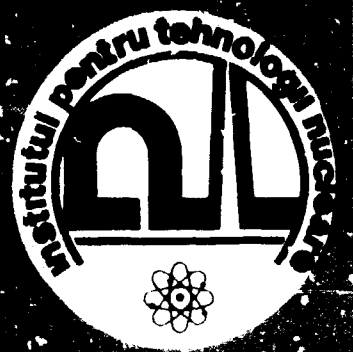


RØ7600736



COMITETUL DE STAT PENTRU ENERGIA NUCLEARA

INSTITUTUL PENTRU TEHNOLOGII NUCLEARE

ITN-103

PAP-3A - Program
pentru calculul termic și
hidraulic, în regim staționar
într-o rețea de bare
combustibile

Pitești-Collbași ROMANIA

Octombrie 1975

RAP-3A - Program pentru calculul termic și
hidraulic, în regim staționar, într-o rețea
de bare combustibile

C.Popescu, L.Biro, I.Iftode, I.Iurcu

ABSTRACT

The RAP-3A computer code is designed for calculating the main steady state thermo-hydraulic parameters of multirod fuel bundles with liquid metal cooling. The programme provides a double precision computation of temperatures, axial enthalpy distributions, pressure losses and axial heat flux distributions in the fuel bundles before occurring the boiling conditions. In this report, the physical and mathematical models and a sample problem are presented. The code is written in FORTRAN-IV and is available on a I.B.M. 375/135 computer.

REZUMAT

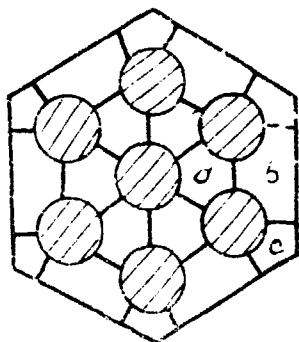
Codul RAP-3A este conceput pentru calculul principalilor parametri termici și hidraulici în regim staționar în cazul unui ansamblu de bare combustibile, răcit cu metal lichid. Programul permite un calcul în dublă precizie a distribuțiilor de temperatură și entalpie, a pierderilor de presiune și a distribuției axiale a fluxului de căldură într-o casetă până la apariția condițiilor de fierbere. În lucrare se prezintă modelul fizic și matematic, precum și un caz test. Programul este scris în FORTRAN-IV și este montat pe calculatorul I.B.M. 375/135.

CUPRINS

1. Caracteristici generale	3
2. Modelul fizic și matematic	4
2.1. Interacțiuni termice și hidrodinamice între subcanale	4
2.1.1. Ansamblu de bare simple	4
2.1.2. Efectele distanțierelor	6
2.2. Distribuția debitului masic în subcanal	6
2.3. Distribuția de entalpie în subcanal	8
2.4. Variația spațială a sursei de căldură	11
2.4.1. Variația axială	11
2.4.2. Variația radială în casetă	12
2.5. Proprietățile fizice și termice	10
2.6. Calculul temperaturilor în teacă și combustibil	13
3. Sistemul de input-output	14
4. Nomenclatura	15
5. Exemplu de calcul	17
6. Bibliografie	20

1. CARACTERISTICI GENERALE

Suprafața de curgere a casetei este împărțită într-un număr de subcanale paralele (fig.1). În cadrul fiecărui subcanal condițiile termice și hidrodinamice sînt caracterizate prin valori medii volumetrice, iar interacțiunile dintre subcanale sînt descrise prin coeficienți de amestec. În cadrul ansamblului de bare prezentat în fig. 1 se disting următoarele tipuri de subcanale:



- triunghiulare (ex.subcanalul a)
- rectangulare (cele periferice, ex.subcanalul b)
- de colț (ex.subcanalul c)

Fig. 1

Fiecare dintre aceste subcanale se caracterizează prin condiții de curgere diferite. Apariția schimbului

de masă și de energie între subcanale atenuază diferențele de temperatură care apar datorită gradientului transversal de putere în lungul diagonalei hexagonului și/sau diferențelor în geometria subcanalelor. În cazul barelor simple (fără dispozitive de distanțiere) amestecul între subcanale se realizează prin difuzie turbulentă și prin conducție. Prezența dispozitivelor de distanțiere în casetă provoacă perturbații în distribuția vitezelor agentului termic și modifică rezistența la curgere în fiecare subcanal. Din această cauză se mărește amestecul turbulent între subcanale, producîndu-se o mărire a gradientului lateral de presiune, ceea ce afectează curgerea agentului termic în direcție transversală.

Distribuția debitelor masice medii rezultă din bilanțul de moment efectuat pentru fiecare subcanal. În cadrul acestui bilanț se consideră pierderea globală de presiune pe întreaga casetă, pierderile de presiune datorate frecării agentului termic de pereții subcanalului, pierderile de presiune provocate de distanțiere și schimburile de moment cu subcanalele adiacente.

Distribuția axială de entalpie pentru fiecare subcanal se obține dintr-un bilanț de căldură efectuat la nivelul subcanalului, obținându-se un sistem de ecuații diferențiale liniare de ordinul întâi.

Soluția matematică a sistemului de ecuații diferențiale se obține prin rezolvarea unei probleme algebrice de valori proprii. Partea omogenă a soluției depinde numai de configurația geometrică, distribuția de debite în subcanal și caracteristicile de amestec.

Caracteristicile distribuției de putere au influența numai asupra soluției particulare. Programul este montat pe calculatorul I.B.M. 370/135, existent în dotarea Institutului de Fizică Atomică București. Memoria necesară este de 170 Kbytes pentru un număr de 45 subcanale.

2. MODELUL FIZIC SI MATEMATIC

2.1. Interacțiuni termice și hidrodinamice între subcanale

2.1.1. Ansamble de bare simple

Se fac următoarele ipoteze:

- nu există dispozitive de distanțiere
- procesul de transport de masă și energie se realizează prin conducție (difuzie moleculară) și prin turbulență
- debitul masic pe subcanale se consideră invariant în raport cu poziția axială
- nu au loc variații în densitatea agentului termic
- cantitățile de moment și căldură schimbate nu au variații azimutale.

