Original scientific paper

Ključne reči: ваздушни млаз; турбуленција; CFD; плафонски дифузор; прикључна кутија

УТИЦАЈ ПРИКЉУЧНЕ КУТИЈЕ СА БОЧНИМ ДОВОДОМ ВАЗДУХА НА УНИФОРМНОСТ РАСПОДЕЛЕ МЛАЗА КОД ПЛАФОНСКИХ ДИФУЗОРА

Key words: air jet; turbulency; CFD; ceiling diffuser; plenum box

THE INFLUENCE OF THE PLENUM BOX WITH SIDE ENTRY CONNECTION ON UNIFORMITY OF AIRFLOW FROM CEILING DIFUSERS

Mihailo R. VASIĆ
mihailo.vasic@koraja.rs

KORAJA Loznica

У раду је дат преглед нумеричких симулација и експерименталних испитивања турбулентног ваздушног млаза за случај плафонског дифузора монтираног на прикључну кутију са бочним доводом ваздуха као најчешће примењиваним случајем у пракси, којом прилоком је сагледана променљивост протока у свим правцима за различите типове дефлектора. Симулације су извршене за три различите вредности запреминског протока у оквиру оптималних граница за изабрану величину дифузора. Потврђено је да опште прихваћено и стандардно примењивано решење са елементом за умирење струје ваздуха, тзв. дефлектором са униформно перфорираном плочом под углом не даје задовољавајуће резултате у погледу равномерности расподеле протока и централне симетрије излазног млаза. Предложена је геометрија којом се постиже готово равномерно поље иструјне брзине по површини дифузора што има за последицу значајно боље карактеристике излазног млаза. Дато је поређење нумеричких и експерименталних резултата који су показали добро слагање.

This paper presents a review of numerical simulations and experimental investigations of turbulent air jets for the case of a ceiling diffuser mounted on a plenum box with side entry, which is the most commonly applied scenario in practice. The variability of flow in all directions for different types of equalising elements has been examined. Simulations were performed for three different volume flow rates within the optimal limits for the selected diffuser size. It has been confirmed that the generally accepted and standard applied solution of an equalising element with a uniformly perforated plate inclined at an angle does not provide satisfactory results regarding the uniformity of flow distribution and central symmetry of the output jet. A geometry is proposed that achieves an almost uniform velocity field across the surface of the diffuser, resulting in significantly better characteristics of the output jet. A comparison of numerical and experimental results is provided, showing good agreement.

1. Уводна разматрања

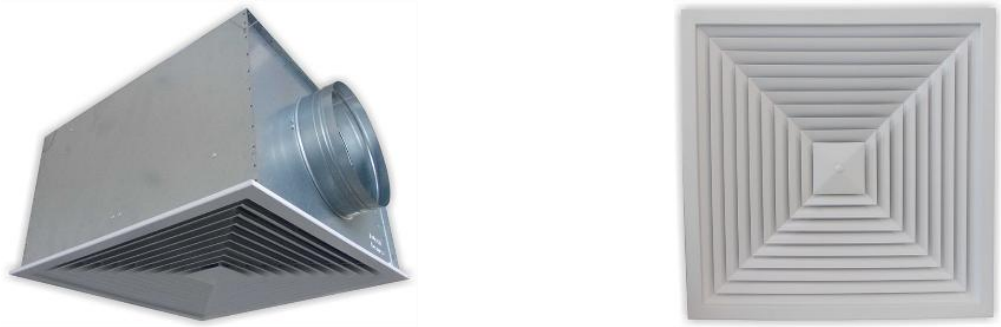
Постизање топлотног комфора у затвореном простору има велику важност и пресудан утицај на општи осећај, концентрацију и радну способност, а један од главних фактора локалне термичке неугодности јесте струјање ваздуха, односно промаја. Млаз који се формира на дистрибутивним елементима има кључни утицај на кретање ваздуха у просторији, а предвиђање

овог кретања од суштинског је значаја приликом пројектовања ваздушних КГХ система . Целокупним сагледавањем збивања у овом сегменту уочен је читав низ недостатака, недоречености и површног приступа код реномираних светских произвођача опреме који су у нашој свакодневној пројектантској и извођачкој пракси прихваћени и примењивани без икаквог критичког односа, што је био додатни изазов. Такође, већина досадашњих истраживања на ову тему заснована су на претпоставци униформног поља брзине непосредно испред елемента што је реално тешко оствариво.

Опсежна мерења спроведена на плафонском кружном анемостату потврдила су да поље брзине нема аксијалну симетрију [1]. Нумерички и експериментални подаци параметара струјања код ваздушног дифузора за индустријске намене базирани на детаљним мерењима температуре и брзине ваздуха у излазној зони елемента, као и тестови визуелизације са димом открили су да расподела протока око дифузора није у потпуности симетрична како је то предвиђено CFD-ом [2]. Закључено је да узрок ове асиметрије лежи у каналској инсталацији непосредно испред дистрибутивног елемента. Наиме, због ограниченог простора за монтажу исте, те различитих уређаја за усмеравање и контролу протока, долази до промене правца струјања у овој области што резултује неравномерним наструјавањем на елемент а то се директно одражава на појаву асиметрије у излазном млазу [3]. Аутори су искористили четворострани плафонски анемостат монтиран на прикључну кутију са бочним прикључком, при чему је у сваком од четири правца брзина иструјавања мерена у шест мерних тачака распоређених од центра елемента ка ивицама, а резултати су показали да она расте ка делу насупрот прикључка за довод ваздуха што за последицу има изразиту асиметрију излазног млаза. У [4] је развијен CFD модел за анализу расподеле протока на вртложном дифузору са 24 испуста, где су разматрани случајеви када је он монтиран на прикључну кутију са бочним, односно са вертикалним прикључком. Симулирано је поље брзине унутар пленум кутије и одређена расподела протока по прорезима што је показало релативно добру дистрибуцију код вертикалног довода ваздуха, док је формирани млаз код хоризонталног прикључка био врло асиметричан. Такође је екперименталнo показана асиметричност радијалног млаза формираног на вртложном дифузору са пленум кутијом и бочним доводом [5]. Утврђено је да се максималне брзине јављају у делу млаза насупрот улазног прикључка, као и да перфорирана плоча постављена у кутију и нагнута под углом 45° у односу на хоризонталну раван не даје жељени резултат већ само у мањој мери утиче на побољшање униформности расподеле протока. Драстично бољи резултати у погледу централне симетрије и униформности расподеле млаза остварени су уз новопредложено решење дефлектора са усмеравајућим лопатицама [6, 7].

