Beogradu; 1996.
- [108] Енергетски портал n.d. <http://www.energetskiportal.rs/ministarstvo/fid-in-tarife> (приступљено: 21.05.2021).
- [109] Elbatran AH, Yaakob OB, Ahmed YM, Shabara HM. Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;43:40–50. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.045>.
- [110] Paish O. Small hydro power: Technology and current status. *Renew Sustain Energy Rev* 2002;6:537–56. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(02\)00006-0](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(02)00006-0).
- [111] Barelli L, Liucci L, Ottaviano A, Valigi D. Mini-hydro: A design approach in case of torrential rivers. *Energy* 2013;58:695–706. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.038>.
- [112] Paish O. Micro-hydropower: Status and prospects. *Proc Inst Mech Eng Part A J Power Energy* 2002;216:31–40. <https://doi.org/10.1243/095765002760024827>.
- [113] Williamson SJ, Stark BH, Booker JD. Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renew Energy* 2014;61:43–50. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.020>.
- [114] Okot DK. Review of small hydropower technology. *Renew Sustain Energy Rev*

- 2013;26:515–20. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.05.006>.
- [115] Dvořák M, Havel P. Combined heat and power production planning under liberalized market conditions. *Appl Therm Eng* 2012;43:163–73. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.016>.
- [116] Matlab software n.d. https://ch.mathworks.com/products/matlab.html?s_tid=hp_products_matlab (приступљено: 01.06.2021).
- [117] Constrained Nonlinear Optimization Algorithms n.d. <https://ch.mathworks.com/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html> (приступљено: 01.06.2021).
- [118] Luenberger DG, Ye Y. *Linear and Nonlinear Programming*. Fourth Edi. Springer International Publishing; 2017.
- [119] Griva I, Nash SG, Sofer A. *Linear and Nonlinear Optimization*. Second edi. Philadelphia: SIAM; 1979.
- [120] Anagnostopoulos JS, Papantonis DE. Optimal sizing of a run-of-river small hydropower plant. *Energy Convers Manag* 2007;48:2663–70. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.04.016>.
- [121] Nielsen P. Turbulence effects on the settling of suspended particles , 63(5): 835–838. *J Sediment Petrol* 1993;63:835–8. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1306/D4267C1C-2B26-11D7-8648000102C1865D>.
- [122] Kawanisi K, Shiozaki R. Turbulent effects on the settling velocity of suspended sediment. *J Hydraul Eng* 2008;134:261–6. [https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1061/\(Asce\)0733-9429\(2008\)134:2\(261\)](https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1061/(Asce)0733-9429(2008)134:2(261)) .
- [123] ISO 748: Hydrometry - Measurement of liquid flow in open channels using current-meters or floats. International Organization for Standardization (ISO); 2007.
- [124] SRPS EN ISO 748:2017: Hydrometry - Measurement of liquid flow in open channels using current-meters or floats. Serbian Organization for Standardization (ISS); 2017.
- [125] GR 500 Professional , Measuring Rod | Bosch n.d. <http://www.bosch-professional.com/za/en/measuring-rod-gr-500-131504-0601094300.html> (приступљено: 13.03.2020).
- [126] JDC Electronic SA - Flowatch n.d. <https://www.jdc.ch/products/flow-meters/#flowatch> (приступљено: 15.03.2020).
- [127] BS ISO 5168:2005: Measurement of fluid flow - Procedures for the evaluation of uncertainties. British Standards Institution; 2005.
- [128] BS ISO 1088:2007: Hydrometry - Velocity-area methods using current-meters - Collection and processing of data for determination of uncertainties in flow measurement. British Standards Institution; 2007.

- [129] Versteeg HK, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, the finite volume method, second edition. vol. 2. 2nd ed. Harlow: Pearson (Prentice Hall); 2007.
- [130] Ayed SK. Hidraulički efekti prirodne konvekcije u realnim paralelopipednim rezervoarima izloženim spoljnim uticajima. Univerzitet u Nišu, 2016.
- [131] Boussinesq J. Essai sur la theorie des eaux courantes. vol. XXIII. Impr. nationale; 1877.
- [132] Schmitt FG. About Boussinesq's turbulent viscosity hypothesis: historical remarks and a direct evaluation of its validity. Comptes Rendus - Mec 2007;335:617-27. <https://doi.org/10.1016/j.crme.2007.08.004>.
- [133] Neary VS, Odgaard AJ. Three-dimensional flow structure at open-channel diversions. J Hydraul Eng 1993;119:1223-30. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9429\(1993\)119:11\(1223\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9429(1993)119:11(1223)).
- [134] Shamloo H, Pirzadeh B. Numerical investigation of Velocity Field in Dividing Open-Channel Flow. In: Kroppe J, Sakellaris I, editors. 3rd IASME / WSEAS Int. Conf. WATER Resour. Hydraul. Hydrol. (WHH '08), Cambridge, United Kingdom: WSEAS Press; 2008, p. 27-31.
- [135] Olsen NRB. Hydroinformatics, Fluvial Hydraulics and Limnology. Department of Hydraulic and Environmental Engineering The Norwegian University of Science and Technology; 2004.
- [136] Karamarković VM, Nikolić M V., Karamarković RM, Karamarković M V., Marašević MR. Techno-economic optimization for two SHPPs that form a combined system. Renew Energy 2018;122:265-74. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.081>.
- [137] The Engineering ToolBox n.d. https://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d_595.html (приступљено: 13.03.2020).
- [138] CFD Simulation Software | ANSYS Fluids n.d. <https://www.ansys.com/products/fluids> (приступљено: 15.03.2020).
- [139] ANSYS CFX: Turbomachinery CFD Simulation n.d. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (приступљено: 13.03.2020).
- [140] Wasserkraftwerk am reinbach n.d. http://www.gemeinde.sandintaufers.bz.it/gemeindeamt/download/220049829_1.pdf (приступљено: 15.03.2020).
- [141] Tan J, Bible SA, Triage CD. Flow control method and apparatus. US8141588B2, 2012.
- [142] Kawano M. Suction elbow provided with built-in guide blades. US6290266B1, 2001.
- [143] Chintamani S, Sawyer R. Apparatus for providing increased fluid flow turning vane efficiency. US005405106A, 1995.

- [144] Paschmann C, Fernandes JN, Vetsch DF, Boes RM. Assessment of flow field and sediment flux at alpine desanding facilities. *Int J River Basin Manag* 2017;15:287–95. <https://doi.org/10.1080/15715124.2017.1280814>.
- [145] Idel'chik IE. Handbook of hydraulic resistance: Coefficients of local resistance and of friction. English ve. Washington, D. C.: AEC TR-6630; 1966.
- [146] Birkes D, Dodge Y. *Alternative Methods of Regression*. John Wiley & Sons, INC.; 1993.
- [147] Draper NR, Smith H. *Applied regression analysis*. Third Edit. John Wiley & Sons, INC.; 1998.
- [148] Nikolić M V., Karamarković RM, Karamarković M V., Karamarković VM. Retrofit of a settling basin of a small hydropower plant. *Eng Struct* 2021;236. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.112118>.
- [149] Nikolic M V., Karamarkovic RM. Flow control in a multichamber settling basin by sluice gates driven by a CFD and an ancillary analytical model. *J Hydroinformatics* 2021;23:689–708. <https://doi.org/10.2166/hydro.2021.006>.

ПРИЛОГ 1. МАТЛАБ КОД

У наставку је приказан Матлаб код за конфигурацију 1, односно за оптимизацију снаге турбине МХЕ2 Т2:

```
%% CASE I
% Optimization of the turbine power K2
% Independent work
% Gross head = 72.30 m

% Remark
% z=(x-mu)/sigma ---> variable
% x ---> Probability of appearance water [%]

% Calculated constants

mu=60.273;
sigma=28.881;

% Lower and upper bounds of x [%]

x_low=68.43;
x_upp=100;

% Lower and upper bounds of variable z

z_low=(x_low-mu)/sigma;
z_upp=(x_upp-mu)/sigma;

% Constants

p1=-0.091913; p2=-0.27840; p3=0.23418; p4=1.0048; p5=-0.27705; p6=-1.3190; p7=0.32687;
p8=0.50511; p9=0.22402; p10=-1.1042; p11=1.9828; g=9.81; Hg=72.30; k1=0.91458; k2=0.055979;
k3=-0.0026047; r=0.05; P=0.1031; t1=1433.5; t2=912.63; s1=0; s2=465.64; s3=-18079; d1=13.889;
d2=-3944.4; l=4.497; T=2890.8;

% s1=0.17003; s2=172.54; s3=86506

% Interpolated flow equation

Q_FDC=@(z) p1*z(1)^10+p2*z(1)^9+p3*z(1)^8+p4*z(1)^7+p5*z(1)^6+...
+p6*z(1)^5+p7*z(1)^4+p8*z(1)^3+p9*z(1)^2+p10*z(1)+p11;

Q_GEF=0.74;
Q_in=@(z) Q_FDC-Q_GEF;

%% Optimzation

% Objective function

fun =@(z) (s3 + s2*z(5) + s1*z(5)^2 + (d2 + d1*z(5) + l*(t2 + t1*z(1)) - P*z(4)*z(5)*(t2 + t1*z(1))) * ...
*(1/(r + 1) + 1/(r + 1)^2 + 1/(r + 1)^3 + 1/(r + 1)^4 + 1/(r + 1)^5 + 1/(r + 1)^6 + 1/(r + 1)^7 + ...
+1/(r + 1)^8 + 1/(r + 1)^9 + 1/(r + 1)^10 + 1/(r + 1)^11 + 1/(r + 1)^12));

% Lower bounds
```

```
lb=[z_low 0.058 0 0 200 0];

% Upper bounds
ub=[z_upp 0.96 0.86 0.95 600 T];

% Starting guess of z0
% z=0.5; Q_in=0.90 m^3/s; Eta_t=0.85; Eta_g=0.94; Pt=500 kW; T=1200 h;
z0=[0.5 0.9 0.85 0.94 500 1200];

% Linear inequalities
A=[t1 0 0 0 0 -1; 0.0097403 0 -1 0 0 0; 0.33633 0 -1 0 0 0;
13.455 0 -1 0 0 0; 0.0091991 0 0 -1 0 0; 0.081818 0 0 -1 0 0; 16.818 0 0 -1 0 0];
b=[-t2; -0.84834; -0.61582; 4.5073; -0.93847; -0.89442; 5.6341];

% Linear equalities
Aeq=[0.87273 1 0 0 0 0]; beq=[1.2044];

% Optimization procedure
nonlcon=@nonlincon;
Options=optimset('Display','iter','Algorithm','active-set');
format bank
[z,fval,exitflag,output,lambda,grad,hessian] = fmincon(fun,z0,A,b,Aeq,beq,lb,ub,nonlcon,Options)

%% Results
x(1)=z(1)*sigma+mu; % [%]
% Turbine power
Turbine_power =z(5) % [kW]
% Net present value (NPV)
NPV=-fun(z) % [Eur]

%% Nonlinear Equality and Inequality Constraints
% REMARK
% z(1) = z = (x-mu)/sigma
% z(2) = Q_in
% z(3) = Eta_t
% z(4) = Eta_g
% z(5) = Pt
% z(6) = T
```

```
function [c,ceq]=nonlincon(z)

% Constants

p1=-0.091913; p2=-0.27840; p3=0.23418; p4=1.0048; p5=-0.27705; p6=-1.3190; p7=0.32687;
p8=0.50511; p9=0.22402; p10=-1.1042; p11=1.9828; Qmax=1.70; Q_GEF=0.74; k1=0.91458;
k2=0.055979; k3=-0.0026047; Delta_H_max=0.8940; Hg=72.30; g=9.81; t1=1433.5; t2=912.63;

%% Nonlinear inequality

% (1) Q_FDC<=Qmax; Qmax=1.70 m^3/s
% (2) Q_in<=Q_FDC-Q_GEF; Q_GEF=0.74 m^3/s
% (3) Delta_H<=Delta_H_max; Delta_H=f(Qt)=k1*Qt^2+k2*Qt+k3;
%   Delta_H_max=0.8933 m
% (4) Hn=f(Q_in)=Hg-Delta_H>=0; Delta_H-Hg<=0; Hg=72.30 m

c(1)=p1*z(1)^10+p2*z(1)^9+p3*z(1)^8+p4*z(1)^7+p5*z(1)^6+...
+p6*z(1)^5+p7*z(1)^4+p8*z(1)^3+p9*z(1)^2+p10*z(1)+p11-Qmax;

c(2)=z(2)-(p1*z(1)^10+p2*z(1)^9+p3*z(1)^8+p4*z(1)^7+p5*z(1)^6+...
+p6*z(1)^5+p7*z(1)^4+p8*z(1)^3+p9*z(1)^2+p10*z(1)+p11)+Q_GEF;

c(3)=k1*z(2)^2+k2*z(2)+k3-Delta_H_max;

c(4)=k1*z(2)^2+k2*z(2)+k3-Hg;

%% Nonlinear Equality

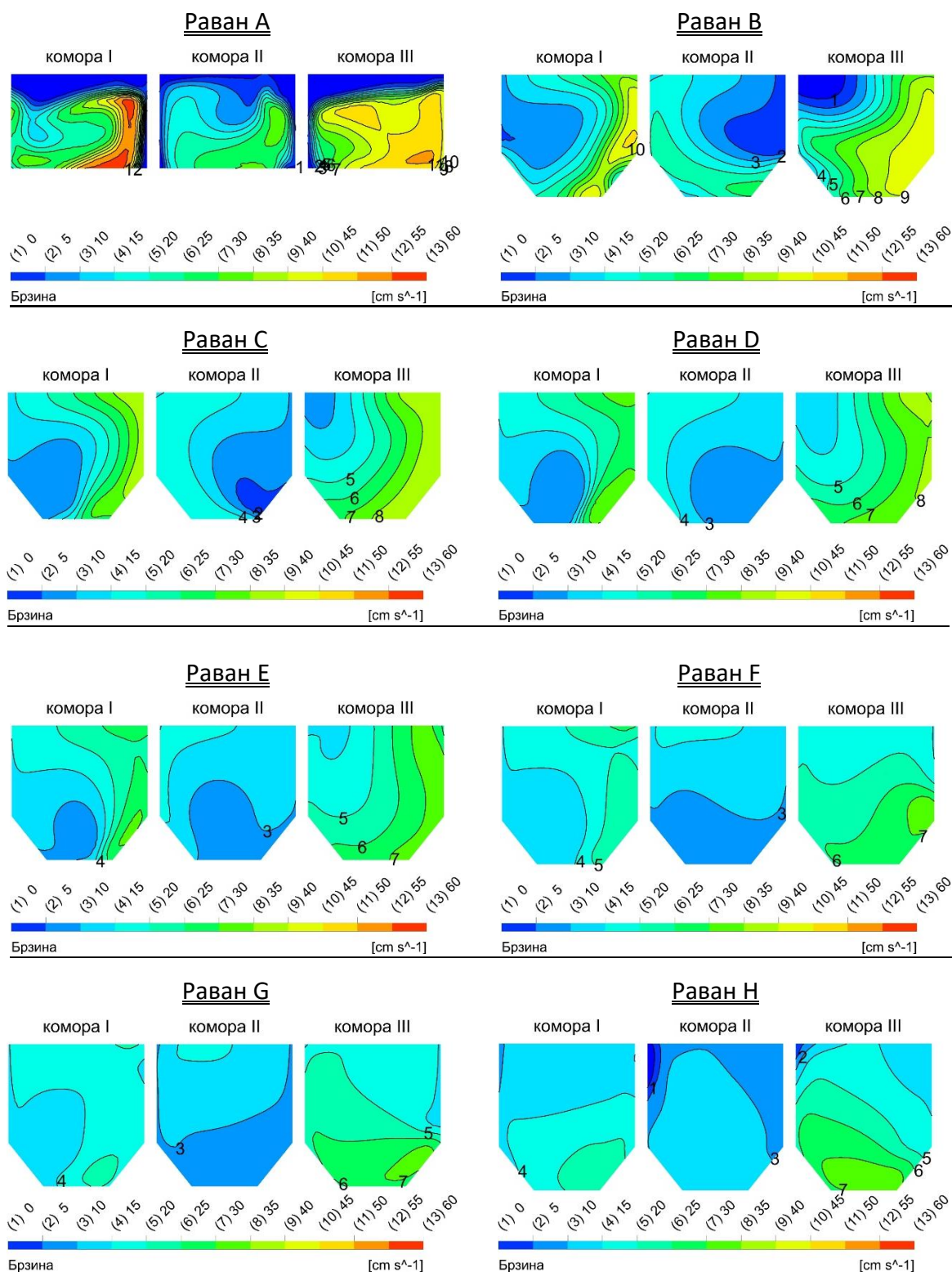
% (1) Pt=Q_in*Hn*Eta_t*g
% (2) T=t1*z+t2

ceq(1)=z(5)-(Hg-k3-k2*z(2)-k1*z(2)^2)*z(2)*z(3)*g;

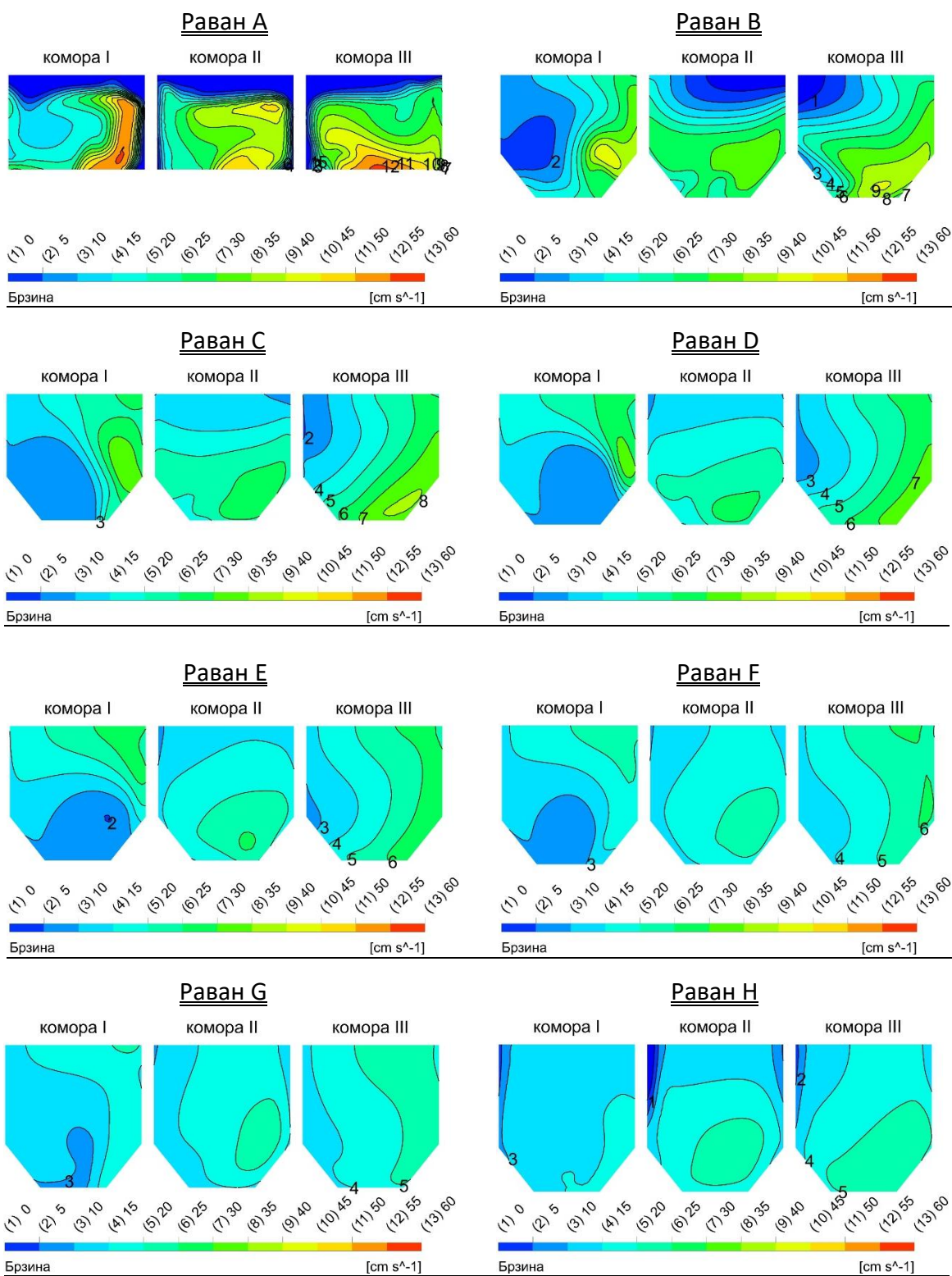
ceq(2)=z(6)-(t1*z(1)+t2);

end
```