Coefficienții de amestec pentru moment și căldură, $\alpha(i, j)$ respectiv $\beta(i, j)$, care caracterizează interacțiunile între două subcanale adiacente i și j au valori date de relațiile (1) și (2).

$$\alpha(i, j) = \frac{Q_m}{dz [\rho V(i) - \rho V(j)]} \quad (1)$$

$$\beta(i, j) = \frac{Q_c}{dz [H(i) - H(j)]} \quad (2)$$

Pentru orice valoare a lui φ în intervalul $[-\varphi_c(j), \varphi_c(i)]$ se pot scrie relațiile, /1/ (vezi fig.2)

$$\frac{Q_m}{dz} = -2 \cdot Y_\varphi \cdot \varepsilon_\varphi \cdot \delta \cdot \frac{V_\varphi}{r_e \cdot d\varphi} \quad (3)$$

$$\frac{Q_c}{dz} = -2 \cdot Y_\varphi (\psi \cdot \varepsilon_\varphi + \alpha) \frac{dH_\varphi}{r_e \cdot d\varphi} \quad (4)$$

în care:

$$Y_\varphi = \frac{p(i,j) \cdot R}{\cos \varphi} - R \quad (5)$$

$$r_e = p(i,j) \cdot R \quad (6)$$

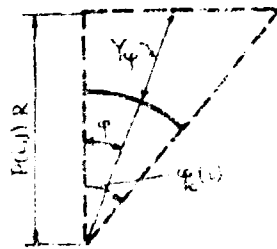
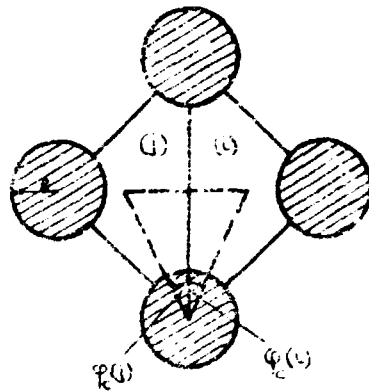


Fig. 2

Se consideră că valorile medii radiale ale vitezei și entalpiei sînt egale cu valorile medii pe volum $V(i)$ și $H(i)$ existente pentru $\varphi_c(i)$ corespunzător centrului subcanalului.

Difuzivitatea turbulentă (mediată radial) este dată de relația (7) dată în /1/:

$$\varepsilon_\varphi = C \cdot Y_\varphi \left[\frac{\delta p(i)}{\delta} \right]^{1/2} \quad (7)$$

Raportul dintre difuzivitatea turbulentă a căldurii și difuzivitatea turbulentă a momentului se determină cu relația Babkov modificată /1/, prezentată în relația (8):

$$\psi = 1,36 \left[1 - \exp(-12,4 \cdot 10^{-5} \cdot A \cdot B \cdot Re \cdot R_r^{1/3}) \right] \quad (8)$$

Integrînd ec. (3) și (4) de la $-\varphi_c(j)$ la $\varphi_c(i)$ se obține:

$$\alpha(i,j) = \int_{-\varphi_c(j)}^{\varphi_c(i)} \frac{p(i,j) \cdot R}{2 \cdot Y_\varphi \cdot \varepsilon_\varphi} \cdot d\varphi \quad (9)$$

$$\beta(l, i) = \int_{-\varphi_c(i)}^{\varphi_c(i)} \frac{P(l, j) \cdot R}{2 \cdot \gamma_{\varphi} \cdot (\epsilon_{\varphi} \cdot \psi + \alpha) \cdot \rho} d\varphi \quad (10)$$

2.1.2. Efectele distanțierelor

Mărirea difuziei turbulente datorită prezenței distanțierelor se face simțită mai ales în subcanalele din vecinătatea peretelui casetei. În această regiune viteza agentului termic și coeficienții de rezistență la curgere variază simțitor de la un subcanal la altul provocând o diferență transversală între subcanale, atât sub distanțier, cât și deasupra lui.

Modelul actual consideră că între doi distanțieri consecutivi difuzia turbulentă rămâne neschimbată.

Studiul efectului curgerii transversale asupra transportului de căldură se face introducând un coeficient de amestec suplimentar $\gamma(l, j)$ la poziția axială unde este localizat distanțierul.

Acest coeficient se pune în evidență în bilanțul de căldură efectuat în jurul distanțierului:

$$H_1(i) = H_2(i) + \sum_j \frac{\gamma(l, j)}{G(l)} \cdot [H_2(j) - H_2(i)] \quad (11)$$

în care:

H_1 este entalpia înainte de distanțier

H_2 este entalpia după distanțier

2.2. Distribuția debitului masic în subcanale

În cadrul bilanțului de moment se neglijează pierderea de presiune care apare datorită variației axiale a densității agentului termic. De asemenea, nu se consideră variațiile de debit provocate de prezența distanțierelor în subcanal.

Pentru întreaga lungime a subcanalului se poate scrie ecuația de bilanț de momente(12):

$$\begin{aligned} & \sigma_p(l) \cdot P_0(l) + \sum_j \alpha(l,j) [\rho \cdot V(l) - \rho \cdot V(j)] + \\ & + \frac{1}{2} \cdot \sum_j c_d(l) \cdot V^2(l) \cdot S(l)/L = \frac{P_i - P_e}{L} S(l) \end{aligned} \quad (12)$$

in care:

$$\sigma_p(l) = \frac{1}{2} f(l) \cdot \rho \cdot V^2(l) \quad (13)$$

$$f(l) = c_1 \left[\frac{D_h(l) \cdot \rho \cdot V(l)}{\mu} \right]^{-c_2} \quad (14)$$

$$D_h(l) = 4 \frac{S(l)}{P_0(l)} \quad (15)$$

Coeficientul de frecare $f(l)$ depinde de geometria subcanalului, de viteza și proprietățile agentului termic. Coeficienții C_1 și C_2 din ec. (14) sînt determinați experimental. In referința /1/ acești coeficienți au valorile: $C_1=0,088$; $C_2=0,25$. Ecuația conservării masei se poate scrie sub următoarea formă:

$$\sum_{l=1}^N \frac{G(l)}{G_t} = \sum_{l=1}^N G_r(l) = 1 \quad (16)$$

in care:

$$G(l) = \rho \cdot V(l) \cdot S(l) \quad (17)$$

$$G_r(l) = G(l)/G_t \quad (18)$$

Introducînd relațiile (13), (17) și (18) in ec. (12) se obține:

$$\begin{aligned} & \left[A(l) + \frac{G_t}{\rho(l)^2} \sum_j \alpha(l,j) \right] G_r(l) - G_t \sum_j \frac{\alpha(l,j)}{S(l) \cdot S(j)} \cdot G_r(j) - \\ & - \frac{P_i - P_e}{L} = 0 \quad , l = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \quad (19)$$

unde:

$$A(l) = \frac{1}{2} \rho \cdot S(l) \cdot \frac{G_t^2 \cdot P_0(l)}{\rho \cdot S(l)^3} + \frac{1}{2} \cdot \sum_{j=1}^{N_d} c_d(l) \cdot G_r(l) \cdot \frac{G_t^2}{\rho \cdot S(l)^2/L} \quad (20)$$

Ecuatiile (19) și (16) reprezintă un sistem de $N+1$ necunoscute. N necunoscute sînt debitele relative $G_r(i)$, iar o necunoscută este pierderea totală liniară de presiune pe ceață:

$$\frac{P_1 - P_e}{L}.$$

Sistemul de ecuații (19) și (16) se rezolvă printr-un ciclu iterativ. Se pornește cu o valoare $A(i)$ calculată pentru care se obțin valorile lui $G_r(i)$ și $\frac{P_1 - P_e}{L}$. Aceste valori obținute sînt introduse în ec. (20) pentru a găsi o altă valoare pentru $A(i)$. Procesul se repetă pînă cînd se atinge convergența pentru $G_r(i)$ și $(P_1 - P_e)/L$.

2.3. Distribuția de entalpie în subcanal

Bilanțul termic aplicat subcanalului i , pe un segment axial de se prezintă astfel:

$$G(i) \frac{dH(i)}{dz} = q_{1s}(i) P_t(i) - \sum_j \beta(i,j) [H(i) - H(j)] \quad (21)$$

Ecuția (21) se poate scrie în mărimi relative făcînd următoarele notații:

$$z_v = \frac{z}{L}$$

$$H_v(i) = \frac{H(i) - H_{in}}{\Delta H}$$

$$q_{sv} = \frac{q_{cs}}{q_{ce}} ; \quad q_{cv} = \frac{q_{com}}{q_{ca}}$$

$$q_{sv}(i) = \frac{q_{fs}(i)}{q_{ca}}$$

Se obține:

$$G_r(i) \frac{dH_v(i)}{dz_v} = \frac{q_{sv}(i) P_t(i)}{q_{cv} P_t} \cdot q_{cv} - \sum_j \frac{L}{q_{ca}} \beta(i,j) [H_v(i) - H_v(j)] \quad (22)$$

$i = 1, 2, \dots, N$

Se notează:

$$D(i,j) = \frac{L}{G_t} \cdot \beta(i,j)$$

$$D(i,i) = -\sum_j D(i,j) \quad (23)$$

$$Q_{rz}(i) = \frac{q_{sr}(i) \cdot P_t(i)}{q_{cr} \cdot P_t} \cdot q_{zr}$$

Cu notațiile (23) ecuația (22) devine:

$$G_r(i) \frac{dH_r(i)}{dz_r} = D(i,i) \cdot H_r(i) + \sum_j D(i,j) \cdot H_r(j) + G_r(i) \cdot Q_{rz}(i) \quad (24)$$

$i = 1, 2, \dots, N$

Ecuația (24), scrisă pentru fiecare subcanal din casetă, generează un sistem de ecuații diferențiale, care scris matricial se prezintă astfel:

$$\left\{ \frac{dH_r}{dz_r} \right\} = [G_r]^{-1} [A] \{H_r\} + \{Q_{rz}\} \quad (25)$$

unde:

$[G_r]$ - matricea diagonală a debitelor relative
 $[A]$ - matricea simetrică a coeficienților $D(i,j)$

$\left\{ \frac{dH_r}{dz_r} \right\}$ - vectorul coloană al gradientului entalpiei relative

$\{H_r\}$ - vectorul coloană al entalpiei relative

$\{Q_{rz}\}$ - vectorul coloană al cantității de căldură intrată în subcanal i .

În ecuația (25) se face următoarea transformare liniară:

$$\{H_r\} = \{V_e\} \{H_t\} \quad (26)$$

în care $\{V_e\}$ este vectorul propriu al matricii $[E] = [G_r]^{-1} [A]$

Introducând (26) în (25) se obține:

$$\left\{ \frac{dH_t}{dz_r} \right\} = \{V_e\}^{-1} [E] \{V_e\} \{H_t\} + \{V_e\}^{-1} \{Q_{rz}\} \quad (27)$$

Matricea $[B] = \{v_e\}^{-1} [E] \{v_e\}$ este o matrice diagonală avînd ca elemente pe diagonală valorile proprii $\gamma(i)$ ale matricii $[E]$.

Ecuația (27) se mai poate pune sub forma:

$$\left\{ \frac{dH_t}{dz_v} \right\} = [B] \{H_t\} + \{R_z\} \quad (28)$$

în care:

$$\{R_z\} = \{v_e\}^{-1} \{Q_{rz}\} = \text{vectorul coloană al căldurii transformate agentului termic.}$$

Ecuația (28) reprezintă un sistem necuplat de ecuații diferențiale de primul ordin, avînd ca necunoscută entalpia transpusă $H_t(i)$. O ecuație a acestui sistem se prezintă astfel:

$$\frac{dH_t(i)}{dz_v} = \gamma(i) H_t(i) + R_z(i), \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (29)$$

Problema poate fi redusă la o problemă algebrică de valori proprii care poate fi formulată astfel:

$$[E] \{V\} = \gamma \{V\} \quad (30)$$

unde $\{V\}$ este vectorul propriu corespunzător unei valori proprii γ date.