2. Опис истраживања

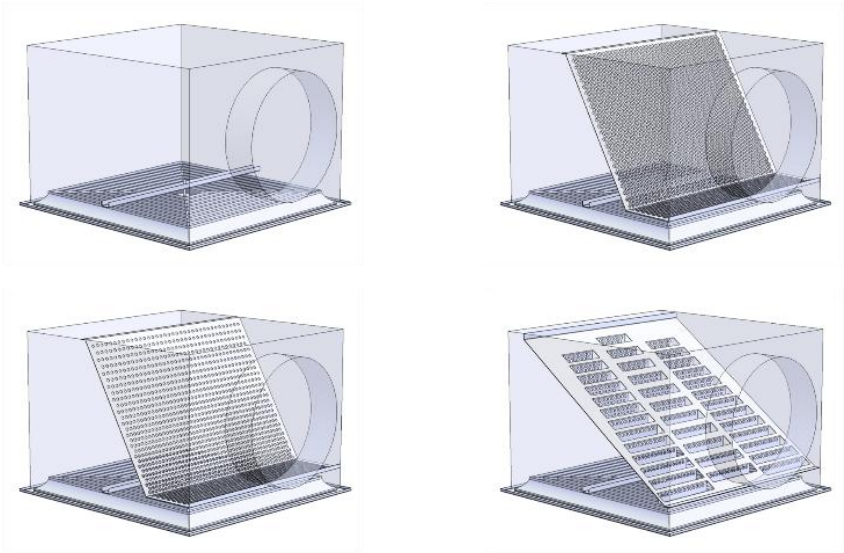
Код генерисања млаза на плафонским дифузорима анализиран је утицај прикључне кутије са бочним прикључком заједно са елементом за умирење струје ваздуха, тзв. дефлектором, као изузетно утицајним чиниоцем на расподелу протока ваздуха. За иструјни елемент изабран је квадратни четворострани плафонски анемостат номиналне величине 600 са ламелама за хоризонтално усмеравање ваздуха приказан на слици 1.



Слика 1. Плафонски анемостат за четвострано хоризонтално усмеравање ваздуха (са прикључном кутијом и бочним прикључком лево; лице дифузора десно) [6, 7]

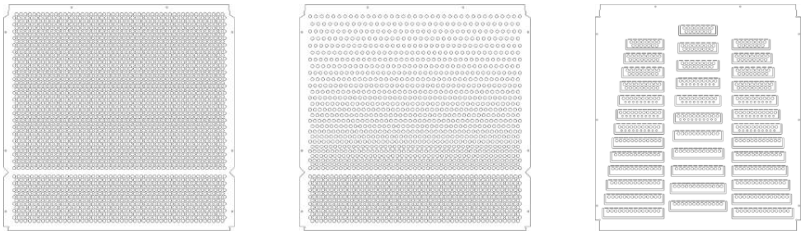
Упоређени су следећи случајеви (слика 2):

– прикључна кутија без дефлектора;
– прикључна кутија и дефлектор као униформно перфорирана плоча;
– прикључна кутија и дефлектор као неуниформно перфорирана плоча;
– прикључна кутија и дефлектор са усмеравајућим лопатицама.



Слика 2. Модели прикључне кутије са бочним прикључком и квадратним анемостатом као иструјним елементом (без дефлектора горе лево, дефлектор као униформно перфорирана плоча горе десно, дефлектор као неуниформно перфорирана плоча доле лево и дефлектор са усмеравајућим лопатицама доле десно) [6, 7]

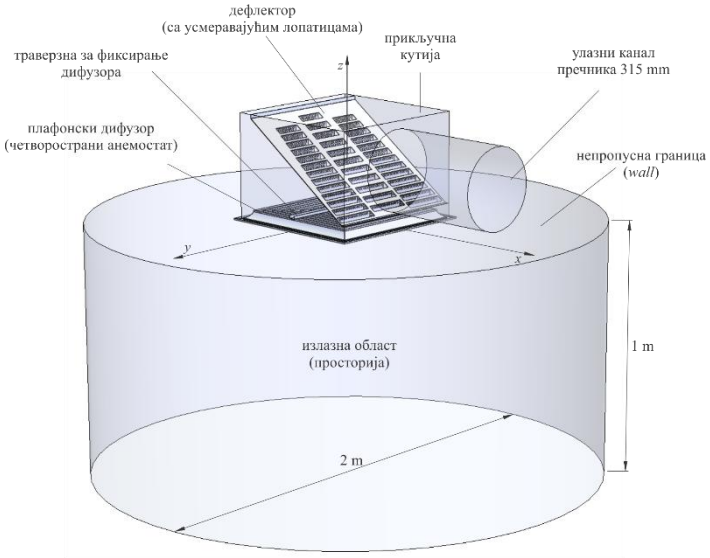
Димензије прикључне кутије су у основи 560x560 mm, висине 410 mm, са бочним прикључком Ø315 mm. Перфориране плоче састоје се од хоризонталног дела равномерне пропустљивости, дужине 140 mm и дела који је нагет под углом од 60 у односу на хоризонталну раван и чија слободна површина зависи од анализираног случаја. Сви отвори су пречника Ø8 mm. Дефлектор са усмеравајућим лопатицама изведен је у лиму, са усмеривачима у три реда. Отвори који формирају ове усмериваче су висине 30 mm, док њихова дужина и корак зависе од положаја. Дужина се смањује а корак се повећава ка делу кутије насупрот улазном прикључку. Код друга два случаја са слике 20 спроведен је већи број нумеричких симулација за различите распореде отвора са циљем проналажења оптималне геометрије у погледу равномерности протока ваздуха на све четири стране. Развијене површине различитих типова дефлектора приказане су на слици 3.



