SIMULATION OF THE BEHAVIOUR OF CROSS FLOW HEAT EXCHANGERS

Nicolae BARA, Dragos TUTUNEA

S.C FRIGOTEHNICA S.A. București, Romania.

Abstract. Schimbătoarele de căldură au largă aplicabilitate în procesele de încălzire, topire, sublimare, fierbere, evaporare, condensare, răcire și solidificare. În această lucrare un model real de schimbător de căldură a fost modelat în Solidworks și apoi analizat cu un program cu elemente finite pentru a determina transferul de căldură. Sunt determinate cămpurile de temperatură, densitatea și distribuția de presiuni în interiorul schimbătorului de căldură.

Cuvinte cheie: schimbatoare de căldură, curgere încrucișată, simulare, analize termice.

Abstract. Heat exchangers have wide applications in processes of heating, melting, sublimation, boiling, evaporation, condensation, cooling and solidification. In this paper a real model of a heat exchanger was modeled in Solidworks and then is analzyed with a program with finite elements to determine the heat transfer. Are determined the temperature field, density, velocity and the pressure distribution in the interior of the heat exchanger.

Keywords: heat exchangers, cross flow, simulation, thermal analyses;

1. INTRODUCTION

The growth in the energy needs in Romania and developed nations and the anticipated explosion in third world country energy demands [1], coupled with increased awareness in protecting the environment, are expected to place heavy emphasis on energy conservation. In the case of thermal energy, a heat exchanger plays an important role especially due to the use of heat exchangers in almost any domain of activity. Heat exchangers are found in most chemical or mechanical systems.

Some of the more common applications are found inheating, ventilation and air conditionin g (HVAC) systems, radiators on internal comb ustion engines, boilers, condensers, and as preheaters or coolers in fluid systems.

A heat exchanger [2] can be defined as any device that transfers heat from one fluid to another or from or to a fluid and the environment. Whereas in direct contact heat exchangers, there is no intervening surface between fluids, in indirect contact heat exchangers, the customary definition pertains to a device that is employed in the transfer of heat between two fluids or between a surface and a fluid. Heat exchangers may be classified (Shah, 1981, or Mayinger, 1988) according to (1) transfer processes, (2) number of fluids, (3) construction, (4) heat transfer mechanisms, (5) surface compactness, (6) flow arrangement, (7) number of fluid passes, and (8) type of surface.

According to the researches [5], most lowtemperature heat recovery units employ curved or flat pate counter flow heat exchangers and crossflow eat exchangers. Shell-and-tube heat exchangers are used less frequently, mainly because of economic reasons. Corrosion is controlled by means of epoxy or phenolic coatings which limit the maximum allow able temperature to the range of 150 -450°F.

Basic idea of the heat exchanger [4] is to transfer heat from the hot fluid flow to the cold one. This phenomenon can be done with different equipment.

Flow sheet and key factors for this type of cross flow heat exchanger is presented in Figure 1. The high thermal conductivity of aluminium, combined with low density, makes it an ideal material for use in thermal management in the transport sector, especially automotive.

About 80% of all vehicles contain aluminium heat exchangers.



Fig.1. Flow sheet for the cross flow heat exchanger

2. HEAT EXCHANGER DESCRIPTION

The model of the heat exchanger was measured and the 3D model is created in Solidworks. Detailed dimension of the heat exchanger are presented in Fig. 2.



Fig.2. Model of Heat exchanger



Fig.3. Heat exchanger dimensions

As the experience of the heat exchanger industry has developed around the practice of nonmetallic cores, it is frequently asked if a heat exchanger from aluminum can have a good performance. The answer to this question lies in the basic relation for heat transfer in a heat exchanger, which in the effectiveness-NTU method takes the of

$$q = \mathcal{E}C_{\min}\left(T_{h,i} - T_{c,i}\right) \qquad (1)$$

where the subscripts h, c, and i stand for hot, cold, and inlet conditions, respectively, T represents temperature, $C_{min} = (mc_p)_{min}$ is the minimum heat capacity rate, in which m is mass flow rate, cp is specific heat capacity at constant pressure, and

$$\varepsilon = f(NTU, C_{\min} / C_{\max}) \qquad (2)$$

is the effectiveness of the exchanger given by a function of two parameters, the ratio of the minimum to the maximum heat capacity rates, C_{min}/C_{max} and the max number of transfer units NTU = UA/C_{min}, in which U is the overall heat transfer coefficient and A is the transfer area. Because the majority of the heat exchangers are done of aluminium alloys we choose for the simulation a 2013 Aluminium Alloy with the fallowing mechanical and thermal carachteristics.

Properties of 2013 Aluminum Alloys					
Description	Property	Value	Units		
Elastic	EX	744392.8355	kgf/cm ²		
Modulus					
Poisson's	NUXY	0.33	NA		
ratio					
Shear	GXY	285520.5396	kgf/cm ²		
modulus					
Mass	DENS	0.0028	kgf/cm ³		
density					
Tensile	SIGXT	1687.069489	kgf/cm ²		
strength					
Yield	SIGYL	984.1260777	kgf/cm ²		
strength	D				
Thermal	ALPX	2.3e-005	Centigrade		
expansion					
Thermal	KX	0.3824091778	Cal/(c.m.s.		
conductivity			C)		
Specific	С	229.4455067	Cal/(kg/C)		
heat					

Tabel 1

3. MODEL ANALYSIS

The 3D model is transferred into finite element software for simulation. In the figure below are presented the initial condition for methanol and water. The results of the finite element simulations are given in the charts below.



Fig. 4. Initial condition for heat exchanger



Fig. 5. Fluid density field



Fig. 6. Fluid density field



Fig. 7. Pressure distribution in the heat exchanger



Fig. 8. Temperature field in different section of the heat exchanger



Fig. 9. Temperature field in different section of the heat exchanger



Fig. 10. Temperature field in different section of the heat exchanger



Fig. 13. Temperature field in different section of the heat exchanger



Fig. 11. Temperature field in different section of the heat exchanger



Fig. 12. Temperature field in different section of the heat exchanger

4. DISCUSSION OF THE RESULTS

In real experiments we not are able to use working different condition for heat exchangers and for this reason the finite element simulation give us information about the heat transfer in the heat exchangers. We see that in the area where water enter in the heat exchanger the heat transfer is the biggest and the hot methanol reaches a medium temperature around $25-30^{\circ}$ C. In the bottom part of the heat exchanger due to the fact that cold water take much part of the heat from the superior part the heat transfer has a small value.



Fig. 14. Simulation results

5. CONCLUSION

The element finite simulation in this paper gives us valuable information about the heat transfer done between two fluids in an aluminum heat exchanger. The cross flow heat transfer in the heat exchanger is analyzed in multiple sections. The data obtained in this simulation have close value compared with real condition.

REFERENCES

- [1] Anastas Lazaridis, Efstathios Rafailidis, A Plastic Core Compact Heat Exchanger For Energy Conservation
- [2] R. Grigore, V.Dragusanu, G.Lazaroiu, S.Popa, Study Regarding Simulation and Modelling of Steam Condenser, MOCM -14, Volume 1, 2008, pp. 121-126.
- [3] *** COSMOS/Flow Technical Reference
- [4] A. Badea, H. Necula, M. Stan, L. Ionescu, P. Blaga., G.Darie, Echipamente şi instalaţii termice, Editura Tehnică, Bucureşti, 2003
- [5] G. Lazaroiu, Sisteme de programare pentru modelare si simulare, Editura Politehnica Press, Bucuresti, 2005.

MODELING WITH FINITE ELEMENT METHOD THE CONVECTIVE HEAT TRANSFER IN CIVIL BUILDING EPS INSULATED WALLS

Madalina CALBUREANU, Raluca MALCIU, Dragos TUTUNEA, Alexandru DIMA

UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA, FACULTATEA DE MECANICA, Romania.

Rezumat. Lucrarea prezintă analiza transferului de căldură convectiv în lungul pereților unei locuințe protejată termic cu polistiren. În prima parte se face o evaluare a tipurilor de protecție termică folosite în mod curent la locuințe. Se realizează o simulare folosind un model real al unei case existente folosindu-se programul Solidworks. Se realizează analiza termică cu element finit a transferului termic convectiv după ce au fost inserate condiții inițiale de lucru. Rezultatele obținute indică problemele ce apar în interiorul zidului de cărămidă și anume apariția punctului de rouă. Cercetări viitoare vor rezolva și această problemă. **Cuvinte cheie**: transfer de căldură convectiv, modelare cu element finit

Abstract. In this paper we present the analysis of convective heat transfer in the walls of a house insulated with polystyrene. In the first part we make an evaluation of the insulation that is currently used in the houses. We start the simulation using a real model of a house and than we make the model in Solidworks 2009. We run the model in Solidworks Thermal study after we insert the initial conditions. We notice that the obtained results indicate a problem which occurs inside the brick, the dew-point appearance. Further investigations must be made to solve this problem.

Keywords: convective heat transfer, finite element modeling.

1. INTRODUCTION

Thermal insulation normally has the greatest relative significance for heat loss in new buildings. When the insulation is very thick, thermal bridges have a great relative significance for the total heat loss. In new buildings low temperatures occur mostly around windows and at penetrations for services. In existing buildings there are a number of problems at present due to a level of humidity that is too high in relation to moisture production, air change rate and the class of thermal bridge. If the surface temperatures were higher, these problems would be more limited in scope.

Thermal insulated walls are crossed from the outside to inside by:

- A heat flow caused by the difference of temperatures;

- A flow of moisture, as water vapor, determined by the difference between the partial pressures of water vapor in moist air from both sides of the walls.

The insulating properties of the materials will get worse, if moisture vapor condenses while crossing the layer of thermal insulation. This effect will be further amplified if freezing occurs in the condensed moisture, which is very probably when the temperatures are negative on the cold insulation front. It becomes obvious in these circumstances that it is important to check the condensing inside the insulation and to action in order to eliminate the condensation danger.

Condensing checking inside insulation layer is realized in several phases as follows:

- Plot the variation of p", the water vapor saturation pressure inside insulation, dependent on local temperature variation. It is considered that the temperature varies linearly in the layer of insulating material.

- Plot the variation of p ', the water vapor partial pressure inside the insulation, considering that it varies linearly in the layer of insulating material.

- Comparing the two curves, two situations are possible:

a) If the two curves do not intersect and p'' > p' in any section, then there is no danger of condensation within the insulation layer;

b) If the two curves intersect, i.e. there are sections where p"<p', then in that area, called the condensation zone, the moisture condensation and all its negative effects will appear.



Fig. 1. The variations of temperature, of the moisture vapor saturation pressure p" and of their partial pressure p' inside a wall provided with thermal insulation

The dew point temperature is defined as the temperature at which the air becomes saturated with water vapor, when the air is cooled by removing sensible heat. It is very important because it is directly related to the amount of water vapor in the air and it can be used to determine other variables (e.g., vapor pressure, relative humidity, wet bulb temperature and vapor pressure deficit).

In addition, the dew point measured during night time is often a good approximation for the minimum temperature of next morning.

The dew-point in brick cladding is typically in the interior of the cladding, increasing the chance of the condensing the moisture within the wall, possibly freezing and causing damage.

The thermal bridges occur around the windows due the bad insulation with EPS in those areas. The EPS is a recyclable product, with a long lifehaving a stable thermal resistance value, typically above 3 K•m²/W. Its ex-posure to sun will deteriorate the product, solvents or solvent based materials attack it irreversible and temperatures above 74°C or 165°F will melt it. Its incompatibility with certain thermoplastics and inflammability transform its existence and utilization into a permanent debate

2. MODELLING HOUSE WALLS WITH FINITE ELEMENT METHOD

As physical model for finite element analysis we use the window of a residential house from Craiova, Romania. The real conditions of building wall execution were used as input data for heat transfer analysis. So, it was considered as follows:

the internal temperature 20[0C], the external temperature -15[0C], the interior convection coefficient $\alpha i = 7$ [W/m2K], the exterior convection coefficient $\alpha e = 17 [W/m2K]$.

Table 1 presents the main dimensions and the material properties for the layers - external plaster including decorative paint, expanded polystyrene, Porotherm brick and interior plaster including paint.

	Dim	ension	s and 1	naterial p	oroperti	es for	layers
No.	Materials	Width [mm]	Height [mm]	Thermal conductivity [W/mK]	Thickness [m]	Mass Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kgK]
1	Plaster exterior	3000	2500	0,93	0,02	1800	840
2	Expanded Polystyre ne EPS 20	3000	2500	0,029	0,05	30	1460
3	Portherm Brick	3000	2500	0,8	0,2	1300	870
4	Plaster interior	3000	2500	0,93	0,02	1800	840
5	Glass	1360	860	0,74976	0,004	2457,6	834,61
6	Air	1360	860	0,027	0,004	1,1	1000
7	PVC	1500	1000	0,147	0,07	1300	1355

Table 1

The red frame from the picture of the house (Fig. 2) includes the part of the wall analyzed with the finite element method, using SOLIDWORKS.

The Fig. 3 shows the meshed building wall and all the layers including the window and the model of the building wall in Solidworks programming environment is presented in Fig. 4.

The temperature map in all the layers of the wall was obtained as revealed by Fig. 5.



Fig. 2. The residential house used as real model



Fig. 3. Building wall meshed



Fig. 4. The building wall



Fig. 5. The temperature map in all

3. EXPERIMENTAL DATA

Using SOLIDWORKS 2009 programming environment for the finite element analysis, the thermal results are presented in the next pictures. The used mathematical models give us the results from the next SOLIDWORKS panels.

The apparition of the dew-point in the interior of the brick is presented in Figure 6. This is a very bad situation for the chemical and mechanical stability of the material, when the problem is for long time (four-five month per year). The dew-point appears in interior of the brick in node 6424 (x = 642.29, y = -1083, z = -337.82).

It was noticed that the 14° C temperature is obtained for the 1884-1891 nodes (z = - 333.82) inside the brick. Figure 7 presents the thermal bridges around the windows with big differences of temperature because of the bad building technology.

The resultant gradient of temperature map in the wall is presented in Fig. 8 and the resultant heat flux on Z axis in the wall in Fig. 9



Fig. 6. The dew-point appears in interior of the brick in node 6424 (x=642.29, y=-1083, z=-337.82)



Fig. 7. The thermal bridge around the interior windows



Fig. 8. The resultant gradient of temperature map



Fig. 9. The resulting heat flux on z axis

The separation between the layers of the wall (brick, EPS insulation, exterior and interior plaster)

and the temperature distribution are presented in Fig. 10. Table 2 presents the resultant heating flux distribution per node on X, Y and Z direction and the distribution of the heat flux with the corresponding node coordinates are shown in Table 3. Table 4 presents the node coordinates and the corresponding temperature gradient. The transversal plane where the dew-point occurs (interior of the brick) is represented in Fig. 11. Around the window, the thermal bridge leads to the map presented in Fig. 12, for example in the plane determined by (-150, 14°, 57°). The section through the wall including the window shows the thermal heat flux distribution as Fig.13 presents.



Fig. 10. The separation line between the wall layers and the temperature distribution



Fig. 11. The transversal plane where the dew-point occurs (interior of the brick)

	Table 2
The resultant heating flux distribut	ion per node

Node	HFLUXX	HFLUXY	HFLUXZ	HFLUXN
1	1.08331e+000	5.04996e+000	1.49503e+002	1.49592e+002
2	-4.15171e-005	4.64487e+000	1.49569e+002	1.49641e+002
3	3.59438e-005	4.09991e+000	1.49580e+002	1.49636e+002
4	1.21351e-004	4.09944e+000	1.49564e+002	1.49620e+002
5	-1.43984e+000	4.09718e+000	1.49524e+002	1.49587e+002
6	-5.39643e+000	2.04747e+000	1.49484e+002	1.49595e+002
7	-6.47271e+000	-2.00077e-003	1.49462e+002	1.49602e+002

Table	3
	Table

	Node cool	rdinates an	id correspo	onding heat flux
Node	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	HFLUXN (W/m^2)
6997	294.539	1160.68	-507.705	5.00674e+002
7001	440.495	1157.2	-500.446	4.94665e+002
6947	1028.71	-113.144	-503.961	4.90309e+002
6918	1031.22	936.392	-502.262	4.83897e+002
7008	736.304	1164.33	-503.942	4.83185e+002
7086	-60.7218	-55.1474	-512.288	4.79583e+002
6939	1032.34	174.952	-502.748	4.79200e+002
1544	57.4487	-380.748	-537.817	4.78588e+002
1491	914.591	-380.748	-537.817	4.78346e+002
6931	1032.34	476.078	-502.75	4.77876e+002
6954	935.996	-425.232	-505.456	4.77778e+002
6943	1031.58	18.9316	-501.437	4.76650e+002
6935	1032.42	331.436	-501.888	4.76283e+002

Table 4 Node coordinates and corresponding temperature

				gradient
Node	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	GRADN (K/m)
1076	596.411	827.156	-532.438	5.54242e+003
1226	541.216	938.204	-533.127	5.54240e+003
1227	612.882	938.204	-533.127	5.54239e+003
1078	612.882	824.871	-533.127	5.54233e+003
1090	291.809	-64.8552	-532.701	5.54232e+003
1113	701.02	747.029	-530.817	5.54232e+003
1098	612.882	824.871	-530.128	5.54232e+003
1079	541.216	824.871	-533.127	5.54232e+003



Fig. 12. The resultant heat flux in the plane (-150.00, 14° , 57°)



Fig. 13. Section with the resulting heat flux

The most important results show that:

- Thermal bridges around the windows (except the panes) give the largest individual contribution (31.48%).

- The heat loss from the external walls junctions is in the low end (1.3%).

- The heat loss through the windows gives the biggest contribution to the total heat loss.

- In older Romanian buildings (high value) with average thermal bridges the proportion of heat loss from thermal bridges for both building types is 19.

- With a modern Romanian insulation standard (medium value), but unchanged (medium value) thermal bridges, their contribution will rise to 30.32%. This contribution will be 58% with heavy thermal bridges (high value) and reduced to 13% with minimum thermal bridges.

- In low energy buildings (low value) with average thermal bridges the proportion of heat loss from thermal bridges for both building types is 48.51%. With a modern insulation standard (medium value) but unchanged thermal bridges, their contribution will amount to 30.32%.

It is evident that it is important to assess linear thermal bridges where there are a lot of these around windows and along horizontal lines, while the contribution due to external vertical edges on walls is normally moderate.

4. CONCLUSIONS

The important conclusion is that the EPS insulation has to be thicker than 5 cm at least 8 cm in order to influence the dew-point migration from exterior of the brick to inside EPS cladding for better execution and exploitation. For a winter in Southern East Europe such in Craiova, Romania,

where the medium temperature is -10° , the negative influence of the dew-point occurring in the brick wall is maintained for 4 months annually.

Even the high quality of the Porotherm brick as humidity resistance, the negative effects will appear in time. It is necessary to ensure that relative humidity in the room is sufficiently low, in order to avoid condensation in buildings with severe thermal bridges. This is achieved by making sure that moisture production is low and there is a sufficiently large rate of air change. In the case of supplementary insulation on the interior wall side, there may also be a risk that the air change rate has to be increased; this may lead to increased energy consumption.

REFERENCES

- J. Mohelníková, O. Mišák "Energy Rating Concept and Retrofit of Building Envelopes" in Proceedings of the 5th WSEAS International Conference on Environment, Ecosystems and Development, Venice, Italy, November 20-22, 2006 pp148-152.
- [2] V. Bukarica, Z. Tomsic, Energy efficiency in Croatian residence and service sector – analysis of potentials, barriers and policy instruments, 3rd IASME/WSEAS Int. Conf. on Energy & Environment, University of Cambridge, UK, February 23-25, 2008, pp 61-66.
- [3] J. Duffie, W.A. Beckmann, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [4] F.P. Incropera, D.P. Witt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Willey □ □Sons, New York 1996.
- [5] OPET CR Thermal bridges in residential buildings in Denmark, Brno, 2002

OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A TUBULUI RADIANT LINIAR PRIN MONTAJ ÎN SISTEM U

Ioan CĂLDARE

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA, Brașov, România

Rezumat: Tuburile radiante montate în sistem U reprezintă o soluție constructivă, care reduce gradul de ne uniformitate a temperaturii peretelui tubului radiant, cu influente pozitive asupra criteriului de confort care cuantifică distribuția temperaturii medii de radiație în planul de captare a radiației termice.

Cuvinte cheie: tub radiant, radiație termică, gaze de ardere, flux termic, temperatura peretelui

Abstract: U-system radiant tubes are a constructive solution that reduces the non-uniform temperature of radiant tube surface which has positive influence on the comfort criteria which quantifies the distribution of the medium radiated temperature on the radiated thermal surface.

Keywords: radiant tube, thermal radiation , flue gas , heat flux, wall temperature

1. INTRODUCERE

Tuburile radiante liniare au o ne uniformitate mare de flux radiant în lungul tubului datorită temperaturii variate puternic de la capătul de intrare (arzător) la capătul de ieșire (exhaustor).



Fig.1 Temperatura gazelor de ardere în lungul tubului funcție de lungimea flăcării pentru tubul liniar

Un calcul efectuat cu programul TEMPTUB arată variația de temperatură prezentată în diagramele din figura 1, în condițiile în care se iau ca parametrii lungimea tubului și lungimea flăcării.



Fig.2 Temperatura peretelui tubului radiant în lungul tubului funcție de lungimea flăcării pentru tubul liniar

Montajul tubului în sistem U aduce zona finală de temperatură joasă a tubului în dreptul zonei inițiale de temperatură ridicată.

De exemplu, pentru un tub cu lungime totală de 12 m, adus la lungimea de 6 m prin pliere în formă de U, se va obține un spectru de temperaturi prezentat în diagramele figura 3, în condițiile în care tuburile au reflectoare separate.

Sistemul de temperaturi din figura 3 este deci corect dacă tuburile, pe circulație directă și pe circulație inversă, ar fi independente, ca în figura 4. În realitate, cele două tuburi sunt în același corp reflector și deci acționează cu o radiație reciprocă între ele, așa cum este prezentat în figura 5.

Radiația separată a celor două tuburi cu reflectoare independente și radiația reciprocă a

celor două tuburi, în cadrul aceluiași reflector este prezentată în figura 6.

Se remarcă zona relativ mare în care tuburile se radiază reciproc și radiația nu ajunge pe planul util de radiație. Apare de asemenea explicarea fenomenului fizic datorită căruia temperatura gazelor și implicit a peretelui tubului radiant de întoarcere sunt mai mari decât dacă tuburile ar fi separate.





Fig.3. Spectrul de temperaturi pentru tubul în forma de U



Fig.4. Tuburile, pe circulație directă și pe circulație inversă, independente



Fig.5. Tuburile, pe circulație directă și pe și pe circulație inversă, în același reflector



Fig.6 Radiația separată a celor două tuburi cu reflectoare independente și radiația reciprocă a celor două tuburi, în cadrul aceluiași reflector

2. ANALIZA ANALITICA

Analiza analitică a fenomenului complex de interdependențe, la radiația reciprocă a tuburilor între ele, în cadrul aceluiași corp reflector, este deosebit de complicat de elaborat. O metodă exactă dar mai simplă este aceea de a desfășura calculul prin aproximații succesive, ceea ce este posibil cu un program de calcul computerizat.

Schema logică a programul RAD2REC, elaborat pentru studiul tuburilor radiante cu întoarcere, cuprinse în același reflector, este prezentată în schema figura 7. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVĂ A TUBULUI RADIANT LINIAR PRIN MONTAJ ÎN SISTEM U





Fig. 7. Schema logică a programul RAD2REC

Pentru exemplificare s-au efectuat calcule cu programul RAD2REC pentru o situație cu aplicație reală : tubul radiant pliat în formă de U sub un reflector comun, cu lungimea de 6 m, cu diferite lungimi de flacără variind între 0.5 și 2 m. Calculele privind temperatura gazelor de ardere în interiorul tubului radiant sunt prezentate în figura 8 și 9. Cu linie plină sunt curbele de temperaturi corectate cu calculele de radiație reciprocă, cu linie punctată sunt curbele de temperaturi dacă nu se ține seama de radiația reciprocă a ramurilor de tub radiant.



Fig.8 Temperatura gazelor de ardere la la tuburi montate U în același reflector



Fig.9 Diferența de temperaturi datorită radiației reciproce a tuburilor din același reflactor

Calculele privind temperatura peretelui tubului radiant pliat sub formă de U sub același reflector, precum și diferențele de temperatură care apar datorită radiației reciproce a ramurilor tubului sunt prezentate în fig. 10 și 11.



Fig 10 Temperatura peretelui la a tuburi montate U în același reflector



Fig.11 Diferența de temperaturi datorită radiației reciproce a tuburilor din același reflactor

Cu linie plină sunt curbele de temperaturi corectate cu calculele de radiație reciprocă, cu linie punctată sunt curbele de temperaturi dacă nu se ține seama de radiația reciprocă a ramurilor de tub radiant.

3. CONCLUZII

Analiza rezultatelor calculelor efectuate privind influența asupra temperaturii gazelor de ardere și a temperaturii peretelui tubului radiant a montajului sub același reflector a celor două ramuri ale tubului radiant pliat sub formă de U conduc la o serie de concluzii deosebit de interesante.

O primă concluzie este aceia că radiația reciprocă a ramurilor tubului radiant duce la o creștere semnificativă a temperaturilor, atât a gazelor de ardere cât și a peretelui tubului radiant, ca urmare a faptului că radiația reciprocă între tuburi ecranează o parte din radiația care altfel ar ajunge pe planul utilizator, așa cum s-a arătat în figura 6.

Diferențele de temperaturi pentru peretele tubului radiant sunt mai mari pentru zonele de început ale tubului radiant, atingând valori de 70 – 100 K pentru lungimi de flacără cuprinse între 0,5 și 2 m, dar spre zonele de sfârșit ale tubului diferențele devin mult mai mici, de ordinul 30 K.

Diferențele de temperaturi pentru gazele de ardere din interiorul tubului radiant sunt mai mari decât diferențele de temperaturi ale peretelui tuburilor radiante, pentru zonele de început ale tubului radiant, atingând valori de 90 – 150 K pentru lungimi de flacără cuprinse între 0,5 și 2 m, dar spre zonele de sfârșit ale tubului diferențele devin mult mai mici, de ordinul 30 K.

