

Mr Branislav Živković,
dipl. inž.,
Snežana Vučković,
dipl. inž.,
Mašinski fakultet,
27. marta 80,
11000 Beograd

Prikazan je mehanizam prenosa toplote konvekcijom sa unutrašnjih vertikalnih površina (zidova) na vazduh u prostoriji i način njenog izračunavanja. Izložen je pregled izraza za određivanje koeficijenata prelaza toplote sa unutrašnje površine zidova. Za usvojenu model-prostoriju i realne uslove eksploatacije zgrade, izračunate su vrednosti koeficijenata prenosa toplote konvekcijom, prema više izraza iz novije svetske literature. Korišćeni su i teorijski izvedene formule i izrazi dobijeni na osnovu eksperimentalnih istraživanja na modelima i realnim objektima.

Ovaj rad je bio izložen na 24. kongresu o KGH, novembra 1993, i štampan u zborniku radova za taj skup (gde je, tehničkom greškom, izostavljeno ime koautora Snežane Vučković).

Preštampavamo ga iz zbornika zbog posebne zainteresovanosti za ovaj tekst pretplatnika "KGH" koji nisu bili na Kongresu, odnosno u prilici da nabave zbornik.

Koeficijenti prelaza toplote sa vertikalnih površina u zatvorenim prostorima

1. Uvod

Termička interakcija zgrade sa okolinom predstavlja jedan složen proces koji obuhvata osnovne mehanizme prenosa toplote (konvekcija, kondukcija i zračenje) i prenosa materije (infiltracija spoljašnjeg vazduha, difuzija vodene pare kroz građevinski omotač). Ovi mehanizmi su veoma povezani i međuzavisni, tako da je za tačno određivanje razmenjene količine toplote između zgrade i okoline, potreban veoma složen matematički model simultanog delovanja svih mehanizama prenosa toplote i materije. Ti modeli su obično bazirani na jednovremenom određivanju bilansa toplote na svim kontrolnim površinama i zapreminama nekom iterativnom metodom i ponavljanjem postupka proračuna za usvojeni vremenski korak. Navedeni proračun moguće je ostvariti samo uz pomoć moćnih računarskih mašina.

Za potrebe inženjerske prakse razvijene su jednostavnije metode proračuna koje računaju pojedine (izolovane) procese prenosa toplote, a zatim se njihovim superponiranjem dobija ukupno toplotno opterećenje prostorije, odnosno zgrade u celini. Sve svetski priznate metode proračuna tzv. gubitaka i dobitaka toplote (ASHRAE, DIN, VDI, CIBSE Guide...) pri proračunu prelaza toplote sa površine zida na okolni vazduh ili obrnuto, koriste koncept kombinovanog koeficijenta prenosa toplote koji obuhvata i konvekciju i razmenu toplote zračenjem. Pri tome se primenjuju srednje (konstantne) vrednosti koeficijenata prenosa toplote sa pojedinih površina, izračunate za neke referentne uslove. Osrednjavanje koeficijenata prelaza toplote izvršeno je ne samo po vremenu (stacionarni uslovi) i prostoru (ista vrednost po celoj površini građevinskog elemen-

ta), nego i prema mogućim režimima strujanja, temperaturnim uslovima i sl.

Koliko god je prethodno navedeni pristup prihvatljiv za proračun gubitka toplote u projektnim uslovima (stacionaran slučaj), za ozbiljnije energetske analize KGH postrojenja u zgradama (za koje je potreban proračun toplotnih opterećenja iz sata u sat), prenos toplote zračenjem i konvekcijom je neophodno razdvojiti i posebno razmatrati, uzimajući u obzir njihovo interaktivno dejstvo. Cilj ovog rada je da se na osnovu dostupne novije svetske literature izvrši procena realnih vrednosti koeficijenata prelaza toplote sa vertikalnih površina (zidova) na vazduh u prostoriji i obrnuto pri uobičajenim uslovima eksploatacije.

2. Prenos toplote konvekcijom

Prenos toplote konvekcijom karakteriše se koeficijentom prelaza toplote α , koji zavisi od temperaturnog i brzinskog polja u sistemu čvrsta površina-fluid. Na vrednost koeficijenta prelaza toplote utiče veliki broj parametara, od kojih su najznačajniji:

- temperature površine zida i fluida u neporemećenoj struji (dovoljno udaljeno od kontakta sa čvrstom površinom);
- brzina strujanja fluida;
- termo-fizička svojstva fluida: koeficijent provođenja toplote λ , kinematski koeficijent viskoznosti ν , gustina ρ , specifični toplotni kapacitet c i koeficijent zapreminskog širenja β ;
- hrapavost površine.