Слика 3. Развијене површине различитих типова дефлектора (униформно перфориран дефлектор, неуниформно перфориран дефлектор и дефлектор са усмеравајућим лопатицама) [6, 7]

3. Формирање модела и прорачунске мреже. Гранични услови и параметри прорачуна

Комплексне геометрије моделиране су SOLIDWORKS-у а прорачунски домен дат је на слици 4. Улазни прикључак је дужине 500 mm, а излазна област је у облику цилиндра пречника 2 m и висине 1 m чија је горња граница означена као непропусна (*wall*), а све остале њене границе су слободне (*outflow*). У зависности од случаја, број ћелија креће се у распону 8 до 16 милиона. Прорачун је извршен за протоке ваздуха 800, 1000 и 1200 m^3/h као оптималне за наведени тип и величину дистрибутивног елемент, а еквивалентне брзине ваздуха у улазном каналу назначене су у табели 1.



Слика 4. Прорачунски домен при анализи струјања ваздуха на плафонском дифузору [6, 7]

Табела 1. Брзине ваздуха у доводном каналу [7]

Проток ваздуха V [m^3/h]	Брзина у каналу vk [m/s]
800	2,85
1000	3,56
1200	4,28

Нумеричка анализе струјања посматране су за стационарне услове и случај када је температура примарног ваздуха у млазу једнака амбијенталној, односно као изотермне. Претпоставља се да је густина ваздуха непромењена, односно да је струјање нестишљиво, као и да је поље брзине на улазном попречном пресеку посматраног струјног домена униформно и да су вектори брзине ваздуха нормални у односу на ту раван. Простор у који млаз иструјава сматра се слободним и не постоји интеракција са другим млазом.

Дискретизација струјног простора извршена је коришћењем софтверског алата ICEM CFD, а за нумеричко решавање постављених математичких модела користи се метода коначних запремина. Струјни простор се састоји од улазног канала са елементима за дистрибуцију ваздуха који је као геометријски сложено подручје дискретизован неструктурираном мрежом, и просторије у којој се генерише млаз и у којој је структурирана мрежа. Максималне димензије контролних запремина ограничене су на 25 mm и смањене су у областима где су очекивани највећи градијенти разматраних величина до минималних 1 mm са фактором раста 1,2.

Сходно Рејнолдсовом статистичком концепту осредњавања, модел динамике вискозног нестишљивог флуида описаног једначином континуитета и Навије-Стоксовим једначинама дат је изразима:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0,$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = g - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'}\right),$$

где су g гравитација, ρ густина ваздуха, u брзина, p притисак и ν кинематски вискозитет. Већина стандардних турбулентних модела заснована је на одређивању турбулентних напона преко концепта турбулентне вискозности и као полазну претпоставку узима хипотезу Бусинеска. Према овоме су турбулентни напони повезани са осредњеним пољем деформације тако да важи:

$$\overline{u_i' u_j'} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\bar{k}\delta_{ij},$$

где је са ν_t означена турбулентна вискозност која није својство флуида већ услова струјања, δ_{ij} је Кронекеров делта симбол, а

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_j'}$$

представља кинетичку енергију флуктуација. На тај начин је шест компоненти тензора Рејнолдсових напона моделирано једним непознатим пољем коефицијената турбулентне вискозности. За прорачун је коришћен стандардни k-ε турбулентни модел, а коначни моделски облици једначине кинетичке енергије турбуленције и једначине дисипације гласе:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial k}{\partial \bar{x}_i} = \nu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right],$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial \bar{x}_i} = C_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\nu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) - C_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right].$$

Поступком димензијске анализе формулисан је израз за турбулентну вискозност:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

а $C\mu$ је константа која се одређује калибрисањем модела у циљу што бољег слагања са експерименталним резултатима. Коефицијенти σ_k, σ_ε, $C\mu$, $C_{\varepsilon 1}$ и $C_{\varepsilon 1}$ су константе добијене експерименталним мерењима и за стандардни k-ε модел износе [8]:

$$\sigma_k = 1{,}00, \qquad \sigma_\varepsilon = 1{,}30, \qquad C_\mu = 0{,}09, \qquad C_{\varepsilon 1} = 1{,}44, C_{\varepsilon 2} = 1{,}92.$$

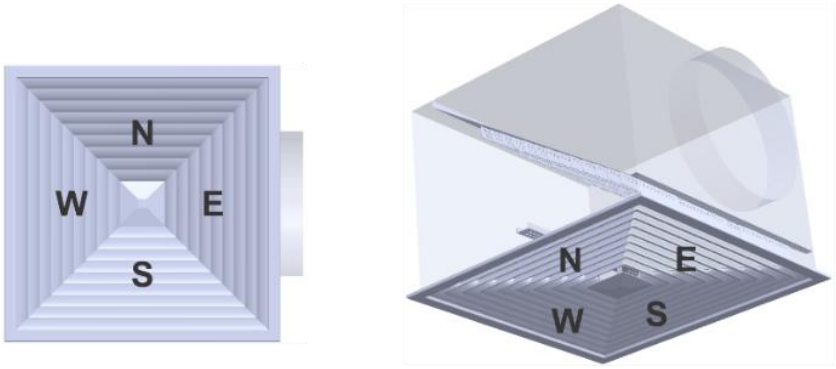
Интензитет турбуленције у почетном пресеку задат је на основу израза за потпуно развијени турбулентни профил брзине у каналу изведен из емпиријске корелације за струјање у цевима [9]:

$$I_c = 0{,}16(\mathrm{Re}_{D_H})^{-1/8},$$

где је Re_{D_H} Рејнолдсов број сведен на хидраулички пречник улазног канала. На излазним пресецима вредност интензитета турбуленције подешена је на 0,5 што искуствено одговара флуиду са релативно малом брзином струјања. Динамичка вискозност и густина ваздуха у струјном домену узете су за референтну температуру T_{ref}=293,15 K и износе μ=1,8·10^{-5} kg/(ms) и ρ=1,2 kg/m^3.