Uniformizarea fluxurilor de căldură receptate de planul utilizator se datorează în special unui regim mai ridicat de temperaturi ale tubului radiant, ceea ce face ca în ansamblu fluxul de căldură receptat să fie mai intens; nu trebuie omis totuși dezavantajul implicat, acela că randamentul tubului radiant se micșorează.

La un calcul estimativ, ridicarea temperaturii gazelor de ardere la evacuare de cca. 30 K , practic independent de condițiile inițiale de ardere, așa cum apare în fig. 9, duce la o scădere a randamentului sistemului cu cca. 2%. Se poate aprecia totuși că scăderea de randament este acceptabilă dacă se ține seama de simplificarea substanțială a construcției prin aplicarea unui reflector comun în loc de două reflectoare separate (fig. 6).

În concluzie, pentru calculul sistemelor radiante de încălzire, dacă se urmărește un calcul riguros, el trebuie efectuat cu o metodică de calcul care ține seama de radiația reciprocă a ramurilor de tub radiant aflate sub același reflector, conform schemei logice a programului RAD2REC . Dacă se efectuează calculele cu indici practici globali, trebuie să se aplice o corecție de scădere a randamentului și de creștere a fluxului radiat pentru cazurile în care tubul radiant are două ramuri, sub formă de U, sub același reflector.

BIBLIOGRAFIE

[1] Ioan Căldare - *Contribuții la studiul încălzirii cu tuburi radiante*, Teza de doctorat, 2005, Cluj Napoca.

STUDIES CONCERNING THERMAL PHENOMENA IN DRYING SEEDS ON FLUID BED

Corina CERNĂIANU, Marin BICĂ, Dragoş TUTUNEA, Eugenia STĂNCUŢ, Alexandru DIMA

UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania.

Abstract. This paper presents the thermal phenomena analysis performed in the process of drying grain and crop seeds, inside the chamber of a drying plant with double energy source, electrothermal and solar. It has been simulated the drying fluid flow in relation to the temperature, velocity, density and pressure inside the grain seeds drying chamber.

Keywords: temperature, drying, pressure, velocity, fluid.

Rezumat. În această lucrare se prezintă analiza fenomenelor termice desfășurate în timpul procesului de uscare a semințelor de cereale și plante tehnice, în incinta de uscare a unei instalații de uscare cu dublă sursă de energie, electrotermică și solară. S-a analizat prin simulare curgerea fluidului de uscare privind temperatura, viteza, densitatea și presiunea din incinta de uscare a semințelor de cereale.

Cuvinte cheie: temperatură, uscare, presiune, viteză, fluid.

1. INTRODUCTION

Drying processes play an important role in thermal processing of materials, and in ensuring the appropiate storage conditions for agricultural products.

Thermal drying facilities are large consumers of electricity or heat and thus have a significant share in the energy balance of enterprises in food industry, light industry, chemical industry, or agriculture establishments.

Judicious choice of solutions for drying materials, as well as rational design of drying installations contribute to a significant reduction in investment and consumptions of energy or fuel, which justifies the interest of specialists for the design and implementation of highly efficient plants in the technological process and superiors technical-economic indices.

To know thoroughly the phenomena about the behavior of moist materials in the desiccants by convection or radiation, it is needed theoretical and experimental research to highlight the influence of specific parameters such as:

- the temperature inside the drying chamber;

- relative humidity of the drying agent;

- equilibrium moisture content of the materials submitted to drying;

- The velocity of the drying agent.

Based on the knowledge of these parameters, which influence decisively the drying technology, it is possible to made an adequate optimization of the process that leads to the determination of the optimum duration of drying and minimal power consumption.

For this, by experimental measurements are obtained a series of drying curves, which show the humidity and temperature variation over time of the material.

Using a model plant for drying, with dual power, electrothermal and solar, a series of research on drying cereal grains (wheat, corn), plant oil (sunflower) and pumpkin, have been made.

To obtain experimental results as near possible to the theoretical optimal values was made an analysis of thermal phenomena on the equilibrium temperature of the layer in the box of seed drying, and heat gain inside the box through the air inlet hot air from the pack with rocks. The study of thermal phenomena and drying fluid flow were performed using computational facilities as finite element analysis.

1.1. Temperature Of The Drying Agent

The temperature of the drying agent is tightly connected to the heating temperature of the accepted material. At a continuous action of the drying agent on the layer of material, its temperature will be nearest as size, or approx. $10 \dots 20^{9}$ C less than the accepted heating temperature of grain, while they will be dry until moisture conditioning.

At the periodic drying action, with short intervals of drying agent over grain, its temperature can exceed the beginning of the process the material temperature, approx. $40 \dots 50^{0}$ C.

For the drying agent, heated air or air-gas mixture can be used, which reduces consumption of fuel and heat and simplifies the construction of heat generators for the drying plant.

For increasing the cereals drying temperature it's necessary to accelerate the drying process. The drying process will be most effective, as the drying temperature will be higher, but not to be exceeded certain maximum, for not decreasing the product quality and power of germination.



Fig.1 . Temperature equilibrium curves

The graph of the Figure 1 shows the equilibrium curves and areas where the grain of wheat does not come into fermentation and how it can conserve power of germination.

In the case of high humidity $(30.2 \dots 30.9\%)$ the heating temperature should not exceed approx. 45^{0} C for germination to maintain power to the maximum. At low humidity $(13.6 \dots 14.5\%)$ wheat grains can be heated to a temperature of approx. 65^{0} C without decreasing the power of germination.

2. STUDY OF HEAT FIELD

To obtain experimental results near to the theoretical optimal values, a thermal analysis has been made regarding the seeds equilibrium temperature in the drying chamber. Also an analysis for the heat entering the chamber from the thermal energy source has been made.

The temperature on three sides, corresponding orifices by which hot air enters under the layer the seed is 61.7 ^oC, and on the fourth side, corresponding cooled air of the exhaust outlet is approx. 30 ^oC.



Fig.2. The temperature variation in the drying box

Diagram of temperature variation of equilibrium in the layer of seeds subjected to drying can be seen in Figure 2.



Fig.3. The variation of the equilibrium temperature in the seeds layer subjected to drying

Nonstationary thermal field θ (x, t) semi space x> 0, without heat sources inside the box of seed drying, presented in Figure 4, is characterized by thermal conduction properties: thermal conductivity λ , density ρ and specific heat c, satisfy Fourier's equation:

$$\frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \qquad (1)$$



Fig. 4 - Nonstationary thermal field inside the drying box

with the initial conditions and the limits given in:

 $\theta(x,0) = 0, \quad \text{for } x > 0;$ $\theta(0,t) = \theta_0, \quad \text{for } t > 0; \quad (2)$ $\theta(\infty,t) = finite, \text{ for } t > 0.$

The solution of Eq. (1) is given by Eq. (3).

$$\theta(x,t) = \theta_0 \operatorname{erfc}\left\{\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right\}$$
 (3)

where erfc(z) is the complementary error function. The specific heat flux at the surface level of the base board provided with openings for the penetration of heat, at the distance x = 0, is:

$$p_s = \frac{\lambda \theta_0}{\sqrt{\pi \alpha t}} \tag{4}$$

The heat entering the semispace of the drying box, in the x direction, per area unit, in the time interval (0, t) is calculated by Eq.(5).

$$Q(t) = \int_{0}^{t} p_{s}(t) dt = \frac{\lambda \theta_{0}}{\sqrt{\pi \alpha}} 2\sqrt{t} \qquad (5)$$
$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$$

where:

Based on the evidence presented by modeling the heat transfer and drying processes it was used a can use a program to assess:

 function θ(x) at moments of time t₁=1, t₂=5, t₃=20, t₄=60, t₅=120 and t₆=240 s;
 function θ(x) at coordinates: x₁=1 mm, x₂=2 mm, x₃=5 mm şi x₄=10 mm;

- 3. specific heat flow, $p_s(t)$;
- heat diffused in semispace, at x = 0 Q(t), with the numerical data characteristics of wheat seeds:

 $\lambda = 0,1976 \div 0,3023$ W/m $^{\circ}C$,

 $\rho = 768 \text{ kg/m}^3$, c=2051,3 J/kg $^{\circ}C$

and the temperature that the base slab of the drying box reaches under the influence of hot air coming through the holes is $\theta_0 = 61,7$ °C.

The graphic results of the analysis are shown in figures 5, 6, 7 and 8. The analysis of heat penetration semispatiul uniform the layer of dry seeds in the box, is observed that in the case the spatial variation of temperature, depending on the time elapsed between the start of drying, occurs lowering the temperature, from the maximum value 61.7 $^{\circ}$ C to around the one outlet of the air cooled and moist, about 30 $^{\circ}$ C.



Fig.5. Spatial variation of temperature



Fig.5 . Variation temperature in time



Fig.6. Variation specific heat flow



Fig.7. Variation of heat in semi space

As the distance from the inlet of hot air increases occurs lowering the air temperature, so that the seed layer surface, between 10 and 20 mm, be reach values of 48 to 53° C. Similarly, and temperature of hot air varies during the drying procedure depending on the distance from the inlet to the seed layer surface, so that after a period of two hours, after which period shall be considered completed drying process, the temperature increase to a value close to the maximum temperature 61.7 $^{\circ}$ C.

For a layer of 3 until 4 mm, the temperature increases more pronounced, with values of $57 \div 58$ ^oC, and for thickest layers, for 8 to 10 mm, the temperature touch values less and $52 \div 54$ ^oC, sufficient to dry seed be produced according to the requirements of this process.

Regarding the thermal flow p_s corresponding deployment a drying process for up to 2 hours, one can say that it decreases, with increasing temperature in the layer of seeds until favorable values of the optimum process performance.

Regarding the heat distributed in semispace of layer of seeds found in the box drying, it is found that it increased to a value of about 4×10^6 at the end of drying time, considered optimal for 2 hours.

3. SPEED FLUID DRY

To calculate the airflow required flow rate drying, introduced by ventilator in drying box, is started from the speed which it is circulated in the tubulature system.

For this, the plant is equipped with a Pitot-Prandtl measurement system, by its own construction, whose be determines the dynamic pressure P_d .

The dynamic pressure P_d has value:

$$P_d = P_2 - P_1 = \rho_{lichid} \cdot g \cdot h = \gamma_{lichid} \cdot h \quad (6)$$

Velocity is:

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot P_d}{\rho_{aer}}} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{aer}}} \cdot P_d = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{aer}}} \cdot (P_2 - P_1) = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{aer}}} \cdot \rho_{lichid} \cdot g \cdot h = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_{aer}}} \cdot \gamma_{lichid} \cdot h$$
(7)

where: P_d is dynamic pressure;

g – acceleration due to gravity;

 P_1 , P_2 – total and static pressure, determined by a U-tube manometer connected at two doses of composition of the Pitot-Prandtl transducer;

 ρ_{lichid} –density of the liquid in the manometer tube (in case of equipment - water);

h –difference level between those two branches of U-tube;

 γ_{lichid} –the specific weight of liquid (water);

 γ_{aer} –the specific weight of air.

For the calculation of necessary values of speed is considered the known values:

- $\gamma_{apa} = 9810 [N/m^3] = 981 [daN/m^3]$
- $\gamma_{aer} = 12,02 [N/m^3] = 1,202 [daN/m^3]$

$$\rho_{apa} = 999.8 \ [kg/m^3] \ (\approx \rho_{apa} = 1000 \ [kg/m^3]);$$

 $g = 9,80665 \text{ [m/s²]}; \rho_{aer} = 1,226 \text{ [kg/m³]};$

 $h_{max} = 23 \text{ [mm]} = 0,023 \text{ [m]}$, value determined experimentally by measuring the difference in level in the tube manometer.

The volumetric flow of air that is circulated by the ventilator which supplies drying box can be determined through the average speed of air flow, in accordance the relation:

$$Q = S \cdot V \left[m^3 / s \right]$$

where: S - is cross-section area of the tubing;

V – fluid velocity, calculated by equation (7). Considering the average diameter of the tubing $D_{int} = 30 \text{ [mm]} = 0.03 \text{ [m]}$, results section:

$$S = \frac{\pi \cdot D_{\text{int}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,03)^2}{4} = 0,000706 [m^2] \quad (8)$$

Maximum speed of flowing air can be obtained either through specific weights:

$$V_{\max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\gamma_L}{\gamma_a} \cdot h_{\max}} =$$
$$= \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{9810}{12,02} \cdot 0,023} = (9)$$

$$=19,04556[m/s]$$

or through the air and liquid densities:

$$V_{\max} = \sqrt{2 \cdot g \cdot \frac{\rho_L}{\rho_a} \cdot h_{\max}} = \sqrt{2 \cdot 9,80665 \cdot \frac{999,8}{1,226} \cdot 0,023} = (10)$$

= 19,18008 [m / s]

The two values are essentially similar and can be determined by their the maximum flow rate of ventilator-circulated air:

$$Q_{\max} = S \cdot V_{\max} =$$

= 0,000706 \cdot 19,04556 = (11)
= 0,013446 \[m^3 / s]\]

sau:

$$Q_{\max} = S \cdot V_{\max} =$$

= 0,000706 \cdot 19,18008 = (12)
= 0,0135411 \[m³ / s \]

Maximum air flow circulated by ventilator, be divides surface of penetration of the box, made from a plate provided with a total of 40 holes each with a diameter of 5 mm. The total area that divides this flow is:

$$S_{g} = \frac{\pi \cdot d_{g}^{2}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,005^{5}}{4} = (13)$$
$$= 0,00001963 [m^{2}]$$

so the total area is:

$$S_{tot} = S_g \cdot 40 = 0,00078539 \left[m^2 \right]$$
 (14)

Blowing hot air with a specific speed, by mass of grain drying box, it can produce the phenomenon of fluidization, if the speed touch some values. So, the seeds are in a compact layer on a mesh with holes, expanding into a so-called "dense layer", hydrostatically balanced, with a loss of pressure in the layer constant.

Warm air flows around the seeds and is characterized by the emergence of forces of viscosity ascent, which increases until touching a level in quite high value, so that contact between the granules disappear. At this time, at expansion of seed layer, the air crossing sections of seed increase and seed mass is into vertical separation. For the proper performance of the process, it is necessary to reach a minimum fluidization velocity that can be determined by the relationship:

$$v_f = \sqrt{3 \cdot g \cdot \frac{\gamma_s - \gamma_g}{\gamma_g} \cdot d} \quad (15)$$

where: d - is medium diameter of the seeds in [m];

g – gravity acceleration, $[m/s^2]$;

 $\gamma_{\rm s}$ – specific weight of seeds, [kg/m³];

 $\gamma_{\rm g}$ – specific weight of air, [kg/m³];

It considers the values: $g = 9,806665 \text{ [m/s^2]};$ $d_{med grau} = 3,9 \text{ [mm]} = 0,0039 \text{ [m]};$

 $\gamma_g = 1,250 \ [kg/m^3]; \gamma_s \ grau = 730 - 850 \ [kg/m^3].$

Taking into account the minimum and maximum data values It follows the maximum and minimum fluidization rates:

$$v_{f \min} = \sqrt{3 \cdot 9,80665 \cdot 0,0039 \cdot \frac{730 - 1,250}{1,250}} = (16)$$

= 8,178 [m / s]
nd:

and:

$$v_{f \min} = \sqrt{3 \cdot 9,80665 \cdot 0,0039 \cdot \frac{850 - 1,250}{1,250}} = (17)$$

= 8,826[m/s]

3. ANALYSIS FLOW FLUID DRY

For the study of thermal phenomena and fluid flow of drying chamber were made a series of simulations using a computational program for finite element analysis, SolidWorks 10, to the form and size from the dry box, shown in Figure 8 under wire frame model in Figure 9, in the 3D solid model.

It was simulated the fluid flow drying, introduced by outlet hot air with slot horizontally, attached to the air box under the targeted box and directed to the drying chamber through 40 holes of the lower wall of the chamber.



Fig.8. Seeds drying box (wire model)



Fig.9. Seeds drying box

Analysis of thermal phenomena and fluid flow of hot drying method enables determination of variation of temperature, pressure enclosure, the flow velocity, its density and Mach number variation into determining the duration of the process.

They determined that the initial data for calculation, for an initial series of tests, the interior dimensions of the drying box: 275x220x25 mm, the maximum temperature at the entrance of 61.7° C and speed fluidization 5.6581m/s. Such variations are obtained in Figures 10, 11, 12, 13, 14 and 15, to represent the unit in wire frame or solid model 3D.



Fig.10. Speed variation into the box fluid drying (maximum of fluidization velocity 5.6581 m / s)



Fig.11. Speed variation into the box fluid drying (maximum of fluidization velocity 5.6581 m/s)



Fig.12. Temperature variation in drying box (maximum of fluidization velocity 5.6581 m/s)



Fig.13.Fluid pressure variation into the drying box (maximum of fluidization velocity 5.6581 m/s)



Fig.14 . Mach number Variation into the drying box (maximum of fluidization velocity 5.6581 m/s)



Fig.15. Dry density variation in the box fluid (maximum of fluidization velocity 5.6581 m / s)

Another set of simulations concerns to the analysis of fluid flow drying, heated to a

temperature of 61.7^oC, but with a maximum flow rate of 19.18m/s, made by the plant of with double energy source drying.

So, are obtained variations in Figures 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24 and 25 for represent the box in wire frame or solid model 3D.



Fig.16 . Speed variation in the drying box (after x) (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.17. Speed variation in the drying box (after x) (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.18. Velocity variation into the drying box (maximum flow velocity 19.18 m/s



Fig.19 . Drying velocity variation into the box (maximum flow velocity 19.18 m/s)



Fig.20 . Pressure variation into the drying box (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.21 . Speed variation in the drying box (after z) (maximum flow velocity 19.18 m/s)



Fig.22 . Mach number Variation into the drying box (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.23 . Density variation into the dry box (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.24. Speed variation in the drying box (after z) (maximum flow velocity 19.18 m / s)



Fig.25. Temperature variation in drying box (maximum of fluidization velocity 19,18 m/s)

4. CONCLUSIONS

Analyzing the results of theoretical calculations and experimental results obtained by measuring the technological parameters of the drying process of seeds to the plant with double energy source, a number of conclusions become detached with regard to parameters of the fluid flow and thermal drying in the first case considered:

Is established that speed fluid flow through the plant is much lower than into the dry box where are not seeds and when drying wheat seeds, the air flow velocity is less than the recommended fluidization rate: 8 1 ... 9.8 m / s. For optimizing the drying process in this case, it is necessary to increase the fluidization velocity, and so of speed the drying process, decreasing the quantity of material be subjected to drying, especially the layer thickness. There has made use to the second possibility;

Watching the character of the curves of variation into three-dimensional simulations of the flow velocity of drying, is observed that it is proper in most of the enclosure volume, which can grant the necessary velocity fluidity layer of desiccated material; As regards to drying temperature of the fluid in the enclosure, is observed that it be maintained virtually constant and to optimal value throughout the enclosure, which allows heat and mass exchange and extraction of supplementary quantity of moisture of the dried material. Pressure and density of the fluid by the drying chamber allow the proper functioning of the plant and thus the desired results. Studying and the second case, the fluid penetration the drying speed of 19.18 m / s, we find that velocity be more uniform into drying chamber, but has values that do not favorable performance the drying process and so the model is equipped with systems plant command and control process parameters.

This system enables modification and establishment of drying fluid parameters, speed, temperature and humidity, which would lead to a properly functioning system.

As regards temperature shows that it is proper, and with automatic control systems and temperature control can be perform depending on the dried material, its original condition and results that you want to achieve.

REFERENCES

- Cernăianu, C.D., Studii şi cercetări teoretice şi experimentale privind optimizarea regimurilor de lucru şi randamentelor instalațiilor pentru uscare semințelor de cereale, Teză de doctorat, p. 187-406, Universitatea din Craiova, 2005;
- [2] Cernăianu, C.D., Termotehnică. Uscarea produselor agricole cu energii neconvenționale, 487 pag, Editura Universitaria, ISBN 978-973-742-975-9, 2007.
- [3] Cernăianu, C. D., Termotehnică, Seria Termotehnica, 390 pag., Editura Universitaria, Craiova, ISBN 978-606-510-389-4, 2009.
- [4] Ghinea, M., Fireţeanu, V., Matlab. Calcul numeric. Grafică. Aplicații, Editura Teora, Bucureşti, 2003.

FINITE DIFFERENCES ANALYSIS OF WATER SOLIDIFICATION OUTSIDE A FLAT WALL

Gelu COMAN, Cristian IOSIFESCU

UNIVERSITATEA DUNAREA DE JOS, Romania

Rezumat. Problema topirii și solidificării substanțelor, privită prin prisma determinării câmpului de temperatură în fazele solidă și lichidă și a apropagării interfeței solid-lichid , prezintă un interes deosebit (teoretic și practic), deoarece procesele de transfer conductiv însoțite de fenomenul de tranziție de fază sunt prezente în numeroase aplicații, cum ar fi solidificarea lingourilor, solidificarea dirijată a aliajelor în scopul obținerii unei anumite structuri metalogafice, congelarea alimentelor, înghețarea și dezghețarea solului, fenomenul de ablație la încălzirea aerodinamică, stocarea termică cu schimbare de fază etc.

Cuvinte cheie: solidificare, perete plan, diferențe finite, gheață.

Abstract. The substances solidification issue, seen by the temperature field in solid and liquid phases calculation and by the solid-liquid interface propagation, presents a special interest (from the theoretical and practical points of view), as the conductive transfer processes together with the phase transition phenomenon are present in numerous applications, such as the ingots solidification, the controlled alloys solidification in order to obtain a certain metallographic structure, food freezing, soil freezing and de-freezing, ablation phenomenon to aerodynamic heating, phase change thermal storage etc

Key words: solidification, flat wall, finite-difference, ice

1. INTRODUCTION

In the present paper we approach the unidirectional solidification on the surface of a flat metallic wall. In Fig.1 we present a diagram with the analysed spatial field, as well as the temperature field in the three areas (regions): wall, solid, liquid.

In the figure, we noted by *W* the metallic wall thickness (subscript "W"), we noted by *S* the solid field thickness, variable in time: $S = S(\tau)$, (subscript "S") and by *L* the liquid field thickness, also variable: $L = L(\tau)$, (subscript "L"). The thickness of the field corresponding to the phase change substance (PCS) was labelled by *H*.

The following equations are the ones that describe the phenomenon:

a) the conduction equation (Fourier equation, written for the unidirectional stationary heat transfer):

- wall

$$\frac{\partial t_w}{\partial \tau} = a_W \cdot \frac{\partial^2 t_W}{\partial z^2} \tag{1}$$



Fig. 1. Geometrical elements of the system flat wall-PCS

- solid

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \cdot \frac{\partial^2 t_s}{\partial z^2}$$
(2)
- liquid

$$\frac{\partial t_L}{\partial \tau} = a_L \cdot \frac{\partial^2 t_L}{\partial z^2}$$
(3)
where $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ - thermal diffusion

b) the thermal balance equations on the separation surfaces between areas (fields):

- **wall** - **liquid**: in the phase where the wall temperature hasn't reached yet the t_T value and therefore the solidification cannot take place yet $(t^* < t_T)$

$$-\lambda_{w} \cdot \left(\frac{\partial t_{w}}{\partial z}\right)_{z=W} = -\lambda_{L} \cdot \left(\frac{\partial t_{L}}{\partial z}\right)_{z=W}$$
(4)

- wall - solid: after t^* decreased under t_T

$$-\lambda_{W} \cdot \left(\frac{\partial t_{W}}{\partial z}\right)_{z=W} = -\lambda_{S} \cdot \left(\frac{\partial t_{S}}{\partial z}\right)_{z=W}$$
(5)

- solid - liquid

$$\lambda_{S} \cdot \left(\frac{\partial t_{S}}{\partial z}\right)_{z=W+S} = \lambda_{L} \cdot \left(\frac{\partial t_{L}}{\partial z}\right)_{z=W+S} + \rho \cdot l \cdot \frac{dS}{d\tau}$$
(6)

where λ - thermal conductivity, ρ - density, l - phase change latent heat.

2. PROCESS DESCRIPTION

In the envisaged system cooling process progress (wall-PCS) there are three phases that have to be treated separately:

2.1 Wall propagation phase

It's the phase when the perturbation produced by the wall left side sudden cooling, propagate into its thickness, until it reaches the right side. The wall has small thermal inertia, the time necessary for this phase is extremely short totally insignificant with respect to the solidification period. Nevertheless, it's absolutely necessary to take this phase into consideration, as the temperature distribution inside the wall at its end means the starting point for the next phase. In this phase the only equation that describes the phenomenon is the unsteady equation phenomenon inside the wall (1) linked with one of the form conditions.

2.2 Liquid propagation phase

This means the phase in which the perturbation begins to propagate inside the liquid, the t^* temperature on the wall contact side with PCS decreasing till t_T value which corresponds to the transition phase. The equations that describe the phenomena in this phase are the wall conduction equations (1) and in *H* thickness liquid field (3), connected to the thermal balance equation (4), at the contact wall - liquid field and the left and right form conditions.

The duration of this phase is dependent on the PCS thermal inertia in liquid state and of the overheating degree $t_0 - t_T$.

2.3 Solidification phase

It's the main phase of the process. t^* temperature is smaller than the phase transition temperature and therefore, the solid thickness layer increase in time.

The equations that describe the process are the conduction equation for the three regions: (1) - wall, (2) - solid layer, (3) - liquid layer, together with the balance equations (5) at the contact wall - solid layer and (6) at solid - liquid interface. Consequently, the calculation algorithm will have as many steps as the process has phases, and the approach will be different in the case of step I with respect to the other two. To increase the used relations generality degree, it's a practice to dimensionless temperatures. The θ dimensionless temperature is defined by the relation:

$$\theta = \frac{t - t_R}{t_0 - t_R} \tag{7}$$

where t_R is refrigerant temperature.