Makroskopski posmatrano, razlikuju se prirodna i prinudna konvekcija. Prirodna konvekcija nastaje usled delovanja zapreminskih sila koje potiču od delovanja Zemljine gravitacije. Delići fluida, koji su u kontaktu sa čvrstom površinom (neke druge temperature), poprimaju njenu temperaturu, što prouzrokuje provođenje toplote kroz fluid. Provođenjem toplote stvara se temperatursko polje u fluidu. Razlika temperatura u fluidu izaziva razliku gustina, koja u polju Zemljine težine prouzrokuje Arhimedovu uzgonsku silu i započinje kretanje fluida. Kretanjem fluida, intenzivira se proces prenosa toplote, jer pored molekularnog dolazi i do molarnog transporta toplote.

Da bi se odredio intenzitet prenosa toplote konvekcijom, potrebno je znati karakter strujanja fluida preko čvrste površine. Prema hidrodinamičkoj teoriji strujanja fluida, pri kretanju fluida duž neke čvrste površine, na kontaktnoj površini se obrazuje tanak granični sloj, u kome su karakteristike strujnog i termičkog polja bitno različite od karakteristika u neporemećenoj struji fluida.

Bez obzira na uslove strujanja daleko od površine kontakta (u zoni spoljašnjeg strujanja), na početku površine zida uvek se formira laminarni granični sloj. Strujanje fluida u njemu je relativno pravilno, strujnice su međusobno paralelne. Laminarni sloj se uspostavlja od početka ploče do kritične dužine x_{kr1} . Prenos toplote u laminarnom sloju je molekularan – kondukcijom u pravcu upravnom na ploču.

Debljina graničnog sloja, δ , povećava se u pravcu strujanja. Sa povećanjem debljine graničnog sloja, dolazi do sve nepravilnijeg kretanja delića fluida u njemu. Delići fluida se kreću ne samo u pravcu osnovnog strujanja, nego i upravno na osnovno strujanje. Takvo strujanje fluida naziva se turbulentnim i formira se od kritične dužine x_{kr2} , do kraja ploče. Prenos toplote u ovoj oblasti je molekularan i molaran. U oblasti turbulentnog graničnog sloja, uočeno je formiranje laminarnog graničnog podsloja. Na delu ploče između prve i druge kritične dužine nalazi se prelazna oblast u kojoj se zapaža poremećaj laminarnog toka (strujnice više nisu međusobno paralelne), ali turbulentno strujanje još nije u potpunosti razvijeno, tako da ova oblast sadrži karakteristike i laminarnog i turbulentnog graničnog sloja.

Prenos toplote konvekcijom može se tačno odrediti rešavanjem sistema diferencijalnih jednačina (održanja mase u zatvorenom sistemu, odnosno jednačine kontinuiteta otvorenom sistemu; jednačine o održanju količine kretanja i jednačine o održanju količine energije), uz odgovarajuće početne (ukoliko je strujanje nestacionarno) i granične uslove. Međutim, rešenje sistema ovih diferencijalnih jednačina ne postoji u zatvorenom obliku u opštem slučaju. U današnje vreme, ove jednačine se rešavaju numeričkim metodama uz primenu moćnih računara. Razvijeni su računarski programi za rešavanje određenih slučajeva, ali se zbog svoje složenosti i relativno dugog vremena računanja, ti programi koriste uglavnom u istraživačkim projektima.

Drugi pristup rešavanju problema prenosa toplote sa čvrste površine na fluid, bazira se na fizikalnom razmatranju procesa, uprošćavanju fizičkog i matematičkog modela i eksperimentalnoj proverci valjanosti usvojenih aproksimacija. Zbog velikog broja uticajnih elemenata na koeficijent prelaza toplote, uobičajeno se primenjuje dimenzionalna analiza. Cilj je da se na osnovu teorijskih razmatranja i eksperimentalnih podataka, smanji broj promenljivih u izrazima za određivanje koeficijenta prelaza toplote.