Soluția ecuației (29) se obține sub următoarea formă:

$$H_t(i) = B(i) \cdot \exp[\gamma(i) z_v] + H_{vt}(i) \quad (31)$$

în care $H_{vt}(i)$ este soluția particulară dată de cantitatea de căldură intrată în subcanalul i .

Condiția inițială pentru $H_t(i)$ este aceea dată de condiția inițială la $z = 0$ pentru $H_p(i)$ și care se transmite prin relația:

$$\{H_t\} = \{v_e\}^{-1} \{H_p\} \quad (32)$$

Soluția $H_p(i)$ se obține prin transformarea inversă dată de relația (26).

2.4. Variația spațială a sursei de căldură

2.4.1. Variația axială

Se consideră că pentru toate barele sursa de căldură are aceeași formă a distribuției spațiale. Se presupune o distribuție arbitrară dată de următoarea dezvoltare în seria Fourier:

$$q_{zr} = \sum_{k=1}^{N_s} A_1(k) \sin\left(\frac{k\pi y}{L_{ex}}\right) + A_2 \quad (33)$$

cu condițiile (Fig.3):

- $q_{zr} = A_2$ pentru $y = 0$; $0 \leq A_2 \leq q_{zr \text{ min}}$
- $q_{zr} = q_{zr \text{ min}}$ pentru $y = Y_1$
- $L_{ex} = L + Y_1 + Y_2$

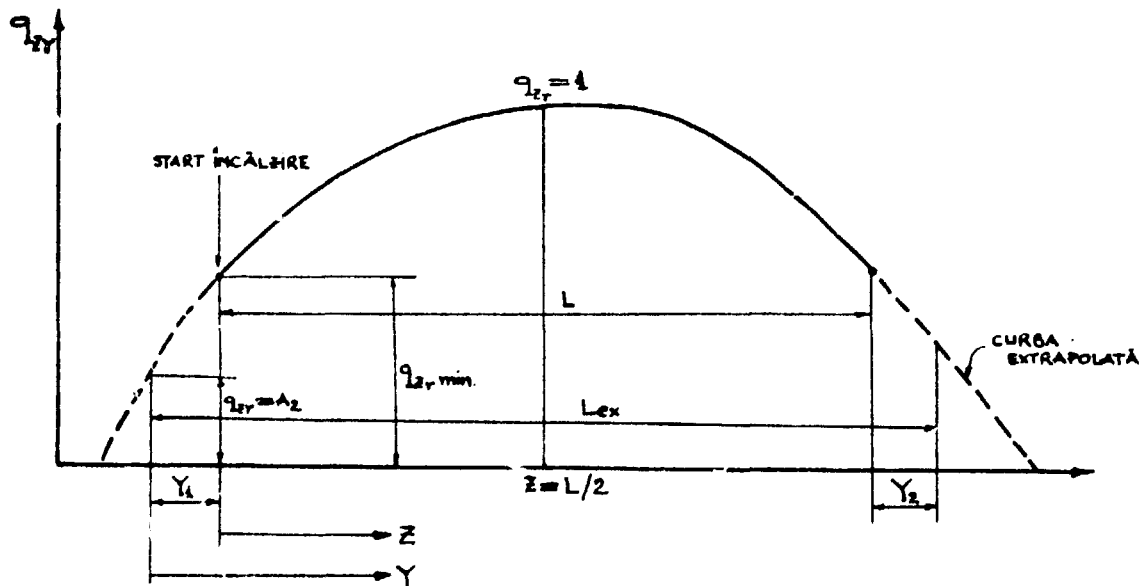


Fig. 3

$A_1(k)$ se determină din egalarea ec. (33) cu o distribuție axială specificată într-un număr prescris de poziții axiale N_z . Valoarea medie spațială a mărimii q_{zr} se calculează astfel:

$$\bar{q}_{zr} = \frac{q_{cm}}{q_{cs}} = \frac{1}{L} \int_0^L q_{zr} dz \quad (34)$$

Introducând relația (33) în ec. (34) se obține:

$$\bar{q}_{1z} = \frac{L_{ex}}{\pi L} \sum_1^{N_b} A_1(k) \cdot B(k) + A_2 \quad (35)$$

în care:

$$B(k) = \frac{1}{k} \left\{ \cos \left[\frac{k\pi Y_1}{L_{ex}} \right] - \cos \left[\frac{k\pi(L+Y_1)}{L_{ex}} \right] \right\} \quad (36)$$

2.4.2. Variația radială în casetă

Se consideră că distribuția radială a sursei de căldură în zona activă are aceeași formă pentru orice poziție axială, iar valoarea ei depinde de poziția ansamblului de bare față de centrul zonei active.

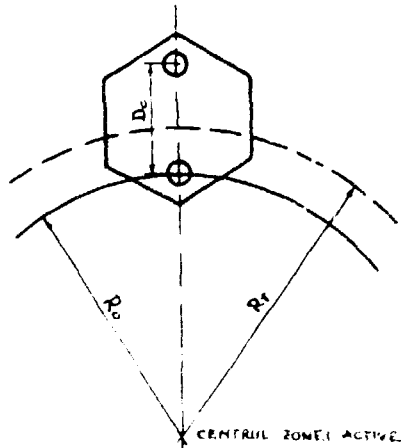


Fig. 4

Se face ipoteza că gradientul radial maxim al puterii liniare apare în lungul diagonalei casetei (fig.4).