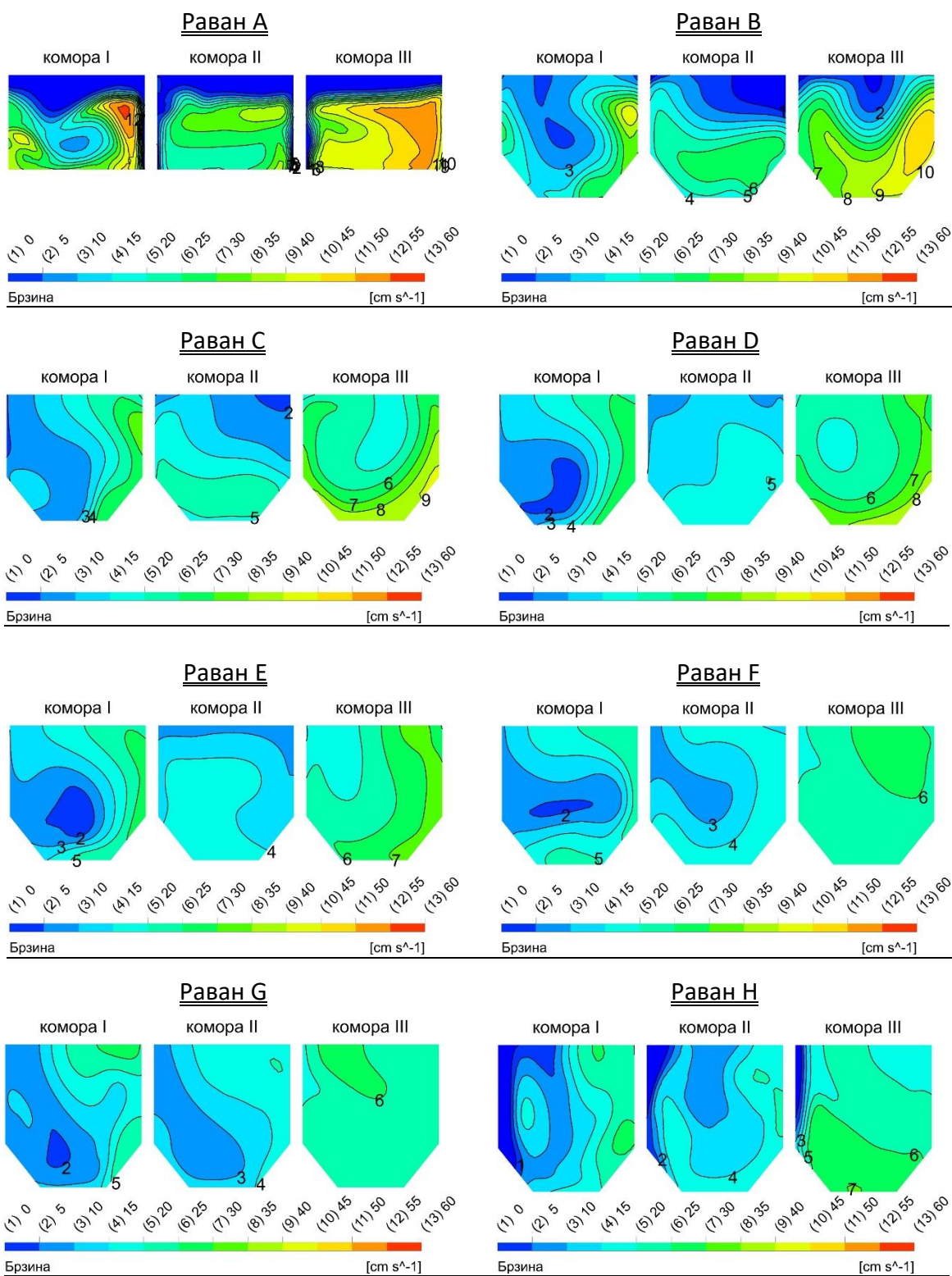
ПРИЛОГ 2. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 1.



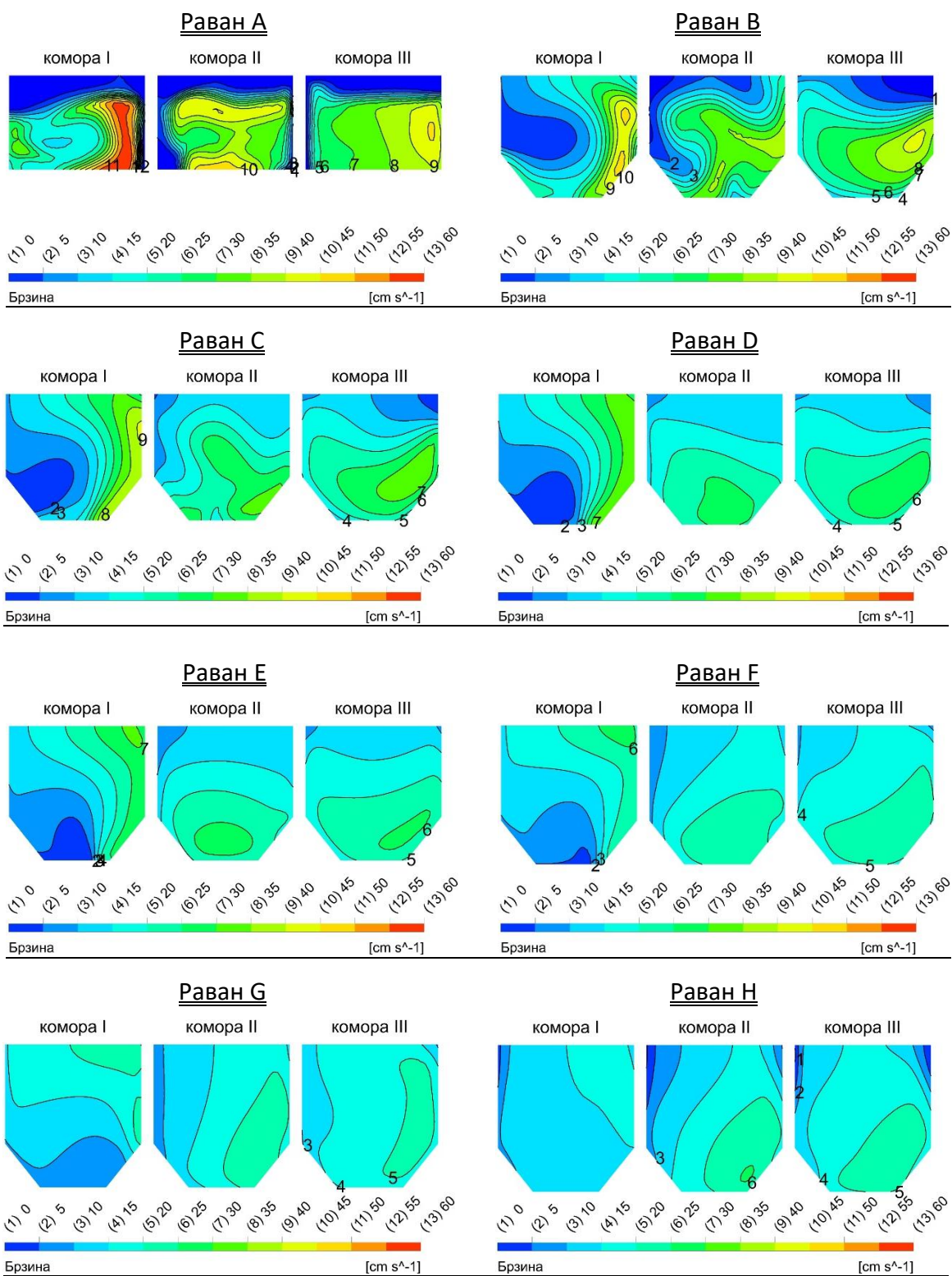
ПРИЛОГ 3. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 2.