Consequently, the relations (1-6) become respectively:

$$\frac{\partial \Theta_W}{\partial \tau} = a_W \cdot \frac{\partial^2 \Theta_W}{\partial z^2} \tag{8}$$

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \cdot \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial z^2} \tag{9}$$

$$\frac{\partial \theta_L}{\partial \tau} = a_L \cdot \frac{\partial^2 \theta_L}{\partial z^2} \tag{10}$$

$$\lambda_{W} \cdot \left(\frac{\partial \theta_{W}}{\partial z}\right)_{z=W} = \lambda_{L} \cdot \left(\frac{\partial \theta_{L}}{\partial z}\right)_{z=W}$$
(11)

$$\lambda_W \cdot \left(\frac{\partial \theta_W}{\partial z}\right)_{z=W} = \lambda_S \cdot \left(\frac{\partial \theta_S}{\partial z}\right)_{z=W}$$
(12)

$$\dot{S}(\tau) = \frac{dS}{d\tau} = \frac{t_0 - t_R}{\rho \cdot l} \cdot \left[\lambda_S \cdot \left(\frac{\partial \theta_S}{\partial z}\right)_{z=W+S} - \lambda_L \cdot \left(\frac{\partial \theta_L}{\partial z}\right)_{z=W+S}\right]^{(13)}$$

For elaborating the finite differences approximation diagram of the limit differential problem, we introduce the network in the respective field:

$$h = \frac{\Delta}{N} \tag{14}$$

where: h - network step and $N = N_W + N_S + N_L$ - chosen number of steps

As well, the $\Delta \tau$ time step size is established by choosing a convenient value.

In Fig. 2. there are represented the analysed field, together with the attached network and the temperature field at $\tau = p \Delta \tau$ moment (p represents the number of the time step).

Noting by "*m*" the number of a node, by notation θ_m^p we understand the temperature in the node number *m*, at moment $p \Delta \tau$:

$$\theta_m^p = \theta(x, \tau) = \theta(m \cdot h, p \cdot \Delta \tau)$$
(15)

where $0 \le m \le N$



Fig 2. Diagram of some flat field and the local grid

For writing in *m* current point (of coordinate z = m h) of the partial derivatives under the form of finite differences, we use the relations:

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} \cong \frac{\theta(z, \tau + \Delta \tau) - \theta(z, \tau)}{\Delta \tau} = \frac{\theta_m^p - \theta_m^{p-1}}{\Delta \tau}$$
(16)

$$\frac{\partial \theta}{\partial z} \approx \frac{\theta(z+h,\tau) - \theta(z-h,\tau) + \theta(z+h,\tau)}{2h} = \frac{\theta_{m+1}^p - \theta_{m-1}^p}{2h} (17)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \approx \frac{\theta(z-h,\tau) - 2 \cdot \theta(z,\tau) + \theta(z+h,\tau)}{h^2} = \\ = \frac{\theta_{m-l}^p - 2 \cdot \theta_m^p + \theta_{m+l}^p}{h^2}$$
(18)

3. DETERMINATION OF THE THERMAL GRADIENTS THE BOUNDARIES OF FIELDS AND WRITING OF THE CONSERVATION EQUATIONS

These relations are necessary for writing the conservation equations of the energy at the level of these boundaries, equations which connected with the conduction finite differences equations, allow the determination of temperatures on separation surfaces among fields. The three boundaries taken into consideration are the metallic wall right side, solid - liquid interface (here the temperature is known, being equal to θ_T , but the gradients interpose in the speed relation) and the liquid field right limit (its end).

The equation where we reintroduced the time step notation, allows the calculation at the $p \ \Delta \tau$ moment of θ^* temperature on the contact surface of the wall with Δ field, after the determination of the temperatures in the 4 neighbour nodes (2 for each side).

$$\theta^* = -\frac{y}{3} \cdot \theta^p_{W,NW-2} + \frac{4}{3} \cdot y \cdot \theta^p_{W,NW-1} + \frac{4}{3} \cdot z \cdot \theta^p_{NW+1} - \frac{z}{3} \cdot \theta^p_{NW+2}$$
(19)
Where: $U = \frac{\lambda_W}{\lambda} \cdot \frac{h}{h_W} = \frac{\lambda_W}{\lambda} \cdot \frac{\Delta}{W} \cdot \frac{N_W}{N}, \frac{U}{U+1} = y,$

$$\frac{1}{U+1} = z$$

4. INTERFACE THERMAL GRADIENTS AND SPEED CALCULATION

For writing gradients we use the relations for solid, respectively for liquid, replacing θ^* by θ_T and the temperatures in the other nodes by the values corresponding to this case. Solid:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial \theta_S}{\partial z} \end{pmatrix}_{z=0} = \frac{1}{2 \cdot h_S^p} \cdot (\theta_{S,NW+N_S-2}^p - (20)) \\ -4 \cdot \theta_{S,NW+N_S-1}^p + 3 \cdot \theta_T \end{pmatrix}$$
Liquid:
$$\begin{pmatrix} \frac{\partial \theta_L}{\partial Z} \end{pmatrix}_{x=0} = \frac{1}{2 \cdot h_L^p} \cdot (-3 \cdot \theta_T + (21)) \\ +4 \cdot \theta_{L,NW+N_S+1}^p - \theta_{L,NW+N_S+2} \end{pmatrix}$$

The form condition at the end of the liquid

field

$$\boldsymbol{\theta}_{L,N}^{p} = \frac{1}{3} \cdot \left(\boldsymbol{4} \cdot \boldsymbol{\theta}_{L,N-1}^{p} - \boldsymbol{\theta}_{L,N-2}^{p} \right)$$
(22)

The systems written in the matrix form for the wall-solid connection, respectively for the liquid field are:

$$C_1 \cdot \theta_1 = B_1 \tag{23}$$

$$C_2 \cdot \Theta_2 = B_2 \tag{24}$$

$$\Theta_{I} = \begin{pmatrix} \theta_{w,I}^{p} \\ \theta_{w,2}^{p} \\ \theta_{w,3}^{p} \\ \cdots \\ \theta_{w,N_{w}-2}^{p} \\ \theta_{w,N_{w}-2}^{p} \\ \theta_{w,N_{w}-1}^{p} \\ \theta_{j,N_{w}+1}^{p} \\ \theta_{j,N_{w}+2}^{p} \\ \cdots \\ \theta_{j,N_{w}+N_{S}-2}^{p} \\ \theta_{j,N_{w}+N_{S}-1}^{p} \end{pmatrix} \qquad B_{I} = \begin{pmatrix} v \\ \beta_{w,2} \\ \beta_{w,2} \\ \beta_{w,3} \\ \cdots \\ \beta_{w,N_{w}-2} \\ \beta_{w,N_{w}-2} \\ \beta_{w,N_{w}-1} \\ \beta_{w,N_{w}-1} \\ \beta_{w,N_{w}+1} \\ \beta_{w,N_{w}+2} \\ \cdots \\ \beta_{S,N_{w}+N_{S}-2} \\ \beta_{S,N_{w}+N_{S}-1} + \gamma_{N_{w}+N_{S}-1} \theta_{T} \end{pmatrix}$$

systems

a

solved

These

ed using

$$B_{2} = \begin{pmatrix} \beta_{L,l} + \theta_{T} \\ \beta_{L,2} \\ \beta_{L,3} \\ \cdots \\ \beta_{L,m} \\ \vdots \\ \beta_{L,N_{L}-2} \\ \frac{3\beta_{L,N_{L}-l}}{3 - \gamma_{N-l}} \end{pmatrix} \qquad \Theta_{2} = \begin{pmatrix} \theta_{L,l} \\ \theta_{L,2} \\ \theta_{L,3} \\ \cdots \\ \theta_{L,m} \\ \vdots \\ \theta_{L,N_{L}-2} \\ \theta_{$$

computer code for each time moment of the three phases of the process.

5. RESULTS AND CONCLUSIONS

For the considered model, a computer program was developed in order to obtain the temperature field vs. time, and other subsequent information such as: temperature gradients (wall, solid/wall, solid/liquid, liquid), ice thickness and solid-liquid interface velocity. The program can run with a large number of input parameters (dimensions, transport properties, convection coefficients) and any type of boundary conditions (Neumann - S1, Dirichlet - S2, Fourier - S3) on both sides of the domain.

The assumptions made for this model were as follows: $t_0 = 5 \text{ °C}$, $t_T = 0 \text{ °C}$, $t_R = -10 \text{ °C}$ (if CC_S= 'S1'), $q_0 = 1000 \text{ W/m}^2$ (if CC_S= 'S2'), $\alpha_R = 200$ W/m²-C (refrigerant convection coefficient if CC_S= 'S3'), $\alpha_a = 15$ W/m²-C (air), W/H = 0.004/0.01 m, number of points: N_W/N_S/N_L = 4/6/6, boundary conditions type (CC S): S1, $\Delta \tau$ =0.2 s.

The ending simulation condition was that the temperature of the rightmost (outmost) point decreases below phase change point. The obtained freezing duration under these conditions was $\tau_c =$ 13.97 min (838 s).

Figure 3 shows the temperature distribution vs. time. One can notice the three distinct areas: wall (where temperature variation is small and linear), solid (where temperature variation is steeper but also linear), and liquid. Solid thickness starts from wall boundary (W = 0.004 m) and increases in time up to the domain limit (W+H = 0.014 m). The dimensionless phase change temperature is θ_T = 0.6667.

Figure 4 shows the 4 temperature gradients at the interface vs. time (initial period, 10 % of total time). The 2 temperature gradients for the solid are almost equal, and much larger compared to wall and liquid gradients

FINITE DIFFERENCES ANALYSIS OF WATER SOLIDIFICATION OUTSIDE A FLAT WALL



Fig. 3. Temperature distribution vs. time



Fig. 4. Temperature gradients at the interface vs. time (initial period)

Figure 5 shows the Ice thickness (left) and solid-liquid interface velocity (right) vs. time. As expected, the solid thickness increases faster at the



Fig. 5. Ice thickness (left) and solid-liquid interface velocity (right) vs. time

beginning and slower afterwards, and correspondingly, solid formation speed decrease steeply in time due to increasing thermal resistance of the solid thickness. This computer program is a valuable simulation tool that can be used to predict the freezing process for various configuration and conditions.

REFERENCES

[1] Horbaniuc B.- Contribuții la stocarea energiei termice prin schimbare de fază - Teză de doctorat, 1996.

[2] Murra W.D, LandisF.- Numerical and Machine Solutions of Transient Heat Conduction Problems Involving Melting and Freezing, Trans. Am. Soc. Mech. Eng. Series C-J. Heat Mass Transfer, 81, 1959.

[3] Hale N.W., Viskanta R. - Solid Liquid Phase Change Heat Transfer and Interface Motion in Materials Cooled or Heated From Above and Below, Int. J. Heat Mass Transfer , 23, 1980.

[4] Iordache F., Băltărețu F. - Modelarea și Simularea proceselor dinamice de transfer termic, Editura Matrix Rom 2002.

MODELAREA REGIMULUI TERMIC DINAMIC ÎN CLĂDIRI

Florin IORDACHE¹, Virgil PAUN²

¹UNIVERSITATEA TEHNICA DE CONSTRUCTII BUCURESTI, Romania. ²RADET, Romania.

Rezumat. Lucrarea are ca obiectiv stabilirea unui model matematic capabil sa permita simularea functionarii in regim dinamic (nestationar) de exploatare a unei cladiri pe perioada sezonului rece al anului. Cladirea reprezinta un sistem termic format din mai multe componente printre care: masivitatea exterioara (anvelopa cladirii), masivitatea interioara (peretii interiori si planseele) si instalatia de incalzire. In lucrare se prezinta bilanturile termice specifice (in regim nestationar) pentru fiecare din componentele care constituie sistemul si se stabileste modelul matematic aferent. Rezolvarea modelului matematic se face numeric, rezultatele obtinute fiind prezentate grafic. Rezultatele teoretice obtinute sunt comparate cu rezultate experimentale stabilite prin masuratori in cadrul unui sistem de incalzire districtuala. **Cuvinte cheie:** cladire, bilant termic, model mathematic.

Abstract. This paper has as objective to establish a mathematical model capable of simulating the operation in dynamic regime (nonstationary) of exploitation of a building during cold season. The building is a thermal system composed of several components including: massive outdoor (building envelope), massive interior (interior walls and floors) and the heating system. The paper presents specific thermal balance (in the nonstationary and stationary regime) for each of the components constituting the system and is established the corresponding mathematical model. Solving the mathematical model is done numerical and the results obtained are presented graphically. The theoretical results are compared with experimental results obtained with measures in a districtual heating system.

Keywords: building, thermal balance, mathematical model.

1. INTRODUCERE

Cladirile incalzite in timpul sezonului rece sunt sisteme termice cu doua componente fizice, acestea fiind cladirea propriuzisa si instalatia de incalzire centrala din dotarea acesteia. Intre cele doua componente fizice exista insa deosebiri de care s-a tinut seama in lucrarea de fata. Ne referim la faptul ca daca instalatia de incalzire centrala este o componenta fizica pentru care tratarea in regim termic stationar este admisibila, nu acelasi lucru se poate spune si despre cladire, pentru care tratarea in regim termic nestationar se impune de multe ori chiar daca incalzirea cladirii se face in regim continuu. Tinand seama de faptul ca la incalzirea centrala, reglarea temperaturii agentului termic se face totusi cu intermitenta, in functie de temperatura exterioara s-a propus pentru cladire un model de regim termic nestationar.

Astfel cladirea, s-a considerat a fi un sistem termic cu doua componente masive acestea fiind : masivitatea exterioara (anvelopa cladirii) si masivitatea interioara (peretii interiori si planseele care despart nivelele intre ele). Fiecare dintre cele doua masivitati mentionate s-a considerat caracterizata de cate o temperatura reprezentativa, θ_e e si respectiv θ i.

Acest sistem termic functioneaza intre doua potentiale termice acestea fiind temperatura de intrare a agentului termic in instalatia de incalzire centrala si temperatura exterioara. Temperaturile reprezentative pentru acest sistem termic se vor aseza pe valorile de echilibru astfel incat la fiecare moment bilanturile termice specifice sa fie asigurate. Dat fiind solicitarile termice variabile si temperaturile reprezentative mentionate vor avea un comportament termic dinamic si deasemenea si fluxurile termice livrate sistemului si disipate de catre acesta vor avea de asemenea valori variabile in timp.

S-au scris bilanturile termice specifice fiecarei componente a sistemului s-au prelucrat ecuatiile de bilant si s-a stabilit modelul matematic aferent comportamentului dinamic al sistemului analizat. Rezolvarea modelului matematic s-a facut numeric si s-au prezentat grafic rezultatele obtinute. De semenea s-au prezentat grafic si o serie de date experimentale obtinute prin masuratori in cadrul unui sistem de incalzire districtuala si s-a facut o analiza comparativa vizand calibrarea modelului matematic.

BILANTURI TERMICE. STABILIREA 2. **MODELELOR MATEMATICE.**

Asa cum s-a mentionat, se scriu bilanturile termice de regim stationar pentru fiecare din componentele cladirii, sitemul constructieinstalatie de incalzire centrala. In principal bilanturile termice descrise se vor referii la masivitatea interioara si masivitatea exterioara a cladirii, pentru instalatia de incalzire fiind suficient un bilant termic de regim stationar. Bilantul aferent masivitatii termic nestationar. interioare :

$$k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot (t_T - \theta_i) + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} \cdot (\theta_e - \theta_i) + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} \cdot (\theta_e - \theta_i) + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} \cdot (\theta_e - \theta_i) + \frac{\rho_a \cdot c_a}{3600} \cdot n_a \cdot V_a \cdot (t_e - \theta_i) = V_{PI} \cdot \rho_{PI} \cdot c_{PI} \cdot \frac{d\theta_i}{d\tau}$$
(1)

Bilantul termic nestationar, aferent masivitatii exterioare :

$$\ln \frac{t_T - t_i}{t_R - t_i} = \frac{k_{CI} \cdot S_{CI}}{W \cdot \rho \cdot c} = NTU_{CI}$$
(5)

Se defineste factorul E_{CI} ca fiind :

$$E_{CI} = \exp(-NTU_{CI}) = \frac{t_R - t_i}{t_T - t_i}$$
(6)

In conditii nominale avem :

$$E_{CI0} = \exp(-NTU_{CI0}) = \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{T0} - t_{i0}}$$
(7)

unde :

$$NTU_{CI0} = \ln \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{R0} - t_{i0}}$$
(8)

Valorile curente pentru NTU_{CI} si E_{CI} se pot exprima in functie de valorile lor nominale : α

$$\frac{k_{e} - \theta_{i}}{NTU_{CI}} = \frac{k_{CI} \cdot S_{CI}}{W \cdot \rho \cdot c} = \frac{k_{CI0} \cdot S_{CI}}{W_{0} \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{k_{CI}}{k_{CI0}} \cdot \frac{W_{0}}{W} =$$

$$\frac{NTU_{CI0}}{W/W_{0}} \cdot \frac{k_{CI}/k_{CI0}}{W/W_{0}}$$

$$(9)$$

1ar :

$$E_{CI} = \exp(-NTU_{CI}) = \frac{k_{CI}/k_{CI0}}{d\tau} - NTU_{CI0} \cdot \frac{k_{CI}/k_{CI0}}{W/W_0} = E_0^{\frac{k_{CI}/k_{CI0}}{W/W_0}}$$
(10)

 $2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PF}} \cdot (\theta_i - \theta_e) + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} \cdot (t_e - \theta_e) = V_{PE} \cdot \rho_{PE} \cdot c$ (2)

In relatia (1) apare factorul F_{CI} care permite exprimarea fluxului termic livrat de catre instalatia de incalzire. Punea in evidenta a acestuia are la baza bilantul termic in regim stationar a instalatiei de incalzire centrala.

Bilantul termic global al instalatiei de incalzire :

$$W \cdot \rho \cdot c \cdot (t_T - t_R) = k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot \Delta t_{ml}$$
(3)

sau :

$$W \cdot \rho \cdot c \cdot (t_T - t_R) = k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot \frac{t_T - t_R}{\ln \frac{t_T - t_i}{t_R - t_i}}$$
(4)

Rezulta de aici :

Factorul F_{CI} se defineste din exprimarea puterii termice emise de instalatia de incalzire sub forma :

$$k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot \Delta t_{ml} = k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot \left(t_T - t_i\right)$$
(11)

de unde :

$$F_{CI} = \frac{\Delta t_{ml}}{(t_T - t_i)} = \frac{1 - E_{CI}}{NTU_{CI}} = \frac{1 - E_{CI}}{-\ln E_{CI}}$$
(12)

in consecinta rezulta :

$$F_{CI} = \frac{1 - E_{CI0}^{\frac{k_{CI}/k_{CI0}}{W/W_0}}}{NTU_{CI0} \cdot \frac{k_{CI}/k_{CI0}}{W/W_0}}$$
(13)

unde :

MODELAREA REGIMULUI TERMIC DINAMIC ÎN CLĂDIRI

$$\frac{k_{CI}}{k_{CI0}} = \left(\frac{\Delta t_{ml}}{\Delta t_{ml0}}\right)^{0.3} \tag{14}$$

in conditii nominale :

$$F_{CI0} = \frac{1 - E_{CI0}}{NTU_{CI0}} = \frac{1 - E_{CI0}}{-\ln E_{CI0}} = \frac{t_{T0} - t_{R0}}{t_{T0} - t_{i0}} \cdot \left(\ln \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{R0} - t_{i0}}\right)^{-1}$$
(15)

pre dif

$$\frac{t_{T0} - t_{R0}}{t_{T0} - t_{i0}} \cdot \left(\ln \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{R0} - t_{i0}} \right)^{-1}$$
(15)
$$C_{Tie} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{cl} \cdot S_{cl} \cdot F_{cl}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{Pe}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{Pl}}{k_{P}};$$

$$C_{Tiei} = \frac{V_{Pl} \cdot \rho_{Pl} \cdot c_{$$

Capacitatea de transfer termic a instalatiei de incalzire se defineste din bilantul termic global al cladirii in regim nominal, adica :

$$\begin{pmatrix} K_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot (t_{T0} - \theta_{i0}) = \\ \left(\frac{S_{PE}}{R_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} + \frac{\rho_a \cdot c_a}{3600} \cdot n_a \cdot V_a \right) \cdot \left(\theta_{i0} - t_{e0}\right)^{(17)}$$

Relatiile (15) si (16) formeaza un sistem de doua ecuatii diferentiale liniare pentru care se propune o metoda de rezolvare numerica [1]. Se identifica mai intai constantele de timp si facand notatiile :

Cu aceste notatii sistemul de ecuatii diferentiale devine :

 $C_{Ti} = \frac{V_{PI} \cdot \rho_{PI} \cdot c_{PI}}{k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} + \frac{\rho_a \cdot c_a}{3600} \cdot n_a \cdot V_a};$

 $C_{Te} = \frac{V_{PE} \cdot \rho_{PE} \cdot c_{PE}}{2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}}};$

$$\frac{d\theta_i}{d\tau} = -\frac{1}{C_{Ti}} \cdot \theta_i + \frac{1}{C_{Tie}} \cdot \theta_e + \frac{1}{C_{Tici}} \cdot t_T + \frac{1}{C_{Tite}} \cdot t_e;$$

$$\frac{d\theta_e}{d\tau} = -\frac{1}{C_{Te}} \cdot \theta_e + \frac{1}{C_{Tei}} \cdot \theta_i + \frac{1}{C_{Tete}} \cdot t_e;$$
(19)

1. Rezolvarea numerica.

Sistemul (19) se poate scrie sub forma matriciala :

$$\frac{d}{d\tau} \begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases} = - \begin{vmatrix} \frac{1}{C_{Ti}} & -\frac{1}{C_{Tie}} \\ -\frac{1}{C_{Tei}} & \frac{1}{C_{Te}} \end{vmatrix} \cdot \begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases} + \\ \begin{cases} \theta_e \\ \theta_e \end{cases} + \\ \end{cases}$$

Se fac notatiile :

$$A = \begin{vmatrix} \frac{1}{C_{Ti}} & -\frac{1}{C_{Tie}} \\ -\frac{1}{C_{Tei}} & \frac{1}{C_{Te}} \end{vmatrix}; \quad B = \begin{vmatrix} \frac{1}{C_{Tici}} & \frac{1}{C_{Tite}} \\ 0 & \frac{1}{C_{Tete}} \end{vmatrix}; \quad (21)$$

si ecuatia diferentiala matriciala (20) se scrie :

$$\frac{d}{d\tau} \begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases} = -A \cdot \begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases} + B \cdot \begin{cases} t_T \\ t_e \end{cases}$$
(22)

Pentru rezolvare se aplica metoda numerica prezentata in [1]. Metoda numerica presupune cunoasterea de valori discrete pentru functiile t_T si t_e . Aplicarea metodei conduce la determinarea tot a unor valori discrete pentru elementele vectorului temperaturilor necunoscute. Aplicarea metodei transforma ecuatia diferentiala intr-o ecuatie algebrica recurenta. In consecinta se obtine ecuatia algebrica recurenta :

$$\begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases}_j = E \cdot \begin{cases} \theta_i \\ \theta_e \end{cases}_{i-1} + (F - E) \cdot A^{-1} \cdot B \cdot \begin{cases} t_T \\ t_e \end{cases}_j + (I - F) \cdot A^{-1} \cdot B \cdot \begin{cases} t_T \\ t_e \end{cases}_{j-1} \end{cases}$$

$$(23)$$

unde :

$$E = \exp(-A \cdot \Delta \tau);$$

$$F = (I - E) \cdot A^{-1} \cdot \Delta \tau$$

$$I = \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}$$
(24)

Pentru stabilirea temperaturii de retur s-a utilizat relatia :

$$t_R = E_{CI} \cdot t_T + (1 - E_{CI}) \cdot \theta_i \tag{25}$$

Analiza in regim stationar

Aceeasi problema fost tratata si in regim stationar atat in ceea ce priveste instalatia dar si in ceea ce priveste cladirea.

Relatiile de bilant termic sunt asemanatoare cu cele de regim nestationar cu precizarea ca de aceasta data lipsesc termenii care exprima variatia cantitatii de caldura aferenta celor doua masivitati. Astfel :

Bilantul termic aferent spatiului interior :

$$k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot (t_T - \theta_i) + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} \cdot (\theta_e - \theta_i)$$

+ $\frac{S_{FE}}{R_{FE}} \cdot (t_e - \theta_i) +$ (26)
+ $\frac{\rho_a \cdot c_a}{3600} \cdot n_a \cdot V_a \cdot (t_e - \theta_i) = 0$

Bilantul termic aferent componentei exterioare :

$$2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} \cdot \left(\theta_i - \theta_e\right) + 2 \cdot \frac{S_{PE}}{R_{PE}} \cdot \left(t_e - \theta_e\right) = 0 \quad (27)$$

Din relatia (27) rezulta ca temperatura caracteristica masivitatii exterioare este media aritmetica intre temperatura interioara si temperatura exterioara. In consecinta diferenta intre θ_e si θ_i va fi jumatate din diferenta intre temperatura exterioara, t_e si temperatura interioara, θ_i . Tinand sema de aceasta relatia (26) devine :

$$k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot (t_T - \theta_i) + \left(\frac{S_{PE}}{R_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} + \frac{\rho_a \cdot c_a}{3600} \cdot n_a \cdot V_a\right) \cdot (t_e - \theta_i) = 0$$
(28)

Rezulta :

$$\theta_{i} = \frac{k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} \cdot t_{T} + \left(\frac{S_{PE}}{R_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} + \frac{\rho_{a} \cdot c_{a}}{3600} \cdot n_{a} \cdot V_{a}\right) \cdot t_{e}}{k_{CI} \cdot S_{CI} \cdot F_{CI} + \frac{S_{PE}}{R_{PE}} + \frac{S_{FE}}{R_{FE}} + \frac{\rho_{a} \cdot c_{a}}{3600} \cdot n_{a} \cdot V_{a}}$$
(29)

Pentru stabilirea temperaturii de retur se utilizeaza tot relatia (25).

Dat fiind ca la rezolvarea numerica din cadrul modelului teoretic nestationar, operarea cu matrici implica anumite complicatii s-a cautat utilizarea unui mediu de programare adecvat si acesta a fost mediul SCILAB.