Puterea liniară relativă pentru o bară aflată la distanța R_r de centrul zonei active este dată de relația:

$$Q_{lin} = B_0 - B_1 R_d - B_2 R_d^2 \quad (37)$$

în care:

$$R_d = \frac{R_r}{R_0 + D_c}$$

O condiție pentru determinarea coeficienților ecuației (37) este:

$$Q_{lin} = 1 \text{ pentru } R_r = R_0$$

De asemenea se utilizează raportul $\lambda = B_2/B_1$ și variația relativă a puterii în lungul diagonalei hexagonului, X , care trebuie să fie cunoscute. Cu aceste mărimi se obține:

$$B_1 = \frac{X}{\theta + \lambda(\theta^2 + 2R_{d0}\theta)}$$

$$B_2 = B_1$$

$$B_0 = 1 + B_1 \cdot R_{d0} + B_2 \cdot R_{d0}^2$$

în care:

$$\theta = \frac{D_c}{R_0 + D_c} ; R_{d0} = \frac{R_0}{R_0 + D_c}$$

2.5. Proprietățile fizice și termice

Pentru calculul distribuției de temperatură în bară se consideră că teaca și combustibilul au proprietăți fizice și termice invariante cu temperatura, date pentru temperatura medie estimată pentru fiecare zonă.

Pentru agentul termic sînt necesare relațiile care dau entalpia funcție de temperatură și temperatura funcție de entalpie pentru o presiune dată.

Proprietățile fizice și termice ale agentului termic sînt date în funcție de temperatură. Calculele se fac cu valorile corespunzătoare temperaturii medii din canalul de răcire (se face o medie aritmetică între temperatura de intrare și ieșire).

Pentru stratul limită, aceste proprietăți sînt determinate la temperatura medie din această zonă (media aritmetică între temperatura suprafeței tecii și temperatura de volum a agentului de răcire).

2.6. Calculul temperaturilor în teacă și combustibil

Coefficientul de transfer de căldură de la teacă la agentul termic se calculează cu o relație de tipul (38), dată în referința [5].

$$\alpha = \frac{\lambda_a}{D_A(0)} [a_1 + b_1 (R_0 - R_r)^{b_2}] \quad (38)$$

Temperatura suprafeței exterioare a tecii se calculează cu relația:

$$T_{t_2}(1) = T_m(1) + \frac{R_{t_2}(1)}{\alpha} \quad (39)$$

Temperatura medie a suprafeței tecii pentru baza cu solicitare maximă se calculează ca medie aritmetică a temperaturilor suprafeței tecii din cele trei subcanale 1, 2 și 3 adiacente barei:

$$T_{t_2} = \frac{T_{t_2}(1) + T_{t_2}(2) + T_{t_2}(3)}{3} \quad (40)$$

Temperatura centrală a barei cu solicitare maximă se obține înclusiv la temperatura medie a suprafeței tecii, căderile de temperatură în teacă, gap și combustibil:

$$T_c = T_{t_2} + \Delta T_t + \Delta T_g + \Delta T_c \quad (41)$$

sau:

$$T_c = T_{lm} + q' \left[\frac{1}{2\pi\lambda_c} \ln \frac{R}{R_c} + \frac{\beta}{2\pi R_c} + \frac{1}{4\pi\lambda_c} \right] \quad (42)$$

in care:

$$q' = G_s \pi R_c^2 \quad (43)$$

3. SISTEMUL INPUT-OUTPUT

Ca date de intrare pentru RAP-3A sînt necesare in ordine:

a) Opțiuni pentru:

- selectarea tipului de geometrie și tipului de distanțier utilizat
- calculul debitului masic (impus sau calculat)
- considerarea transportului de moment și de căldură între subcanale
- considerarea amestecului datorat dispozitivelor de distanțiere

b) Date geometrice:

- raportul pas/diametru bară
- raportul dintre diametru și distanța barei față de peretele casetei
- lungimea totală a fascicolului de bare
- lungimea încălzită și distanța între distanțiere
- diametrul interior și exterior al tecii
- poziția casetei față de centrul zonei active

c) Date termice și hidraulice

- debitul masic prin casetă
- creșterea axială de temperatură în casetă
- diverși coeficienți utilizați în relațiile de calcul a factorilor de rezistență la curgere
- proprietățile fizice și termice ale combustibilului, tecii și agentului termic
- rezistența de contact combustibil-teacă
- temperatura și presiunea la intrarea în casetă
- puterea liniară maximă a barei cu solicitarea maximă în casetă
- coeficienții utilizați în relațiile de calcul a distribuției de putere
- puterea generată la poziția axială cu producție maximă,

puterea generată la distanța $z = L/2$.

Ca date de ieșire se obțin:

- distribuția relativă axială de temperatură în agentul termic din fiecare subcanal;
- distribuția relativă axială de entalpie în fiecare subcanal
- distribuția relativă axială de temperaturi medii în teacă pentru fiecare subcanal
- raportul între fluxul mediu pe subcanal și fluxul mediu spațial din casetă
- fluxul termic mediu în secțiunea transversală a casetei
- distribuția axială de temperatură în centrul barei cu încălzirea maximă
- distribuția axială de putere liniară a barei cu încălzire maximă
- distribuția axială de presiune în casetă.

4 NOMENCLATURA

- a - difuzivitatea termică (m^2/sec)
- e_1 - coeficient în ecuația coeficientului de transfer de căldură
- A - raportul dintre difuzivitățile turbulente în direcția radială și circumferențială
- b_1
 b_2 - coeficienții în ecuația coeficientului de transfer de căldură
- B - raportul dintre mărimea Y_φ și diametrul hidraulic
- $C_d(i)$ - coeficientul de rezistență la curgere a unui distanțier din subcanalul i
- D_c - distanța între centrele barelor din casetă cu încălzire maximă și minimă (m)
- $D_h(i)$ - diametrul hidraulic al subcanalului i (m)
- $G(i)$ - debitul masic în subcanalul (i) (kg/sec)
- G_t - debitul masic total în casetă (kg/sec)
- $G_r(i)$ - debitul masic relativ în subcanalul i
- $H(i)$ - entalpia agentului termic în subcanalul (i) (J/kg)
- L - lungimea încălzită (m)
- L_{ex} - lungimea extrapolată în distribuția axială a sursei de căldură (m)
- N - numărul de subcanale