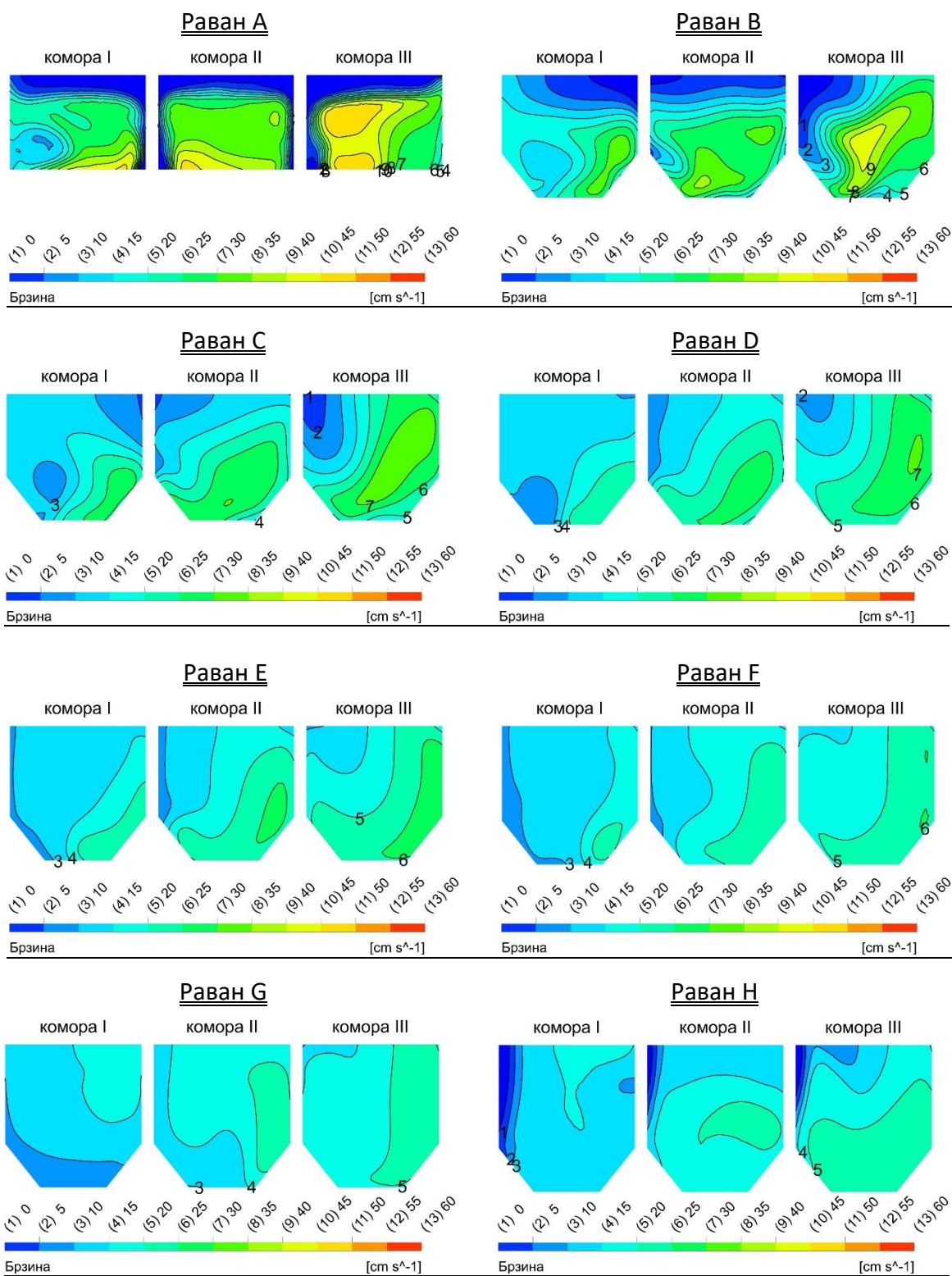
ПРИЛОГ 4. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 3.



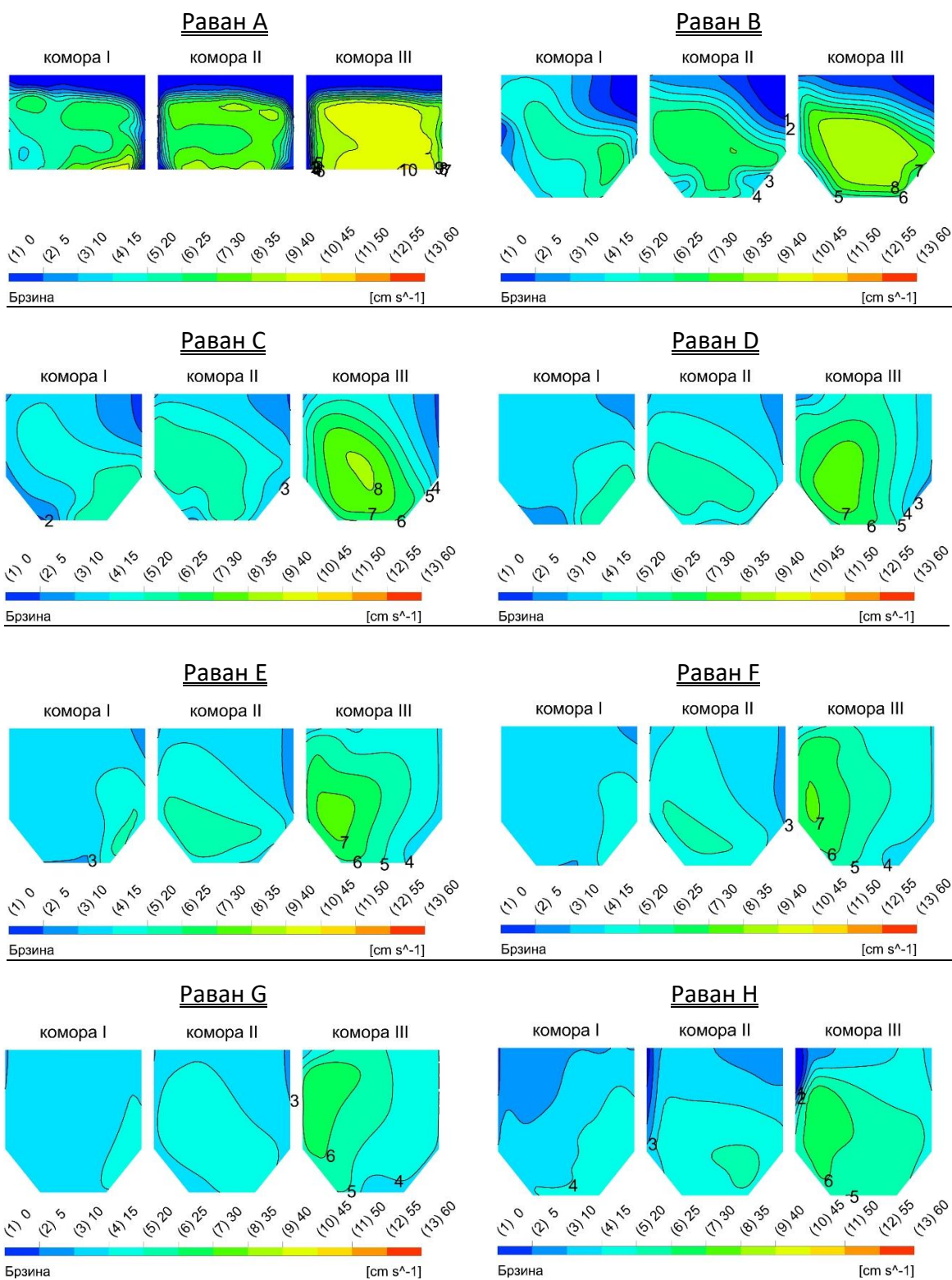
ПРИЛОГ 5. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 4.



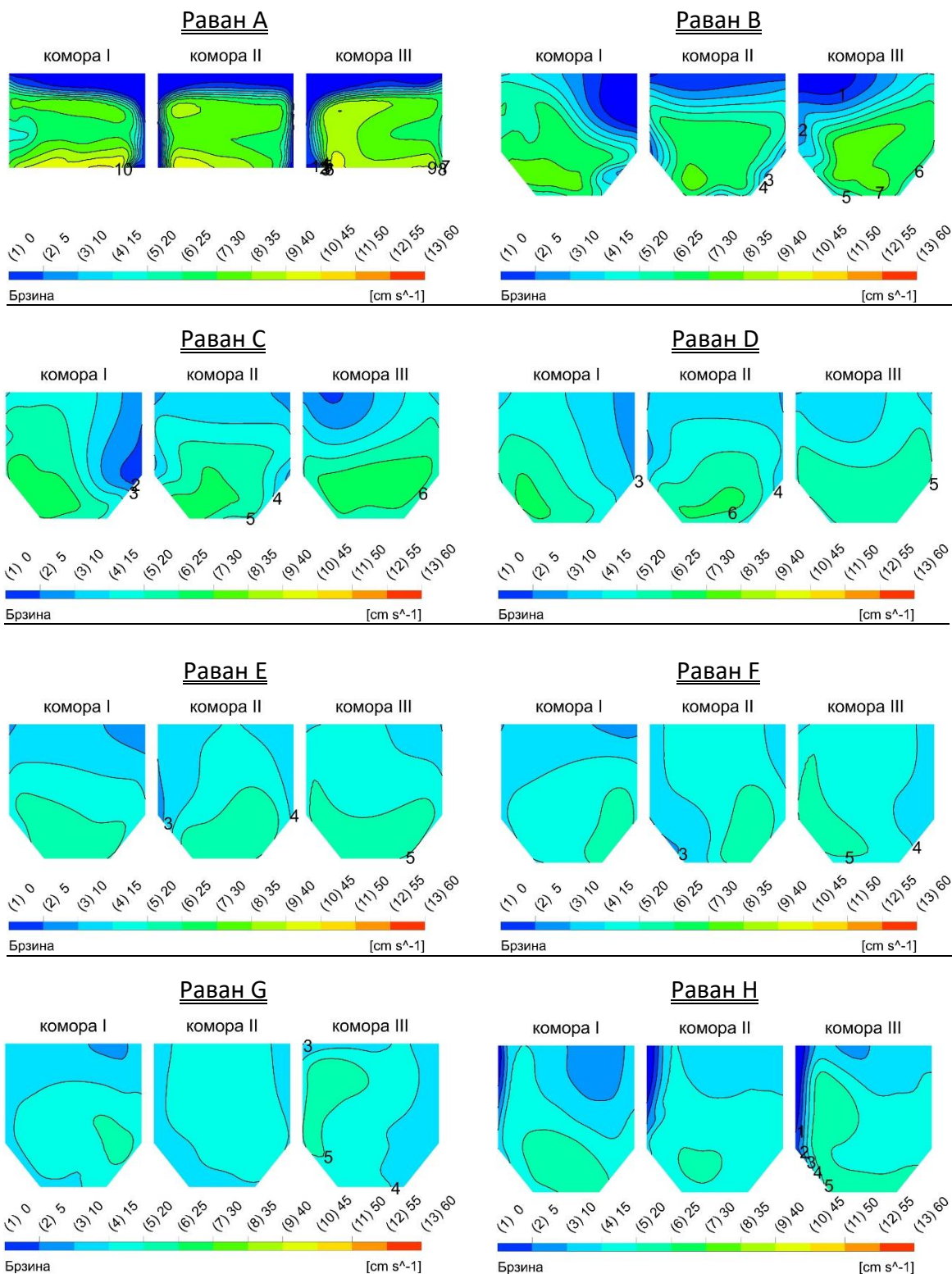
ПРИЛОГ 6. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 5.



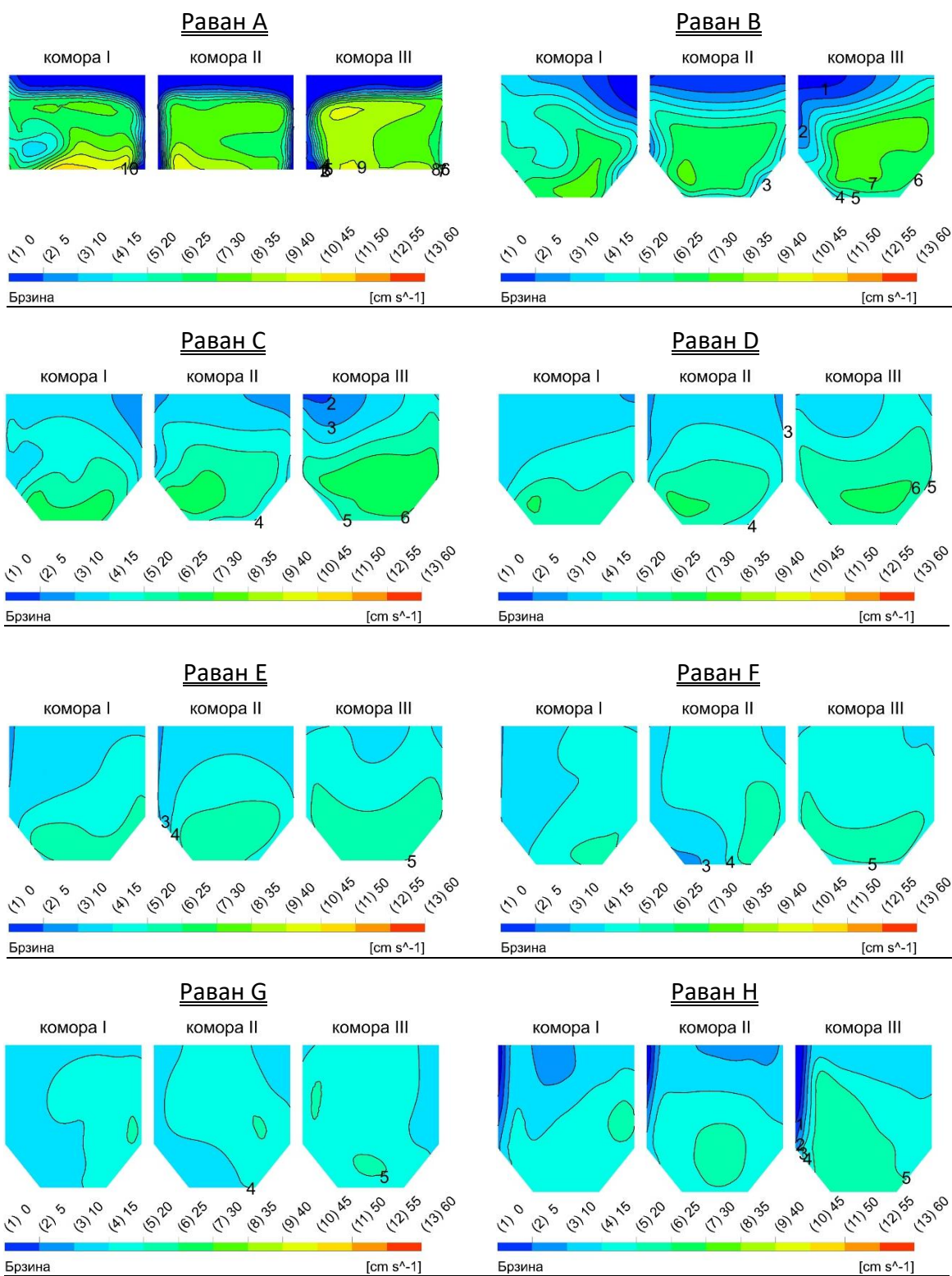
ПРИЛОГ 7. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 6.