4. PREZENTAREA REZULTATELOR OBTINUTE

In figura 1 se prezinta graficul variatie in timp a temperaturilor reprezentative pentru sistemul analizat. Asa cum s-a mentionat valorile date au pentru temperatura de intrarea a agentului termic in instalatia de incalzire si pentru temperatura exterioara. In fig. 1 acestea sunt reprezentate de linia rosie si respectiv linia albastra. Intre ele se gasesc, in ordine de sus in jos : linia temperaturii agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire (cu mov), linia temperaturii interioare (cu negru) si linia temperaturii reprezentative pentru masivitatea exterioara (cu verde). In abscisa diagramei este timpul exprimat in ore, iar in ordonata sunt temperaturile exprimate in ${}^{0}C$.



Vom trece in revista pe scurt liniile prezentate in fig. 1 pentru a putea comenta comparativ rezultatele teoretice si experimentale.

Linia rosie – linia temperaturilor agentului termic la intrarea in instalatia de incalzire – valorile prelevate din experiment si date de intrare pentru modelul teoretic;

Linia verde – linia temperaturilor agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire – valori prelevate din experiment;

Linia neagra (suprapusa practic peste linia mov) – linia temperaturilor agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire – valori rezultate teoretic – modelul nestationar;

Linia mov (suprapusa practic peste linia neagra) – linia temperaturilor agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire – valori rezultate teoretic – modelul stationar; Linia neagra (suprapusa peste linia galbena) – linia temperaturilor interioare – modelul teoretic nestationar;

Linia galbena (suprapusa peste linia neagra) – linia temperaturilor interioare – modelul teoretic stationar;

Linia verde – linia temperaturilor reprezentative pentru masivitatea exterioara a cladirii (modelul teoretic nestionar);

Linia albastra – linia temperaturilor exterioare (valori experimentale si date de intrare pentru modelul teoretic);

Compararea rezultatelor teoretice si cu cele experimentale trebuie facute urmarind liniile temperaturilor agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire.

Se observa ca alura perfect asemanatoare a celor doua linii, linia valorilor experimentale fiind putin superioara celor teoretice (modelul stationar sau nestationar). Diferenta permite calibrarea corecta a modelului teoretic, mai precis, identificarea valorii corecte pentru numarul de unitati de transfer termic aferent instalatiei de incalzire a cladirii. O a doua comparatie se poate face intre liniile temperaturilor de iesire a agentului termic din instalatia de incalzire, corepunzatoare modelelor teoretice stationar si nestationar.

Se observa practic o suprapunere a celor doua linii (mov si neagra). Acest fapt atesta posibilitatea utilizarii modelului teoretic de regim stationar in utilizarea unor rezultate referitoare la instalatia de incalzire. De asemenea o comparatie utila se poate face intre liniile temperaturilor interioare aferente modelelor teoretice de regim stationar si nestationar.

Se observa ca linia temperaturilor interioare corespunzatoare modelului teoretic stationar (linia galbena) atesta fluctuatii mari, inexistente practic intr-o cladire incalzita continuu pe perioada sezonului rece. Linia temperaturilor interioare corespunzatoare modelului teoretic nestationar (linia neagra) este o linie mult mai neteda corepunzatoare unui comportament intalnit frecvent in cladirile cu regim de incalzire continua.

5. CONCLUZII

Modelul de tratare a comportamentului termic in regim nestationar a sistemului termic format din cladire si instalatia de incalzire aferenta caracterizand cladirea prin doua temperaturi reprezentative masivitatii interioare si respectiv masivitatii exterioare s-a dovedit a fi un model bun in special in cea ce priveste urmarirea temperaturii interioare aferenta cladirii investigate dar si in ceea ce priveste temperatura agentului termic si puterea termica livrata de instalatia de incalzire.

Modelul de tratare a comportamentului termic in regim stationar a sistemului termic format din cladire si instalatia de incalzire aferenta caracterizand cladirea numai prin temperatura interioara s-a dovedit a fi un model bun in special in cea ce priveste urmarirea temperaturii in ceea ce priveste temperatura agentului termic si puterea termica livrata de instalatia de incalzire.

Utilizarea in paralel a unor date experimentale este absolut necesara in vederea calibrarii modelelor teoretice, pentru ca apoi, in continuare, modelele teoretice sa poata fi utilizate intr-o multitudine de situatii efective de exploatare, unde este necesara evaluarea asigurarii confortului termic din spatiile incalzite ale cladirii si totodata evaluarea consumului energetic necesar.

Modelul teoretic nestationar va putea fi utilizat si in cadrul incalzirii intermitente a cladirilor.

Notatii:

 t_T – temperatura agentului termic la intrarea in instalatia de incalzire, (°C);

 t_{T0} – temperatura nominala a agentului termic la intrarea in instalatia de incalzire, (°C);

 t_R – temperatura agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire, (°C);

 t_{R0} – temperatura nominala a agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire, (°C);

t_e – temperatura exterioara, (°C);

 t_{e0} – temperatura exterioara nominala, (°C);

 θ_i – temperatura aerului interior si temperatura reprezentativa pentru masivitatea interioara, (°C);

 θ_{i0} – temperatura interioara nominala, (°C);

 θ_e – temperatura reprezentativa pentru masivitatea exterioara, (°C);

 S_{PE} – suprafata componentelor opace a anvelopei cladiri, (m²);

 S_{FE} – suprafata componentelor transparente a anvelopei cladirii, (m²);

 S_{CI} – suprafata corpurilor de incalzire ale instalatiei interioare (m²);

 R_{PE} – rezistenta termica a componentelor opace a anvelopei cladiri, (m².K/W);

 R_{FE} – rezistenta termica a componentelor transparente a anvelopei cladirii, (m².K/W);

 k_{CI} – coeficientul global de transfer termic al corpurilor de incalzire ale instalatiei interioare (W/m².K);

 V_a – volumul interior al spatiului incalzit, (m³);

 V_{PI} – volumul masivitatii interioare, (m³);

 V_{PE} – columul masivitatii exterioare, (m³);

 ρ_a – densitatea aerului, (kg/m³);

 $\rho_{\rm PI}$ – densitatea masivitatii interioare, (kg/m³);

 ρ_{PE} – densitatea masivitatii exterioare, (kg/m³);

 c_a – caldura specifica a aerului, (J/kg.K);

 c_{PI} – caldura specifica a masivitatii interioare, (J/kg.K);

 c_{PE} – caldura specifica a masivitatii exterioare, (J/kg.K);

 n_a – numarul de schimburi de aer al volumului interior (sch/h);

 NTU_{CI} – numarul de unitati de transfer termic al instalatiei de incalzire, (-);

$$NTU_{CI} = \frac{k_{CI} \cdot S_{CI}}{G \cdot \rho \cdot c}; \quad E_{CI} = \exp(-NTU_{CI});$$
$$F_{CI} = \frac{1 - \exp(-NTU_{CI})}{NTU_{CI}};$$

 C_T – constante de timp, (s);

BIBLIOGRAFIE

- Florin Iordache, Florin Baltaretu Modelarea si simularea proceselor termice, dinamice – editura Conspress, 2005;
- [2] Florin Iordache Energetica echipamentelor si sistemelor termice din instalatii –editura Conspress 2010;
- [3] Virgil Paun Cercetari experimentale privind comportamentul termic dinamic al sistemelor de incalzire districtuala – Raport cercetare doctorat 2 – UTCB, 2010;
- [4] Virgil Paun Cercetari teoretice si experimentale privind reglajul calitativ si cantitativ in sistemele districtuale de incalzire – Raport cercetare doctorat 3 – UTCB, 2010;
STUDIUL TEORETIC AL SOLIDIFICĂRII CONTROLATE FOLOSIND O SCHEMĂ IMPLICITĂ CU DIFERENȚE FINITE

Bogdan HORBANIUC, Gheorghe DUMITRAȘCU, Ema Carmen PANAITE, Aristotel POPESCU

UNIVERSITATEA TEHNICĂ GHEORGHE ASACHI, Romania.

Rezumat. Lucrarea tratează problema solidificării controlate a unor aliaje metalice prin tragere din topitură. Deoarece structura aliajului solid obținut este puternic dependentă de parametrii procesului, cum ar fi materialul peretelui răcitor, condițiile de răcire și gradientul termic din lichid, cunoașterea influenței acestora este decisivă pentru realizarea structurii dorite. Tragerea din topitură poate constitui soluția acestei probleme, dar cu condiția cunoașterii modului în care viteza de tragere influențează viteza de solidificare pentru condiții de răcire fixate. Lucrarea abordează problema transferului de căldură conductiv unidimensional la solidificarea prin tragere din topitură, prin utilizarea unei scheme implicite cu diferențe finite care utilizează pentru domeniul fazei solide o rețea cu pas variabil. Se determină influența parametrilor procesului în condițiile egalității vitezei de creștere (solidificare) cu viteza de tragere și apoi, renunțându-se la această ipoteză restrictivă, se demonstrează că viteza de creștere tinde în mod natural să fie constantă.

Cuvinte cheie: conducție termică nestaționară, solidificare, aliaje eutectice, tragere din topitură, schemă implicită cu diferențe finite.

Abstract. The paper deals with the issue of controlled solidification of some metallic alloys by means of the withdrawal method. Since the alloy's structure is strongly dependent on process parameters such as the cooling wall material, the cooling conditions, and the thermal gradient within the liquid domain, knowledge on their influence is decisive in order to obtain the desired structure. Withdrawal from melt may represent the solution to this problem, provided that the way the withdrawal rate influences the growth rate under specified conditions is known. The paper tackles the problem of the unsteady one-dimension conduction heat transfer occurring during the withdrawal process, by mean of an implicit finite difference scheme that employs a variable-step network attached to the solid phase domain. The influence of process parameters is studied under conditions of equality of the withdrawal and growth rates and afterwards this restrictive hypothesis is removed and it is shown that the growth rate tends to spontaneously be constant

Keywords: unsteady conduction heat transfer, solidification, eutectic alloys, withdrawal from melt, implicit finite difference scheme.

1. INTRODUCERE

Rezolvarea problemei controlul procesului de solidificare a aliajelor eutectice conduce la obținerea microstructurii dorite. O metodă eficientă de control al ratei de solidificare și deci a procesului însuși, este tragerea din topitură.

Viteza cu care are loc procesul de tragere poate influența în mod decisiv structura aliajului solidificat. Lucrarea își propune să determine modul în care se intercondiționează vitezele de creștere și de tragere cu parametrii procesului (materialul peretelui rece, intensitatea răcirii convective a acestuia, gradientul termic în faza lichidă) și astfel să permită punerea la punct a unor tehnici de control al procesului și implicit al structurii aliajului.

La baza abordării teoretice inițiale a procesului de solidificare unidirecțională prin tragere din topitură se află ipoteza că, la orice moment, viteza de tragere este egală cu viteza interfeței solidlichid, ceea ce înseamnă că gradientul de temperatură din lichid este constant.

Pentru rezolvarea problemei diferențiale cu frontieră mobilă care descrie fenomenul de tranziție de fază, se recurge la utilizarea metodei cu diferențe finite. Se recurge la o schemă implicită, care are avantajul că nu comporta restricții cu privire la pasul de timp pentru a fi stabilă și convergentă, dar prezintă dificultatea inerentă rezolvării unor sisteme de ecuații liniare destul de complicate. Deoarece grosimea domeniului solid crește în timp pe măsură ce procesul avansează, se atașează acestui domeniu o rețea cu un număr constant de noduri, ceea ce înseamnă că pasul rețelei se modifică la fiecare pas de timp, ceea ce va introduce dificultăți suplimentare în tratarea problemei.



Fig.1 . Schema sistemului analizat, împreună cu rețelele atașate

2. MODELUL MATEMATIC

Fenomenul abordat corespunde problemei diferențiale cu frontieră mobilă, constituind un proces nestaționar de transfer de căldură conductiv unidimensional, însoțit de tranziția de fază lichidsolid. Deoarece abordarea cu metode analitice este deosebit de dificilă, s-a recurs la metoda cu diferențe finite, care oferă o cale comodă de a ajunge la o soluție aproximativă, dar suficient de precisă pentru scopul urmărit.

Ecuațiile care descriu fenomenul de solidificare în condițiile studiate sunt:

1. Ecuatia conductiei nestaționare:

– pentru peretele rece:

$$\frac{\partial t_W}{\partial \tau} = a_W \frac{\partial^2 t_W}{\partial x^2} \tag{1}$$

- pentru domeniul solid:

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} \tag{2}$$

2. Condițiile de contur:

- pe fața răcită convectiv a peretelui, condiția de speța III, cu coeficientul convectiv k:

$$k\left(t_{W,0} - t_R\right) = \lambda_W \left(\frac{\partial t_W}{\partial x}\right)_{x=0}$$
(3)

- la contactul perete răcit-domeniu solid:

$$\lambda_W \left(\frac{\partial t_W}{\partial x}\right)_{x=W} = \lambda_S \left(\frac{\partial t_S}{\partial x}\right)_{x=W}$$
(4)

la interfața solid-lichid, ecuația vitezei interfeței:

$$\dot{S}(\tau) = \frac{\partial S}{\partial \tau} = \frac{1}{\rho_{s} l} \left[\lambda_{s} \left(\frac{\partial t_{s}}{\partial x} \right)_{i} - \lambda_{L} G_{L} \right] \quad (5)$$

unde s-a presupus că lichidul fiind supraîncălzit în zona de încălzire, gradientul termic în lichid $G_L = \frac{t_0 - t_T}{L}$ din zona adiabatică de lungime *L*, este constant.

Schema sistemului analizat este prezentată în Fig.1, unde sunt utilizate temperaturile adimensionale $\theta = \frac{t - t_R}{t_0 - t_R}$.

Rescrise cu diferențe finite pentru nodul curent *m*, ecuațiile de mai sus devin după cum urmează:

- ecuația conducției pentru peretele rece:

$$-\theta_{m-1}^{p} + \left(2 + \frac{1}{\alpha}\right)\theta_{m}^{p} - \theta_{m+1}^{p} = \frac{1}{\alpha}\theta_{m}^{p-1} \quad (6)$$

- ecuația conducției pentru domeniul solid:

$$-\theta_{m-1}^{p} + \left(2 + \frac{1}{\alpha}\right) \cdot \theta_{m}^{p} - \theta_{m+1}^{p} = \frac{1}{\alpha} \cdot \tilde{\theta}_{m}^{p-1} \quad (7)$$

În ecuațiile (6) și (7), α este un parametru care dictează stabilitatea și convergența schemei cu diferențe finite și *p* este numărul pasului de timp. Această ecuație corespunde așa-numitei scheme implicite, care leagă temperaturile actuale în trei noduri consecutive de temperatura în nodul curent la pasul de timp precedent p – 1. Acest tip de schemă este necondiționat stabil și convergent indiferent de mărimea pasului de timp $\Delta \tau$, dar necesită rezolvarea simultană a tuturor ecuațiilor pentru toate nodurile. Soluția sistemului de ecuații rezultat a fost obținută prin aplicarea metodei Gauss de eliminare.

În ecuația (7), $\tilde{\theta}_m^{p-1}$ este temperatura în nodul *m* la pasul precedent de timp p – 1, dar corespunzând poziției nodului la momentul actual (între timp, nodul a migrat din poziția precedentă la cea actuală). Această situație este ilustrată de Fig. 2. Pentru a face ca ecuația să fie în conformitate cu evoluția reală a fenomenului, trebuie găsită valoarea temperaturii nodale $\tilde{\theta}_m^{p-1}$. Acest lucru a fost făcut prin utilizarea polinoamelor Lagrange de gradul 2 pentru interpolarea valorii temperaturii.

- condiția de contur pe fața răcită a peretelui:

$$2\frac{\mathrm{B1}_{\mathrm{W}}}{N_{\mathrm{W}}}\theta_{\mathrm{W},0}^{p} = -3\theta_{\mathrm{W},0}^{p} + 4\theta_{\mathrm{W},1}^{p} - \theta_{\mathrm{W},2}^{p} \quad (8)$$

unde Bi_W este numărul Biot raportat la grosimea peretelui:

$$\operatorname{Bi}_{W} = \frac{kW}{\lambda_{W}} \tag{9}$$



Fig.2 . Deplasarea nodurilor rețelei cu pas variabil și câmpurile de temperatură pe un pas de timp

– condiția de contur la interfața perete-domeniu solid:

$$\frac{\lambda_{W}}{2h_{W}} \left(\theta_{N_{W}-2}^{p} - 4\theta_{N_{W}-1}^{p} + 3\theta_{N_{W}}^{p} \right) = \\
= \frac{\lambda_{S}}{2h_{S}} \left(-3\theta_{N_{W}}^{p} + 4\theta_{N_{W}+1}^{p} - \theta_{N_{W}+2}^{p} \right)$$
(10)

viteza interfeţei solid-lichid:

C

$$\dot{S}^{p} = \frac{T_{0} - T_{C}}{2 \cdot \rho \cdot l_{f}} \cdot \left[\frac{\lambda_{S} \cdot N_{S}}{S^{p}} \cdot \left(\theta_{S,N_{W} + N_{S} - 2}^{p} - 4 \cdot \theta_{S,N_{W} + N_{S} - 1}^{p} \right) + 3 \cdot \theta_{F} \right]$$
(11)
+3\cdot \theta_{F} - \frac{\lambda_{L} \cdot G_{L}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}} - \frac{\lambda_{L} - S_{F}}{H - S^{p}}} - \f

Scriind ecuațiile cu diferențe finite de tip (6) și (7), rezultă un sistem de ecuații liniare de forma generală:

$$\cdot \Theta = B \tag{12}$$

unde matricea *C* a coeficienților – ecuația (13) este o matrice-bandă, iar Θ – ecuația (14) și *B* – ecuația (15) sunt matricile-coloană ale necunoscutelor, respectiv ale termenilor liberi. La fiecare pas de timp se determină temperaturile nodale actuale funcție de cele de la pasul anterior și cu acestea se determină viteza interfeței, ceea ce permite calcularea noii grosimi a domeniului solid și determinarea noului pas spațial. Procedura se reia, obținându-se astfel evoluția procesului.

	(μ_1)	$-\mu_2$	0	0	0	0	0	0	0	0 0	0	0	
	-1	$\sigma_{\scriptscriptstyle W}$	-1	0	0	0	0	0	0	0 0	0	0	
	0	-1	$\sigma_{_W}$	-1	0	0	0	0	0	0 0	0	0	
	0	0	0	0	-1	$\sigma_{_W}$	-1	0	0	0 0	0	0	
$C_1 =$	0	0	0	0	0	-(3-y)	$3\sigma_w - 4y$	-4z	z	0 0	0	0	
	0	0	0	0	0	у	-4 <i>y</i>	$3\sigma_j - 4z$	-(3-z)	0 0	0	0	
	0	0	0	0	0	0	0	-1	$\sigma_{_j}$	-1 0	0	0	(10)
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	01	σ_{j}	-1	(13)
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0 0	-1	$\sigma_{_j})$	
			$\Theta_{1} = \begin{pmatrix} \Theta_{u}^{u} \\ \Theta_{y}^{u} \\ \Theta_{v}^{u} \\ \Theta_{v}^$	$N_{W} = 2$ $N_{W} = 2$ $N_{W} = 2$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 2$ $N_{W} = 1$ $N_{W} = 1$ $N_{$		(14)			$B_{1} = \begin{pmatrix} v \\ b_{W,2} \\ b_{W,3} \\ \cdots \\ b_{W,N} \\ b_{W,N$	$X_{W}-2$ $N_{W}-1$ $N_{W}+1$ $W+2$ $W+N_{S}-2$ $N_{W}+\frac{1}{2}$	(15	5)	

3. REZULTATE ȘI DISCUȚIE

Pentru aplicarea algoritmului de calcul și analiza fenomenului, am considerat următoarele date de intrare:

- peretele răcit: oţel sau cupru;
- aliajul eutectic: Al-Si, cu temperatura de topire $t_T = 560^{\circ}C$;
- temperatura de supraîncălzire a aliajului topit: t₀ = 660°C;
- coeficientul convectiv de transfer pe fața răcită a peretelui: k = 500, 1000, 2000 W/(m²K);
- gradientul termic în domeniul lichid: 5 ... 30 K/cm.

Rezultatele obținute au permis trasarea curbelor de variație al vitezei interfeței în ipoteza egalității vitezelor de tragere, respectiv creștere (Figurile 3 și 4). Așa cum era de așteptat, peretele de cupru, datorită conductivității termice mai ridicate decât a oțelului, determină viteze de creștere mai ridicate. O altă observație este legată de prezența unui maxim al variației ratei de creștere la începutul procesului în cazul peretelui de oțel, care se explică prin rezistența termică a peretelui răcit, care este preponderentă, deoarece stratul solid este încă foarte subțire și exercită o influență neglijabilă din punctul de vedere al rezistenței termice. Astfel, răcirea puternică a peretelui determină o creștere tranzitorie a gradientului termic în stratul solid, care, conform ecuației (11), face ca viteza de creștere să crească. La peretele de cupru, acest fenomen nu apare în curbele de variație a vitezei de creștere, ceea ce nu înseamnă însă că nu se manifestă. Explicația rezidă în faptul că viteza de derulare a procesului este mult mai mare și atunci, pe pasul de timp ales, această creștere nu este surprinsă. Gradientul termic din lichid influențează intervalul de variație a vitezei interfeței: cu cât este mai mare, cu atât variația vitezei de creștere este mai pronunțată. Așa cum s-a menționat mai sus, ipoteza egalității la orice moment a vitezelor de tragere și de creștere este una nerealistă, deoarece toate instalatiile de tragere din topitură funcționează cu viteză de tragere constantă. Introducerea acestei ipoteze a fost făcută pentru a simplifica tratarea teoretică a fenomenului.



Fig.3 . Variația vitezei interfeței pentru k = 500 W/(m²K) și G_L = 5 K/cm

Renunțând la această ipoteză după un interval de timp foarte scurt de la începerea modelării numerice a procesului (pentru demararea procesului iterativ de calcul), se face presupunerea că viteza de tragere a devenit constantă. Dacă viteza de creștere, conform ecuatiei (11), devine mai mică decât viteza de tragere, atunci lungimea domeniului lichid creste, ceea ce determină o scădere a gradientului termic în lichid. Drept urmare, viteza de creștere crește conform ecuației (11) până ce va deveni egală (sau foarte apropiată ca valoare) de viteza de tragere. Dacă viteza de creștere este mai mare decât cea de tragere, are loc fenomenul invers. Rezultatul este că viteza de creștere are tendința naturală de a egala viteza de tragere, aceasta în limitele în care interfața nu părăsește zona adiabatică a sistemului de tragere din topitură. Fenomenul este unul cu autoreglare.

Deoarece la o viteză de tragere dată, viteza de creștere devine (sau tinde sa devină) egală cu cea de tragere, rezultă că gradientul în lichid este în realitate variabil și poate fi determinat la fiecare pas de timp cu relația:

$$G_{L} = \frac{1}{\lambda_{L}} \Big[\lambda_{S} G_{S} \left(t_{0} - t_{R} \right) - \rho_{S} lv \Big] \quad (16)$$

derivată din ecuația vitezei interfeței și în care prin $G_{\rm S}$ s-a notat gradientul termic în domeniul solid.

Aplicând ecuația (16) în două cazuri concrete și calculând raportul dintre valoarea actuală X_0 a lungimii domeniului lichid pentru gradientul termic actual și lungimea inițială X corespunzând gradientului inițial, se obțin curbele de variație a acestui raport (Fig. 5). Se constată că la o variație lentă a vitezei interfeței, aceasta rămâne un timp suficient în zona adiabatică, ceea ce permite solidificarea pe lungimea impusă.





Fig.4 . Evoluția ratei de solidificare: a. $k = 2000 \text{ W/(m^2K)}; G_L = 15 \text{ K/cm}$ b. $k = 1000 \text{ W/(m^2K)}; G_L = 15 \text{ K/cm}$



Fig.5 . Evoluția raportului X/X₀: 1: k = 500 W/(m²K); G_{L,initial} = 5 K/cm; v=1,7 \cdot 10⁻⁴ m/s 2: k = 1000 W/(m²K); G_{L,initial} = 15 K/cm; v=2 \cdot 10⁻⁴ m/s

4. CONCLUZII

În ipoteza simplificatoare a egalității vitezelor de tragere din topitură, respectiv de solidificare (creștere), rata de solidificare este influențată de intensitatea răcirii și de gradientul termic din lichid.

La viteză de tragere constantă, procesul se autoreglează, în sensul că viteza interfeței solidlichid tinde să devină egală cu cea de tragere.

Printr-o alegere pe baza modelului prezentat a setului de parametri ai procesului, se poate obține o variație oricât de redusă a vitezei de creștere, a cărei valoare medie va fi aleasă pentru viteza de tragere.

NOTAŢII

- a difuzivitate termică
- Bi numărul Biot
- G gradient de temperatură
- h pas spațial al rețelei
- k coeficient convectiv de transfer
- L grosimea lichidului din zona adiabatică
- 1 căldură latentă de topire-solidificare
- N numărul total de noduri pe domeniu
- S grosimea domeniului solid
- s viteza interfeței
- t temperatura
- v viteză de tragere din topitură
- W grosimea peretelui
- X lungime caracteristică

Litere grecești

- θ temperatură adimensională
- λ conductivitate termică
- ρ densitate
- τ timp
- ξ fracțiune de pas

Indici inferiori

- L lichid
- m nodul curent
- S solid
- W perete

Indice superior

p pasul de timp prezent (curent)

REFERINȚE

- [1] G.F. Naterer, *Heat Transfer in Single and Multiphase* Systems, CRC Press, (2002).
- [2] H. Lomax, T.H. Pulliam, D.W. Zingg, Fundamentals of Computational Fluid Dynamics, Springer, (2001).
- [3] B. Horbaniuc, Contribuții la stocarea energiei termice prin schimbare de fază, Teză de doctorat, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, (1996).

POSIBILITĂŢI PRIVIND UTILIZAREA ENERGIEI **ALTERNATIVE ÎN USCAREA CEREALELOR**

Constantin IANCU, Mircea BADESCU, Sorin BORUZ

UNIVERSITY OF CRAIOVA, Romania.

Rezumat. Uscarea cerealelor reprezintă un mare consumator de energie în cadrul tehnologiilor de procesare și prelucrare a produselor agricole. Înlocuirea combustibililor fosili cu surse regenerabile de energie (energie verde) la uscarea cerealelor este cea mai importantă cerință de protecție a mediului. Între diferitele variante tehnologice de uscare folosind energii alternative, sistemul hibrid tip SAHPD, în care radiația solară se asociază optim cu pompe de căldură aer-aer, prezintă o eficacitate energetică maximă și conferă un standard ridicat de calitate al produsului obținut.