Brzine strujanja fluida pri prirodnoj konvekciji su relativno male, pa je i uticaj inercionih sila mali i može se zanemariti. To znači da je Re broj mali i da proces prenosa toplote ne zavisi od njega. Teorijom sličnosti i eksperimentalnim rezultatima dokazano je da prirodna konvekcija zavisi od proizvoda broja

Gr i Pr, odnosno Ra. Izraz za Nuseltov broj ima u opštem slučaju oblik:

$$Nu = K \cdot Pr^a \cdot Gr^b$$

gde su K, a i b konstante koje zavise od tipa strujanja, geometrije, vrste fluida i dr. Prema podacima iz više izvora, prelaz iz laminarnog u turbulentno strujanje duž vertikalne ploče (zida) nastaje pri $Gr \approx 10^9$.

3. Lokalne vrednosti koeficijenta prelaza toplote

Vrednosti koeficijenta prelaza toplote sa zidova računane su za model-prostoriju visine 3 m. Pretpostavljeno je da je u prostoriji dominantan prenos toplote prirodnom konvekcijom. Usvojena je temperatura vazduha u prostoriji 20°C, a varirana je temperaturska razlika između vazduha i zida (0,1, 1, 2, 5 i 10°C).

Kako svako strujanje duž površine zida počinje laminarnim strujanjem, bilo je potrebno odrediti do koje visine zida se održava laminarna oblast pri prirodnoj konvekciji. Rezultati numeričke simulacije prikazani su na slici 1. Samo pri veoma maloj temperaturskoj razlici između zida i okolnog vazduha, održava se laminarna oblast duž cele visine zida u model-prostoriji.

Na osnovu dobijenih rezultata moguće je izvesti sledeće generalne zaključke:

- lokalna vrednost koeficijenta prelaza toplote u laminarnoj oblasti opada sa visinom zida;
- sa porastom temperaturske razlike raste koeficijent prelaza toplote;
- što je veća temperaturska razlika, brži je (na manjoj visini) prelazak iz laminarne u turbulentnu oblast.

Koeficijenti prelaza toplote računati su prema sledećim izrazima:

- Lokalni Nuseltov broj [1]:

$$Nu_x = 0,473 \cdot (Gr_x \cdot Pr)^{0,25}$$

Srednji Nuseltov broj $\overline{Nu} \equiv Nu_l \equiv Nu$:

$$Nu = 0,63 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,25}$$

- prema Pčelkinu [1], lokalni Nu broj:

$$Nu_x = 0,60 \cdot (Gr_{fx} \cdot Pr_f)^{0,25} \cdot (Pr_f/Pr_p)^{0,25}$$

gde je Pr_f Prantlov broj za temperaturu fluida, a Pr_p za srednju temperaturu zida.

Srednja vrednost Nu broja pri laminarnom strujanju iznosi:

$$Nu = 0,75 \cdot (Gr_f \cdot Pr_f)^{0,25} \cdot (Pr_f/Pr_p)^{0,25}$$

- Prema Eckertu [2]:

$$Nu_x = 0,508 \cdot \frac{Pr^{1/2} \cdot Gr_x^{1/4}}{(0,952 \cdot Pr)^{1/4}}$$

$$Nu = 0,678 \cdot \frac{Pr^{1/2} \cdot Gr^{1/4}}{(0,952 \cdot Pr)^{1/4}}$$

- Prema Schlichtingu, za $Pr = 0,733$ [2]:

$$Nu_x = 0,359 \cdot Gr_x^{1/4}$$

$$Nu = 0,478 \cdot Gr^{1/4}$$

4. Srednje vrednosti koeficijenata prelaza toplote sa zida

S obzirom da se već pri umerenim temperaturnim razlikama (iznad 1°C) između zida i vazduha u prostoriji, obrazuje turbulentno strujanje pri prirodnoj konvekciji, sračunati su i koeficijenti prelaza toplote u turbulentnoj oblasti, a zatim je izvršeno u prosečavanje α po celoj visini zida. Za određivanje koeficijenata prelaza toplote pri turbulentnom strujanju, korišćeni su sledeći izrazi:

7) Prema Eckertu i Jacksonu [2] za $Ra > 10^9$:

$$Nu = 0,021 \cdot (Gr \cdot Pr)^{2/5}$$

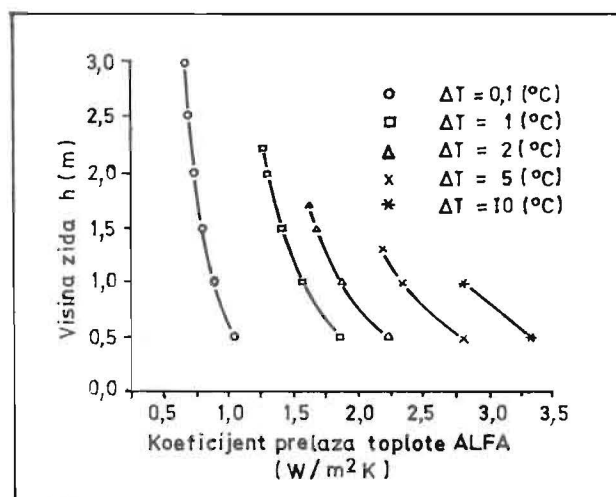
8) za $10^9 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$ i $0,7 < Pr < 10$, prema [4]:

$$Nu = \frac{0,0246 \cdot Pr^{2/3}}{(1 + 0,494 \cdot Pr^{2/3})^{0,4}} \cdot (Gr \cdot Pr)^{2/5}$$

Osrednjavanje koeficijenata prelaza toplote po ukupnoj visini zida izvršeno je prema:

$$\alpha = \alpha_{lamin} \cdot \left(\frac{x_{kr}}{h} \right) + \alpha_{turb} \cdot \left(1 - \frac{x_{kr}}{h} \right)$$

Do sada navedeni izrazi za Nuseltov broj (odnosno koeficijent prelaza toplote α) su opšti, tj. važe za sve fluide. Pošto su građevinski elementi u kontaktu isključivo sa vazduhom na atmosferskom pritisku, moguće je uprostiti ove izraze. Prantlov broj se relativno malo menja sa promenom temperature vazduha ($Pr = 0,713$ pri 275 K i $Pr = 0,701$ pri 325 K), pa se uobičajeno usvaja konstantna vrednost Pr broja za vazduh $Pr = 0,71$.



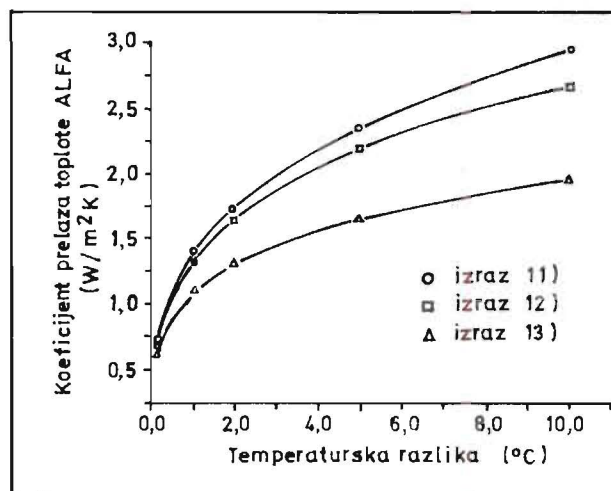
Slika 1. Promena koeficijenta ALFA po visini zida u laminarnoj oblasti

Uprošćenja su izvršena i u smislu što se u izrazima za Nuseltov broj, odnosno α , umesto Grashofovog broja pojavljuju veličine koje određuju vrednost Gr broja: karakteristična dužina i razlika temperature zida i vazduha, dok se za ostale parametre koji figurišu u Grashofovom broju: ubrzanje Zemljine teže, koeficijent zapreminskog širenja i kinematska viskoznost usvajuju srednje vrednosti u posmatranom intervalu promene. U ovako uprošćenim izrazima, mnogo je lakše uočiti uticaj dominantnih elemenata na koeficijent prelaza toplote. Iz grupe izraza za srednju vrednosti koeficijenata prelaza toplote sa građevinske konstrukcije (u ovom slučaju sa površine zida), korišćene su sledeće jednačine:

10) Prema Schmidt-Beckmannu i Scachu [7]:

$$\alpha = 5,6 \cdot \left[\Delta T / (T_f \cdot h) \right]^{1/4}$$

gde je T_f temperatura fluida u stepenima Kelvina.



Slika 2. Zavisnost koeficijenta ALFA od temperaturske razlike

11) Izraz Alamdarija i Iiammonda [10]:

$$Nu = \left[\left(0,58 \cdot Ra^{1/4} \right)^6 + \left(0,11 \cdot Ra^{1/3} \right)^6 \right]^{1/6}$$

Prema mišljenju autora, stvarne vrednosti koeficijenata prelaza toplote u prostorijama nalaze se u granicama $\pm 20\%$ od vrednosti izračunate prethodnom jednačinom.