4. Резултати нумеричких прорачуна

Нумеричке апсолутне и процентуалне вредности запреминске количине ваздуха која иструјава кроз карактеристичне површине четвоространог анемостата означене на слици 5 за различите геометрије дефлектора и укупне протоке 800, 1000 и 1200 m ^{3}/h виде се у табели 2.



Слика 5. Карактеристичне зоне четвоространог анемостата [7]

Очекивано, наведене вредности значајно се разликују када у прикључној кутији није постављен дефлектор и највеће су кроз означену површину која се налази насупрот улазног прикључка. Перфорираним плочама униформне пропустљивости, иначе опште прихваћеним у пракси, постиже се само нешто равномернија расподела протока, док решења предложена у [6] дају драстично боље резултате без обзира на варијације укупног протока. Наведени односи такође су приказани дијаграмима на сликама 6, 10 и 14.

Контура расподеле брзине као и вектори брзине струјања у равни лица дифузора за разматране вредности укупног протока приказани су редом на сликама 7, 11 и 15. Јасно се уочава да се максималне иструјне брзине јављају када у кутији нема дефлектора и то уз ивицу супротно од стране улаза ваздуха. Дефлектор равномерне пропустљивости обезбеђује нешто бољу дистрибуцију брзине, мада су неравномерности у овом погледу и даље изражене. Драстично бољи резултати постижу се помоћу перфориране плоче неуниформне пропустљивости, одноно дефлектора са усмеравајућим лопатицама. Узевши у обзир и податке у табели 2, овде би се могло погрешно проценити да друга два случаја дају једнако добре резултате. Међутим, коначан закључак може се донети на основу сагледавања просторне

расподеле ваздуха на излазу из дифузора репрезентоване интензитетом брзине, што је за различите протоке редом приказано на сликама 8, 12 и 16.

Табела 2. Симулиране апсолутне и процентуалне вредности протока кроз карактеристичне зоне анемостата [7]

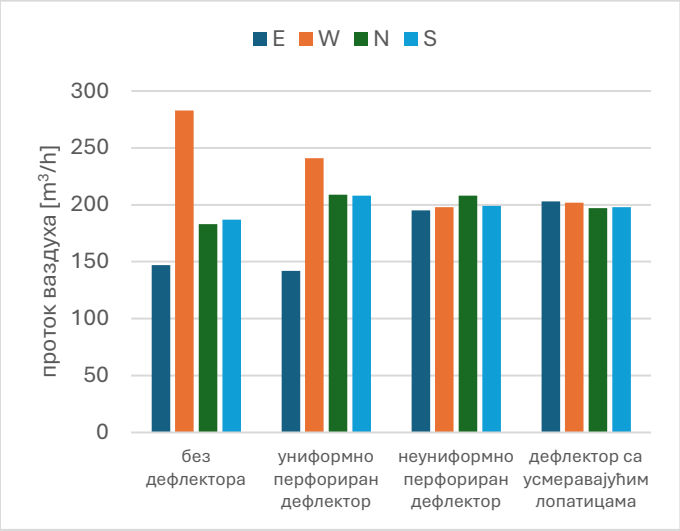
Ознака зоне анемостата	Без дефлектора			Униформно перфориран дефлектор			Неуниформно перфориран дефлектор			Дефлектор са усмеравајућим лопатицама	
	[m³/h]	[%]		[m³/h]	[%]		[m³/h]	[%]		[m³/h]	[%]
V=800 m³/h											
E	147	18,4		142	17,8		195	24,4		203	24,5
W	283	35,4		241	30,1		198	24,8		202	25,3
N	183	22,9		209	24,8		208	26,0		197	24,6
S	187	23,4		208	25,3		199	24,9		198	24,8
V=1000 m³/h											
E	184	18,4		179	17,9		246	24,6		253	25,3
W	350	35,0		301	30,1		249	24,9		254	25,4
N	226	22,6		260	26,0		253	25,3		245	24,5
S	240	24,0		260	26,0		252	25,2		248	24,8
V=1200 m³/h											
E	227	18,9		215	17,9		297	24,8		302	25,2
W	417	34,8		362	30,2		300	25,0		305	25,4
N	281	23,4		312	26,0		302	25,2		295	24,6
S	275	22,9		311	25,9		301	25,1		298	24,8

У првом од разматраних случајева, када у кутији нема дефлектора, млаз који иструјава из дифузора је крајње асиметричан, што је такође у само нешто мањој мери изражено и када је у питању перфорирана плоча једнаке пропустљивости. Ово је и очекивано имајући у виду различите протоке кроз површину дифузора. Међутим, асиметрија ваздушног млаза јевља се и у случају дефлектора неједнаке пропустљивости, иако су запремински протоци кроз четири карактеристична подручја приближно једнаки. Разлог тога јесте што вектори брзине непосредно изнад дифузора, односно на његовом улазном грлу имају значајне хоризонталне компоненте. Наиме, показано је да при струјању гасова кроз перфорирану плочу, вектори брзине на излазу заузимају приближно управан положај у односу на раван те површине а затим врло брзо теже да постигну нападни угао [10]. Дакле, перфорираним плочама не може се обезбедити скретање ваздушне струје на доле. Овај проблем у доброј мери је решен применом дефлектора са усмеравајућим лопатицама, слике 9, 13 и 17.

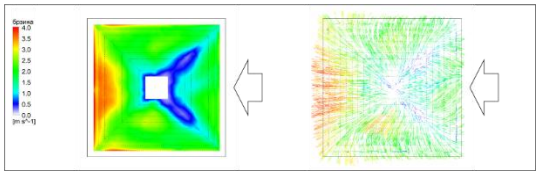
Битно је истаћи и да се најмањи интензитети брзине у струјном пољу такође јављају у случају дефлектора са усмеравајућим лопатицама (табела 3) што може имати утицај на ниво звучне снаге која се генерише услед струјања.