Cuvinte cheie: radiație solară, uscare, cereale, pompa de caldura.

Abstract. Drying cereals is a highly energy consumption process within processing and conditioning agricultural products. The replacing of fossil fuels by regenerable energy sources (green energy) with cereals drying is a paramount requirement for environment protection. Among different alternative technological variants of drying, the SAHPD hybrid type, where the solar radiation is optimally associated with heat pumps of air-air type has a maximum efficacy and gives a high quality standard of the product. Keywords: solar radiation, drying, cereals, heat pump.

1. INTRODUCERE

O cerință primordială a accesării consumurilor energetice mondiale o reprezintă în prezent înlocuirea combustibililor fosili ce au provocat efecte dezastruoase asupra mediului, cu surse de energie regenerabile.

Această alternativă curată de energie se poate produce la locul de utilizare, nu produce deșeuri periculoase și este inepuizabilă.

Aplicarea energiilor regenerabile în agricultură s-a extins foarte mult în ultimii ani datorită disponibilității acesteia la nivel local pentru producerea și procesarea produselor agricole precum și a caracterului de a reduce gazele cu efect de seră. Utilizarea energiilor regenerabile, deși solicită costuri inițiale ridicate ale investiției care limitează accesul unei categorii de utilizatori poate fi depășită cu ajutorul oportunităților de finanțare oferite de programe UE ce promovează proiectele de valorificare a resurselor locale de energie.

Un mare consumator de energie termică sau electrică în agricultură îl reprezintă uscarea cerealelor, proces ce constă în reducerea conținutului de umiditate al acestor produse la valori cerute de condițiile de păstrare și consum a acestora.

SOLARE UTILIZAREA **ENERGIEI** 2. PENTRU USCAREA CEREALELOR

Dintre variantele de energie regenerabilă cu eficacitate maximă în acest scop este tehnologia de uscare solară a cerealelor.

Avantajele certe ale acestei soluții pe lângă economisirea de energie sunt rationalizarea spațiului, îmbunătățirea calității produsului, eficientizarea procesului de lucru și protejarea mediului. Folosirea exclusivă a energiei solare prezintă unele dezavantaie între care:

- variația în timp a intensității radiației incidente, ce impune sisteme suplimentare de control, stocare și reglare
- > pierderile termice prin conducție și convecție ce reduc densitatea energiei solare absorbite și necesită suprafete mai mari de colectare. Intensitatea radiației este data de relația:

 $I_0 = I_s(1 - \alpha_s)$

unde I_s este radiația incidentă, α_s este reflexibilitatea undelor scurte (albedo) care depinde de înclinația solară și de starea suprafeței solului sau apei.

$$I_s = I_d - I_i$$

unde I_d este radiația directă și I_i radiația incidentă dispersată.

În figura 1 este dat bilanțul de energie solară primit la nivelul solului.



Fig. 1. Bilanțul de energie la nivelul solului

Evaluarea energiei globale

În timpul funcționarii permanente, caracteristicile unui colector sunt obținute cu ajutorul următoarei ecuații de evaluare a energiei globale:

$$Q_{u} = Q_{a} - Q_{p} \tag{1}$$

unde: Q_u reprezintă energia transferată fluidului de transfer termic, Q_a reprezintă energia solară absorbită, Q_p reprezintă energia corespunzătoare pierderilor de căldură.

Pentru o estimare a energiei care a fost absorbită de colector trebuie făcută o distincție teoretică între radiația directă și radiația difuză, asociindu-le coeficienți de transmisie și de absorbție adecvați. Totuși în practică se ia în considerare componenta radiației globale incidente, care este perpendiculară pe suprafața colectorului. în acest caz, energia absorbita este indicată în Watts, în ecuația următoare:

$$Q_a = A \zeta_s \alpha_s G \tag{2}$$

unde: A reprezintă aria suprafeței intrării colectorului în m², ζ_s și α_s reprezintă valorile medii ale coeficientului de transmitere a capacului transparent și ale coeficientului de absorbție a panoului absorbant pentru întregul spectru solar, G reprezintă energia de admisie globala în W/mp (aria de admisie), măsurata în planul colectorului.

Având în vedere că un colector tip lamelar este relativ subțire, pierderile din laterale pot fi neglijate în estimarea aproximativă, doar pierderile frontale și prin partea din spate a colectorului fiind luate în considerare, aceste pierderi sunt exprimate după cum urmează:

$$Q_{p} = QAV + QAR \qquad (3)$$

Atunci când sunt reduse la o unitate a suprafeței panoului absorbant, toate pierderile reprezentând un flux termic dinspre colector înspre exterior pot fi exprimate în relația cu diferența de temperatura care le cauzează, astfel:

$$Q AV / A = UAV (Tm-Ta)$$
 (4)

$$QAR / A = UAR (Tm-Ta)$$
 (5)

sau:

$$Q A / A = U (Tm-Ta)$$
(6)

unde:

$$U = UAV + UAR \tag{7}$$

UAV = Coeficientul de pierdere termică dinspre partea frontală (W/mp. K)

U AR = Coeficientul de pierdere termică dinspre partea din spate (W/mp. K)

T m = Temperatura medie a panoului absorbant T a = Temperatura ambiantă medie

Echilibrul termic la un moment dat între energia solară primită de colector, energia utilă disponibilă și pierderile termice fac posibilă descrierea randamentului instantaneu cu ajutorul ecuației următoare:

$$R = RO - U (Tm - Ta) / G$$
(8)

Conform principiilor acceptate de normele internaționale (ISO) și europene (CEN), randamentul unui colector tip lamelar poate fi descris prin trei coeficienți independenți de temperatura:

$$R=R0 - a1T^* - a2G(T^*)$$
 (9)

unde:

R0 - coeficient de conversie optica (%)

a1 - pierdere termica prin coeficientul de conducție (W/m p.K)

a2 - pierdere termica prin coeficientul de convecție (W/mp.K)

$$T^* = (Tm-Ta)/G$$
 (10)

3. FOLOSIREA POMPELOR DE CĂLDURĂ ÎN TEHNOLOGIILE DE USCARE A CEREALELOR

Dificultățile menționate pot fi eliminate prin realizarea unei instalații de uscare complexă în care sursei de energie solară i se conferă posibilitatea de stocare a energiei termice produse și completarea în funcție de necesitate cu energia obținută de la o sursă electrică – figura 2.



Fig. 2. Schema instalației solare pentru uscare complexă
1- captator solar, 2 – depozit de stocare, 3 – uscător,
4 – baterie de încălzire, 5, 6, 7, 8 – ventilator,
9 – recuperator de căldură

Instalația de uscare mixtă cu energie solară și electrică are ca sursă principală de uscare aerul cald produs de captatorul solar. Procesul de recuperare a căldurii și de stocare a acesteia are loc în depozitul realizat dintr-un pat de pietre, când temperatura aerului evacuat de uscător este mai mare decât cea exterioară.

În caz de pană solară uscătorul este alimentat cu căldură de la depozitul de stocare și suplimentar de la sursa auxiliară electrică.

Cu eficiența mare a transferului de energie termică, se poate utiliza cu succes în uscarea cerealelor pompa de căldură. Această maşină termică, figura 3 – preia gratuit căldura de la sursa rece (aer atmosferic) și o cedează la o temperatură ridicată sursei calde (uscător), dezvoltând potențialul caloric pe seama energiei mecanice primite (compresor).



Fig. 3. Schema de principiu a unei pompe de căldură: A – condensator, B - instalație de comprimare, C – vaporizator, D – ventil de laminare, 1 – sursa rece, 2 – agent termic intermediar, 3 – sursa caldă

Eficiența energetică a utilizării acestor pompe constă în utilizarea concomitentă a aerului fierbinte de la condensator pentru încălzirea cerealelor în vederea uscării (pierderea apei din produs) și a răcirii și dezumidificării aerului viciat venit de la uscător la nivelul condensatorului. Abilitatea de a converti căldura latentă a condensului de vapori în căldură sensibilă sub forma unui flux de aer cald ce trece prin condensator face din pompele de căldură o sursă atractivă în special în aplicațiile de uscare atunci când sunt combinate cu capacitatea de a oferi condiții de uscare bine controlate.

Avantaje:

- control excelent al mediului pentru produse de valoare ridicată şi reducere a consumului de electricitate,
- este fezabilă o gamă largă de condiții de uscare, de la -20° C până la 100°C (cu încălzire suplimentară)
- eficiență energetică ridicată cu profile de temperatură controlate pentru a satisface cerințele de producție. Dezavantaje:
- costurile inițiale de capital pot fi ridicate datorită componentelor refrigeranților
- necesită o perioadă de echilibru pentru a atinge condițiile de uscare dorite
- poate necesita încălzire suplimentară pentru obținerea unor produse de valoare ridicată, cauzată de nivelul presiunii critice a unor refrigeranți.

Analizând comparativ avantajele și dezavantajele uscării cerealelor cu ajutorul energiei solare și cu pompa de căldură se poate constata necesitatea utilizării unei tehnologii de uscare combinate folosind asociat ambele forme de energie.

Un model simplificat de un astfel de sistem este prezentat în figura 4. Radiația solară este convertită în căldură sensibilă. Aerul care trece prin tubulatura panoului solar este încălzit și apoi primeste căldură suplimentară la nivelul condensatorului de la agentul refrigerent. La parametrii doriti aerul cald este admis în camera de uscare și preia umiditatea din produs. Ulterior aerul umed este directionat către serpentina vaporizatorului pompei de căldură unde are loc procesul de dezumidificare.

Mai întâi acesta este răcit până la punctul său de rouă, rezultând în final condensarea apei care se separă de aer. Căldura recuperată este direcționată de compresor către condensator.



Fig. 4. Schema sistemului combinat (hibrid) cu pompă de căldură.

Acest sistem hibrid de uscare alcătuit din colector solar și pompă de căldură denumit SAHPD prezintă următoarele avantaje:

- condiții de uscare bine controlate ce asigură o calitate superioară a produselor,

- economii semnificative de energie datorită conversiei ușoare a radiației solare pentru încălzirea directă,

- operarea ridicată a temperaturii de uscare comparativ cu sistemul cu pompă de căldură independentă.

Dintre dezavantaje se remarcă:

- creșterea costurilor de capital necesare pentru panouri solare și ventilatoare,

- cantitatea de energie solară disponibilă variază

semnificativ pe parcursul zilei, dar poate fi estompată printr-un acumulator de căldură.

4. CONCLUZII

Sistemele hibride SAHPD folosite la uscarea cerealelor prezintă un coeficient de performanță COP mult mai bun decât al uscătoarelor convenționale ce reprezintă reduceri importante de energie. Înlocuirea utilizării combustibililor fosili cu surse regenerabile de energie este o alternativă curată ce respectă în totalitate condițiile impuse de mediu. Aceste sisteme folosesc temperaturi scăzute de uscare și independente față de exterior, fiind potrivite pentru materialele sensibile la căldură, asigurând germinația și vigoarea optimă a semințelor.

REFERINȚE

- [1] Bică M. *Termotehnică și mașini termice*, Ed. Uiversitaria, Craiova, 2000
- [2] Cernăianu Corina Uscarea produselor agricole folosind surse de căldură neconvențională, A XIII-a Conferință de termotehnică, Reşiţa, 2003
- [3] Cernăianu Corina *Termotehnica*, Ed. Universitaria, Craiova, 2009.
- [4] Chua K. I., Chou K. Energie solară asistată de pompe de căldură, Lucrări ştiințifice, Departamentul de Inginerie Mecanică, Universitatea din Singapore
- [5] Constantinescu D. M., Bădescu M., Boruz S. Actualități şi perspective ale utilizării energiilor curate în agricultură. Studiu de caz, INMATEH Bucureşti, 2009
- [5] Ilina M. şi colab. Energii convenționale utilizate în instalații de construcții, Ed. Tehnică, 1987

CRICTICAL CONSIDERATIONS ON THE FLUID FLOW WITHIN RECOVERY HEAT EXCHANGERS

Mihai NAGI¹, Paul ILIES², Ioan-Daniel CĂRĂBAȘ¹

¹ POLITEHNICA UNIVERSITY OF TIMISOARA, FACULTY OF MECHANICS, Romania. ²S.C. RAAL S.A. BISTRITA, Romania.

Abstract: Studiul de față îți propune să analizeze teoretic care sunt avantajele realizării schimbătoarelor de căldură cu curgerea fluidelor in contracurent în locu celor cu curgerea în curent încrucișat. Dintre multiplele metode de comparație a doua sau mai multe schimbătoare de căldură, în cazul de față, eficiența Φ , poate fi utilizată cel mai bine pentru că se compară schimbătoare de căldură cu aceeași suprafață, *A*, de transfer termic. **Cuvinte cheie:** schimbatoare de caldura, contra curent, eficiența, curent incrucisat.

Abstract: A theoretical analysis is proposed to evaluate the advantages of counter flow as compared to cross flow in the field of heat exchangers. Many comparison methods can be employed, but the one used in this paper, using the Φ efficiency function, is best suited, as heat exchangers with the same transfer surface are directly compared.

Keywords: heat exchangers, counter flow, efficiency, cross flow.

1. INTRODUCTION

When employing calculations for heat exchangers design [1,2], nine parameters are needed:

Q [W] – heat flux transferred from one fluid to the other,

 $k [W/m^2K]$ – overall heat transfer coefficient,

 $A [m^2]$ – heat transfer surface,

 \dot{C}_1, \dot{C}_2 [W/K] – overall heat capacity flux,

 $t_1', t_2' [^{\circ}C]$ – inlet temperature values for the two fluids,

 $t''_1,\,t''_2\,\,[^\circ\!C]$ – outlet temperature values for the two fluids.

The heat flux transferred between the two fluids through the exchange surface can be calculated using the efficiency function Φ written as equation (1) [3]:

$$\dot{Q} = \dot{C}_{1} \phi(\dot{t}_{1} - \dot{t}_{2})$$
 (1)

Function Φ is also called the operational characteristic and s dependent on two non-dimensional functions [4]:

$$\mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \tag{2}$$

$$\chi = \frac{kA}{\dot{C}_l} \tag{3}$$

The fluid with the $I(t'_1, t''_1, C_1)$ subscript will always be chosen as the one with the lower heat capacity flux, so that $C_1 < C_2$ and $0 < \mu < 1$.

Function $\Phi = (\mu, \chi)$ depends on the way the two fluids flow through the heat exchanger. Therefore, for two heat exchangers with the same transfer surface, fluid flow and inlet temperatures, the heat flux transmitted from one fluid to the other is dependent on the way the fluids are transported, meaning function, and it reaches its maximum value when counter flow is employed. From the heat transfer point of view, counter flow is ideal. However, several design difficulties are encountered when trying to implement this solution. For this reason, most heat exchangers feature cross flow rather than counter flow. This paper aims to analyze the increase in efficiency when the fluids are transported in counter flow, as compared to the case of cross flow.

2. THEORETICAL CONSIDERATIONS

Efficiency Φ can be calculated using the following equations:

- For counter flow heat exchangers:

$$\phi_{c} = \frac{1 - e^{-\chi(1-\mu)}}{1 - \mu e^{-\chi(1-\mu)}}$$
(4)

- For cross flow heat exchangers there are several simplifying hypohtesis and equations similar to (4) only provide approximative values. For real heat exchangers and especially for gas – gas or air – oil transfer, the two fluids are not mixed and equation (5) is more accurate:

$$\phi = \frac{1}{\mu \chi} \sum_{n=0}^{\infty} \{ [1 - e^{-\chi} \sum_{m=0}^{n} \frac{\chi^{m}}{m!}] [1 - e^{-\chi \mu} \sum_{m=0}^{n} \frac{(\chi \mu)^{m}}{m!}] \}$$
(5)

Experimental research has shown that the efficiency Φ calculated using equation (5), is modified by the first five elements of the series up to the sixth decimal, and therefore, equation (6) can be used with high enough accuracy:

$$\phi = \frac{1}{\mu \chi} \sum_{n=0}^{5} \{ [1 - e^{-\chi} \sum_{m=0}^{n} \frac{\chi^{m}}{m!}] [1 - e^{-\chi \mu} \sum_{m=0}^{n} \frac{(\chi \mu)^{m}}{m!}] \}$$
(6)

Efficiency values Φ calculated for cross flow heat exchangers are to be considered as reference values, while counter flow heat exchangers efficiency is denoted as Φ_c . The efficiency gain ε_{c_1} can be calculated using equation (7) [6,7]:

$$\varepsilon_c = \frac{\Phi_c - \Phi}{\Phi} 100 \tag{7}$$

This parameter was calculated for different situations and several μ and χ values, with the resulting diagrams plotted

$$\mathcal{E}_{c} = f(\mu, \chi) \tag{8}$$

Diagram analysis (figure 1) will identify the efficiency gain for different real situations, where counter flow is employed, as compared to cross flow. Calculations and the resulting plots are the result of theoretical investigations [8,9]. These values are to be compared to experimental results and a correction coefficient is to be calculated as a result, with no such values available in the literature. This coefficient should be accurate enough in multiple situations, without the need for additional investigations.



Fig.1. Efficiency gain ε_c , for different μ and χ values

If pure counter flow can not be achieved in real heat exchangers, than a deviation angle φ , is

present between the two flowing directions (figure 2). Therefore, the w_2 flow vector is to be

considered as decomposed as two vectors, w_{2cross} (cross flow direction) and $w_{2counter}$ (counter flow direction. This can be called as a quasi-counter flow situation.



Fig. 2. Quasi counter flow

The following equation can be written:

$$W_2 = W_{2in} \sin \varphi + W_{2cc} \cos \varphi \tag{9}$$

As the direction of the w_2 related to the w_1 flow speed is the main factor that influences heat transfer efficiency, any variation in efficiency should be accurately predicted by equation (10):

$$\Phi = \Phi_{2cross} \sin \varphi + \Phi_{2counter} \cos \varphi \qquad (10)$$

where:

 Φ - quasi counter flow efficiency,

 Φ_{2cross} - cross flow efficiency,

 $\Phi_{2counter}$ - counter flow efficiency.

3. CONCLUSIONS

Efficiency gain ε_c is strongly dependent on the non-dimensional parameters μ and χ , or in other words, on how the flow is organized and flow speed, as well on heat exchange surface. All heat exchangers feature a gain in efficiency when counter flow is employed, as compared to cross flow. This gain is higher as the μ and χ are increased, or as the flow quantity and heat exchange surface are increased.

If μ is close to 0 there is almost no difference between counter and cross flow, while if $\mu=0$ (when one fluid is vaporized or condensed) it is known that the notion of counter flow makes no sense. The real value for the efficiency gain ε_c can be identified based on plotted diagrams only when the characteristics of a cross flow heat exchangers are known and counter flow is evaluated as a replacement solution.

ACKNOWLEDGMENT

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU 6/1.5/S/13, (2008) of the Ministry of Labour, Family and Social Protection, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People.

REFERENCES

- Nagi M., Iorga D., Laza I., Mihon L., Ostoia D. Heat exchangers (original title in Romanian), Vol I, ISBN (10) 973-52-0000-7, (13)978- 973-52-0000-8, ISBN (13) 973-52-0001-5, (13)978- 973-52-0001-5, Mirton, Timisoara 2006
- [2]Nagi M., Laza I., Mihon L. Heat exchangers (original title in Romanian), Vol II, ISBN978- 973-52-0075-6, Mirton, Timisoara 2007
- [3] Kays, W.M., London, A.L. Hochleistungwarmeubertrager, Akademie Verlag, Berlin, 1973.
- [4]Nagi M., Ilies P.,Martian V.- Researches for more compact cooling systems, for vehicles, done in Romania at RAAL Bistrita. Beograd, JUMV 2005 European automotive Congress, EAEC05YU-AQ04, ISBN 86-80941-30-1
- [5]Ilies P., Nagi M., Martian V.- Trends of more compact cooling systems for vehicles and self driven cars equipped with diesel engines. The 10th International Congress CONAT 2004, Brasov,20041003
- [6] Ilies P.- Contributions to the study of compact aluminum heat exchangers with wavy fins (original title in Romanian), PhD thesis, Timisoara 2010.
- [7] Negoitescu A., Nagi M., Ostoia D.- Experimental Researches on the Thermal Transfer of Fluids Flowing through ALCO 18 Oil Cooler, DAAAM Baltic Conf INDUST, ENGINEERING Tlin, Estonia 24-26.04.2008, pp. 111-116, ISTP/ISI Proceeding, INSPEC, Cambridge Scientific Abstracts.
- [8] Nagi, M., Negoițescu, A. Cercetări teoretice si experimentale privind transferul temic si fluidodinamic al suprafețelor cu nervuri ondulate, A.IV-a Conf. Nat. Tehn., Craiova, 1998.
- [9] Nagi, M., Negru, L.D., Laza, I., Lelea, D. Theoretical and experimental studies concerning the ways of comparison of oil coolers used for engines with internal combustion (in Serbian) OSMI Strucni skup o opremi u procesnoj industriji Beograd, 26-27 oct. 1994. Procesna tehnika Nr.3 - 4, 1994 pag.30 - 32.

ASPECTE ALE TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ ÎN CONDENSATORUL INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE

Nicolae BARA

S.C FRIGOTEHNICA S.A. București, Romania.

Abstract: Condensatorul frigorific este un schimbător de căldură în care agentul frigorific își schimbă starea de agregare, trece din vapori în lichid cu cedare de căldură. În instalația studiată în această lucrare aerul preia căldura rezultată din condensarea agentului frigorific. Transferul de căldură se realizează prin suprafața extinsă formată din nervurile ondulate de la suprafața țevilor condensatorului. În lucrarea de față se determină coeficientul de transfer de căldură pentru aer în diferite condiții.

Cuvinte cheie: căldură, condensator, convecție, condensare.

Abstract: The refrigerated condenser is a heat exchanger in which the refrigerant changes its state of aggregation, changes from vapors to liquid with heat losses. In the installation studied in this paper the air take the resulted heat from the condesation of the refrigerant. The heat transfer is achieved through the flat surfaces made from the corrugated rib of the surfaces of the condenser tube. In this present paper are determined the heat transfer coefficient for air under various conditions.

Keywords: heat, condenser, convection, condensation.

1. INTRODUCERE

Transferul de căldură între două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite se realizează în utilaje termice numite schimbătoare de căldură care pot fi aparate principale când fac parte integrantă din procesul tehnologic, sau secundare, când recuperează căldura reziduală rezultată din proces.

Un schimbător de căldură trebuie să satisfacă anumite condiții:

- să realizeze un schimb de energie intens între agenții termici;

- să respecte regimul de temperaturi cerut de procesul tehnologic;

- să fie sigure în exploatare;

- să fie fiabile, construcție simplă și compactă, economică.

Transferul de căldură este un fenomen complex care trebuie asociat de fiecare dată cu curgerea fluidelor între care are loc schimbul termic. Spre deosebire de procesele termice care se consideră în echilibru în cazul transferului de căldură se consideră cazul real al temperaturilor variabile în spațiu și timp, cazul schimbătoarelor de căldură.

Pe plan mondial, în construcția schimbătoarelor de căldură, tendința este de mișcare a gabaritelor, reducerea poluării sonore:

- creșterea transferului de căldură prin convecție;

- realizarea suprafețelor extinse pentru transfer de căldură;

- utilizarea unor fluide speciale (monofluidele).

Condensatoarele frigorifice. Sunt aparate care schimbă căldură cu un mediu de răcire, care poate fi și mediul ambiant, răcite cu apă, cu aer sau mixt. Alegerea tipului de condensator frigorific trebuie să țină cont în special de:

- caracteristicile tehnice ale aparatului: coeficient global de transfer de căldură, compactitate, presiune de lucru, temperatura fluidelor utilizate, etc.

- schema și tipul ciclului în care urmează să fie utilizat;

- tipul fluidelor utilizate;

- puterea și performanțele termice.

Rolul condensatorului este de a răci vaporii de agent frigorific supraîncălzit până la saturație, condensarea propriu-zisă și eventual subrăcirea dacă nu este prevăzut un alt schimbător de căldură - subrăcitor.

Condensatoarele frigorifice pot fi grupate în funcție de agentul de răcire și de forma suprafeței schimbătoare de căldură.

Condensatoare răcite cu apă cu serpentină inversată. Bazinul în care se găsește apa de răcire este prevăzut cu agitator sau fără. Caracterizează construcțiile vechi, necesită un spațiu mare, cu consum mare de apă. Se întâlnesc des în gospodăriile de la sate la fabricarea alcoolului prin distilare.

Răcite cu apă cu țevi duble în contracurent. Apa de răcire curge forțat prin țeava interioară mărind transferul de căldură. Oferă posibilități de curățire, dar necesită un consum mare de apă.

Răcite cu apă cu fascicul de țevi în contracurent; cost mai redus.

Răcite cu apă, multitubular orizontal cu fascicul de țevi. Se intensifică transferul de căldură, spațiu redus, coroziune redusă. Se menține un consum mare de apă. Dacă se are în vedere condensarea aburului într-o termocentrală consumul de apă este de aproximativ 50-55 litri pentru un kg abur condensat la presiunea aburului de 0.03 bar cu o încălzire a apei de răcire cu 5-6^oC.

Răcite cu apă, multitubulare verticale în care apa de răcire circulă de sus în jos pelicular în interiorul țevilor.

Răcite cu aer atmosferic cu curgere liberă. Țevile sunt nervurate sau netede. Acest tip de condensatoare depinde de condițiile atmosferice, reprezintă o construcție mare și grea.

Răcite cu aer cu curgere forțată. Se îmbunătățește schimbul de căldură dar devin mai scumpe fiind necesare ventilatoare pentru mișcarea aerului.

Răcite cu apă și aer. Curgere liberă a aerului atmosferic care este stropit cu apă. Se realizează un consum relativ redus de apă, dar ocupă un spațiu mare și reprezintă o construcție grea.

Răcite cu apă și aer umidificat prin evaporarea forțată a apei. În acest tip de condensatoare crește consumul de energie electrică.

Condensatoarele frigorifice răcite cu aer segăsesc în instalațiile frigorifice de puteri mici din rețeaua comercială sau de la aerul condiționat de la automobile.