12) Alamdari i Hammond navode izraz koji važi za $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^{12}$ [5]:

$$\alpha = \left\{ \left[1,5 \cdot (\Delta T/h)^{1/4} \right]^6 + \left[1,23 \cdot (\Delta T)^{1/3} \right]^6 \right\}^{1/6}$$

13) Imura daje izraz:

$$\alpha = 1,45 \cdot \left(\Delta T/h \right)^{1/4}$$

Na slici 2. prikazane su izračunate vrednosti koeficijenata prelaza toplote α prema izrazima 11. do 13. Karakter krivih je sličan i vidi se da sa porastom temperaturske razlike između zida i okolnog vazduha raste vrednost α .

U tabeli 1. dat je pregled srednjih vrednosti koeficijenata prelaza toplote sa unutrašnje strane zida prema različitim izvorima (autorima) za karakteristične temperaturske razlike. U prve 4 kolone nalaze se vrednosti α dobijene osrednjavanjem koeficijenata prelaza toplote u laminarnoj i turbulentnoj oblasti. Dvostruke vrednosti α u tabeli 1. odgovaraju različitim izrazima za α u turbulentnoj oblasti. Svaki izraz za koeficijent prelaza toplote pri laminarnom strujanju (1 do 4) kombinovan je sa oba izraza za α pri turbulentnom strujanju, pa se gornje vrednosti u tabeli 1. odnose na srednji koeficijent prelaza toplote osrednjen sa α_{turb} prema jednačini 7, a donje vrednosti prema jednačini 8. U poslednje 4 kolone (10 do 14) prikazani su α prema uprošćenim izrazima za celu građevinsku konstrukciju (u ovom slučaju unutrašnja površina zida).

Upoređujući srednje vrednosti koeficijenata prelaza toplote sa zida ili obrnuto, uočavaju se izvesna odstupanja između pojedinih autora. Ta odstupanja se kreću i do 50%. Svi navedeni izrazi su eksperimentalno izvedeni za "određene uslove" i strogo uzevši važe samo za njih, a kasnije je na osnovu tih eks-

perimentalnih rezultata izvršena njihova generalizacija u cilju proširenja opsega primene. Teško je reći koji je od analiziranih izraza za koeficijent prelaza toplote najtačniji. Ipak, autori ovog rada daju prednost izrazima 11. do 13, jer su oni izvedeni za uslove koji najbliže odgovaraju procesima konvektivnog prenosa toplote u zagrevanim prostorima.

Tabela 1. Srednje vrednosti ALFA $\left[\frac{W}{m^2 K} \right]$

$\Delta T (^{\circ}C)$	1)	2)	3)	4)	10)	11)	12)	13)
0,1	0,704	0,838	0,767	0,583	0,577	0,713	0,686	0,620
1,0	1,197 1,124	1,356 1,282	1,272 1,198	1,128 1,181	1,026	1,410	1,290	1,102
2,0	1,463 1,317	1,605 1,458	1,529 1,383	1,442 1,543	1,220	1,759	1,648	1,310
5,0	2,007 1,726	2,125 1,844	2,062 1,781	2,010 2,193	1,533	2,354	2,192	1,648
10,0	2,566 2,296	2,707 2,336	2,633 2,262	2,496 2,726	1,824	2,943	2,654	1,959

5. Zaključak

U zatvorenoj prostoriji, prenošenje toplote sa čvrstih površina na vazduh ili obrnuto je uglavnom prirodnom konvekcijom. Međutim, ne može se govoriti o kretanju vazduha isključivo usled uzgonske sile. Usled infiltracije vazduha kroz fuge prozora i vrata, dolazi do lokalnog intenziviranja procesa prelaza toplote u zoni infiltracije. Unutrašnje kretanje vazduha između pojedinih zona u zgradi (prostora sa različitim pritiscima, odnosno temperaturama) takođe utiče na brzinu strujanja vazduha duž površine građevinskih elemenata. Ipak, najveća odstupanja od koncepta prirodne konvekcije izazivaju sistemi za grejanje. U prostorijama sa vazdušnim grejanjem ili klimatizacijom, ostvaruju se takve brzine strujanja vazduha, da prirodna i prinudna konvekcija mogu da budu ne samo ravnopravne (istog reda veličine), nego da prinudna konvekcija bude dominantna. Pri tome, brzina kretanja vazduha duž pojedinih površina u prostoriji može biti veoma različita, zavisno od sistema klimatizacije i rasporeda elemenata za ubacivanje i izvlačenje vazduha.