Табела 3. Максималне вредности интензитета брзине у симулираном струјном пољу анемостата [7]

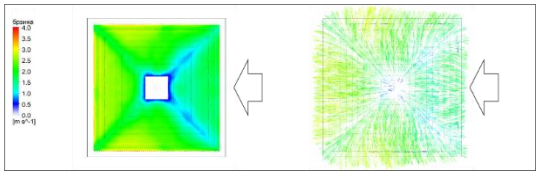
Тип дефлектора	Проток ваздуха V [m³/h]		
	800	1000	1200
Без дефлектора	6,56	8,38	10,01
Униформно перфорирана плоча	4,97	6,31	7,63
Неуниформно перфорирана плоча	4,94	6,21	7,52
Плоча са усмеравајућим лопатицама	4,63	5,97	7,23



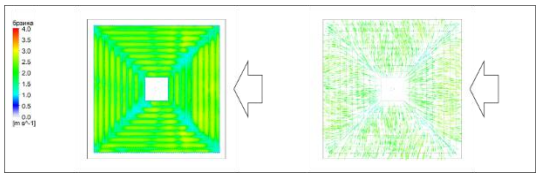
Слика 6. Протоци кроз карактеристичне зоне анемостата за различите типове дефлектора, V=800 m³/h [7]



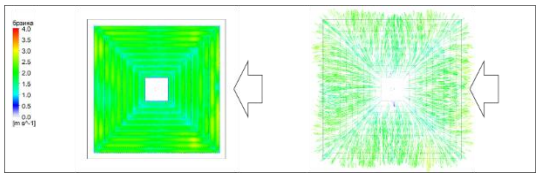
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

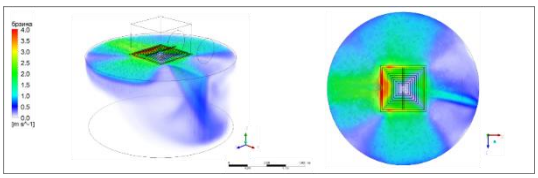


в) неуниформно перфориран дефлектор

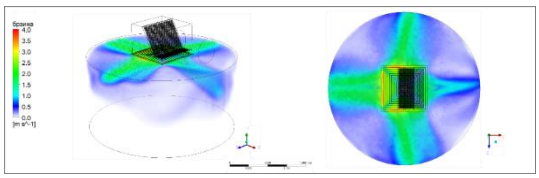


в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

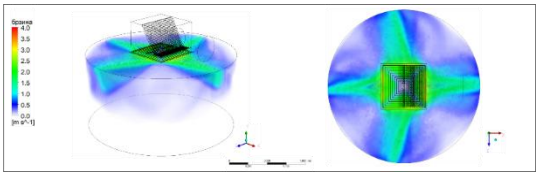
Слика 7. Расподела (лево) и вектори брзине струјања (десно) у равни лица дифузора, V=800 m³/h [7]



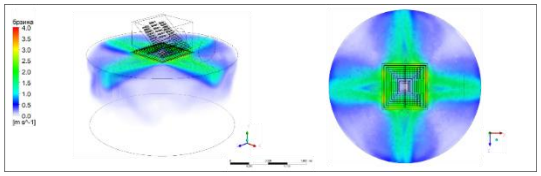
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

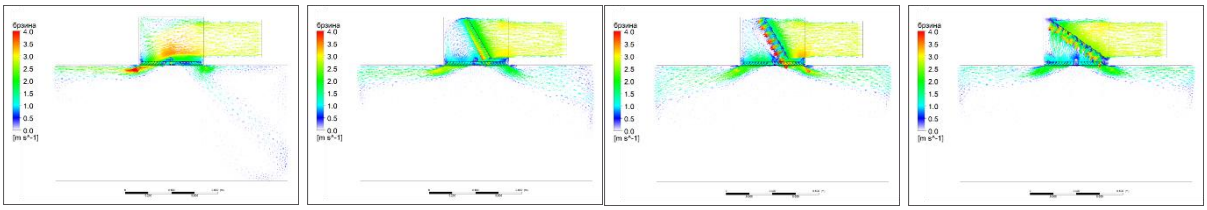


в) неуниформно перфориран дефлектор

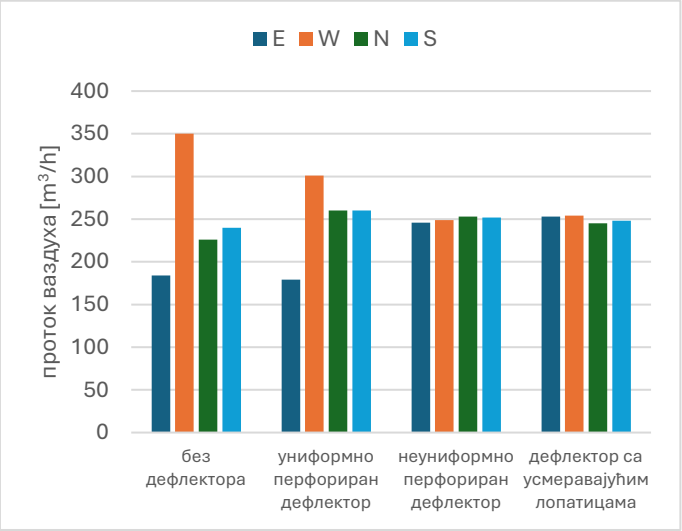


в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

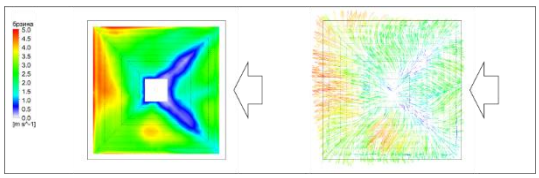
Слика 8. Просторна расподела брзине у излазној зони дифузора, V=800 m^3/h [7]



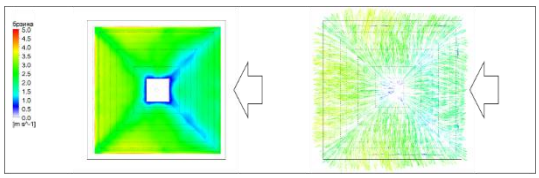
Слика 9. Вектори брзине струјања у x-y равни, V=800 m^3/h (без дефлектора горе лево, дефлектор као униформно перфорирана плоча горе десно, дефлектор као неуниформно перфорирана плоча доле лево и дефлектор са усмеравајућим лопатицама доле десно) [7]