Dezvoltarea transportului auto și feroviar a impus construirea "trenurilor frigorifice" la care condensatoarele au puteri până la 300kW. La acest tip de aparate suprafețele de transfer de căldură răcite sunt alcătuite din grupuri de serpentine nervurate la care se realizează coeficienți de transfer de căldură de aproximativ 22-29 W/(m².K).

2. METODA DE LUCRU

Pentru cercetările experimentale efectuate în laboratorul de Termotehnică de la Facultatea de Mecanică din Craiova s-a proiectat și realizat instalația prezentată în figura 1.



Fig. 1. Instalația experimentală



Fig. 2. Model CAD schimbator de căldură



Fig. 3. Secțiune longitudinală schimbător de căldură

Alegerea condensatorului se face în funcție de puterea frigorifică a instalației. Se au în vedere următorii parametrii: -coeficientul global de transfer de căldură; -presiunea de lucru;

-dimensiunile spațiului în care este montat; -agentul de răcire;

-schema de curgere a fluidelor utilizate;

-temperaturile realizate.



Fig. 4. Dimensiuni canale de curgere schimbător de căldură

Modelul de calcul trebuie să țină seama de proprietățile termofizice ale fluidelor, de scțiunile de curgere, de materialele din care este confecționat condensatorul, de geometria suprafețelor schimbătoare de căldură. În fgura 4.5 se prezintă schema logică adoptată pentru modelul de calcul.



Fig. 5. Schema de curgere în schimbătorul de căldură

Condensatoarele frigorifice răcite cu aer segăsesc în instalațiile frigorifice de puteri mici din rețeaua comercială sau de la aerul condiționat de la automobile. Dezvoltarea transportului auto si feroviar a impus construirea .trenurilor frigorifice" la care condensatoarele au puteri până la 300kW. La acest tip de aparate suprafețele de transfer de căldură răcite sunt alcătuite din grupuri de serpentine nervurate la care se realizează coeficienti de transfer de căldură de aproximativ $W/(m^2.K)$. 22-29 Pentru cre:terea valorii coeficientului global de transfer de căldură se are în vedere influența vitetei aerului cu două aspecte: - creștere vitezei de curgere a aerului are ca efect mărirea coeficientului global de transfer de căldură; - creștere vitezei de curgere a aerului mărește rezistența hidrodinamică.

Instalația utilizată pentru experiențele din această lucrare folosește ca agent de răcire aerul. Căldura rezultată din procesele de desupaîncălzire, condensare și răcire este preluată de aerul de răcire. Coeficientul de convecție peste fasciculul de țevi nervurate s-a calculat cu relația:

$$N_u = C \operatorname{Re}^n \left(\frac{L}{d_{ech}} \right)^m$$
(1)

În care:

C=A.B, A,B,n, m se calculează cu relațiile:

$$A = 0.518 - 0.02315 \left(\frac{L}{d_{ech}}\right) + 0.425 \cdot 10^{-3} \left(\frac{L}{d_{ech}}\right)^2 - 3.10^{-6} \cdot \left(\frac{L}{d_{ech}}\right)^3$$

B=1.36-0.24 $\frac{\text{Re}}{1000}$ n=0.45+0.0066($\frac{L}{d_{ech}}$) m=-
0.28+0.08 $\left(\frac{\text{Re}}{1000}\right)$ (2)
L = **Z S** [mm]

S-a măsurat lățimea nervurii în sensul curgerii curentului, 18,85 mm. Relația criterială este valabilă pentru curgere laminară 500< Re< 2320, sau $3 \cdot 10^5 < G_r P_r < 3 \cdot 10^{10}$. Condusatoarele răcite cu aer suntnutilizate în mod obișnuit în instalațiile frigorifice de puteri mici și uneori în instalațiile industriale de puteri mari acolo unde resursele de apă lipsesc.

Pentru calculele termodinamice pe partea aerului este necesar să determinăm secțiunea de curgere. Agentul frigorific curge și condensează în interiorul țevilor orizontale. Aerul curge forțat perpendicular peste un fascicul de țevi nervurate.

3. CALCULUL DIAMETRULUI ECHIVALENT

Diametrul echivalent al secțiunii de curger 4A

pentru aer este:
$$d_{ech} = \frac{1}{P}$$

A- secțiunea transversală de curgere a aerului; P- perimetrul udat



Fig. 6. Dispunerea nervurilor și țevilor într-un fascicul

Din figura de mai sus rezultă:

$$d_{ech} = \frac{4(S_1 - d_e)(u - \delta_n)}{(S_1 - d_e) + (u - \delta_n)}$$
(3)

4. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PE PARTEA AERULUI

Viteza de curgere a aerului a fost determinată prin măsurare directă. Rezultatele măsurătorilor efectuate pe standul din laboratorul de Termotehnică de la Facultatea de Mecanică din Craiova sunt prezentate în tabelul de mai jos. Tabelul a fost întocmit pe baza măsurătorilor efectuate în punctele indicate pe desenul de mai jos.



Fig. 7. Punctele pentru măsurarea vitzei de curgere a aerului

			2	
Nr.	t _{a,i}	t _{a,e}	Waer	α_{aer}
crt.	[°C]	[°C]	[m/s]	$[W/(m^2.K)]$
1	27,5	30,2	3,25	132,4
2	27,5	32,2	4,00	138,4
3	27,4	32,50	4,24	141,9
4	27,3	33,20	4,50	147,14
5	27,0	33,90	4,75	150,14
6	27,2	34,20	5,02	156,01
7	27,5	34,90	5,50	159,8
8	27,4	35,20	5,96	165,8
9	27,3	29,4	5,93	164,6
10	27,0	29,2	4,82	151,4
11	27,2	29,1	3,84	134,01
12	27,4	29,2	3,85	136,4
13	27,4	29,3	3,85	136,45
14	27,6	29,3	3,56	131,45
15	27,0	29,4	3,22	131,22

Tabelul 1. Mărimi măsurate și calculate pentru aer

Pentru aer s-au calculează mărimile termofizice având în vedere și conținutul de umiditate:

$$\rho_{aer} = \frac{1+x}{R_{aer} + R_v} \cdot \frac{p}{T}, \qquad (4)$$

în care:

x- conținutul de umiditate determinat pe baza temperaturilor termometrului uscat, t și umed, t_u, cu ajutorul diamegramei aerului umed; R_{aer} = 287,2 J/ (kg.K)- constanta aerului uscat; R_v = 461,5 J/ (kg.K)- constanta vaporilor de apă; p[N/m²]- presiunea atmosferică a aerului umed; T[K]- temperature absolută a aerului umed; c_{paer}- capacitatea calorică masică;

$$c_{p,1+x} = c_{paer} + 1,863x \text{ [kJ/(kg.K)]};$$

S-a considerat $c_{paer} = 1,006 \text{ kJ/(kg.K)}$ - capacitatea calorică masică specifică a aerului uscat;

 $h_{1+x} = 1,006t + x(2500 + 1,863t_a)$ [kJ/kg.]; în care 2500 este căldura latentă de vaporizare a apei în [kJ/kg].

 $t_{aer,i}$ - temperatura aerului la intrare; $t_{aer,e}$ - temperatura aerului la intrare;



Fig. 8. Variația coeficientului de convecție în funcție de viteza de curgere a aerului



Fig. 9. Variația temperaturii aerului la intrare



Fig. 10. Variația temperaturii aerului la ieșire

5. CONCLUZII

Lucrarea prezentată dovedeste influenta parametrilor fluidului de răcire (aerul) asupra transferului de căldură prin convecție într-un condensator frigorific, la fel de importantă ca și influența soluțiilor constructive adoptate pentru intensificarea transferului de căldură. Suprafețele extise nervuri ondulate determină prin intensifcarea transferului de căldură dacă se are în vedere și utilizarea aerului la parametrii optimi determinați experimental pentru fiecare tip de schimbător de căldură.



Fig. 11. Variația temperaturii aerului la intrare

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Handbook of ASHRAE Fundamentals, 2009.
- [2]. F. Chiriac, A. Ilie & R. Dumitrescu, 2003, Ammonia Condensation Heat Transfer în Air-Cooled Mesochannel Heat Exchangers, *Proceedings of ASME IMECE '03*, Washington D.C.
- [3]. Bică, M., Cernăianu, D.,C., Bara, N., Termotehnica, Editura Universitaria, Craiova 2010.
- [4]. Bejan, A., Heat Transfer. John Wiley Edition, 1993
- [5]. Chiriac, F., Refrigeration Machines Handbook No. 2, Technical University Bucharest, 1973.

CONSIDERAȚII PRIVIND ANALOGIA DINTRE TRANSFERUL DE CĂLDURĂ ȘI TRANSFERUL DE IZOTOP

Marius PECULEA

ACADEMIA ROMÂNĂ

Rezumat: În completarea lucrărilor de asemănare între transferul de căldură și schimbul izotopic [2], [3] și [4], de această dată se prezintă o metodă preluată de la cascada criogenică [5], unde pentru schimbătoarele de căldură legate în serie, calculul se bazează pe ideea că "ști ce intră, ai performanța spațiului de schimb, rezultă ieșirile". Metoda adoptată permite calculul coloanelor de separare izotopică, în condițiile cunoașterii concentrațiilor din curenții de alimentare (introducere), atât pentru cazul determinării experimentale a performanțelor umpluturilor coloanelor, cât și comportării coloanelor de îmbogățire izotopică.

Cuvinte cheie: transfer de căldură, schimb izotopic, coloană de separare izotopică.

Abstract. For completing the series of paper wich concern the heat transfer and isotopic exchange [2], [3] şi [4], these work presents a method taken from cryogenic cascade [5], where for the heat exchangers in series, the sum is based on the idea that "knowing the input, having the performance of exchange zone, results the output" The chosen way allows the calculation of the isotopic separation columns, knowing the concentration of the supply currents (introduction), for the case of experimental determination of the performances of columns content and for the behavior of the columns with isotopic enrichment.

Keywords:heat transfer, isotopic exchange, column of isotopic separation

1. INTRODUCERE

Transferul de căldură și transferul de izotop se efectuează între doi curenți care curg în contracurent, primul realizat într-un schimbător de căldură, cel de-al doilea într-o coloană de separare. În schimbătorul de căldură cei doi curenți sunt separați de o suprafață impermeabilă (ex. metal), cât timp în coloana de separare curenții, unul în fază lichidă și celălalt în fază gazoasă, sunt în contact direct prin intermediul unei interfețe; cu toate acestea, practic, în ambele cazuri debitele curenților pot fi considerate constante, deoarece masa izotopului transferat față de masa curentului poate fi neglijată.

Problema asemănării celor două procese s-a pus pentru prima dată la coloanele de separare izotopică prevăzute cu umidificatoare, respectiv dezumidificatoare [1], când s-a căutat ca modelele matematice care descriu cele două procese să aibă forme asemănătoare. S-a luat de bază reprezentarea procesului de separare izotopică în diagrama de concentrații (x, y) de tip Mc. Cabe-Thiele și s-a căutat o reprezentare a procesului de transfer termic și masă într-o diagramă de temperaturi (t,T), de același tip Mc. Cabe-Thiele [2].

În figura 1 se poate urmări comportarea celor două procese caracterizate de relația operare/ echilibrare. Lucrarea [3] descrie modelul procesului de umidificare, ulterior dezvoltată în [1].





Reprezentarea comportării unui schimbător de căldură în diagrama de temperaturi [4] a venit în întâmpinarea rezolvării cascadei instalațiilor criogenice [5], prin introducerea echivalentului caloric fictiv.

$$W = \frac{\exp\frac{kA}{W'} - \exp\frac{kA}{W''}}{\frac{1}{W'}\exp\frac{kA}{W'} - \frac{1}{W''}\exp\frac{kA}{W''}}$$
(1)

Urmărind schema din figura 2, se reamintește posibilitatea de determinare a comportării unui schimbător de căldură cu curgerea în contracurent, când sunt cunoscute datele de intrare a fluidelor (T_1, W', T_3, W'') , performanța suprafeței de schimb (kA) și în consecință echivalentul caloric fictiv W [5], calculat cu relația

care permite determinarea căldurii schimbate între fluide sub forma

$$Q = W \cdot \delta T = W(T_1 - T_3)$$
(2)

care egalizată cu căldurile primită și cedată de fiecare fluid în parte, determină în totalitate parametrii care caracterizează schimbătorul de căldură.



Fig. 2. Schema și diagrama de temperaturi a schimbătorului de căldură cu curgere în contracurent.

Ca primă aplicație se prezintă cazul unei coloane de separare izotopică, din ansamblul unui stand experimental conceput pentru determinarea performanțelor spațiului de schimb discret (talere) sau continuu (umpluturi). Prin asemănare cu schema schimbătorului de căldură din figura 2, schema unei coloane de separare izotopică și diagrama de concentrații în lungul ei este reprezentată în figura 3.



Fig. 3. Schema și diagrama de concentrații a coloanei de separare izotopică, cazul experimental.

Pentru explicarea datelor din figura 3 se face referire la schimbul izotopic succesiv apă-vapori de apă - hidrogen [6], unde participarea vaporilor (V) care saturează gazul (G) este dată de

$$\varphi = \frac{V}{G} = \frac{p_V}{p - p_V} \tag{3}$$

astfel că debitul total al fazei gazoase este

$$\mathbf{G} + \mathbf{V} = \mathbf{G} (\mathbf{1} + \boldsymbol{\varphi}) \tag{4}$$

Concentrațiile izotopice sunt

x - în lichid

θ - în vapori

$$Y = \frac{Gy + V\vartheta}{G + V}$$
(5)

La concentrații mici (sub 1%) echilibrele între faze sunt

 $\alpha_{D} = \frac{x}{\vartheta} - \text{ între apă și vaporii de apă (distilare)}$ $\alpha_{C} = \frac{\vartheta}{y} - \text{ între vaporii de apă și hidrogen}$ (schimb catalitic)

și conform reprezentării din figura 3

$$\alpha_0 = \frac{x}{Y}$$
 - între apă și faza gazoasă (G + V)
din [6]

 $\alpha_0 = \alpha_D \cdot \alpha_C \frac{1 + \varphi}{1 + \alpha_C \cdot \varphi} \tag{6}$

ceea ce permite ca relația (5) să fie scrisă și sub forma

$$Y = \frac{1 + \alpha_{C} \cdot \phi}{1 + \phi} y = \frac{\alpha_{D} \cdot \alpha_{C}}{\alpha_{0}} y$$
(7)

Infinitezimal procesul de schimb izotopic din coloană, raportat la figura 3, este reprezentat în figura 4 și se desfășoară respectând relația

$$x > \alpha_0 Y \tag{8}$$



Fig. 4. Reprezentarea procesului infinitezimal din coloana de separare izotopică, cazul experimental.

specifică condiției experimentale, unde T este transportul specific de izotop (raportat la înălțimea coloanei) descris inițial în [7]

$$T = K \cdot a \cdot A (x - \alpha_0 Y) [moli \cdot cm^{-1} \cdot sec^{-1}]$$
(9)

K este coeficientul de transfer izotopic [$moli \cdot cm^{-2} \cdot sec^{-1}$] și produsul a . A caracterizează geometria spațiului de schimb, a fiind suprafața umpluturii raportată la unitatea de volum [$cm^2 \cdot cm^{-3}$] și A aria liberă a coloanei de separare [m^2] astfel că produsul a . A [cm] este o lungime. Transportul infinitezimal de izotop este după figura 4.

$$d\tau = T \cdot dz \tag{10}$$

și pentru întreaga coloană

$$\tau = \mathbf{K} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{A} (\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})_{\mathbf{M}} \cdot \mathbf{Z}$$
(11)

unde

$$(\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})_{\mathbf{M}} = \frac{1}{Z} \int_{0}^{Z} (\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y}) d\mathbf{z} \quad (12)$$

valoare medie asupra căreia vom reveni.

Bilanțul izotopic al procesului descris în schema din figura 4 este pentru curentul de lichid

$$L(x + dx) = Lx + Tdz$$
(13)

și pentru curentul de gaz

$$G(1+\phi)Y + Tdz = G(1+\phi)(Y+dY) \quad (14)$$

Se fac următoarele notatii

$$\mu = \frac{K \cdot a \cdot A}{L}$$
(15)

$$\lambda = \frac{K \cdot a \cdot A}{G(1+\phi)} \tag{16}$$

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} = \frac{G(1+\phi)}{L} \tag{17}$$

care introduse în relațiile (13) și (14) permit scrierea sistemului

$$dx = \mu(x - \alpha_0 Y)dz$$

$$dY = \lambda(x - \alpha_0 Y)dz$$
 (18)

Prin înmulțirea celei de-a doua ecuație a sistemului (18) cu α_0 și scăderea ei din prima ecuație, se poate scrie

$$\frac{d(x-\alpha_0Y)}{x-\alpha_0Y} = \lambda(\rho - \alpha_0)dz$$
(19)

Pentru un proces izoterm de separare izotopică mărimile G, ϕ , L, K, a,A sunt constante în raport cu Z (coordonată de lungime, reprezentând înălțimea coloanei).

Integrarea ecuației (19) între limitele coloanei de separare (figura 3)

din care rezultă

$$\ln \frac{x_1 - \alpha_0 Y_4}{x_2 - \alpha_0 Y_3} = \lambda(\rho - \alpha_0) Z \qquad (21)$$

permite, pentru instalația experimentală, determinarea valorii lui λ și implicit pe cea a lui K.

Dacă se integrează ecuația (19) până la o înăltime oarecare Z

$$\begin{array}{c} z \\ = \int \\ 0 \end{array}$$
 (22)

şi ţinând cont de notaţiile din figura 3, rezultă

Х

$$x - \alpha_0 Y = \Delta x' \cdot e^{\lambda(\rho - \alpha_0)z}$$
(23)
care introdusă în (12) dă

$$(x - \alpha_0 Y)_{M} = \frac{1}{Z} \int_{0}^{Z} \Delta x' \cdot e^{\lambda(\rho - \alpha_0)_{Z}} \cdot dz \quad (24)$$

respectiv după integrare

$$(\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})_{\mathbf{M}} = \frac{\Delta \mathbf{x}'}{\mathbf{Z} \cdot \lambda(\rho - \alpha_0)} \left[e^{\lambda(\rho - \alpha_0)\mathbf{Z}} - 1 \right]$$
(25)

TERMOTEHNICA 1/2011

Cu notațiile din figura 3, ecuația (21) se scrie

$$n\frac{\Delta Y'}{\Delta x'} = \lambda(\rho - \alpha_0)Z \qquad (26)$$

de unde

T

$$\frac{\Delta Y'}{\Delta x'} = e^{\lambda(\rho - \alpha_0)Z}$$
(27)

care introdusă împreună cu (26) în (25) dă

$$(\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})_{\mathbf{M}} = \frac{\Delta \mathbf{x}'}{\ln \frac{\Delta \mathbf{Y}'}{\Delta \mathbf{x}'}} \left(\frac{\Delta \mathbf{Y}'}{\Delta \mathbf{x}'} - 1\right) \quad (28)$$

și în final

$$(\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})_{\mathbf{M}} = \frac{\Delta \mathbf{Y}' - \Delta \mathbf{x}'}{\ln \frac{\Delta \mathbf{Y}'}{\Delta \mathbf{x}'}}$$
(29)

Relația (29) este o confirmare a asemănării comportării coloanei de separare izotopică cu schimbătorul de căldură, pentru care diferența medie de temperatură conform schemei din figura 2, [5] este

$$\Delta \mathsf{T} = \frac{\Delta \mathsf{T}' - \Delta \mathsf{T}''}{\ln \frac{\Delta \mathsf{T}'}{\Delta \mathsf{T}''}} \tag{30}$$

Cu notațiile din figura 3 și ținând cont de relațiile (9), (10), (11), (13) și (14) se poate explicita valoarea transportului izotopic (11) ce se realizează în coloana de separare.

$$\tau = L(x_1 - x_2) = L \cdot \delta x' \tag{31}$$

$$\mathbf{t} = \frac{1}{\alpha_0} G \left((1 + \varphi) (\alpha_0 Y_4 - \alpha_0 Y_3) \right) = \frac{G(1 + \varphi)}{\alpha} \delta \alpha_0 Y'$$
(32)

$$\tau = D(x_1 - \alpha_0 Y_3) = D \cdot \Delta(xY)$$
(33)

În relația (33) este introdusă mărimea D, care poate fi considerată un echivalent masic fictiv, asemenea echivalentului caloric fictiv W din relația (1). Echivalentul masic fictiv D permite determinarea transportului izotopic τ , funcție de concentrațiile izotopice a fluidelor la intrarea lor în coloana de separare.

Pentru determinarea lui D se pleacă de la relația (29), unde coroborat cu (31) și (32) se scrie

$$\Delta \mathbf{Y}' - \Delta \mathbf{x}' = \delta \mathbf{x}' - \delta \alpha \mathbf{Y}' = \frac{\tau}{L} - \frac{\alpha_0 \tau}{G(1 + \varphi)}$$
(34)

și împreună cu (11) rezultă

$$\frac{\tau}{\mathsf{K}\cdot\mathsf{a}\cdot\mathsf{A}\cdot\mathsf{Z}} = \frac{\frac{\tau}{\mathsf{L}} - \frac{\alpha_0\tau}{\mathsf{G}(1+\varphi)}}{\ln\frac{\Delta \mathsf{Y}'}{\Delta\mathsf{x}'}} \tag{35}$$

respectiv

$$\ln \frac{\Delta \mathbf{Y}'}{\Delta \mathbf{x}'} = \frac{\mathbf{K} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{Z}}{\mathbf{L}} - \alpha_0 \frac{\mathbf{K} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{Z}}{\mathbf{G}(1+\phi)}$$
(36)

Se notează

$$m = \frac{K \cdot a \cdot A \cdot Z}{L} = \mu \cdot Z$$
(37)

$$n = \alpha_0 \frac{K \cdot a \cdot A \cdot Z}{G(1 + \phi)} = \alpha_0 \lambda Z$$
(38)

și relația (36) se aduce la forma

$$\frac{\Delta \mathbf{Y'}}{\Delta \mathbf{x'}} = \mathbf{e}^{(\mathbf{m} - \mathbf{n})} \tag{39}$$

respectiv

$$\Delta \mathbf{Y}' = \Delta \mathbf{x}' \frac{\mathbf{e}^{m}}{\mathbf{e}^{n}} \tag{40}$$

care se poate scrie

$$\Delta(\mathbf{x}\mathbf{Y}) - \delta\alpha_0\mathbf{Y}' = \left[\Delta(\mathbf{x}\mathbf{Y}) - \delta\mathbf{x}'\right]\frac{\mathbf{e}^{\mathsf{m}}}{\mathbf{e}^{\mathsf{n}}} \quad (41)$$

și ținând cont de (33) se obține

$$\frac{\tau}{D} - \frac{\alpha_0 \tau}{G(1+\phi)} = \frac{\tau}{D} \cdot \frac{e^m}{e^n} - \frac{\tau}{L} \cdot \frac{e^m}{e^n}$$
(42)

sau

$$\frac{1}{D}\left(\frac{e^{m}}{e^{n}}-1\right) = \frac{1}{L} \cdot \frac{e^{m}}{e^{n}} - \frac{\alpha_{0}}{G(1+\phi)}$$
(43)

de unde

$$\mathsf{D} = \frac{\mathsf{e}^{\mathsf{m}} - \mathsf{e}^{\mathsf{n}}}{\frac{\mathsf{e}^{\mathsf{m}}}{\mathsf{L}} - \frac{\alpha_0 \mathsf{e}^{\mathsf{n}}}{\mathsf{G}(1 + \varphi)}} \tag{44}$$

și cu relația (17) se obține forma finală

$$\mathsf{D} = \mathsf{L} \frac{\mathsf{e}^{\mathsf{m}} - \mathsf{e}^{\mathsf{n}}}{\mathsf{e}^{\mathsf{m}} - \frac{\alpha_{0}}{\mathsf{o}}} \mathsf{e}^{\mathsf{n}}$$
(45)

sau forma dezvoltată

$$D = L \frac{\exp \frac{KaAZ}{L} - \exp \alpha_0 \frac{KaAZ}{G(1+\phi)}}{\exp \frac{KaAZ}{L} - \frac{\alpha_0}{\rho} \exp \alpha_0 \frac{KaAZ}{G(1+\phi)}}$$
(46)

În cazurile practice (normale) $\frac{\alpha_0}{\rho} > 1$ și $\frac{n}{m} > 1$ astfel că $\frac{D}{I} < 1$.

În altă ordine de idei, dar păstrând aceeași gândire, se va căuta să se determine valoarea înălțimii unui echilibru Ze, cunoscută sub denumirea de înălțime echivalentă a talerului teoretic (IETT) [2], pornind de la sistemul descris de ecuațiile (31), (32) și (33). Condiția realizării înălțimii unui echilibru, conform notațiilor din figura 3 este

$$x_2 = \alpha_0 Y_4 \tag{47}$$

Din (31) și (32) rezultă

$$x_2 = x_1 - \frac{\tau}{L} \tag{48}$$

$$Y_4 = Y_3 + \frac{\tau}{G(1+\phi)}$$
 (49)

care introduse în (47) dă

$$x_1 - \frac{\tau}{L} = \alpha_0 Y_3 + \frac{\alpha_0 \tau}{G(1+\phi)}$$
(50)

sau

$$x_1 - \alpha_0 Y_3 = \frac{\tau}{L} + \frac{\alpha_0 \tau}{G(1+\phi)} = \frac{\tau}{D}$$
 (51)

după simplificare

$$\frac{1}{D} = \frac{1}{L} + \frac{\alpha_0}{G(1+\phi)}$$
(52)

respectiv

$$\overline{\rho} = \mathbf{1} + \frac{\alpha_0}{\rho} = \frac{\rho + \alpha_0}{\rho} \tag{53}$$

Egalând expresiile (53) cu (45) și ținând cont de notațiile (37) și (38) rezultă

$$D = L \frac{\rho}{\rho + \alpha_0} = L \frac{e^{\mu Z e} - e^{\alpha_0 \lambda Z e}}{e^{\mu Z e} - \frac{\alpha_0}{\rho} e^{\alpha_0 \lambda Z e}}$$
(54)

corespunzător înălțimii de echilibru Ze

Din egalitatea (54) rezultă

$$be^{\alpha_0\lambda Ze} = \alpha_0 e^{\mu Ze}$$
 (55)

care scrisă sub forma

$$\frac{\rho}{\alpha_0} = e^{(\mu Z e - \alpha_0 \lambda Z e)}$$
(56)

și logaritmată dă

$$\ln \frac{\rho}{\alpha_0} = (\mu - \alpha_0 \lambda) Ze = \lambda(\rho - \alpha_0) Ze \quad (57)$$

și în final

$$\mathsf{Ze} = \frac{\ln \frac{\rho}{\alpha_0}}{\lambda(\rho - \alpha_0)} = -\frac{\ln \frac{\rho}{\alpha_0}}{\lambda(\alpha_0 - \rho)} \tag{58}$$

identică cu cea descrisă în lucrarea [6].