- N_d - numărul de distanțiere în subcanal
- N_z - numărul de poziții axiale în care se dă distribuția sursei de căldură
- N_u - numărul Nusselt
- $q_S^{(i)}$ - fluxul de căldură la suprafața tecii în subcanalul i (W/m^2)
- q_{co} - fluxul de căldură mediat pe secțiunea transversală a casetei la cota $z = L/2$ (W/m^2)
- q_{cz} - fluxul de căldură mediat pe secțiunea transversală a casetei la cota z (W/m^2)
- q_{cm} - fluxul de căldură mediat spațial în casetă (W/m^2)
- Q_c - energia termică schimbată între subcanale (J/sec.)
- Q_{max} - cantitatea de căldură generată la poziția axială cu solicitare maximă.
- Q_o - căldura generată la cota $z = L/2$
- Q_z - căldura generată la cota z
Obs. Q_{max} , Q_o , Q_z au aceleași unități de măsură
- Q_{ln} - puterea liniară normalizată în raport cu aceea a barei cu încărcare maximă
- Q_{lz} - puterea liniară mediată axial pentru bara cu încărcare maximă (W/m)
- Q_m - cantitatea de mișcare schimbată între subcanale (kgm/sec^2)
- P_i - presiunea la intrarea în casetă (bar)
- P_e - presiunea la ieșirea din casetă (bar)
- $P_f^{(i)}$ - perimetrul încălzit în subcanalul i (m)
- $P_u^{(i)}$ - perimetrul udat în subcanalul i (m)
- $P_{\frac{1}{2}}$ - perimetrul încălzit al unei jumătăți de casetă hexagonală
- $p(i, j)$ - raportul dintre pasul rețelei de bare și diametrul barei
- R - raza barei de combustibil (m)
- R_c - raza pastilei de combustibil (m)
- R_e - numărul Reynolds
- R_o - distanța între centrul zonei active și centrul barei din casetă, cu solicitare maximă (m)
- $S(i)$ - secțiunea de curgere în subcanalul i (m^2)
- $T_a^{(i)}$ - temperatura medie a agentului termic în subcanalul i ($^{\circ}C$)
- T_c - temperatura în centrul barei cu solicitare maximă ($^{\circ}C$)
- $T_{ts}^{(i)}$ - temperatura suprafeței tecii în subcanalul i ($^{\circ}C$)
- T_{tm} - temperatura medie a tecii pentru bara cu solicitare maximă ($^{\circ}C$)
- $V(i)$ - viteza agentului termic în subcanalul i (m/sec)

- λ - descreșterea relativă de putere în lungul diagonalei hexagonului
- z - variabila axială (m)
- α - coeficientul de transfer de căldură teacă-agent termic ($\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)
- $\alpha(i, j)$ - coeficientul de amestec, între subcanale, a cantității de mișcare (m^2/sec)
- $\beta(i, j)$ - coeficientul de amestec a căldurii între subcanale (kg/msec)
- ξ - densitatea agentului termic (kg/m^3)
- φ_c - poziția circumferențială
- ε_p - difuzivitatea turbulentă a cantității de mișcare pentru transportul circumferențial (m^2/sec)
- $\gamma(i, j)$ - coeficientul de amestec pentru distanțier
- $\tau_p(i)$ - efortul tangențial la perete în subcanalul i (N/m^2)
- μ - vîscozitatea dinamică a agentului termic (kg/msec)
- β - rezistența termică de contact combustibil-teacă ($\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$)
- λ_a - conductivitatea termică a agentului termic ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)
- λ_c - conductivitatea termică a combustibilului ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)
- λ_t - conductivitatea termică a tecii ($\text{W/m}^\circ\text{C}$)

5. EXEMPLU DE CALCUL

Pentru ilustrarea posibilităților de calcul cu programul s-a efectuat un caz test asupra unei casete hexagonale cu 19 bare (Fig. 5) răcită cu sodiu.

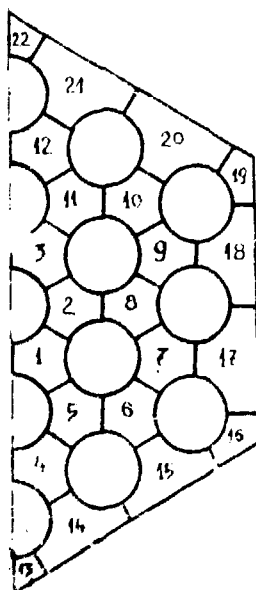


Fig. 5

Principalele date ale problemei sînt:

- diametrul interior al tecii: 5,2 mm
- diametrul barei: 6 mm
- pasul rețelei: 7,8 mm
- distanța perete-bază: 1,6 mm
- secțiunea totală a casetei: 11,6 cm²
- secțiunea de curgere: 6,24 cm²
- diagonala casetei: 42,29 mm
- lățimea casetei: 36,62 mm
- distanța între centrul zonei active și bara cu solicițare maximă: 0,7 m
- lungimea casetei: 1000 mm
- numărul distanțierelor: 5
- diametrul hidraulic: 0,5148 cm
- puterea liniară maximă: 420.10² W/m
- debit masic total: 1,9618 kg/sec
- presiunea la intrare: 6 bar
- temperatura la intrare: 400°C
- puterea totală în casetă: 0,4943 MWt
- puterea maximă liniară: 3,473.10⁴ W/m
- viteza agentului termic: 3,68 m/sec.
- factorul de flux axial: 0,82699
- Proprietățile fizice și termice

Materialul	Conductivitate termică W/m °C	Căldura specifică Ws/kg°C	Densitate Kg/mc	Viscozitate cinematică
Combustibil				
UO ₂	2.2	0,293.10 ³	10,4.10 ³	-
Teacă (SS)	21.0	0,502.10 ³	7,9.10 ³	-
Agent termic (sodiu)	71.2	1.26.10 ³	8.55.10 ²	0.8.10 ⁻⁴

Cîteva rezultate obținute cu RAP-3A pentru acest caz sînt prezentate prin curbele anexate.

In fig. 6 se prezintă variația axială de presiune în casetă.

In fig. 7 se prezintă variația axială a puterii liniare și temperaturii centrului barei cu încărcare maximă.

In fig. 8 se prezintă creșterea de entalpie în subcanalul (i) raportată la creșterea totală de entalpie în casetă pentru diferite secțiuni transversale în casetă.