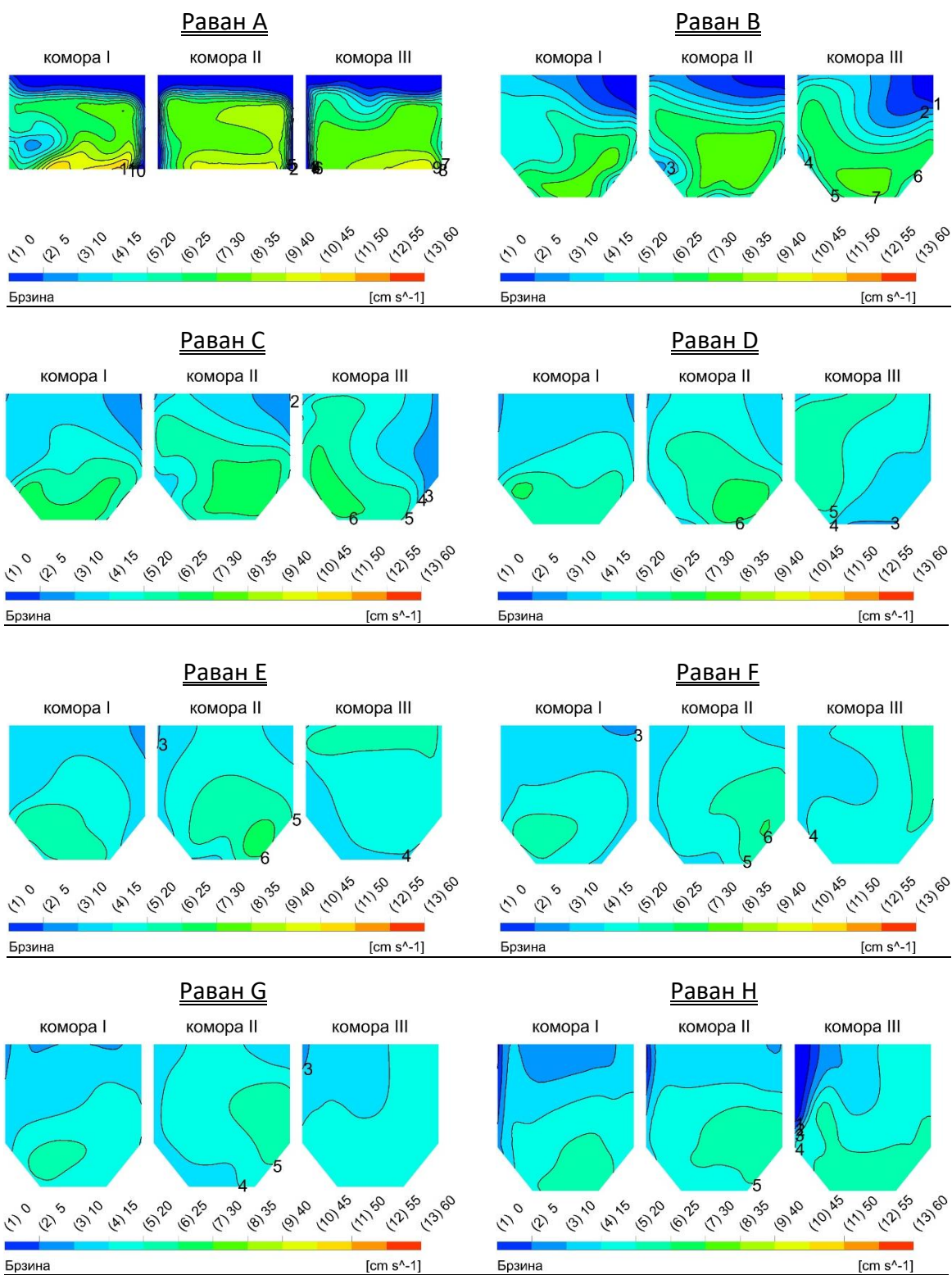
ПРИЛОГ 8. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 7.



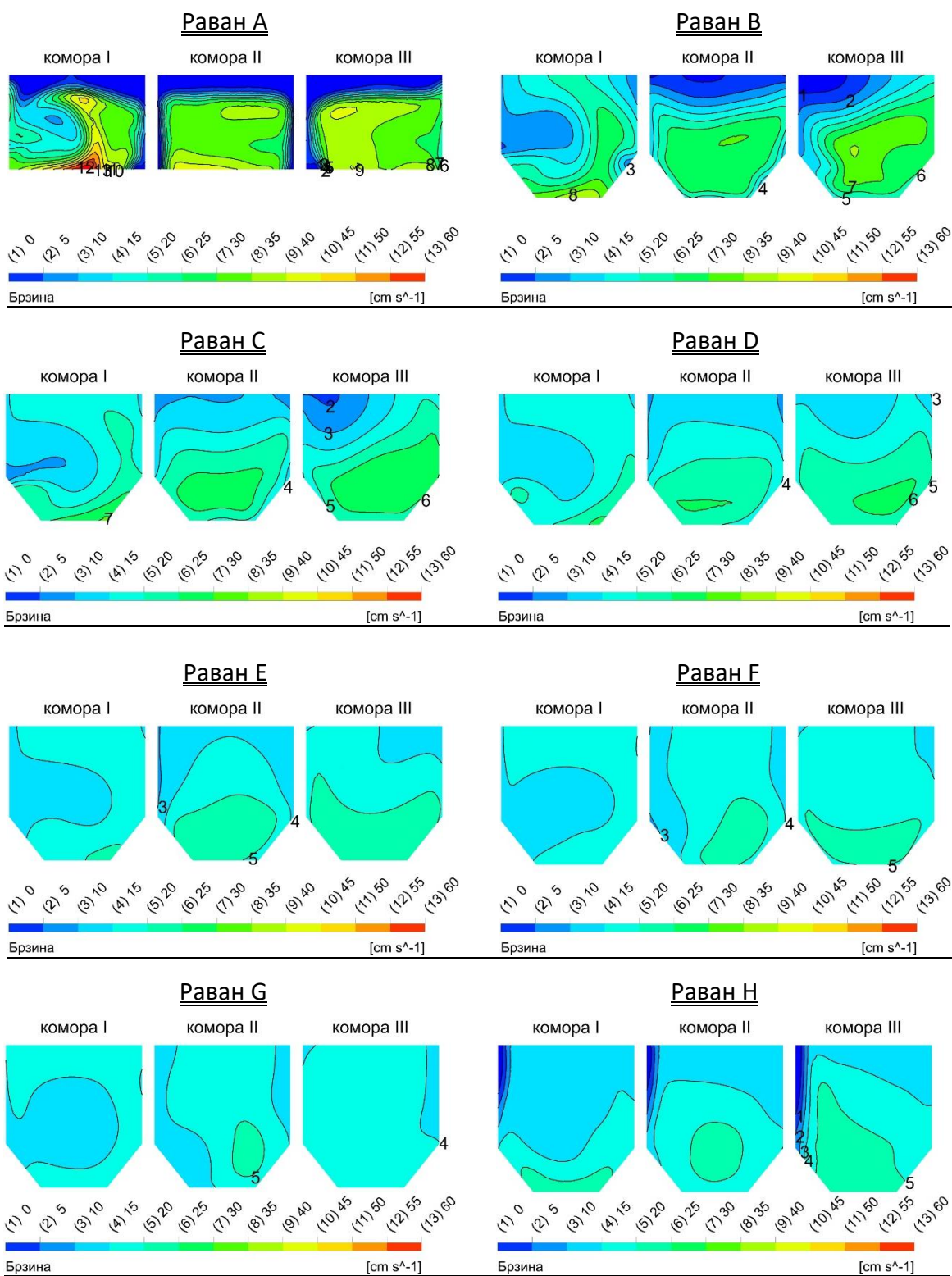
ПРИЛОГ 9. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 8.



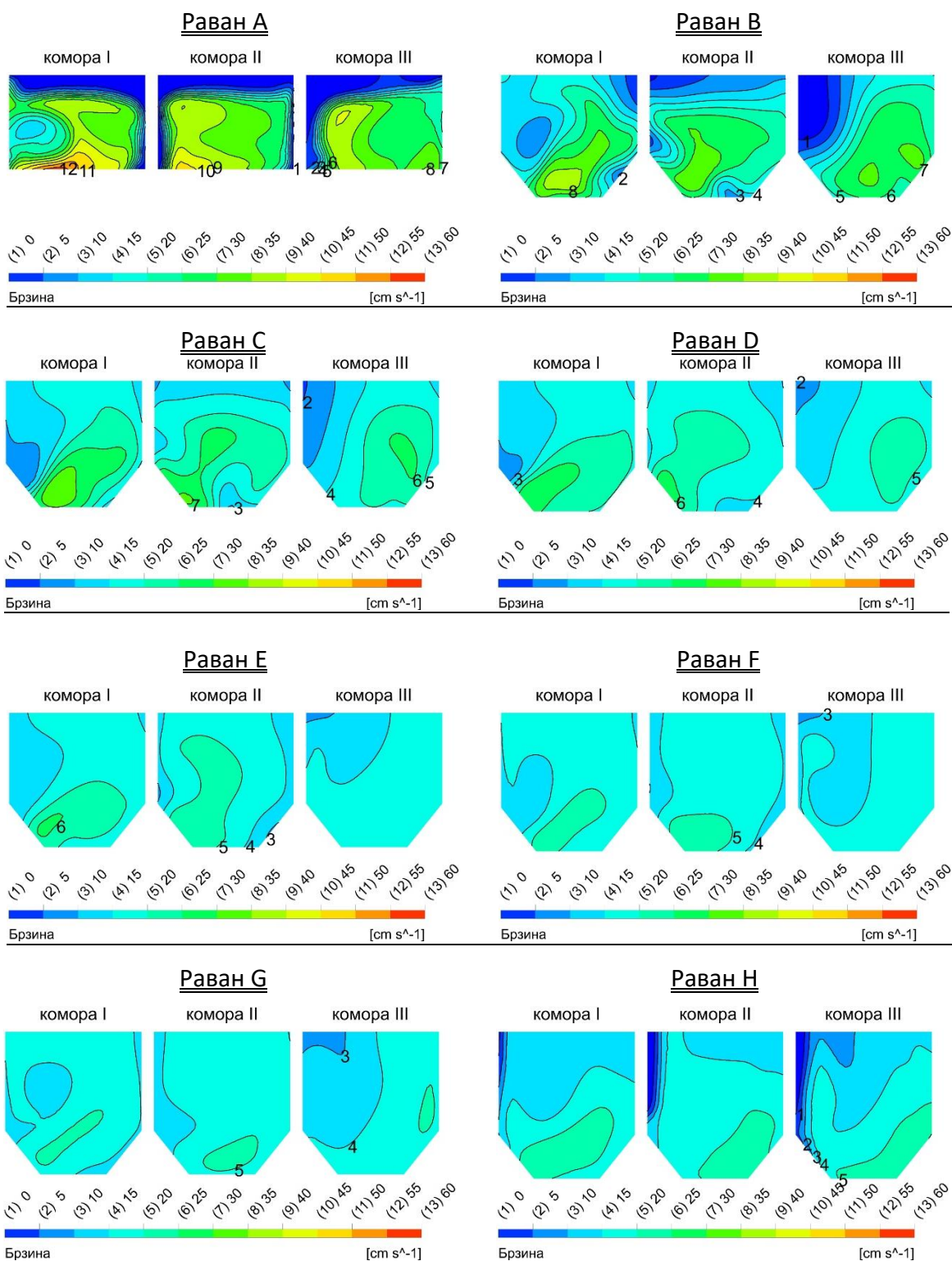
ПРИЛОГ 10. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 9.



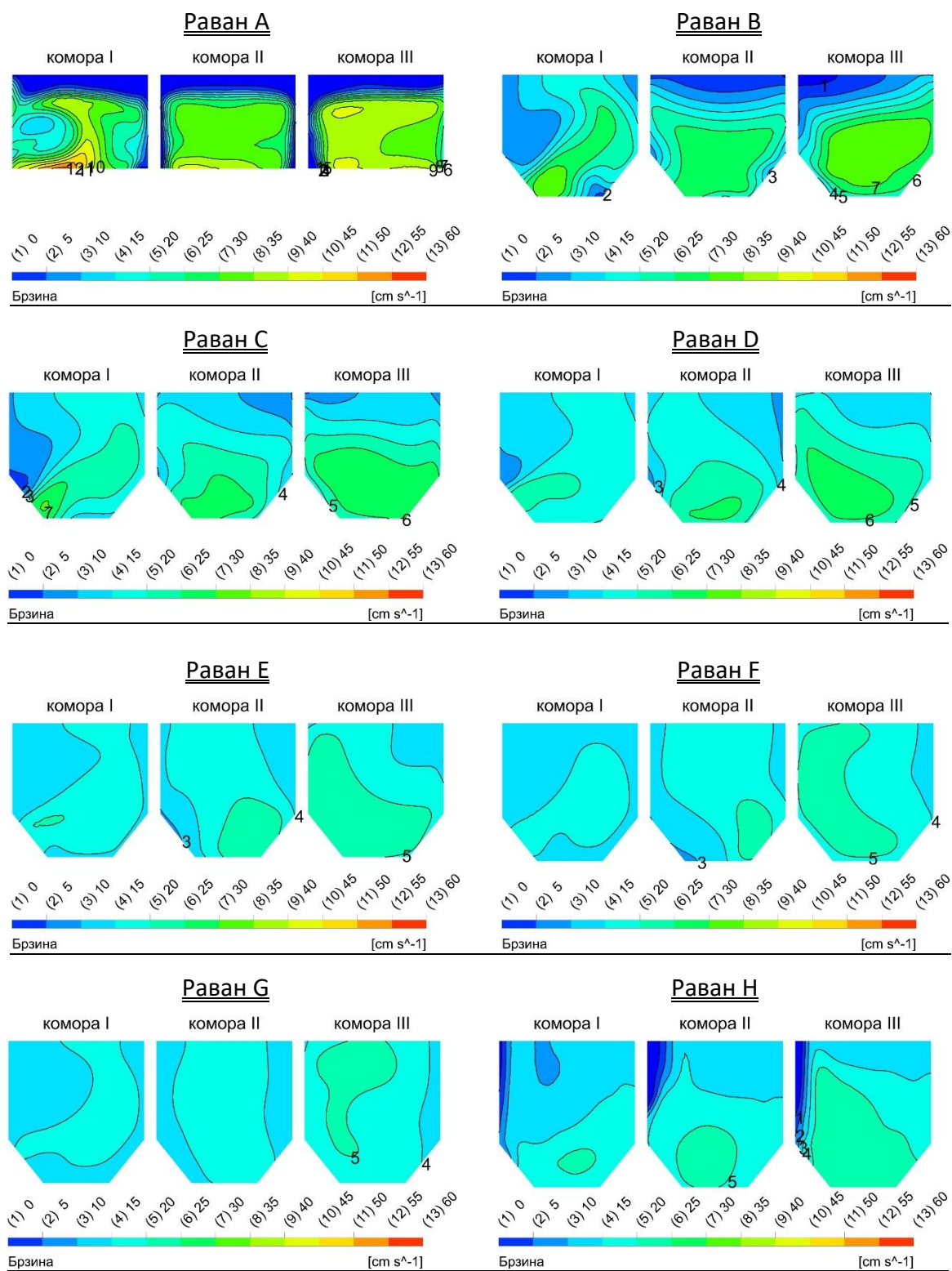
ПРИЛОГ 11. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 10.