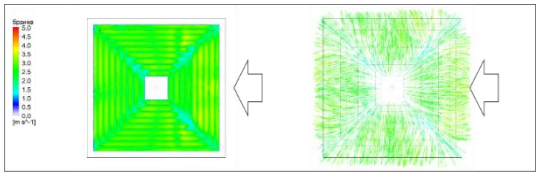
Слика 10. Протоци кроз карактеристичне зоне анемостата за различите типове дефлектора, V=1000 m^3/h [6, 7]



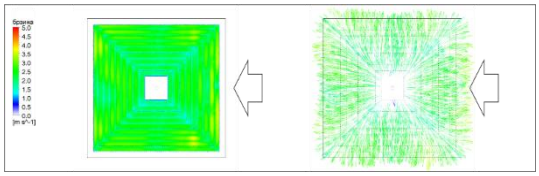
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

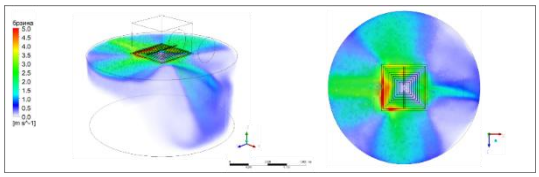


в) неуниформно перфориран дефлектор

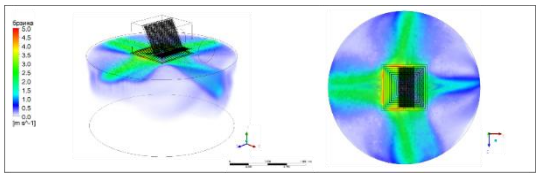


в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

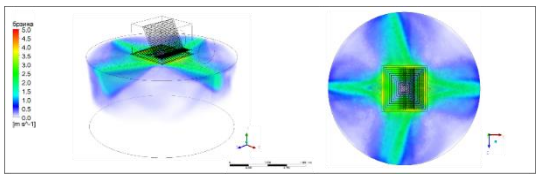
Слика 11. Расподела (лево) и вектори брзине струјања (десно) у равни лица дифузора, V=1000 m^3/h [6, 7]



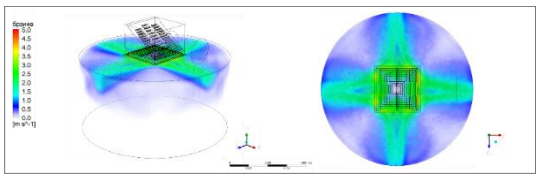
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

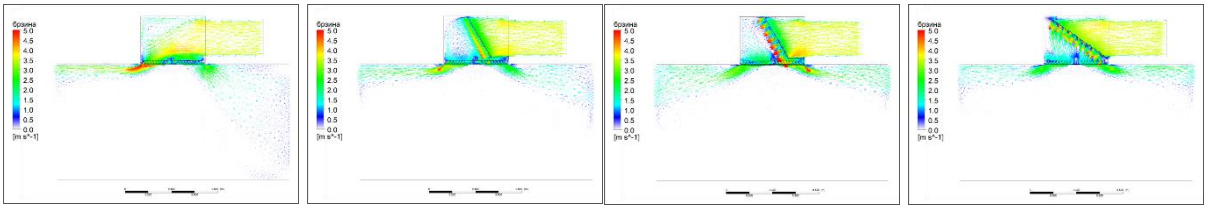


в) неуниформно перфориран дефлектор

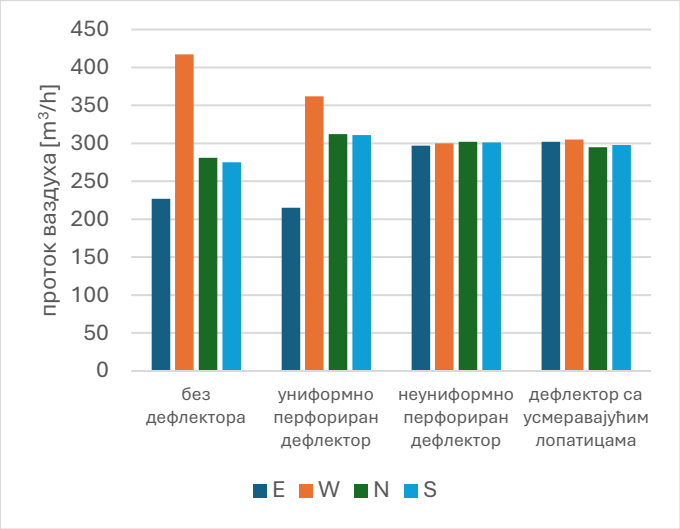


в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

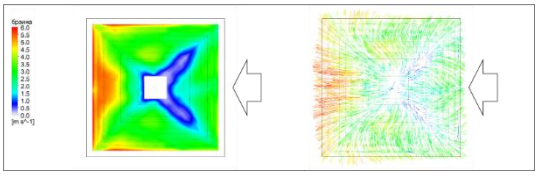
Слика 12. Просторна расподела брзине у излазној зони дифузора, V=1000 m^3/h [6, 7]



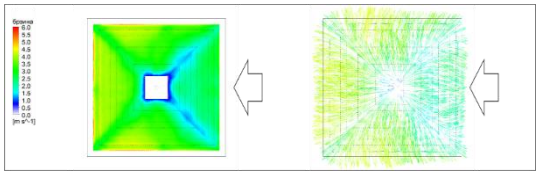
Слика 13. Вектори брзине струјања у x-y равни, V=1000 m^3/h (без дефлектора горе лево, дефлектор као униформно перфорирана плоча горе десно, дефлектор као неуниформно перфорирана плоча доле лево и дефлектор са усмеравајућим лопатицама доле десно) [6, 7]



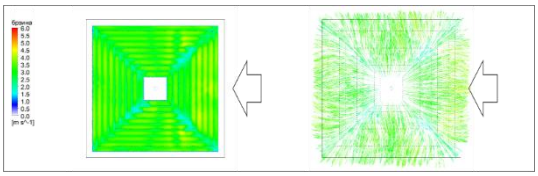
Слика 14. Протоци кроз карактеристичне зоне анемостата за различите типове дефлектора, V=1200 m³/h [7]