In fig. 9 se prezintă variația axială a temperaturii medii în teacă și a temperaturii agentului termic în subcanalele 1, 4, 10 și 22 din fig. 5.

Timpul necesar de calcul pentru acest caz a fost de 5 minute pe calculatorul IBM 370/135.

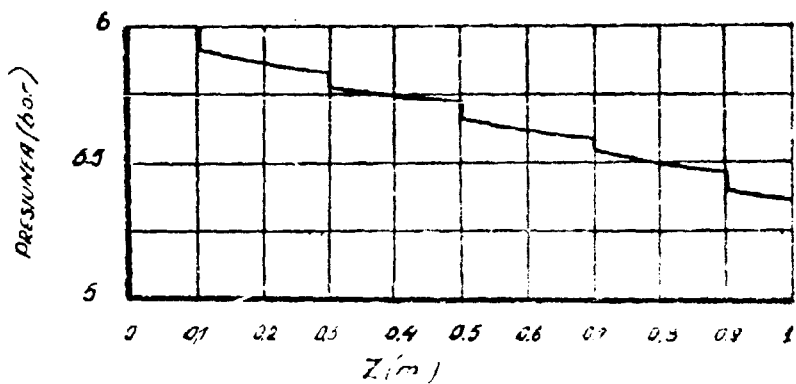


FIG.6. VARIATIA AXIALA A PRESIUNII
IN CASETA

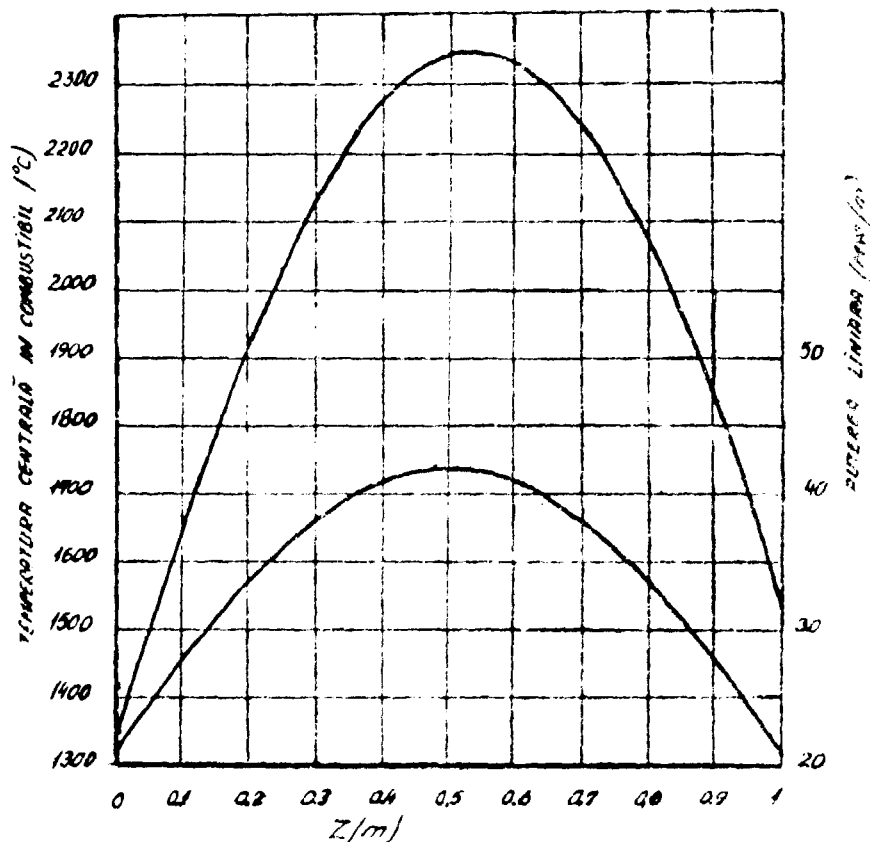


FIG.7 VARIATIA AXIALA A TEMPERATURII CENTRALE
IN COMBUSTIBIL SI A PUTERII LINIARE PENTRU BARD
CU INCARCARE MAXIMA

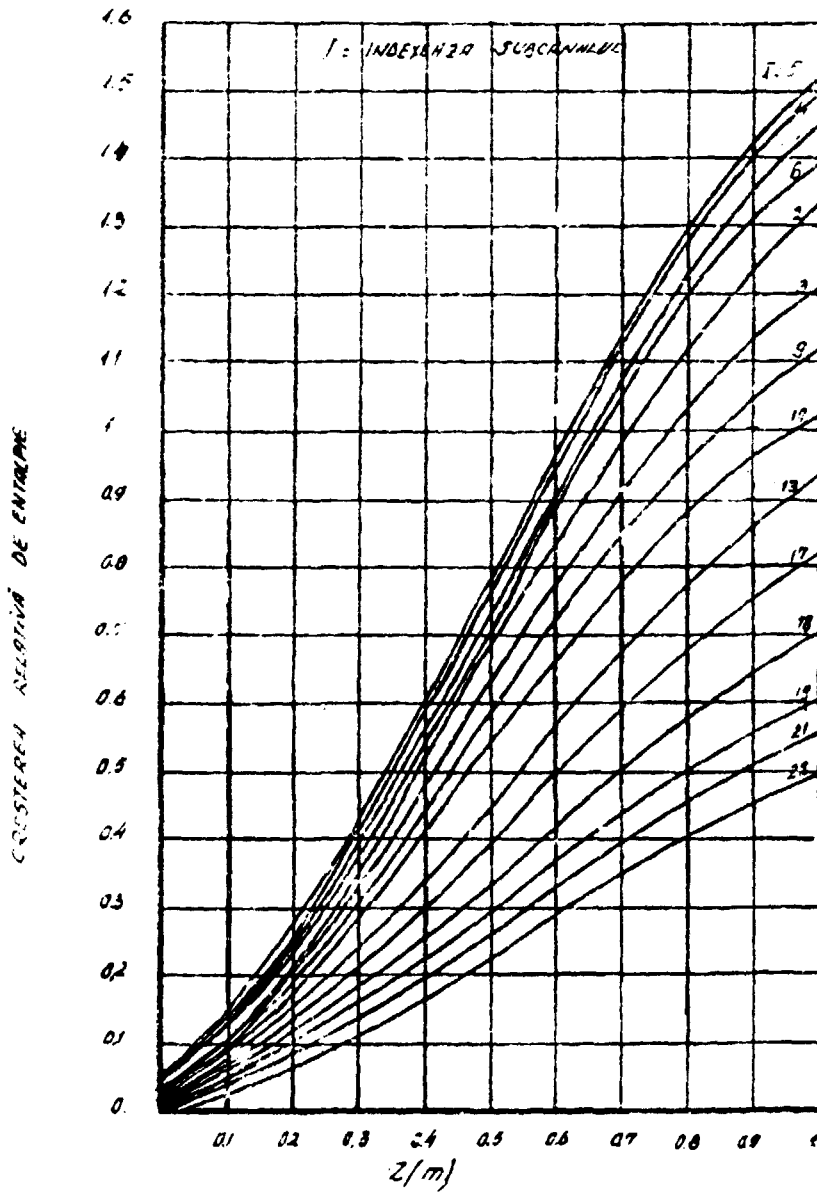


FIG.8. VARIATIA AXIALĂ A CREȘTERII RELATIVE DE ENTRARE IN SUBCANALUL (i)

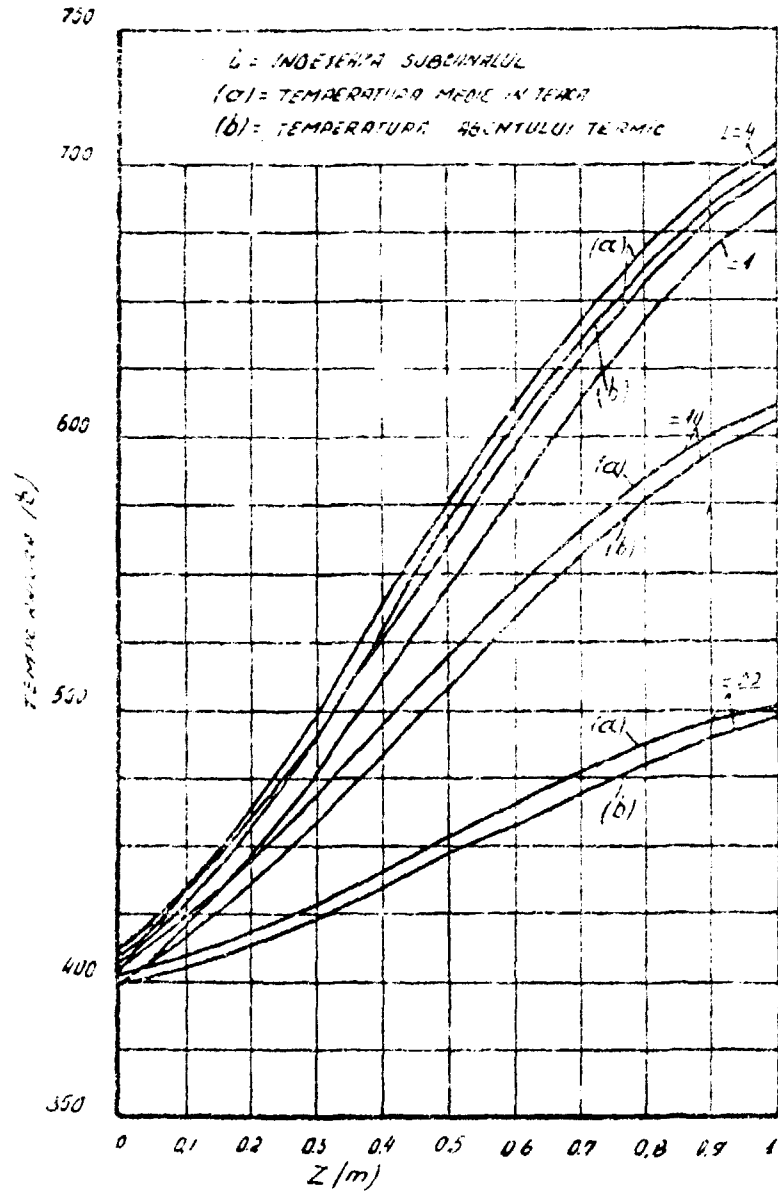


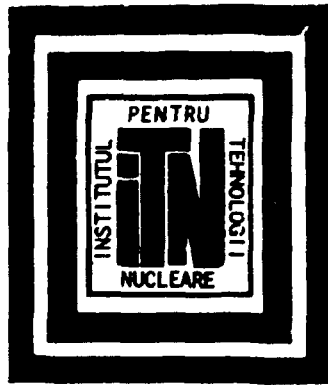
FIG. 9. DISTRIBUTIA ARIILOR DE TEMPERATURI IN TERCIA SI AGENTUL TERMIC PENTRU SUBCUTANALUL (i)

BIBLIOGRAFIE

1. R. Nijsing, W.Eifler, "HERA-1A, A heat transfer in rod assemblies", EUR 4905 e (1973)
2. V. Krell, "Analytical solution of flow and heat transfer in smooth and finned rods arrays with axial flow" ZIE-115 (1971), Plzen - Czechoslovakia
3. R. Nijsing, I.Gargantini, W.Eifler, "Analysis of fluid flow and heat transfer in a triangular array of parallel heat generating rods", Nuclear Engineering and Design, No.4, November 1966
4. R. Nijsing, W.Eifler, "Axially varying heat flux effects in tubes, flat ducts and widely spaced rod bundles cooled by a turbulent flow of liquid metal" Nuclear Engineering and Design, No. 3, Decembrie 1972
5. M.M.El - Wakil, " Nuclear Power Engineering" McGraw-Hill Book Company, Inc., 1962.

CSEEN

COMITETUL DE STAT PENTRU ENERGIA NUCLEARA



Pitești-Colibași • Telefon 12198 • Telex 18272