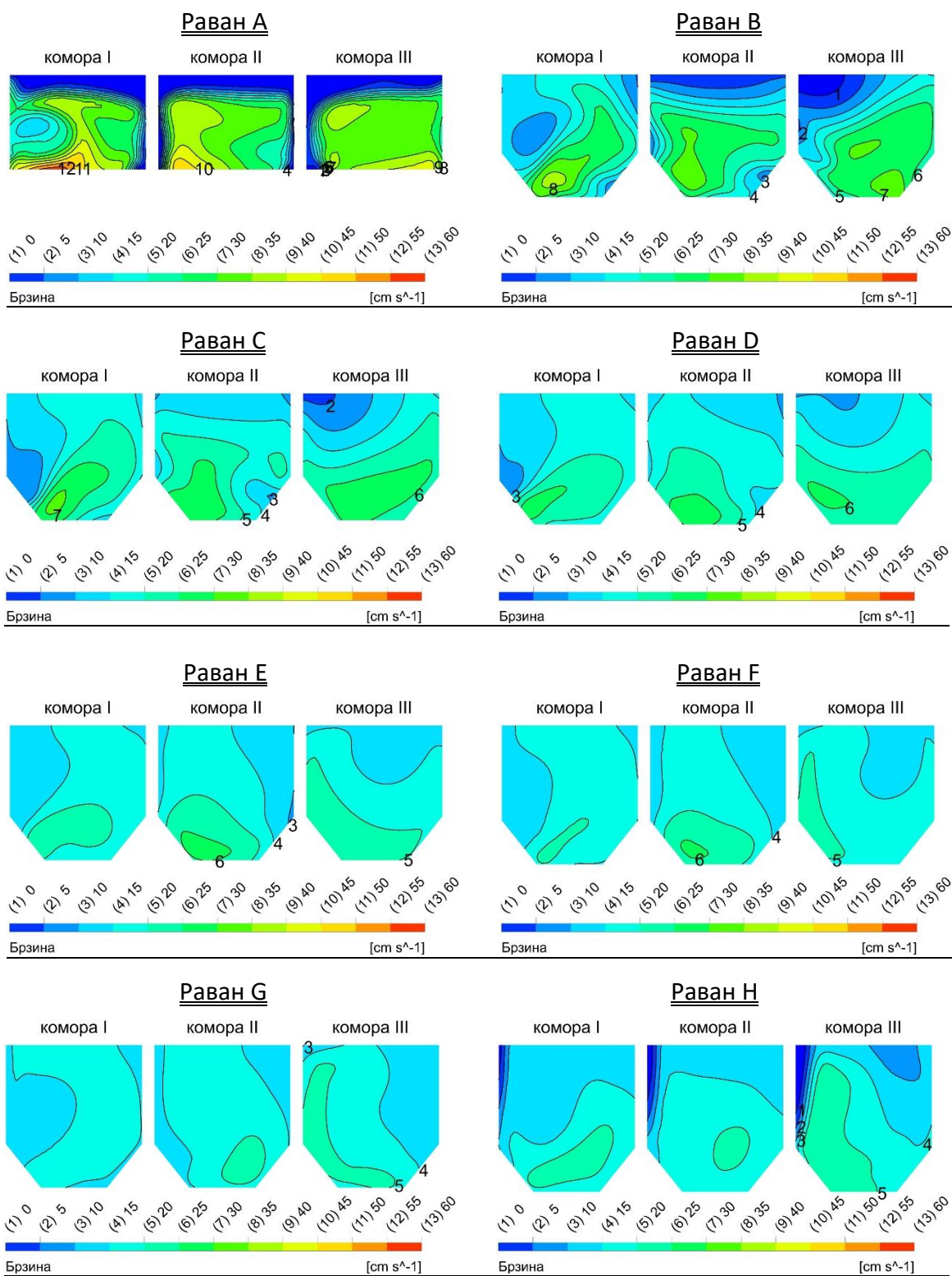
ПРИЛОГ 12. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 11.



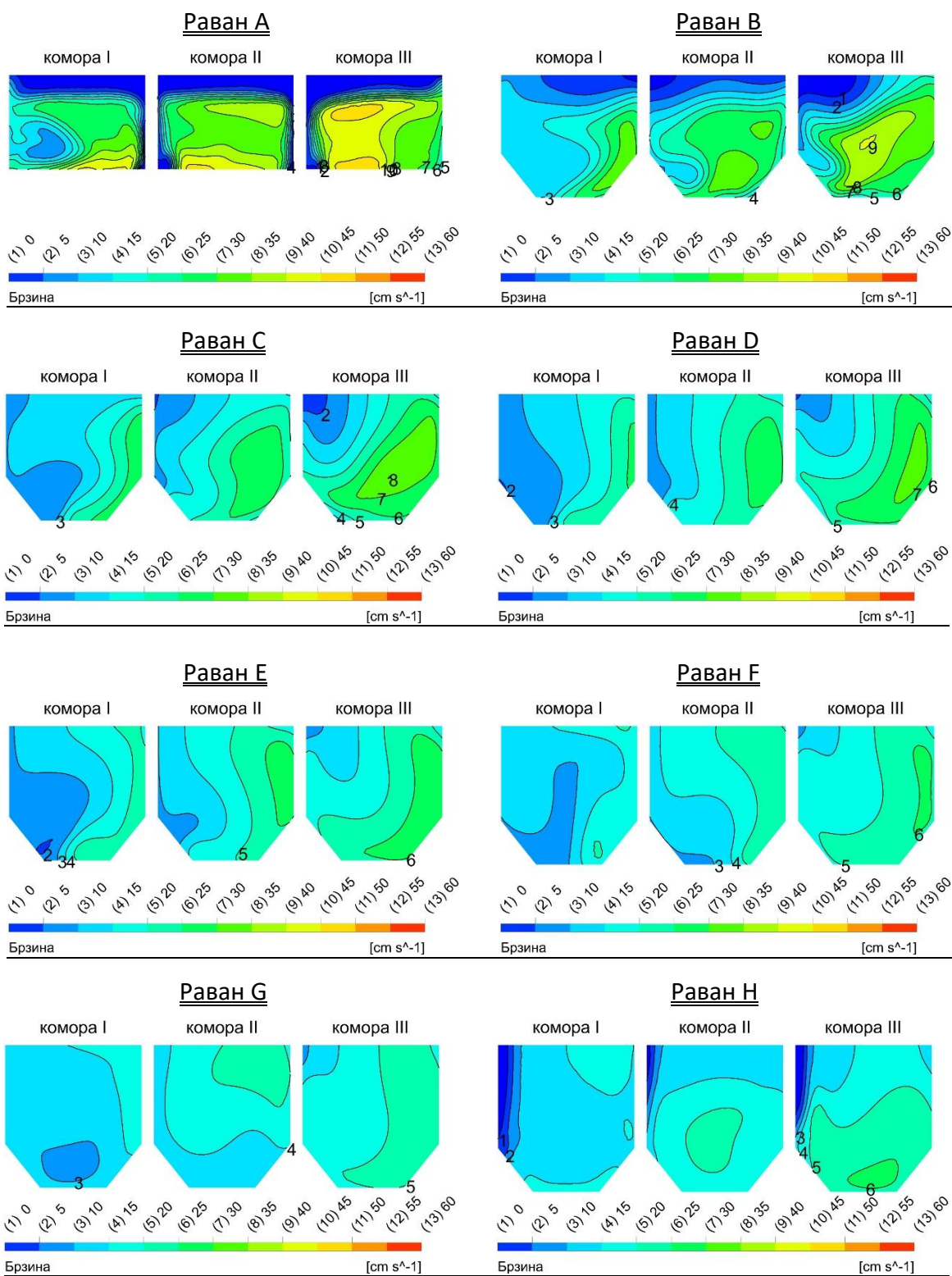
ПРИЛОГ 13. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 12.



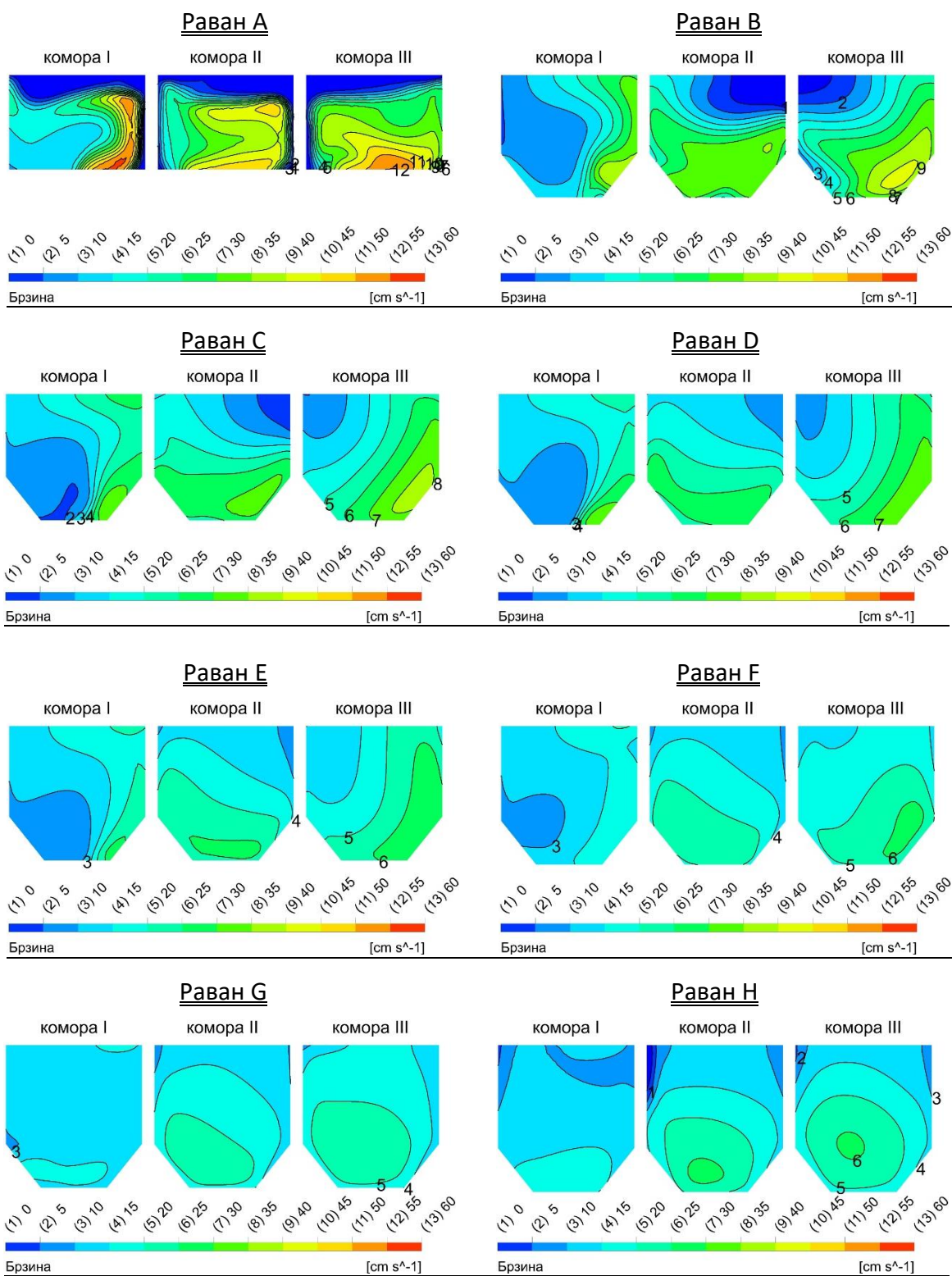
ПРИЛОГ 14. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 13.