U prostorijama bez vazdušnog grejanja, srednja vrednost koeficijenta prelaza toplote duž zidova određuje se uz pretpostavku da se radi o prirodnoj konvekciji prouzrokovanoj termičkom neravnotežom. Na zidu se, po pravilu, javljaju sve tri karakteristične oblasti: laminarna, prelazna i turbulentna. Analizirajući prenos toplote konvekcijom u unutrašnjosti prostorije, može se generalno zaključiti:

a) Koeficijenti prelaza toplote se značajno menjaju duž neke površine u prostoriji. Prenos toplote konvekcijom je veoma uslovljen raspodelom temperature po površini građevinskog elementa. Dve različite distribucije iste srednje temperature površine mogu dovesti do razlike između srednjeg α i do 100%.

b) Koeficijenti prenosa toplote veoma zavise od sistema za grejanje.

Međutim, i pored navedenih činjenica, u svim, pa i najsloženijim programima za proračun toplotnih opterećenja prostorija, zadržava se prostorno osrednjavanje koeficijenta prelaza toplote (ista vrednost za celu karakterističnu površinu). Ukoliko je na nekoj površini građevinskog elementa izražena promena α , ta površina se izdela na nekoliko manjih, pa se u okviru svake od njih izvrši osrednjavanje α po prostornim koordinatama.

Na osnovu istraživanja sprovedenih u Lawrence Berkeley laboratoriji, Bauman navodi da korišćenje konstantnih vrednosti koeficijenta prelaza toplote (datih u standardima) u energetskim proračunima vodi ka prececnjivanju uticaja prirodne konvekcije za oko 50% [13].

Interesantni su rezultati Hammonda, koji je upoređivao vrednosti koeficijenta prelaza toplote (pri prirodnoj konvekciji u realnim uslovima zatvorene prostorije) dobijenih detaljnim modelom strujanja sa konstantnim vrednostima iz Britanskog standarda (CIBSE Guide) [9]. Primena konstantnih vrednosti α za zidove iz standarda vodi ka odstupanju od -15 do +90%. Razlog ovom odstupanju su znatno manje temperaturske razlike između površine građevinskog elementa i vazduha u prostoriji u različitim uslovima eksploatacije u odnosu na "projektnu" temperatursku razliku za koju su izračunati koeficijenti prelaza toplote u standardima. Takođe, u zgradama se javlja veliki broj elemenata (hrapavost površine, stratifikacija temperature vazduha, strujanje vazduha između zona različite temperature, nameštaj, svetiljke i dr.) koji se, što zbog složenog uticaja, što zbog mogućeg pojavljivanja u vrlo širokom dijapazonu, ne uzimaju u obzir pri određivanju koeficijenta prelaza toplote u standardima.

Literatura

- [1] Isachenko, P. V. i dr.: *Heat transfer*, Mir Publishers Moscow, 1980.
- [2] Welty, R. J.: *Engineering Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, 1978.
- [3] Bejan, A.: *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, 1984.
- [4] Kozić, Đ. i dr.: *Priručnik za termodinamiku i prostiranje toplote*, Biblioteka "Procesna tehnika", Beograd, 1983.
- [5] Clarke, J. A.: *Energy simulation in building design*, Adam Hilger Ltd, Bristol, 1985.
- [6] * * *: *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, ASHRAE, 1985.
- [7] Recknagel i dr.: *Grejanje i klimatizacija*, Građevinska knjiga, Beograd, 1987.
- [8] Gadgil, J. A.: *On Convective Heat Transfer in Building Energy Analysis*, LBL, 10900, Berkeley, 1980.
- [9] Hammond, P. G.: *Convection Coefficient at Room Interior Surfaces*, Workshop: Energy Exchanges within an Enclosure, London, 1987.
- [10] Alamdari, F. i Hammond, P. G.: *Improved Data Correlations for Buoyancy-driven Convection in Rooms*, Building Services Engineering & Technology, 1983.
- [11] Alamdari, F. i dr.: *"Appropriate" Calculation Methods for Convective Heat Transfer from Building Surfaces*, UK National Heat Transfer Conf., Leeds, 1984.
- [12] Pedersen, O. C. i dr.: *Experimental Study of Radiation and Convection Heat Exchange in Rooms for Energy Analysis Program Models*, CLIMA 2000, Copenhagen, 1985.
- [13] Bauman, F. i dr.: *Convective Heat Transfer in Buildings: Recent Research Results*, LBL 13883, 1982.
- [14] Vučković, S.: diplomski rad, Mašinski fakultet u Beogradu, 1993.

kgh