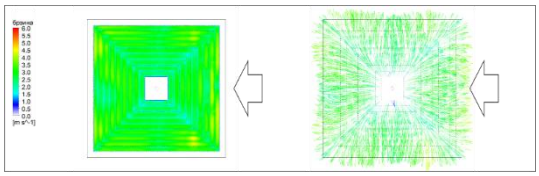
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

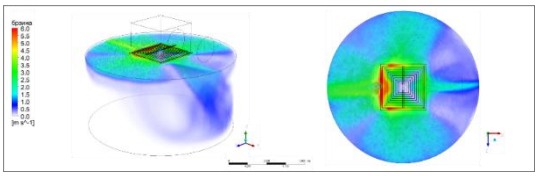


в) неуниформно перфориран дефлектор

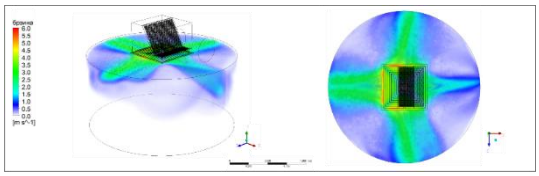


в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

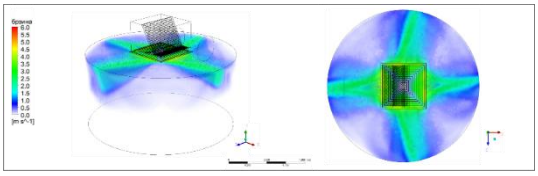
Слика 15. Расподела (лево) и вектори брзине струјања (десно) у равни лица дифузора, V=1200 m³/h [7]



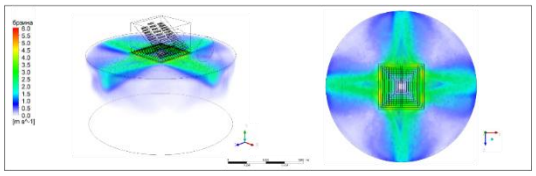
а) без дефлектора



б) униформно перфориран дефлектор

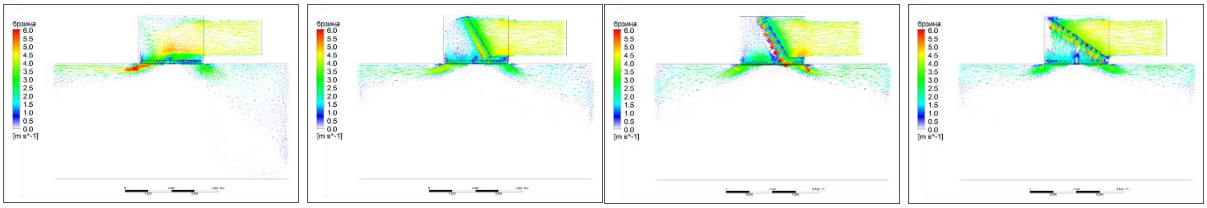


в) неуниформно перфориран дефлектор



в) дефлектор са усмеравајућим лопатицама

Слика 16. Просторна расподела брзине у излазној зони дифузора, V=1200 m³/h [7]

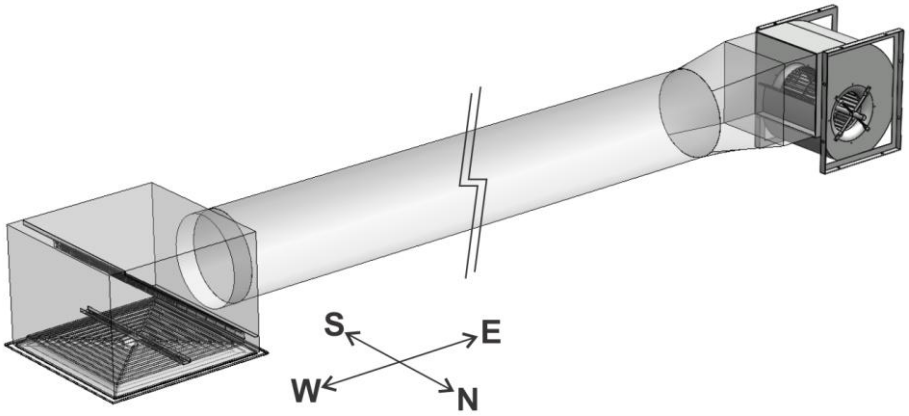


Слика 17. Вектори брзине струјања у x-y равни, V=1200 m^3/h (без дефлектора горе лево, дефлектор као униформно перфорирана плоча горе десно, дефлектор као неуниформно перфорирана плоча доле лево и дефлектор са усмеравајућим лопатицама доле десно) [7]

Провера квалитета нумеричке мреже изведена је код струјање ваздуха преко плоче са усмеравајућим лопатицама и то за проток 1000 m ^{3}/h. При том је наведени случај симулиран са модификованом нумеричком мрежом која садржи приближно 38 милиона контролних запремина. Максимална разлика која се појављује у протоцима кроз карактеристичне зоне дифузора јесте 2,1 m ^{3}/h, односно свега 0,86 %. Дакле, више него двоструким увећањем броја контролних запремина, са 16 на 38 милиона, није добијена никаква значајна разлика у симулираном струјном пољу.

5. Експериментална инсталација и резултати мерења

Експериментална анализа равномерности протока кроз карактеристичне зоне четвоространог плафонског дифузора монтираног на прикључну кутију са бочним доводом ваздуха изведена је при номиналном протоку 1000 m^3/h и то за геометрије приказане на слици 2. Мерна инсталација састоји се од центрифугалног вентилатора, доводног канала дужине 6 m и пречника 315 mm на чијем крају је монтирана прикључна кутија са дифузором, слика 18.