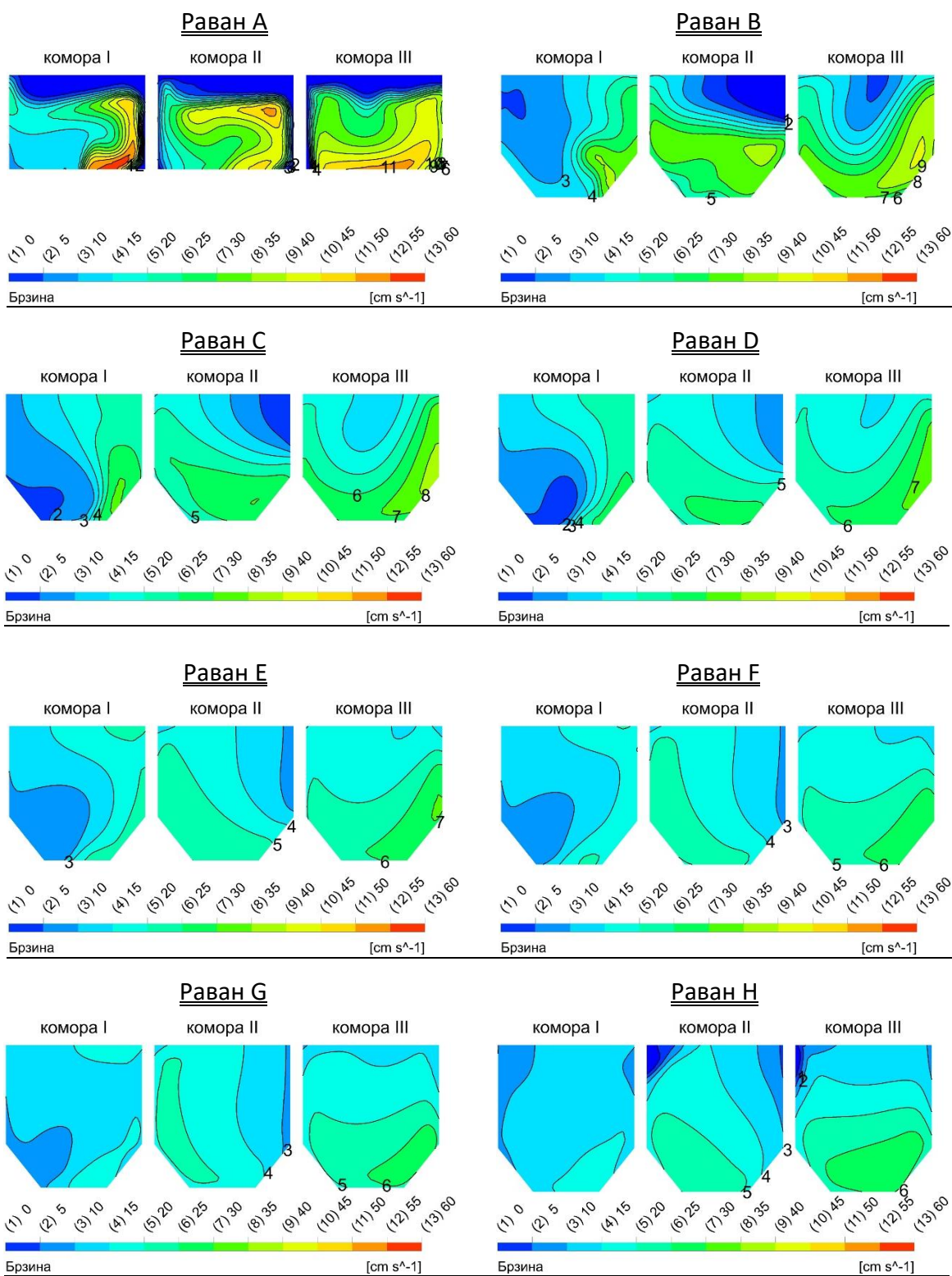
ПРИЛОГ 15. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 14.



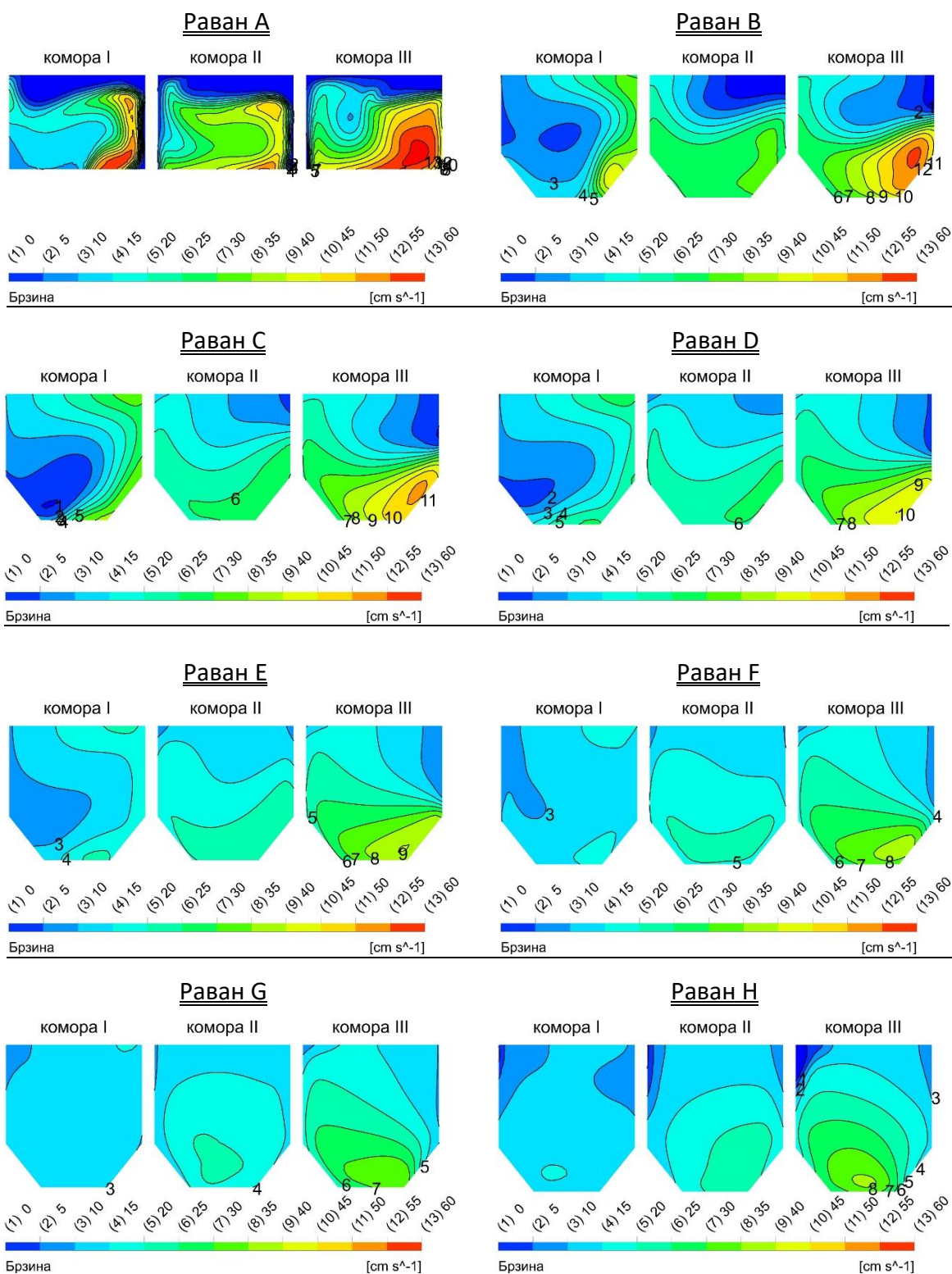
ПРИЛОГ 16. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 15.



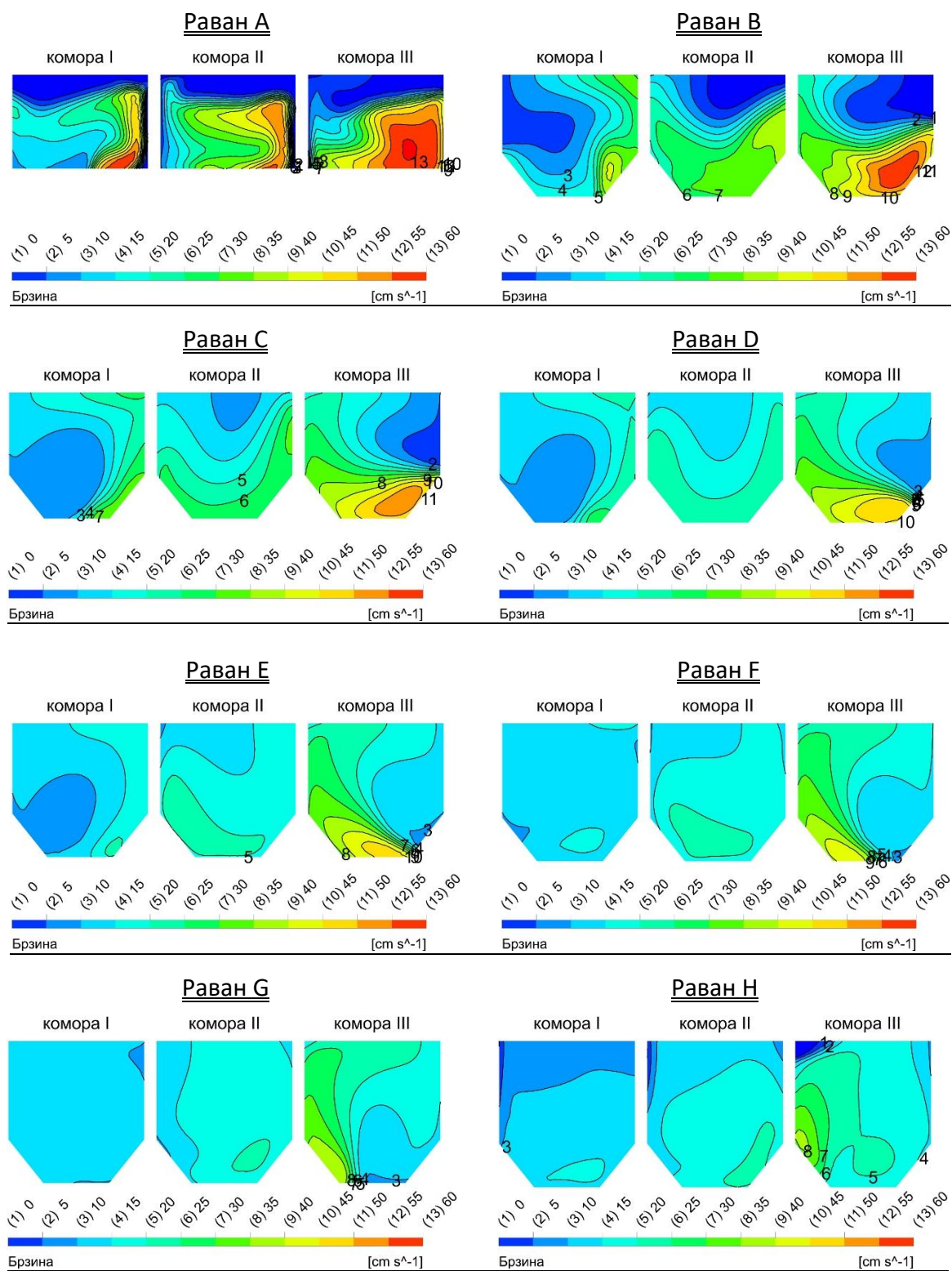
ПРИЛОГ 17. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 16.



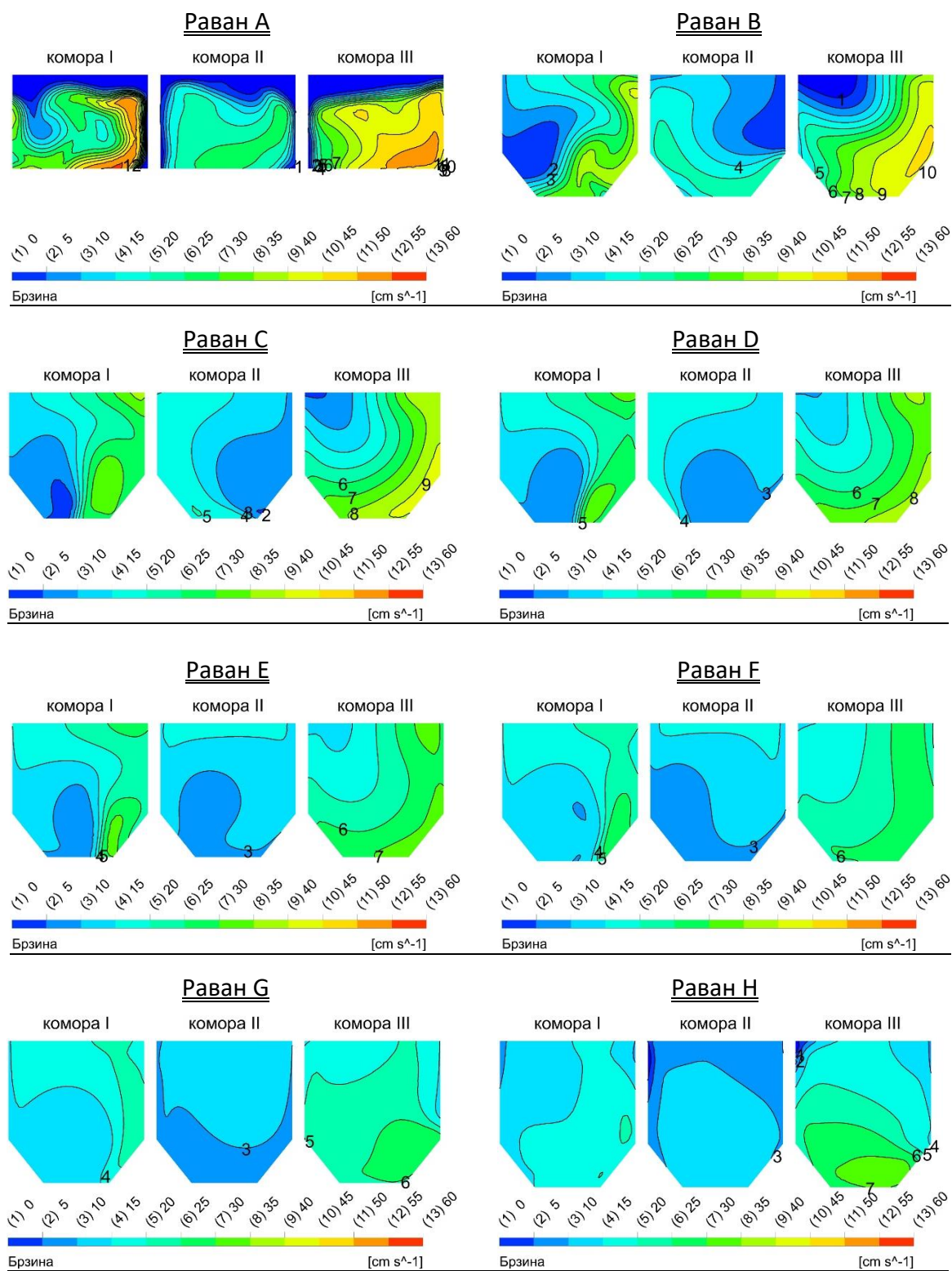
ПРИЛОГ 18. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 17.