Utilitatea echivalentului masiv fictiv D permite, prin intermediul transportului τ calculat cu (33) și a relațiilor (31) și (32), determinarea comportării izotopice a coloanei de separare, respectiv a concentrațiilor izotopice de ieșire X2 și Y4 în funcție de concentrațiile de intrare X1 și Y3; cu alte cuvinte ce se obține față de ce se introduce (alimentează). Practic se descrie comportarea (performanța) coloanei de separare izotopică.

Diagrama din figura 5 ilustrează utilitatea mărimii D pentru determinarea comportării unei coloane de separare izotopică, echipament component al unui stand de testare, la care concentrațiile izotopice ale fluidelor, gaz și lichid, pentru alimentarea instalației sunt cunoscute. Față de datele de intrare x_1 și Y_3 s-a determinat variația concentrației izotopice de ieșire x_2 , funcție de concentrația de alimentare x_1 , menținându-se constantă concentrația izotopică Y_3 a gazului. Pe aceeași diagramă poate fi urmărită variația separării, definită ca raport între limitele de concentrație a fazei lichide. În addenda este prezentat în detaliu explicitarea diagramei din figura 5.



Procesul de separare izotopică este utilizat, în principal, pentru îmbogățirea izotopului dorit. De aceea procesul se dezvoltă după condiția

$$\alpha < \alpha_0 Y \tag{59}$$

și este reprezentat în schema și diagrama de concentrații din figura 6. Concentrația cunoscută este cea a curentului de alimentare x_1 , cât timp Y_3 va rezulta în funcție de procesul de conversie al fazei lichide.

Infinitezimal procesul este descris în figura 7.

Între cele două procese, caracterizate de relațiile (8) și (59) și descrise de figura 3 și figura 6 și respectiv de figura 4 și figura 7 este o perfectă asemănare a relațiilor matematice, doar că transportul specific de izotop are semnul schimbat, cu consecințele aferente asupra celorlalte relații, cum ar fi

$$\mathbf{L} \cdot \mathbf{dx} = \mathbf{T} \cdot \mathbf{dz} = -\mathbf{KaA}(\mathbf{x} - \alpha_0 \mathbf{Y})\mathbf{dz} \qquad (60)$$

$$G(1+\phi) \cdot dY = T \cdot dz = -KaA(x - \alpha_0 Y)dz \qquad (61)$$

Marius PECULEA



Fig. 6. Schema și diagrama de concentrații a coloanei de separare izotopică, cazul de îmbogățire izotopică.



Fig. 7. Reprezentarea procesului infinitezimal din coloana de separare izotopică, cazul de îmbogățire izotopică.

Se amintește că relațiile (15), (16), (17), (37), (38), (45), (46) și (58) sunt identice pentru ambele procese caracterizate de relații (8) și (59).

Se recomandă ca testul experimental să preceadă procesul de îmbogățire izotopică, pentru a determina, prin valoarea lui K [$moli \cdot cm^{-2} \cdot sec^{-1}$], comportarea spațiului de schimb, taler sau umplutură.

ADDENDA

Parametrii de operare a unei coloane de separare izotopică a unui stand experimental pentru procesul de schimb succesiv apă-vapori de apă - hidrogen [6] sunt

$$P = 1 \text{ atm}$$

$$T = 80^{\circ}\text{C}$$

$$p_{V} = 0,5 \text{ atm}; \ \varphi = \frac{p_{V}}{p - p_{V}} = 1$$

$$G = 0,05 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$L = 0,1 \text{ kmol} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\rho = \frac{G(1 + \varphi)}{L} = 1$$

$$\alpha_{D} = 1,035$$

$$\alpha_{\rm C} = 2,8$$

$$\alpha_0 = \alpha_{\rm D} \cdot \alpha_{\rm C} \frac{1+\phi}{1+\alpha_{\rm c}\phi} = 1,5$$

Geometria coloanei

$$\begin{split} D &= 10 \text{ cm}; \qquad Z = 200 \text{ cm} \\ A &= \frac{\pi}{4} D^2 = 78,5 \text{ cm}^2 \\ a &= 6,7 \text{ cm}^2 \cdot \text{cm}^{-3} \text{ pentru umplutură ICSI -} \\ (B7) \\ Debitul volumic \\ T &= 80 + 273 = 353 \text{ K} \\ P &= 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \\ R_{H_2} &= \frac{848}{2} = 424 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ R_{H_2O} &= \frac{848}{18} = 47 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \\ R_{H_2O} &= 0,05 \cdot 2 = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \\ m_{H_2O} &= 0,05 \cdot 18 = 0,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \\ V &= (0,1 \cdot 424 + 0,9 \cdot 47) \frac{353}{10^4} \cong 3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \end{split}$$

Viteza medie a gazului

$$w = \frac{3 \cdot 10^6}{3600} \cdot \frac{1}{78,5} = 10,6 \text{ cm} \cdot \text{sec}^{-1}$$

se încadrează în limitele normale ale caracteristicii umpluturii ICSI – (B7).

Performanța umpluturii ICSI – (B7) corespunzătoare vitezei medii a gazului este de 2,5 echilibre pe metru, respectiv de Ze = 40 cm

Cu aceasta

$$\begin{split} \lambda &= \frac{\ln \frac{\rho}{\alpha_0}}{\text{Ze}(\rho - \alpha_0)} = \frac{\ln \frac{1}{1.5}}{40(1 - 1.5)} = \\ &= 2 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^{-1} \end{split}$$

$$K = \frac{\lambda(1+\phi)G}{a \cdot A} = \frac{2 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot 0.05 \cdot 10^{3}}{3600 \cdot 6.7 \cdot 78,5} =$$

= 10⁻⁶ mol \cdot cm⁻² \cdot sec⁻¹
$$m = \frac{K \cdot a \cdot A \cdot Z}{L} = \frac{10^{-6} \cdot 526 \cdot 200}{0.0278} = 3.784$$

$$n = \alpha_0 \frac{K \cdot a \cdot A \cdot Z}{(1+\varphi)G} = 1,5 \frac{10^{-6} \cdot 526 \cdot 200}{2 \cdot 0,0139} = 5$$

$$\frac{D}{L} = \frac{e^{m} - e^{n}}{e^{m} - \frac{\alpha_{0}}{\rho}e^{n}} = \frac{43,99 - 291,78}{43,99 - 1,5 \cdot 291,78} = 0,6294 \approx 0,63$$

Se ami

$$D = 0,63 \cdot L = 0,017514 \quad \text{mol} \cdot \text{sec}^{-1} = 0,063 \quad \text{kmol} \cdot \text{h}^{-1}$$

Cu raportare la diagrama din figura 3 și relațiile (31) și (33) se scrie

 $\tau = L(x_1 - x_2) = D(x_1 - \alpha_0 Y_3)$

de unde $x_2 = f(x_1)$

$$x_2 = x_1 - \frac{D}{L}(x_1 - \alpha_0 Y_3)$$

și raportul de separare

 $S = \frac{x_1}{x_2}$

Alimentarea coloanei cu gaz se face cu hidrogen saturat cu vapori de apă cu concentrație naturală izotopică $\vartheta = 144 \text{ ppm } \frac{D}{H+D}$ și în 5,676 chilibru izotopic reciproc cu $\alpha_{\text{C}} = 2,8$ $y_3 = \frac{\vartheta_3}{\alpha_{\text{C}}} = \frac{144}{2,8} = 52 \text{ ppm } \frac{D}{H+D}$

aşa că

$$Y_{3} = \frac{y_{3}G + \vartheta_{3}V}{G + V} = \frac{0.05 \cdot 52 + 0.05 \cdot 144}{0.1} =$$

$$= 98 \text{ ppm } \frac{D}{H + D}$$

Se amintește condiția coloanei experimentale (8) respectiv

$$x_1 > \alpha_0 Y_3$$

de unde

$$x_1 > 1,5 \cdot 98 \cdot 10^{-6} = 147 \cdot 10^{-6} \frac{D}{H+D}$$

Aplicația numerică, prezentată în tabelul alăturat, acoperă domeniul de variație a lui x_1 între 147 și 10000 ppm $\frac{D}{H+D}$, respectând condiția ca $x_1 \le 1\%$, respectiv $x_1 << 1$.

Tabel	1
Lanci	

×1 10 ^{_6} H+D	×2 10 ⁻⁶	ln x ₁	ln x ₂	S	$ au {mol \over sec} 10^{-6}$
147	147	4,99	4,99	1	0,0
200	166	5,298	5,11	1,2	0,93
600	314	6,397	5,75	1,9	7,93
1000	462	6,9	6,135	2,1	14,93
2000	832	7,6	6,76	2,4	32,43
3000	1202	8,0	7,09	2,5	49,93
5000	1942	8,517	7,57	2,57	84,93
7500	2867	8,92	7,96	2,61	128,68
10000	3792	9,21	8,24	2,63	172,43

cu $S_{max} = 2,7S$

BIBLIOGRAFIE

- M. Peculea: Procesul de umidificare/dezumidificare din ansamblul instalației biterme de separare izotopică H₂O – H₂S. Ed. AGIR - Bucureşti - 2009.
- [2] M. Peculea: Unitatea de transfer la curgerea în contracurent. Studia Universitatis Babeş Bolyai, Physica -L3, 2005, pg. 15 - 34.
- [3] M. Peculea: Diagrama t T pentru calculul procesului de umidificare în coloane. Revista de Chimie, vol. 28, Nr. 10, 1977, pg. 962 - 968.
- [4] M. Peculea: Diagrama de temperaturi şi unitatea de transfer în schimbul de căldură. Revista de Chimie, vol. 30, Nr. 2, 1979, pg. 159 - 164.
- [5] M. Peculea: Asupra schimbătoarelor de căldură legate în cascadă criogenică. Studii de Termodinamică Aplicată, Nr. 2, 2005, pg. 28 - 31.
- [6] M. Peculea: Critica schimbului izotopic apă-hidrogen. Progress of Cryogenics and Isotopes Separation, vol. 9, Nr. 9 -10, 2002, pg. 3 - 15.
- [7] N. Polibroda: Approch to the Theory of Separating Columns with Successive Exchange between three Fluids. Zeitschrift für Naturforschung, vol. 21a, Nr. 6, 1966, pg. 745 - 749.

ENHANCED HEAT TRANSFER IN SOLAR PANELS

Aristotel POPESCU, Giorgiana NISTOROSCHI, Bogdan Constantin VÁCEANU

GHEORGHE ASACHI TECHNICAL UNIVERSITY OF IAȘI, Romania

Rezumat. Această lucrare propune utilizarea schimbătoarelor de căldură cu microcanale în componența panourilor solare, pentru îmbunătățirea transferului de căldură către fluidul de lucru. Scopul final este reducerea suprafeței totale a colectorului solar. Anterior, autorii au efectuat cercetări în domeniul curgerii fluidelor și transferului de căldură în microstructuri. De aceea, studiile au fost orientate către determinarea elementelor pro și contra utilizării microstructurilor în curgerea monofazică și bifazică și îmbunătățirea transferului de căldură. Rezultatele obținute au arătat o eficiență mai bună a conversiei energiei. Astfel, utilizarea microstructurilor în panourile solare poate avea ca rezultat micșorarea suprafeței totale, fiind disponibile și pentru aplicațiile unde există constrângeri de spațiu. Soluția propusă poate fi aplicată la toate tipurile de panouri solare sau pentru zonele în care radiația solară este mai puțin eficientă.

Cuvinte cheie: transfer de căldură, microstructuri, panouri solare, eficiență.

Abstract. This paper proposes the use of micro-channel heat exchangers in solar panels to improve the heat exchange to the working fluid. The aim is to reduce the overall surface of the solar panel. Authors have developed prior work and published papers in the area of fluid flow and heat transfer in microstructures, not only as fundamental research, but also in specific applications. Therefore, studies have been conducted to determine pros and cons of micro-channeled structures usage in single-phase and two-phase flows and on heat transfer augmentation in microstructures. Results obtained show an improved efficiency in energy conversion from solar thermal radiation to heated agent. Therefore, the use of microstructures in solar panels may result in smaller surface area, making them available for applications where space may be a problem. The proposed solution may be implemented to design solar panels of various shapes and sizes for application in tight spaces or in areas where the solar radiation is less effective.

Keywords: heat transfer, microstructures, solar panels, efficiency.

1. INTRODUCTION

In the past decade, the term "solar thermal energy" became synonymous with the technology for converting solar energy into thermal one. Hot water heated by Sun is used mainly in residential applications (domestic hot water, supplemental domestic heating), but solar hot water may have industrial applications, e.g. electricity generation.

The efficiency of a solar thermal system depends on several factors (heat gain, heat transfer, heat storage, heat transport, and/or heat insulation). The most important is the heat gain, that is, the energy converted from incident solar radiation and accumulated in the system. This conversion to thermal energy takes place inside the collector. Fluid, usually water, in the absorber tubes collect the heat and transfer it to the system or to a secondary working fluid. The type and complexity of a solar water heating system is determined by the magnitude of changes in ambient temperature and solar radiation during a day-night cycle or between summer and winter, or the temperature of the water required by the system. Also, there are several other system characteristics that distinguish different designs: collector type, collector location (roof, ground or wall mount), storage tank location in relation to the collector, heat transfer method (open-loop or closed-loop), or system complexity (interconnected to regular heating systems, to photovoltaic thermal hybrid solar collectors etc.).

The collector becomes the most important part of the system as the design, the conversion efficiency and the cost of fabrication will influence the entire solar thermal system. Designs suitable for hot climates can be much simpler and cheaper: the collector could be made of a simple glass topped insulated box with a flat solar absorber made of sheet metal attached to copper pipes and painted black, or a set of metal tubes surrounded by an evacuated (near vacuum) glass cylinder. In industrial cases a parabolic mirror can concentrate sunlight on the tube.

Therefore, improvements made to solar collectors may result in efficiency increases, lower costs or minimize the impact on environment. The authors propose such a solution that may be implemented in design of solar thermal collectors.

2. ENVIRONMENT, ECONOMICS AND SYSTEM COSTS

The amount of heat delivered by a solar water heating system depends primarily on the energy delivered by the sun at a particular location (insolation). Studies [1] made by Solar Rating and Certification Corporation (SRCC) and University of Central Florida (UCF) show the specifications and energy that could be expected from a solar water heating system involving collectors of about 2 m^2 absorber area (flat plate and evacuated tube). The results demonstrate that for tropical areas with relatively high insolation $(6.5 - 7 \text{ kWh/m}^2/\text{day})$, the daily energy production may vary between 7.1 - 11.2 kWh, depending on collector type, size and efficiency. Also, for temperate areas with significantly lower insolation (of 3 kWh/m²/day), the daily energy production decreased to values of 3.3 - 5.3 kWh. The efficiency of evacuated tube collectors is somewhat lower than for flat plate collectors because the evacuated tubes collectors have a significantly larger percentage of inactive overall collector area. Some methods of comparison calculate the efficiency of evacuated tube collectors based on the actual absorber area and not on the 'roof area' of the system.

The minimum efficiency of the system is determined by the amount or temperature of hot water required during winter (when the largest amount of hot water is often required). The maximum efficiency of the system is determined by the need to prevent the water in the system from becoming too hot (to boil, in an extreme case).

In sunny, warm areas where freeze protection is not necessary, a solar water heater can be extremely cost effective, [2]. In higher latitudes, system complexity increases due to additional design requirements for cold weather. This has the effect of increasing the initial cost (but not the lifecycle cost). Thus, the biggest single consideration is the large initial financial outlay of solar water heating systems, and the payback period is longer in temperate environments where the insolation is less intense. When calculating the total cost to own and operate, a proper analysis will consider that solar energy is free, thus greatly reducing the operating costs, whereas other energy sources (gas, electricity), can be quite expensive over time. At higher latitudes, solar heaters may be less effective due to lower solar energy, possibly requiring larger and/or dual-heating systems [3], [4]. In addition, state and local incentives can be significant.

The calculation of long term cost and payback period for a household solar water heating system depends on several factors: price of purchasing solar water heater (more complex systems are more expensive); efficiency of solar water heating system; installation cost; state or government subsidies; price of electricity per kWh; amount of kWh/month used by a household; annual tax rebates or subsidy for using renewable energy; annual maintenance cost of solar system; savings in annual maintenance of conventional (electric / gas / oil) water heating system.

The source of electricity in an active solar water heating system determines the extent to which the system contributes to atmospheric carbon footprint during operation. Active solar thermal systems use mains electricity to pump the fluid through the panels and are called "low carbon solar". In older systems the pumping cancels the carbon savings by about 20%. With modern pumps, the negative effect of the pump is about 3% of the total power produced. The carbon footprint of all modern household systems could therefore be considered as very low. However, zero-carbon active solar thermal systems typically use a 10-30 W PV panel which faces in the same direction as the main solar heating panel. This represents a zero operational carbon footprint and is becoming an important design goal for innovative solar thermal systems.

A more robust and quantitative approach is a life cycle assessment (LCA) that takes into account the total cost of acquisition of raw materials, manufacturing, transport, using, servicing and disposing of the equipment. There are several aspects to such an assessment, including financial costs and gains incurred during the life of the equipment, energy used and CO_2 emissions due to each of the above stages.

As presented above, the financial assessment suggest that the production cost is gained during the first 5 - 12 years of use of the equipment, depending on the insolation, with cost efficiency increasing as the insolation does [3]. In terms of energy, some 60% of the materials of a solar water heating system goes into the tank and 30% towards the collector [5]. Some 11 GJ of electricity are used in producing the equipment, with about 35% of energy going towards the tank manufacturing, and another 35% towards the collector [6]. The energy used in manufacturing is recovered within the first two to three years of use of the SWH system through heat captured by the equipment.

In terms of CO_2 emissions, the emission-saving degree is dependent on which supplemental water heating system (gas or electricity) is used. For the Eco-indicator 99 points system [5], a purely gasdriven system may be cheaper in terms of emissions than a solar system. This calculation assumes that the solar system produces about half of the hot water requirements of a household. The production of a solar water heating system produced about 700 kg of CO_2 , [6], with all the components of manufacture, use and disposal contributing small parts towards this. Maintenance was identified as an emissions-costly activity. However, the emissions cost was recovered within about two years of use of the equipment through the emissions saved by solar water heating. In summary, the energy and emissions cost of a solar water heating system forms a relatively small part of the life cycle cost and are recovered fairly rapidly during use of the equipment.

3. MICROSTRUCTURES: ANALYSIS AND RESULTS

Heat sinks, especially the micro-channeled structures, of different geometry and shapes have extensively being studied because of their use in various cooling or heating applications. The constant demand for increasingly higher speeds and performances in electronics is unfortunately accompanied by an ever increasing thermal dissipation. The main benefit of such heat sinks is a very large surface area for heat exchange in a relatively low volume. Same benefit may become useful in thermal solar panel technologies, to enhance heat exchange towards primary fluid agent.

In the past decade, many researchers have undertaken the characterization of parallel plates in heat exchangers. Extensive literature reviews published to date, [7] - [10] revealed that previous studies on fluid flow and heat transfer in rectangular micro-channels were focused on specific applications. The later one presented advances in a number of novel, high-performance cooling techniques for new electronics applications. All these studies were focused on longitudinal fins / rectangular channels.

This paper presents the studies developed by the authors in the area of fluid flow and heat transfer in microstructures. Studies have been conducted to determine the efficiency of microchanneled structures usage, as well as the potential for heat transfer augmentation in microstructures.

The structure of longitudinal fins heat sink consists in multiple long channels of minute rectangular cross-sectional area, with hydraulic diameters in the micro-scale range. From the studies on multiple channels heat sinks, the authors identified some arguable issues that were not clarified: multiple channels with possible illdistributed flow conditions; heat applied through a material barrier, and temperature distribution estimated from 1-D or 2-D conduction calculations; wall heating condition not clearly known, and modified by conduction in barrier; too short channels to allow fully developed hydrodynamic flow upstream of heated area. Therefore, a much simpler, yet efficient configuration was chosen to minimize the number variables that may occur in the analyses of transport phenomena in microchannels. Instead of studying multiple, the authors choose to study a single channel with high ratio of width/height, with hydraulic diameters of 130 to 520 microns.



Fig. 1 . Expanded view of the test section

The proposed test section consists in a single rectangular micro-channel. The channel depth was defined by the thickness of a polycarbonate spacer, sandwiched between a polycarbonate transparent plate and a polyimide plate (Fig. 1). The 10-mm channel width, allowed a 2-D flow approximation, thus simplifying comparisons with theoretical description of the flow. These plates rested on a thick, polycarbonate support plate. The heater plate that formed the bottom of the channel was a nonconductive polyimide, thermally treated to resist high temperatures. Several thin films were deposited to form the RTD, heaters and leads. The heater plate design allows simulation of boundary conditions of uniform heat flux, or uniform surface temperature. A series of ten heaters were deposited on the polyimide substrate, each being individually controlled. The heaters were shaped as a thin-film platinum serpentine, connected through gold leads to the gold tabs at the edge of the plate. The system used a series of low power resistance temperature detectors (RTD).

The analysis assumed the following conditions: steady state, constant properties, incompressible fluid and negligible radiation heat transfer. The system governing equations are basic conservation equations for mass, momentum, and energy. These are solved, obtaining the temperature distribution in the heat sink and in the flow; the velocity of the flow is calculated and the pressure drop along the channel is calculated as well.

3.1. Fluid Flow Analysis

The Reynolds number is based on hydraulic diameter and Darcy - Weisbach equation is derived by solving the energy and momentum equations for fully developed pipe flow and combining the result with the Darcy friction factor equation.

For both laminar and turbulent flow, pressure drop in pipes is

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \tag{1}$$

For rectangular channels, the laminar friction factor is a function of channel aspect ratio, α^* .

The average friction constant ($f \cdot Re$) remained constant, but significantly higher than classical value. For the 500-µm channel, the value was 24.2 ± 1.3 as compared to 22.4, the classical value.

For the 250- μ m channel the theoretical value of 23.2 for the friction constant in the laminar regime is shown to be below the experimental result of 26.1 ± 2.3 (Fig. 2).

Average value of the friction constant at low Re for the 125- μ m deep channel was 26.0 ± 2.8, which agreed with the classical value of 23.6 within the experiment uncertainty.

3.2. Heat Transfer Analysis

For heat transfer analysis in the longitudinal channel heat sink, local values for Nusselt number were computed using the macro-scale equation

$$Nu_{x} = \frac{h_{x}}{k / D_{h}} = \frac{h_{x} \cdot D_{h}}{k} = \frac{q_{x}'' \cdot D_{h}}{k \cdot (t_{m,w} - t_{m})} \quad (2)$$

Prandtl numbers were in the range 3.7 - 3.9.

The largest channel examined (500 μ m-deep) was not long enough for thermal fully developed conditions to be achieved. Local Nusselt numbers obtained compare closely with predictions from the numerical model, but an asymptotic value could not be determined.

For the 250 μ m-deep channel, the experimental data showed that local Nusselt numbers were generally less than predictions from the numerical model, but less than 10 percent. The value for the asymptotic laminar Nusselt number, Nu = 5.517, was about 5 percent larger than the theoretical prediction of Nu = 5.237, which applies for constant fluid properties (Fig. 3).

Smallest channel size analyzed, 128-µm-deep micro-channel, exhibited data with a systematic departure from macro-scale theory. Local Nusselt numbers were significantly lower than predictions, in the range 15 - 25 percent. The asymptotic value for the laminar Nusselt number determined for this case was Nu = 5.63, again larger than the theoretical value of Nu = 5.31.



Fig. 2. Friction constant for the 250 μ m channel



Fig. 3. Local Nusselt numbers for the 250 μ m channel

4. CONCLUSIONS

The present work carefully identified and controlled experimental variables, and errors in measurement were minimized. Pressure drops were measured within the channel, thus eliminating the need for correction factors for inlet or exit losses, pipes, bends or valves.

The top and bottom channel surfaces were carefully characterized at several locations along the channel, with high-performance instruments. The measurements made in-situ, with test section filled with liquid and pressurized.

The test section was designed to augment quantitative experimental data with qualitative visual observations (video-photo-microscopy) through the clear top plate.

The laminar to turbulent transition Reynolds numbers are much larger than some experimental values of 200 - 900 reported in literature. The transition distance approaches the classical value as channel depth increases.

Plotted values for local Nusselt numbers demonstrate good agreement with numerical predictions for larger channels. The minor increase relative to theoretical values may be due to the more realistic situation where fluid properties are temperature dependent.

Following the results mentioned above, some conclusions may be stated:

- the change in Nusselt number is in the range of 0 to 25 percent; but the decrease in channel dimensions is at least one order of magnitude; thus there is an increase of at least 4 times in heat transfer coefficient;
- the fluid inventory decreases significantly, thus decreasing the costs for primary fluid in solar panels, as well as for pumps and pumping;
- compared to macroscale, the friction factor increases, but not significantly; thus, will be a minimum increase in pumping requirements. Results obtained show an improvement in heat

transfer coefficient, that can be translated into an increase in efficiency in conversion of energy from incident solar thermal radiation to heated agent. Therefore, the use of microstructures in solar panels may result in smaller surface area, making them available for applications where space may be a problem. The proposed solutions may be implemented to design solar panels of various shapes and sizes for application in tight spaces or in areas where the solar radiation is less effective.