Слика 18. Шема мерне инсталације [7]

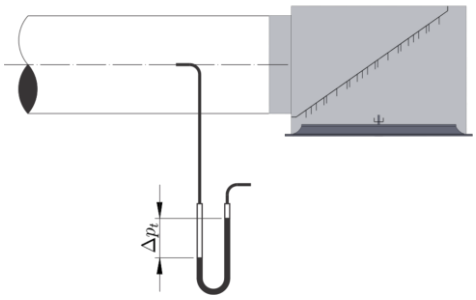
Мерење протока остварено је помоћу протокометра са захватном хаубом, модел KIMO DBM 610 који је уз додатне елементе направљене за реализацију експеримента постављан увек у исти положај у односу на посматрану четвртину дифузора тако да кроз њу пролази само ваздух који иструјава кроз ту четвртину, док су преостале три зоне слободне. Прикупљање резултата за сваки од наведених случајева вршено је током периода од 5 минута при фреквенцији 1 Hz а затим су временски осредњени. Збир измерених вредности протока разликовао се од номинално задатог за максимално 2,82% па је у циљу каснијег поређења нумеричких и експерименталних резултата извршена пропорционална корекција како би збир износио 1000 m3/h, а упоредни резултати су наведени у табели 4.

Табела 4. Симулиране и измерене вредности протока кроз карактеристичне зоне четвоространог анемостата (V=1000 m³/h) [6, 7]

Ознака зоне анемостата	Проток ваздуха [m³/h]		Апсолутна грешка $V_{sim.}$ - $V_{mer.}$ [m³/h]	Апсолутна грешка мерења [m³/h]
	Симулирано $V_{sim.}$	Мерено $V_{mer.}$		
без дефлектора				
E	184	199	-15	±16,0
W	350	332	18	±20,0
N	226	230	-4	±16,9
S	240	239	1	±17,2
униформно перфориран дефлектор				
E	173	173	6	±15,2
W	301	302	-1	±19,1
N	260	263	-3	±17,9
S	260	262	-2	±17,9
неуниформно перфориран дефлектор				
E	246	250	-4	±17,5
W	249	263	-14	±17,9
N	253	246	7	±17,4
S	252	241	11	±17,2
дефлектор са усмеравајућим лопатицама				
E	253	237	16	±17,1
W	254	263	-9	±17,9
N	245	246	-1	±17,4
S	248	254	-6	±17,6

Имајући у виду мерну грешку инструмента, односно апсолутне грешке мерења, нумеричке вредности у потпуности се поклапају са резултатима експеримента.

Такође, извршено је и мерење пада тоталног притиска за разматране случајеве помоћу Питоове статичке сонде постављене у центар доводног канала 0,5 m испред кутије како је то шематски приказано на слици 19 а измерене вредности су наведене у табели 5.



Слика 19. Шематски приказ мерења пада тоталног притиска [7]

Табела 5. Измерене вредности пада тоталног притиска [6, 7]

Тип дефлектора	Δp_t [Pa]
Без дефлектора	23
Униформно перфорирана плоча	25
Неуниформно перфорирана плоча	35
Плоча са усмеравајућим лопатицама	24

6. Закључак

Нумеричке симулације спроведене су у циљу проналажења оптималног решења геометрије дефлектора код прикључних кутија са бочним доводом. Потврђено је да опште прихваћено и стандардно примењивано решење са униформно перфорираном плочом под углом не даје задовољавајуће резултате у погледу равномерности расподеле протока и централне симетрије излазног млаза. Примена неуниформно перфориране плоче обезбеђује уједначену расподелу протока по површини иструјног елемента, али млаз који се формира у простору и даље није компатибилан са геометријом дифузора. Разлог за то јесте чињеница да вектори брзине на улазном грлу дифузора имају значајне хоризонталне компоненте. Примена предложеног решења дефлектора са усмеравајућим лопатицама чији је дизајн верификован и нумеричким симулацијама и експерименталним мерењима, обезбеђује прилично добру равномерност протока по површини дифузора, али и симетрију излазног млаза. Такође, измерена вредност пада тоталног притиска у овом случају није се повећала у односу на до сада примењивано решење, а максимална брзина ваздуха у струјном пољу имају најмању вредност у поређењу са другим анализираним случајевима что сасвим сигурно утиче на смањење буке.

7. Литература

[1] **Fontaine, J., R. Rapp, H. Koskela и R. Niemelä,** Evaluation of air diffuser flow modelling methods experiments and computational fluid dynamics simulations, *Building and Environment,* т. 40, pp. 377-389, 2005.

[2] **Einberg, G., K. Hagström, P. Mustakallio, H. Koskela и S. Holmberg,** CFD modelling of an industrial air diffuser—predicting velocity and temperature in the near zone, *Building and Environment,* т. 40, pp. 601-615, 2005.

[3] **Ren, H., B. Zhao, X. Li, H. Fan и X. Yang,** Influence of Diffuser Jet Characteristics on Indoor Air Distribution under Actual Connecting Conditions, *Journal of Architectural Engineering,* т. 9, pp. 141-144, 2003.

[4] **Villafruela, J. M., J. B. Sierra-Pallares, F. Castro, A. Álvaro и P. Santiago-Casado,** Experimental and numerical study of the influence of the plenum box on the airflow pattern generated by a swirl air diffuser, *Experimental Thermal and Fluid Science,* т. 99, pp. 547-557, 2018.

[5] **Smoljan, D., I. Balen,** Influence of a plenum box design on uniformity of the radial air jet issuing from a vortex diffuser, *Strojarstvo*, т. 52, pp. 379-386, 2010.

[6] **Vasic, M., V. D. Stevanovic и B. Zivkovic,** Uniformity of air flow from the ceiling diffuser by an advanced design of the equalizing element in the plenum box with side entry, *Science and Technology for the Built Environment,* т. 26, pp. 676-686, 2020.

[7] **Васић, М.,** Утицај геометрије елемената за дистрибуцију ваздуха на експанзију ваздушног млаза у системима мешајуће вентилације - докторска дисертација, Београд: Машински факултет, 2021.

[8] **Davidson, L.,** Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence, Goteborg, Sweden: Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, 2015.

[9] *** ANSYS, „ANSYS FLUENT 12.0. User's guide,“ 2009.

[10] **Guo, B. Y., Q. F. Hou, A. B. Yu, L. F. Li и J. Guo,** Numerical modelling of the gas flow through perforated plates, *Chemical Engineering Research and Design,* т. 91, pp. 403 - 408, 2013.