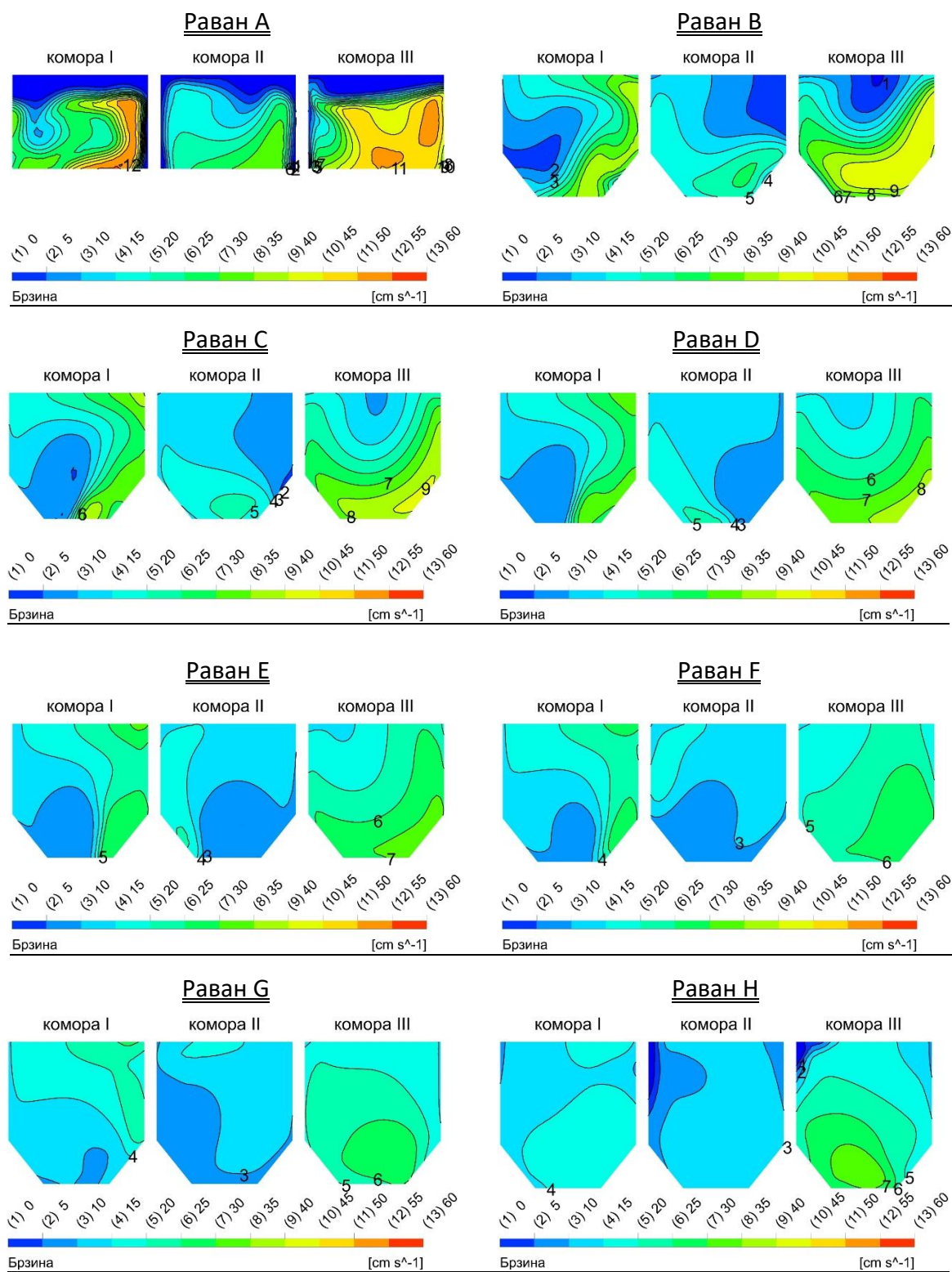
ПРИЛОГ 19. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 18.



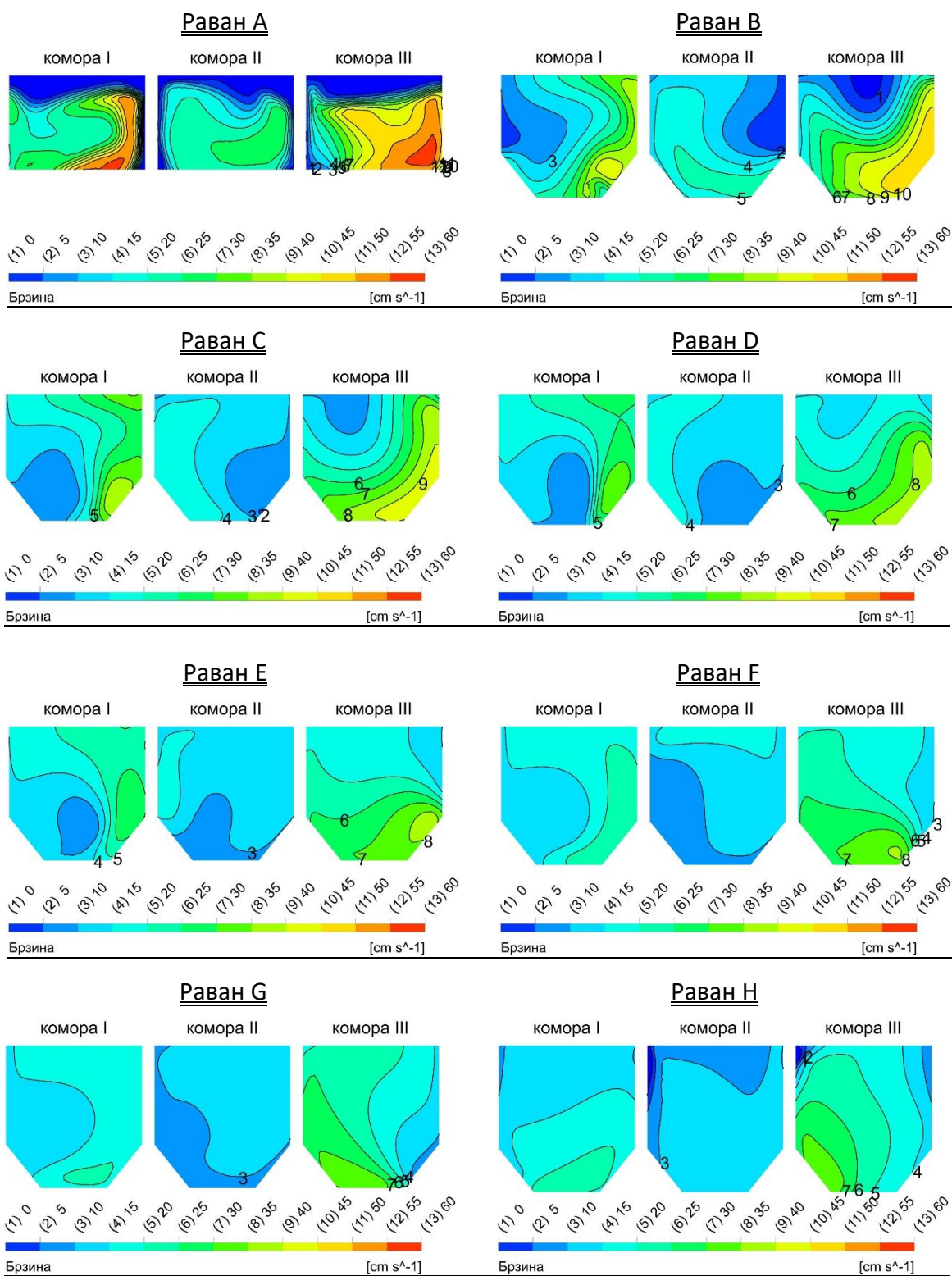
ПРИЛОГ 20. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 19.



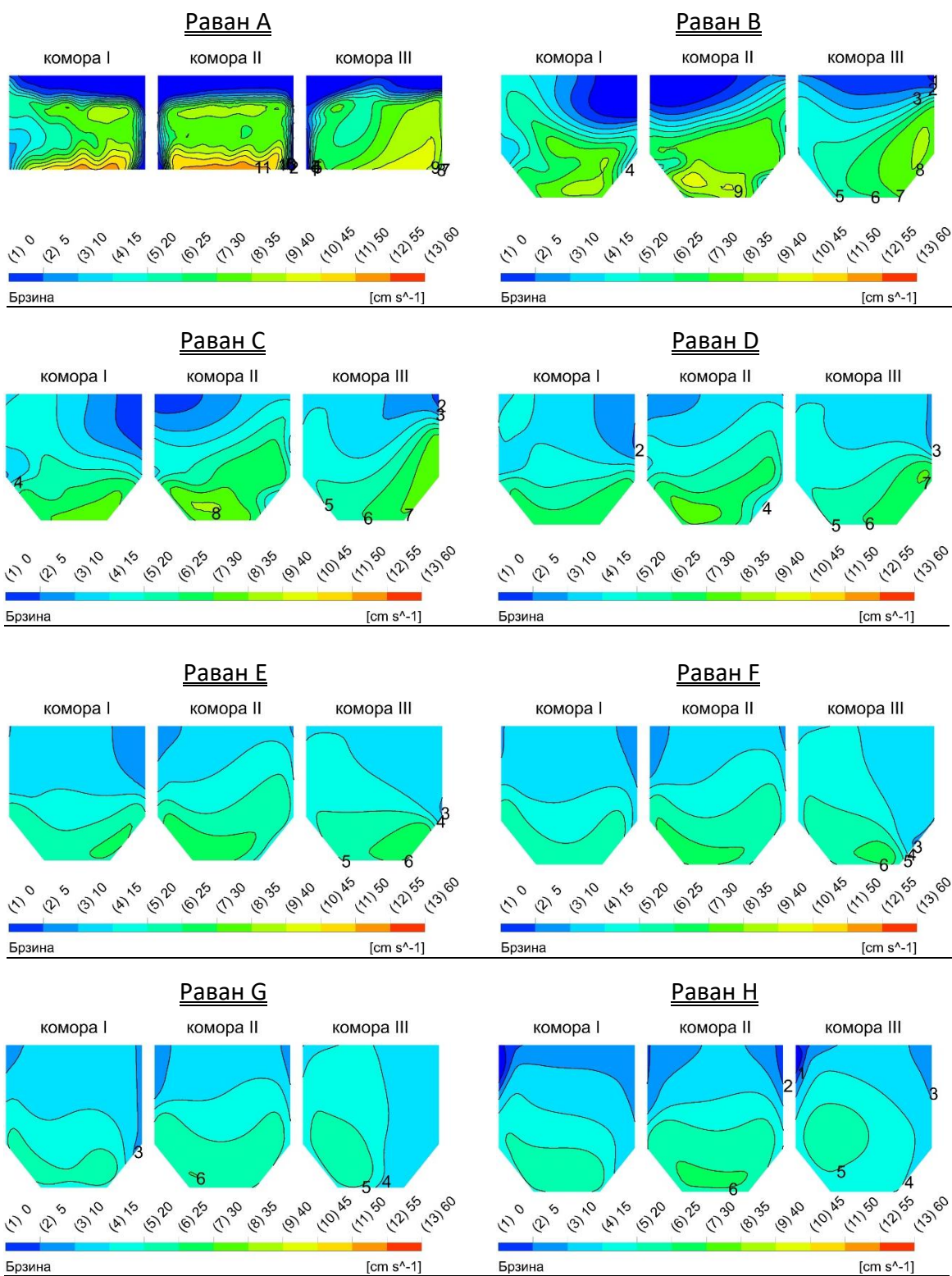
ПРИЛОГ 21. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 20.



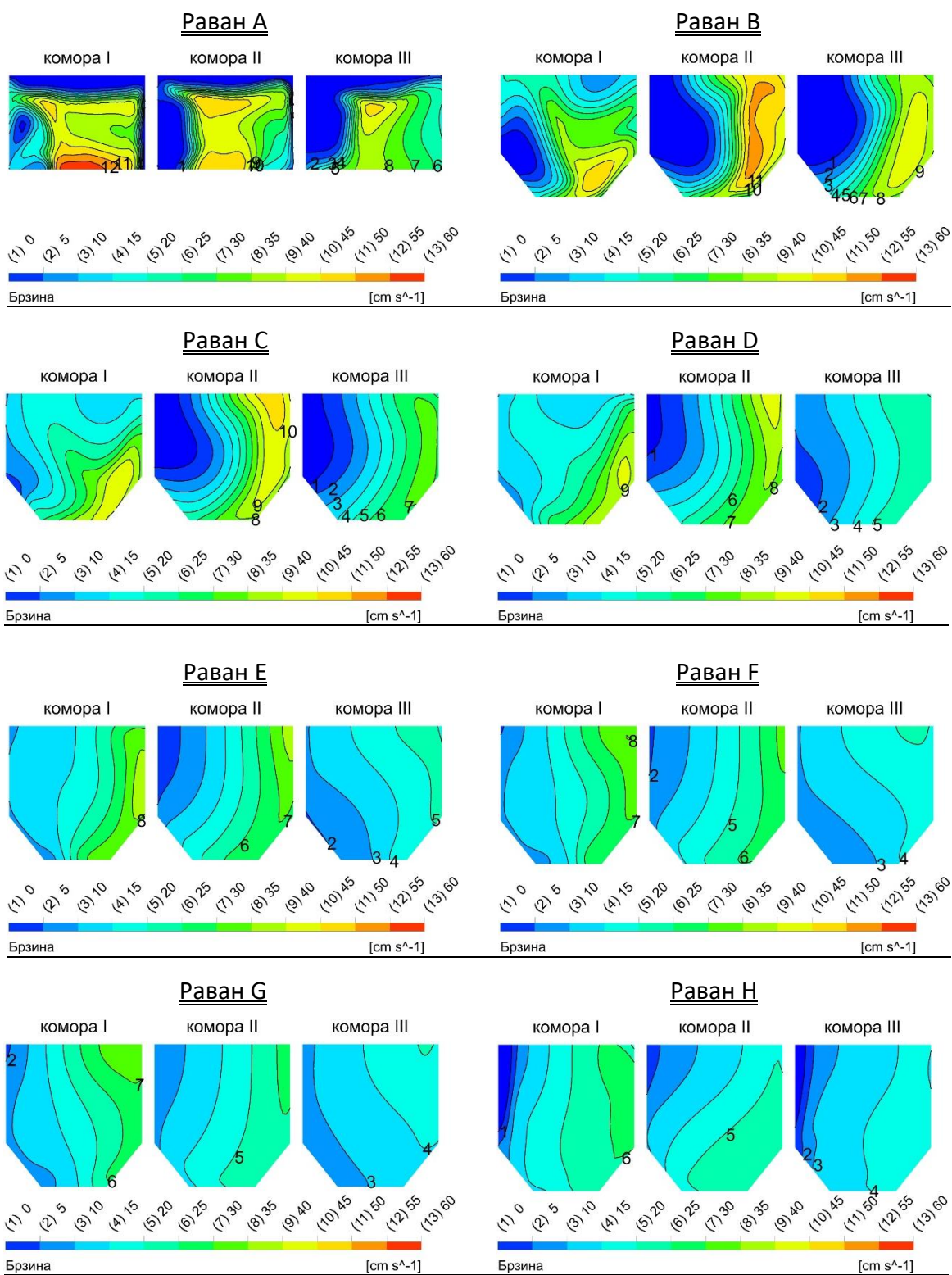
ПРИЛОГ 22. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 21.