REFERENCES

- SRCC, Ratings Summary of SRCC Certified Collectors, Online at: http://www.solar-rating.org/ratings/ratings.htm (2010)
- [2] M. Souliotis, S. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos Modelling of an ICS solar water heater using artificial neural networks and TRNSYS, Renewable Energy, 34, 1333–1339 (2009)
- [3] R.H. Crawford, G.J. Treloar, B.D. Ilozor, P.E.D. Love Comparative greenhouse emissions analysis of domestic solar hot water systems, Journal Building Research & Information, 31, 34-47 (2003)
- [4] C. Marken, J. Sanchez PV vs. Solar Water Heating: Simple Solar Payback, HomePower, 127, 40-45 (2008)
- [5] G. Tsilingiridis, G. Martinopoulos, N. Kyriakis Life cycle environmental impact of a thermosyphon domestic solar hot water system in comparison with electrical and gas water heating, Renewable Energy, 29, 1277-1288 (2004)
- [6] F. Ardente, G. Beccali, M. Cellura Life cycle assessment of a solar thermal collector: sensitivity analysis, energy and environmental balances, Renewable Energy, 30, 109-130 (2005)
- [7] A.B. Duncan, G.P. Peterson Review of Microscale Heat Transfer, Appl. Mech. Rev., 47, 397–428 (1994)
- [8] A. Popescu An experimental study of fluid flow and heat transfer in rectangular microchannels, PhD Thesis, Oregon State University, Corvallis, OR, USA (2001)
- [9] C.B. Sobhan, S.V. Garimella A Comparative Analysis of Studies on Heat Transfer and Fluid Flow in Microchannels, Microscale Thermophysical Engineering, 5 (4), 293-311 (2001)
- [10] S.V. Garimella Advances in Mesoscale Thermal Management Technologies for Microelectronics, Microelectronics Journal, 37, 1165–1185 (2006)

CALCULUL DIFERENȚEI DE TEMPERATURĂ MEDIE LOGARITMICĂ PENTRU UN SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ CU ARIPIOARE

Eugenia Adriana STĂNCUŢ¹, Nicolae BARA², Corina CERNĂIANU¹

¹ UNIVERSITATEA DIN CRAIOVA, România. ² S.C. FRIGOTEHNICA S.A. București, România.

Rezumat. În această lucrare este prezentată o instalație experimentală cu ajutorul căreia se efectuează măsurători directe asupra unui schimbător de căldură cu aripioare. Aplicând metodica de cercetare si relațiile de calcul se determină difernța de temperatură medie logaritmică.

Cuvinte cheie: schimbător de căldură, convecție, ulei de transformator

Abstract. This paper presents an experimental facility with which measurements are carried out directly on a heat exchanger fins. Applying research methods and relationships are determined logarithmic mean temperature difference. **Keywords:** heat exchanger, convection transformer oil.

1. INTRODUCERE

Schimbătoarele de căldură pot funcționa în instalațiile industriale ca utilaje principale sau ca utilaje secundare, introduse în instalații din motive de economie de energie sau de substanță. În ambele cazuri ele trebuie să satisfacă o serie de condiții cum sunt:

- asigurarea unui schimb de energie termică cât mai intens între agenții termici;

- respectarea regimului de temperaturi cerut de procesul tehnologic;

- siguranță și securitate în exploatare;

- construcție simplă, economică și compactă;

- fiabilitate;

Transferul de căldură cât și forma schimbătorului de căldură este influențată de un număr foarte mare de factori, de aici derivând o mare diversitate a tipurilor de aparate de acest fel. Transmiterea căldurii prin convecție este un fenomen foarte complex, care depinde de foarte mulți factori. Principalii factori de care depinde convecția sunt: cauzele apariției mișcării (mișcare liberă sau forțată), regimul de mișcare al fluidului (regim laminar sau turbulent), proprietățile fizice ale fluidului (viscozitate, căldură specifică, volum specific, greutate specifică etc.), forma și dimensiunile suprafeței corpului solid (lungime, diametru etc.). Astfel, schimbul de căldură este mai intens în regimul turbulent decât în cel laminar.

2. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ

În cadrul laboratorului de Termotehnică și Mașini termice, al Facultății de Mecanică din Craiova, am proiectat și realizat o instalație experimentală de răcire cu schimbător de căldură cu aripioare.

2.1 Descrierea instalației experimentale

Instalația permite determinarea parametrilor funcționali ai schimbătorului de căldură cu aripioare utilizând pentru schimbătorul de căldură două circuite încrucișate: un circuit pentru încălzirea fluidului (uleiului) format dintr-un rezervor de ulei, un grup de rezistențe electrice pentru ridicarea temperaturii fluidului și un sistem de recirculare format dintr-un grup moto-pompa, conducte de recirculare a fluidului și filtru imersat în rezervorul de ulei și un circuit pentru răcire format dintr-un motor și ventilator cu palete a cărui flux de răcire traversează perpendicular suprafața schimbătorului de căldură. În vederea măsurării parametrilor funcționali, instalația a fost prevăzută cu o pereche de termocuple a căror sonde se afla în contact cu fluidul de încălzire, două

termometre digitale cuplate la termocuplele de temperatură, și un contor pentru determinarea debitului de fluid recirculat în instalație.



Fig.1 Instalația experimentală pentru determinarea eficienței schimbătoarelor de căldură cu aripioare:1 - rezervor; 2 - pompă; 3 - termometru; 4 – contor de apă; 5 - schimbător de căldura; 6 - ventilator; 7 - termometru;



Fig.2 Instalația experimentală pentru determinarea eficienței schimbătoarelor de

căldură cu aripioare 1-termometre digitale; 2- panou electric; 3-electropompă; 4 -rezervor de lichid; 5 -rezistențe electrice; 6termocuplu TTC Fier-Constantan; 7 -conducte de recirculare; 8 -motor electric cu ventilator; 9 -schimbător de căldură; 10- suport Instalația este prevăzută cu un panou electric ce permite alimentarea cu energie electrică, atât a surselor de căldură - rezistențele electrice, cât și a celor două motoare electrice pentru acționarea pompei hidraulice și a ventilatorului.



Fig.3 Reprezentarea punctelor de măsurare pe suprafața schimbătorului de căldură

În vederea determinării consumului de energie electrică consumată în timpul procesului de răcire cu schimbătorul de căldură instalație este prevăzută cu un ampermetru, montat în serie și un voltmetru montat în paralel.

Pentru determinarea temperaturii și vitezei de curgere a fluidului de răcire transmis de ventilator am folosit un anemometru și termometru electronic, cu ajutorul căruia am măsurat temperaturile în nouă punte stabilite pe suprafața de lucru a schimbătorului de căldură, precum și viteza de ventilare în aceste puncte.

Pentru stabilirea temperaturii fluidului de răcire la intrare pe schimbător, instalația este prevăzută cu un termometru cu mercur, gradat în grade Celsius, cu precizia de 1^{0} C.

2.2 Funcționarea instalației experimentale

Datele obținute au fost procesate prin intermediul softului Microsoft Excel. Măsurările s-au efectuat pentru un număr de zece valori distincte ale temperaturii fluidului de încălzire.

Pentru realizarea efectivă a măsurărilor am parcurs următoarele etape:

1. am măsurat și înregistrat temperatura de intrare în schimbătorul de căldură la termometrul electronic T1;

2. am măsurat și înregistrat temperatura de ieșire în schimbătorul de căldură la termometrul electronic T2;

3. am măsurat la termometrul cu mercur temperatura aerului de răcire a schimbătorului de căldură;

4. am înregistrat valoarea debitului de ulei recirculat prin schimbătorul de căldură.

5. am determinat vitezele de curgere a aerului de răcire prin structura schimbătorului de căldură, în nouă puncte, cu ajutorul anemometrului. Odată cu înregistrarea vitezei de curgere am măsurat și temperatura în fiecare punct de pe suprafața schimbătorului de căldură.

6. pentru fiecare ciclu de mărire a temperaturii și de înregistrare a datelor parametrilor procesului de răcire, am determinat perioada de timp în care temperatura a crescut de la valoarea precedentă până la valoarea ulterioară (creșterea de temperatură a fost din 2 în 2 0 C).

Tabelul 1

3.	DA	TE	EXP	PERIN	MENTA	ALE

					Temp	Temperatura în punctele de pe suprafața schimbătorului T								
Nr.	D	T ₁ ,	T ₂ ,	T _{ambiant}		de căldură cu aripioare[⁰ C]								med
crt.	[m ³ /s]	[⁰ C]	[⁰ C]	[⁰ C]	Α	В	С	D	Е	F	G	Η	Ι	[⁰ C]
1	0,19	45,7	42,6	21,9	24	24,2	24,5	24,6	24,7	24,7	24,7	24,4	24,2	24,4
2	0,19	47	45,7	22,4	23,6	24,2	24,6	24,9	25,1	25,3	25,3	25,1	27,7	24,7
3	0,19	48,2	46,4	22,4	24,1	24,7	25,1	25,3	25,2	25,4	25,2	24,7	24,5	24,9
4	0,19	50	48,2	22,4	24,9	25,4	25,4	25,4	25,5	25,8	25,5	25,1	24,9	25,3
5	0,19	51	48,5	22,4	27,1	26,1	26,5	26,1	26,3	26,4	26,1	25,7	25,4	26,1
6	0,19	52,5	49,8	22,4	27	27,1	27,1	26,1	26,5	26,4	26,1	25,2	25,3	26,3
7	0,19	53,8	52,4	22,4	27,7	27,6	27,6	27,3	26,2	27,3	26,8	26,2	26	26,9
8	0,19	56	55,1	22,4	29,4	28,8	28,4	28,3	28,1	27,4	26,4	26,4	26,4	27,7
9	0,19	58,6	56,2	22,4	30,4	29,6	29,4	21,1	29	28,3	28	27,7	27,5	27,8
10	0,19	60,2	59	22,4	29,9	29,4	29,2	29	28,8	28,4	27,3	26,7	26,9	28,4

4. RELAȚII DE CALCUL

In ipoteza curgerii fluidelor în contracurent Δt_{max} , Δt_{min} - diferența de temperatură maximă respectiv minimă dintre cele două fluide



Fig.5 Schema de variație a temperaturii pentru circulația fluidelor în contracurent

$$P = \frac{t_{a}^{"} - t_{a}^{'}}{t_{u} - t_{a}^{'}}; \quad R = \frac{t_{u}^{'} - t_{u}^{"}}{t_{a}^{'} - t_{a}^{"}} \quad (1)$$

$$\Delta t_{m_{cc}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (2)$$

							Iai	beiui 2
tu	tu	ta	ta	Δt	Р	R	3	Δt
°C	°C	°C	°C	mcc				m
				°C				°C
45,7	42,6	22	29	41,2	0,1	0,4	0,8	33,7
47	45,7	23	27	35,4	0,1	0,6	0,9	33,2
48,2	46,4	23	28	36,6	0,1	0,5	0,9	32,9
50	48,2	23	28	38,3	0,1	0,5	0,9	34,8
51	48,5	23	28	47,5	0,1	0,6	0,9	44,1
52,5	49,8	24	30	41,2	0,1	0,4	0,8	35,4
53,8	52,4	24	28	45,4	0,1	0,6	0,9	73,5
56	55,1	24	30	47,6	0,1	0,5	0,9	46,1
58,6	56,2	24	29	56,6	0,1	0,6	0,9	55,5
60,2	59	24	29	43,4	0,1	0,3	0,9	42

5. CONCLUZII

Din datele experimentale obținute în urma studierii regimurilor termice în schimbătoarele de căldură cu aripioare se constată că:

- pe măsură ce temperatura uleiului de transformator din schimbător crește, va crește corespunzător și temperatura pe suprafața schimbătorului de căldură, măsurată cu anemometru.

Se mărește astfel diferența de temperatură în raport cu aerul de răcire conducând la o intensificare a transferului de căldură.

Se desprinde concluzia că temperatura în centrul schimbătorului de căldură este cu valori perceptibile mai mari decât la perifericele acestuia dar cu o tendință de uniformizare pe măsură ce crește temperatura fluidului de lucru.

Neuniformitatea repartiției temperaturii pe suprafața schimbătorului de căldură se datorează repartiției neuniforme a vitezei de curgere a aerului de răcire. Temperatura pe perifericele schimbătorului de căldură este influențată și de căldura schimbată de suprafețele laterale ale acestuia.

BIBLIOGRAFIE

TIII

- [1].Bică M., *Termotehnică și Mașini Termice Editura* Universitaria Craiova 2000.
- [2]. Chiriac, F., Mihaila, C., Cartas, V., Bianchi, A.M., *Termotehnică*, Editura internă Institutul de construcții București.
- [3]. Lelea, D., Some considerations on frictional losses evoluation of the water flow in microtubes, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005.
- [4]. Lelea, D., Numerical heat Transfer Fluid Flow Through Channels Fins With varzing Cross- Section in the Streamwise Direction, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol.29, 2002.
- [5]. Peng, X., Liu, D., Lee, D., J., Yan, Y., Wang, B.X., *Cluster dynamics and fictitious boiling in microchannels*, Thermal Engineering Departament, Tsinghua University, Beijing, Republic of China.
- [6]. Vladea, I., Nowy, O., Studiul răcitoarelor de ulei tip Behr, Academia R.P.R.- Studii şi cercetări ştiinţe tehnice Tom10, nr.2/1963.

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF SHORT TRANSFER LINES (L / d < 80)

Viorel POPA¹, Mihai CUZIC², Nicuşor VATACHI¹

¹UNIVERSITY DUNĂREA DE JOS, Romania. ²CRIOMEC S.A., Galati, Romania.

Rezumat: Liniile de transfer criogenice sunt folosite pentru transportul lichidelor criogenice de la tancurile de stocare la echipamentele criogenice. Lucrarea prezintă un studiu teoretic și cercetarea experimentală pentru o linie de transfer a azotului lichid. Timpul teoretic de răcire este estimat pentru diverse materiale folosite neizolate și izolate în vid. Au fost analizate influența presiunii și a debitului masic. Studiul experimental a fost efectuat utilizănd azotul lichid drept fluid criogenic. Rezultatele experimentale arată că timpul de răcire în cazul transferurilor rapide de lichide criogenice nu este afectat de valoarea debitului masic. **Cuvinte cheie**:lichid criogenic, timp de răcire, debit masic.

Abstract: Cryogenic transfer lines are used to transfer a cryogenic liquid from storage tank to the cryogenic equipment. This paper presents a theoretical study and experimental investigation for a transfer line for liquid nitrogen. Theoretical cool-down time is estimated for uninsulated and vacuum insulated for various materials used. The influences of pressure and mass flow are analyzed. The experimental study was made using liquid nitrogen like cryogenic liquid. The experimental results show that cool-down of a short cryogenic transfer is not affected by mass flow rate.

Keywords: cryogenic liquid, cool-down time, mass flow rate.

1. INTRODUCTION

Cryogenic liquids are transferred from storage tank to place where they are used by transfer lines. Uninsulated transfer lines are very economical for transfer of cryogenic fluids over short distances and the frequency of transfer is very low.



Fig. 1. Experimental stand

It is generally accepted that short transfer lines are characterized by $L/d \le 80$, where L is the transfer line length and is its outer diameter. Uninsulated short transfer lines are used especially in laboratory research tests. One of the most important problems for a cryogenic transfer line is the cooling-down period. The amount of liquid cryogen required to cool-down transfer lines from room temperature is often of significant importance. The physical phenomena involved can be complex, including film boiling and transition boiling, and two phase pressure drops. Pressure surges can also be experienced when liquid, insulated by a layer of vapor film in the "inverted annular" regime, strikes a bend or obstruction downstream and boils explosively.

2. SHORT UNINSULATED TRANSFER LINES

2.1. Physical model

The physical model under consideration is given in figure 2. It consists of an elementary length dz of a short transfer line where a two-phase flow exists on the entire length. In this section the fluid is in a saturation state. The wall of the pipe from which is built the transfer line is considered enough thin, so that radial temperature variations can be neglected. Axial temperature variations can also be neglected if the fluid occupies the entire length of the pipe and the heat transfer occurs only between the fluid and wall of the pipe. The energy received by the wall of the pipe consists of heat received by natural convection (q_c) and by radiation (q_r) from the environment. Heat transfer used for the ice build up on the pipe is neglected. For the elementary length we can take into consideration the energy balance equation below:

$$(q_{c} + q_{r})\pi d_{2}dz - q_{1}\pi d_{1}dz =$$

$$= \rho_{w}c_{w}\frac{\pi}{4}(d_{2}^{2} - d_{1}^{2})dz\frac{dTw}{dt}$$
(1)

In order to determine the component q_c , which is the natural convection of the heat transfer from the environment to the horizontal wall of the pipe, we suggest McAdams' equation:

$$q_c = 4.156 x 10^{-4} \frac{(T_a - T_w)^{5/4}}{d_2^{1/4}}$$
(2)

The radiation component of the heat transfer from the environment to the wall of the pipe can be determined by the following equation:

$$q_r = \mathcal{E}\sigma(T_a^4 - T_w^4) \tag{3}$$

The natural convection heat transfer between the wall of the pipe and the fluid is given by the equation:

$$q_1 = \alpha_1 (T_w - T_s) \tag{4}$$

Combining equations (2), (3), (4) with equation (1) we obtain the equation which



Fig. 2. The physical model and the co-ordinate system

describes the cooling process of an uninsulated transfer line:

$$\frac{dT_{w}}{dt} = \left\{ \left[\frac{4.156x10^{-4}(T_{a} - T_{w})^{5/4}}{d_{2}^{1/4}} + \varepsilon\sigma(T_{a}^{4} - T_{w}^{4}) \right] d_{2} - \alpha_{1}(T_{w} - T_{s})d_{1} \right\} / \frac{\rho_{w}c_{w}(d_{2}^{2} - d_{1}^{2})}{4}$$
(5)

The initial state of the equation (5) is the following:

$$t = 0, T_w = T_a (6)$$

The solution of equation (5) is the dependency of pipe wall temperature variation to time within the cooling process of the transfer line. Cooling is complete when the temperature of the pipe wall is almost equal to the saturation temperature of the cryogenic fluid. The equation (5) is non-linear.

The evaluation of the convection factor α_1 should be based on correlations corresponding to natural convection heat transfer from boiling to flowing. In case of short transfer lines, there is a two-phase flowing on the entire length of the pipe shortly after the cryogenic liquid has been introduced inside the transfer line. A liquid deficit will occur at the invariable discharge end. As a result, the use of equations from boiling into flowing is justified for the calculation of the heat convective transfer factor.

For film boiling:

- for film boiling in large volume:

$$\alpha_{1} = \left[4.94 \frac{(\rho_{l} - \rho_{f})^{0.375}}{\sigma_{s}^{0.125}} + 0.115 \frac{\sigma_{s}^{375}}{d_{1}(\rho l - \rho_{f})^{0.125}} \right] / (\frac{\lambda_{v}^{3} l_{v}^{'} \rho_{f}}{\eta_{f} \Delta T})^{0.25}$$
(7)

where:

$$l_{v} = l_{v} \left(1 + \frac{0.34c_{f} \Delta T}{l_{v}} \right)^{2} ; \Delta T = T_{w} - T_{s} \quad (8)$$

- for forced convection:

$$\alpha_{l,cf} = 0.026 \operatorname{Re}_{v,s}^{0.8} \operatorname{Pr}_{v,s}^{0.4} \frac{\lambda_{v}}{d_{1}}$$
(9)

For nucleate boiling in large volume:
$$\alpha_{l,fp} = 4.87 \frac{\lambda_l \rho_p^{1.282} p^{1.75} c_l^{1.5}}{(\lambda \rho_v)^{1.5} \sigma_s^{0.906} \mu_l^{0.626}} \Delta T^{1.5}$$
(10)

- forced convection:

$$\alpha_{l,cf} = 0.023 \operatorname{Re}_{l}^{0.8} \operatorname{Pr}_{l}^{0.4} \frac{\lambda_{l}}{d_{1}}$$
(11)

Rohsenow's superposition principle is used to calculate the convective heat exchange factor:

$$\alpha_{1,f} = \alpha_{1,fp} + \alpha_{1,cf} \tag{12}$$

The analytic calculation of the cooling curve for a short uninsulated transfer line resulted in the graphs presented in figure 3. These analytic results have been compared with the experimental results obtained on the test stand.



2.2. Results and discussions

The analytic and experimental curves for all tested materials are given in figures 4, 5, 6, 7. According to the experimental results obtained it is noticed that mass flow rate does not influence the cooling process. Thus, for short uninsulated transfer lines, the analytic cooling curve for zero mass flow rate estimates the experimental curves in the first part of the cooling process. The difference between the two curves, analytic and experimental, becomes apparent once the temperature of the pipe wall drops. When the temperature of the pipe wall drops suddenly, this means that near the wall the liquid is stagnant or there is a vapour barrier between the liquid and the wall independent from the mass flow rate of the cryogenic liquid.



Fig. 4. Temperature variation of the glass short transfer line wall







Fig. 6. Temperature variation of the aluminium short transfer line wall



Fig. 7. Temperature variation of the stainless steel short transfer line wall

This process can be explained as follows: when the liquid enters in the transfer line, some of it evaporates near the wall, because of the high temperature difference.

That is why, the liquid that subsequently enters in the transfer line is separated from the pipe wall by the vapour film. The vapour film has low heat conductivity and also a low velocity, due to the interaction between the wall and film. Thus, the heat transfer is very low. This heat transfer mechanism is characteristic to the film boiling in large volume. That is why, the cooling analytic curve is very similar to the experimental curves. The liquid entering the transfer line keeps a vapour film between and the pipe wall (Fig. 8).



Fig. 8. Flow configuration in a short transfer line

This type of flowing, characterized by the existence of a liquid central core in the pipe axis and a vapour ring, is typical to the reverse annular flow. The thickness of the vapour film increases with the increasing of the evaporation rate. The heat necessary for the evaporation is supplied by the pipe wall. When the wall temperature reaches the crisis boiling point, the flow process is no longer deficient in liquid. The liquid replaces the vapour film from the bottom of the pipe, coming into direct contact with the

pipe wall. The heat flow rate increases, causing an acceleration of the cooling process.

This rapid temperature drop of the pipe wall is noticed also on the analytic curve. During the experiments, in Dewar collecting vessel liquid is obtained before the cooling process of the transfer line is complete. This phenomenon can be explained based on the reverse annular flow. During the cooling process, the steam film develops as a large quantity of liquid evaporates. A force uniformly distributed on the inner pipe wall acts on the liquid core. This force increases the acceleration of the liquid on axial direction. The following forces act on the liquid valve (Fig. 9):

- 1. buoyancy;
- 2. gravity;
- 3. pressure force of vapour film

When the liquid near the pipe wall evaporates, the inner perimeter of the steam film cannot be fully circular. The liquid core tends to have a circular shape. The process is similar to the inversion of a jet when coming out of a tank. This phenomenon leads to a swirl flow. Liquid swirl inside the vapour film generates buoyancy. Gravity is due to the weight of the liquid core, and the pressure force is due to the radial expansion of the vapour film. When the vapour film is thin, the buoyancy and pressure forces are smaller than gravity.



Fig. 9. Forces which act on the liquid core

The liquid core touches the pipe wall where the buoyancy and pressure forces are equal to gravity. Here the liquid evaporates, this aspect leading to the formation of the steam film for the next elementary length. (Figure 10). Table 1.



Fig. 10. Movement of liquid core inside of a vapours film

2.3 Influence of mass flow

Experimentally determined pressure-flow relation, between the pressure in feed Dewar vessel and the mass flow rate obtained, is presented in table 1.

The relation pressure-flow		
Pressure in Dewar vessel [cm Hg]	Mass flow rate [kg/s]	
5	0.0027	
6	0.0029	
8	0.003389	
9	0.0036	
10	0.00378	
12	0.0041	
14	0.0044	
16	0.00475	
18	0.05	

Therefore, the heat transfer between the fluid and pipe wall takes place through a vapour barrier. The thinner is the vapour film, the more small is the heat transfer resistance and visceversa. When the mass flow rate is high, the liquid core will have a larger diameter, the vapour film will be thinner and the heat transfer resistance will be smaller. In case of short transfer lines, the vapours resulted from the violent boiling of the liquid when entering in the hot transfer line, leave the line through the discharge end. Thus, there is only a thin vapour film, the film thickness not depending on the mass flow rate of the boiling cryogenic fluid.

3. CONCLUSIONS

The conclusion of the analysis on short noninsulated transfer lines is that the influence of the mass flow rate is not important. The film boiling is app. 85% of the cooling process, process during which the temperature drop of the pipe wall is almost linear. Transition from film boiling to boiling in insertion process (transitory regime) takes place at a temperature of 123K, and transition from boiling in insertion process (transitory regime) to nucleate boiling takes place at a temperature of 93K. There is no important difference between the cooling interval for the different types of materials used. Therefore, the criterion of choice of materials for the short transfer lines does not depend on their behaviour during cooling period at the operation temperature. During experiments we could see the creation process of hoarfrost layer on the outer surface of the pipe. The hoarfrost front developed on the surface of the transfer line. We noticed that the thickness of the hoarfrost layer differs from one test to another, depending on the air humidity. This phenomenon is normal, the hoarfrost resulting from condensation of water vapours and CO₂ in the free air. Along with the cooling of the line, a liquid air film appears on the pipe surface. Formation of the hoarfrost layer and its dissolution take place in the flow direction. This aspect confirms the direction of movement of the cold front inside the transfer line.

REFERENCES

- [1]. Arkharov A.M. 2001, *Cryogenic Systems*, Bauman Moscow State Technical University Press, Moscow.
- [2]. Cross M. F., Majumdar A. K., Bennett J.C., and Malla R. B. 2002, Modelling of Chill Down in Cryogenic Transfer Lines, J. of Spacecraft and Rockets, 39:284-289.
- [3]. Jackson J. 2005, *Transient Heat Transfer during Cryogenic Chilldown*, ASME Summer Heat Transfer Conference.
- [4]. Krishnamurthy, M.V. 1996, Experimental Studies on Cool-down and Mass Flow Characteristics of a Demountable Liquid Nitrogen Transfer Line, Cryogenics, 36(6): 435-441.
- [5]. Krishnamurthy, M.V. 1976, Cool-down Studies on Vacuum Insulated Cryogenic Transfer Lines, Cryogenics, 16(7):409-412.
- [6]. Srinivasan, K. 1974, Analytical and Experimental Investigation on Cool-down of Short Cryogenic Transfer Lines, Cryogenics, 14(9): 489-494.