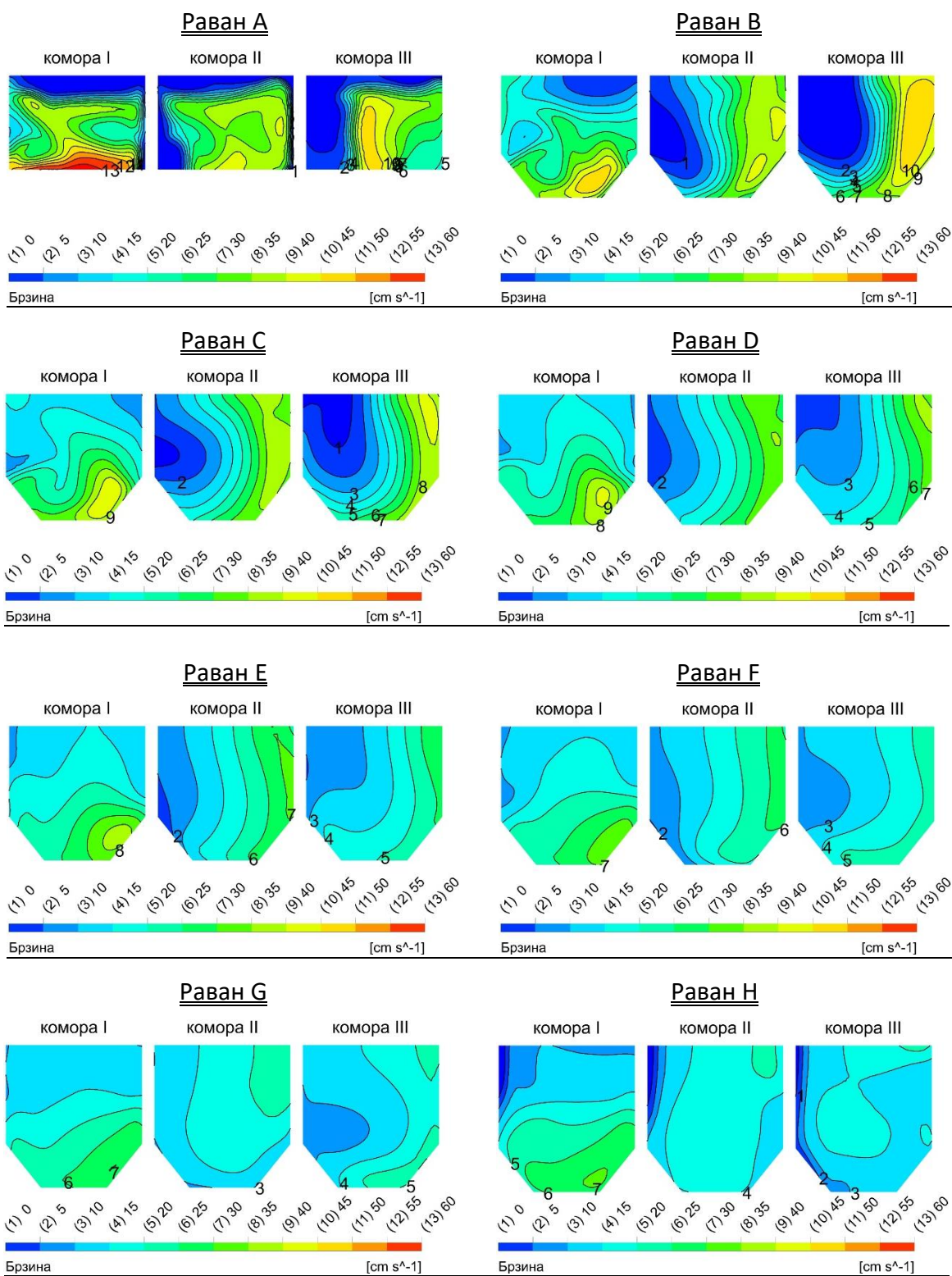
ПРИЛОГ 23. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 22.



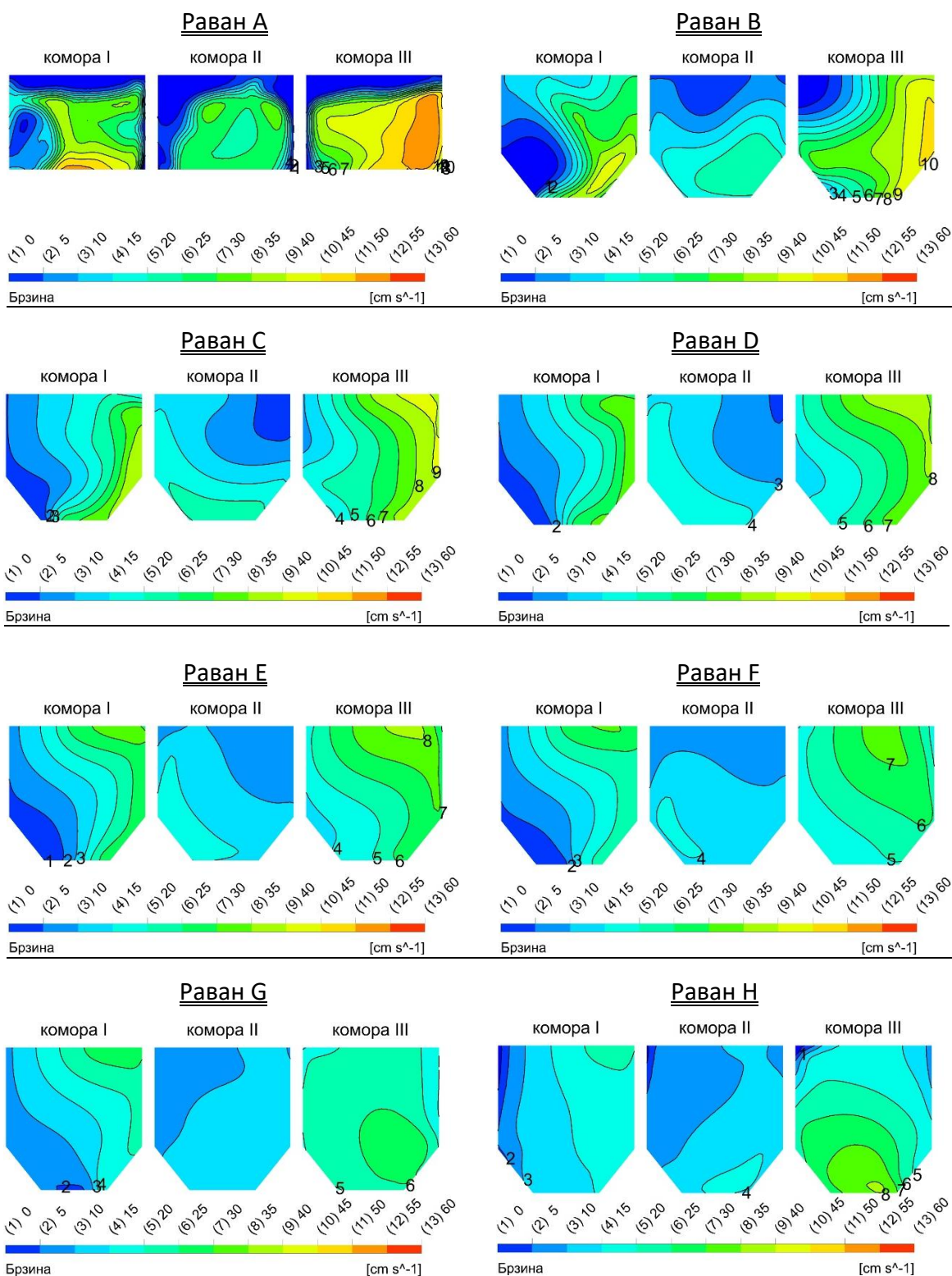
ПРИЛОГ 24. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 23.



ПРИЛОГ 25. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 24.



ПРИЛОГ 26. Резултати CFD симулација брзинског поља за предложено решење бр. 25.



Биографија аутора

Милош Николић, мастер инжењер машинства, рођен је 13. маја 1990. године у Краљеву, где и сада живи.

Основне академске студије машинског инжењерства уписао је 2009. године на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу и завршио их у предвиђеном року 26.09.2012. године са просечном оценом 9.77. На истом Факултету уписао је мастер академске студије, смер: Енергетско машинство и аутоматско управљање и завршио их у предвиђеном року 12.09.2014. године са просечном оценом 9.88. Након дипломирања, уписао је докторске академске студије школске 2014/2015 године. Током основних и мастер студија био је стипендиста Фонда за младе таленте „Доситеја“ Владе Републике Србије, стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја, стипендиста града Краљева и стипендиста Универзитета у Крагујевцу.

Од 01.05.2015. до 30.04.2018. године као студент докторских студија био је ангажован у звању Истраживач-стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја и укључен у реализацију пројекта ТР 33027 „Развој енергетски ефикасног постројења за гасификацију и когенерацију чврсте биомасе“.

Од 01.05.2018. године запослен је на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву као Истраживач приправник, на основу конкурса Министарства просвете, науке и технолошког развоја за укључивање 1000 младих истраживача у научноистраживачке пројекте. Од 23.01.2019. године ради као Асистент на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву за ужу научну област Енергетика и заштита животне средине. Ангажован је на извођењу вежби из предмета: Обновљиви извори енергије, Методе трансформације енергије и Моделирање и симулација термичких процеса – CFD. Говори, чита и пише Енглески језик.

Библиографија у научној области дисертације

У оквиру теме докторске дисертације публиковани су резултати у следећих 7 (седам) радова из области хидроенергетике (мале хидроелектране):

2 (два) рада у врхунским међународним часописима [M21]:

1. Владан Карамарковић, **Милош Николић**, Раде Карамарковић, Миодраг Карамарковић, Миљан Марашевић, "Techno-economic optimization for two SHPPs that form a combined system", *Renewable Energy* (2018), Vol. 122: 265-274, DOI: [10.1016/j.renene.2018.01.081](https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.081), ISSN: 0960-1481, IF (2018): 5.439.
2. **Милош Николић**, Раде Карамарковић, Миодраг Карамарковић, Владан Карамарковић, "Retrofit of a settling basin of a small hydropower plant", *Engineering Structures* (2021), Vol. 236: 112118, DOI: [10.1016/j.engstruct.2021.112118](https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2021.112118), ISSN: 0141-0296, IF (2020): 4.471.

1 (један) рад у истакнутом међународном часопису [M22]:

1. **Милош Николић**, Раде Карамарковић, "Flow control in a multichamber settling basin by sluice gates driven by a CFD and an ancillary analytical model", *Journal of Hydroinformatics* (2021), Vol. 23.4: 689-708, DOI: [10.2166/hydro.2021.006](https://doi.org/10.2166/hydro.2021.006), ISSN: 1464-7141, IF (2020): 2.376.

3 (три) саопштења са међународних скупова штампани у целини [M33]:

1. Владан Карамарковић, **Милош Николић**, Раде Карамарковић, Ненад Стојић, "Optimization of the pipeline diameter for a small hydropower plant: case study", XXXII international conference Energetika, Савез енергетичара, vol. 4, no. 3, pp. 152 - 158, ISSN: 0354-8651, udc: 621.22.004, Златибор, Србија, 22. - 25. Mar, 2016.
2. Владан Карамарковић, Раде Карамарковић, **Милош Николић**, Ненад Стојић, "Improving power production of a small hydropower plant", International Conference POWER PLANTS 2016, Друштво термичара Србије, vol. 1, no. 1, pp. 337 - 345, issn: ISBN 978-86-7877-027-2, Златибор, Србија, 23. - 26. Nov, 2016.
3. **Милош Николић**, Владан Карамарковић, Раде Карамарковић, Миљан Марашевић, "Design improvement of a side water intake on a small hydropower plant", IX Triennial international conference "Heavy Machinery-НМ 2017", Faculty of Mechanical and Civil Engineering, Kraljevo, pp. F.51 - F.56, ISBN: 978-86-82631-89-7, Златибор, Србија, 28. Jun - 1. Jul, 2017.

1 (једно) предавање по позиву са скупа националног значаја штампано у целини [M61]:

1. Владан Карамарковић, Раде Карамарковић, **Милош Николић**, Ненад Стојић, "Утицај малих хидроелектрана на одрживи развој Републике Србије", Утицај малих хидроелектрана на животну средину, САНУ – Одељење хемијских и биолошких наука 2020., pp. 43-66, ISBN 978-86-7025-854-9.

ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Милош В. Николић, изјављујем да докторска дисертација под насловом:

ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ МАЛИХ ХИДРОЕЛЕКТРАНА

која је одбрањена на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

Овом Изјавом такође потврђујем:

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,
- да умножени примерак докторске дисертације у штампаној и електронској форми у чијем се прилогу налази ова Изјава садржи докторску дисертацију истоветну одбрањеној докторској дисертацији.

У Краљеву, 19.10.2021. године,



потпис аутора

ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Ја, Милош В. Николић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ МАЛИХ ХИДРОЕЛЕКТРАНА

која је одбрањена на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу, и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам¹

¹ Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- ⑥ Ауторство - некомерцијално - без прерада²

У Краљеву, 19.10.2021. године,



потпис аутора

² Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org.rs/>