

PROGRAMUL ȘI METODICA DE CERCETARE EXPERIMENTALĂ A RĂCITORULUI-TRANSPORTOR-CERNĂTOR RTC

HĂBĂȘESCU I., STROIESCU E.

Institutul de Tehnică Agricolă „Mecagro”

Rezumat: Obiectul încercărilor în experiențele noastre a servit răcitorul-transportor-cernător. Construcția lui se explică prin desenele din figurile 1 și 2. Răcitorul-transportor-cernător conține un cadru (1) (fig.1, fig.2) pe care este montată o manta (2) în formă de cilindru. În mantaua (2) este instalat un tambur (3) executat din plasă în interiorul căruia este întărit melcul (4), în partea de jos a mantalei sunt executate 3-4 găuri unite printr-un furtun cu ventilatorul; în axa răcitorului este instalat un reglator de aer (21).

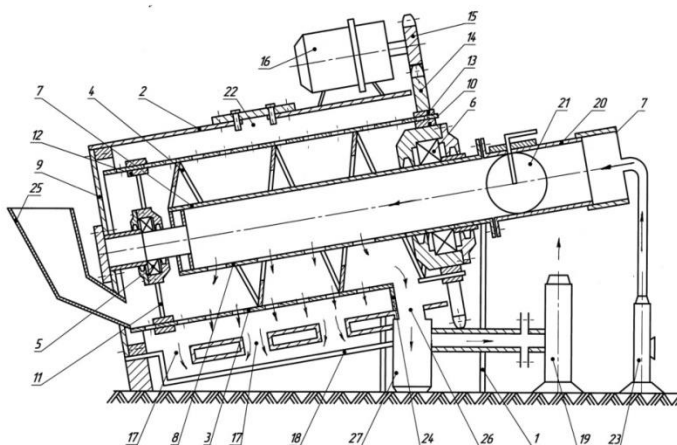


Fig.1 Schema
răcitorului-transportor-cernător

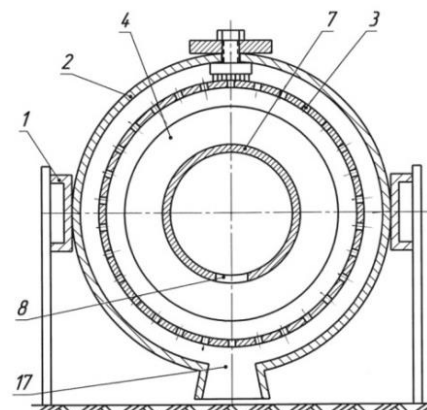


Fig.2 Secțiunea transversală
a răcitorului-transportor-cernător.

Pentru îndeplinirea scopului propus vom efectua următorii pași:

- Studiarea și evaluarea parametrilor aerodinamici, a energiei consumate, gradului de răcire, separare și pierderea umedității peletelor în condițiile exploatarei răcitorului;
- Efectuarea analizei rezultatelor obținute și elaborarea recomandărilor privind perfecționarea executării constructive a răcitorului.

Cuvinte cheie: răcitor-transportor-cernător, peletelor, umiditate, răcire, puritate.

INTRODUCERE

Republica Moldova, practic, nu dispune de zăcăminte fosile - cărbune, țiței, gaz, de aceea, necesarul de surse energetice de peste 95 la sută este nevoită să le importe. O alternativă poate fi energia regenerabilă, în deosebi, biomasa. Moldova dispune anual numai ca deșeuri vegetale peste 12 mln. tone, ce este echivalent cu 50-60 mii GWh. Pe lângă aceasta, Republica Moldova, poate cultiva plante speciale cu un potențial energetic sporit, cum ar fi: rapița, topinamburul, sorgul zaharat și altele, la utilizarea integrală a cărora se va obține un efect economic considerabil. Este firesc de înlocuit combustibilii fosili cu cei de natură vegetală. Utilizarea efectivă și comodă a biomasei poate fi întreprinsă doar în urma procesării ei în brichete sau pelete. Pentru aceasta a fost elaborat un utilaj pentru prelucrarea masei vegetale în pelete.

Studierea parametrilor aerodinamici ai ventilatoarelor de refulare și aspirație

Rolul principal în îndeplinirea procesului tehnologic, adică gradul de răcire, separare a măcinșului și transportarea lui, apoi scăderea umedității peletelor la ieșirea lor din răcitor îl joacă ventilatoarele de refulare (23) și de aspirație (19). Deși ventilatorul de refulare după parametrii lui geometrici se poate de identificat cu ventilatorul N4, iar cel de aspirație cu N5. Având în vedere că ele sunt confecționate la uzina Insitutului "Mecagro" s-a luat decizia de a determina toți parametrii aerodinamici în condiții de laborator ai Institutului.

Scopul cercetărilor a fost de a determina productivitatea (Q , m^3/h) în dependență de numărul de rotații a ventilatorului (n , rot/min), presiunea aerului (P , Pa) și puterea motorului (N , kW).

În construcție e prevăzut că la refulare va fi instalat ventilatorul N4 cu un motor electric de $N=5,5kW$ și turații $n=2850$ rot/min.

Gura de ieșire a aerului are suprafața $S=H*B=9,792*10^{-3} m^2$ (fig.3).

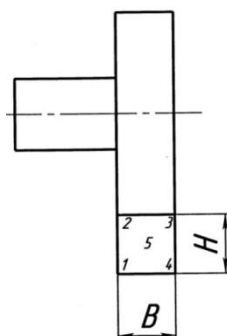


Fig.3 Schema determinării parametrilor aerodinamici ai ventilatorului N4

Experiențele au fost petrecute într-o încăpere cu temperatura aerului înconjurător de 30°C. Măsurarea vitezelor fluxurilor de aer au fost executate cu un anemometru electronic înzestrat cu tubul lui Pito. Cu scopul de a primi rezultatele medii aritmetice, măsurările au fost făcute în cinci puncte a niplului de evacuare a ventilatorului (fig.3).

Puterea consumată s-a măsurat cu ajutorul unui contor electronic pentru un timp stabilit și s-a calculat după expresia:

$$N = \frac{E \cdot \tau}{60},$$

unde: E - indicațiile contorului, kW·h;

τ - durata măsurării, min.

Productivitatea ventilatorului s-a calculat după formula:

$$Q = V \cdot S, \text{ m}^3/\text{s}$$

unde: V - viteze măsurată a fluxului de aer, m/s;

S - suprafața niplului de evacuare a ventilatorului, m².

Presiunea dinamică H a fluxului de aer a ventilatorului a fost calculată după expresia:

$$H = \frac{v^2 \cdot \rho}{2}, \text{ Pa}$$

unde: ρ - densitatea aerului măsurat, kg/m³

Experimentele au fost petrecute la diferite frecvențe a curentului electric ce ne-a permis să stabilim relația dintre productivitatea ventilatorului în dependență de numărul de rotații a motorului electric. Rezultatele măsurărilor și calculelor sunt indicate în tabelul 1.

Rezultatele măsurărilor indicilor aerodinamici ai ventilatorului N4 de refulare

Frecvența curentului, Hz	Nr. de rotații a motorului, n rot/min	Viteza aerului, V, m/s	Productivitatea ventilatorului, Q, m ³ /h	Puterea motorului, N, kW	Presiunea aerului, H, Pa
10	570	11,76	414,55	0,13	80,56
20	1140	23,74	836,86	0,43	328,29
30	1710	36,36	1281,73	0,80	77,09
40	2280	47,58	1677,25	1,76	1318,70
50	2850	59,62	2101,68	3,46	2050,50

În baza datelor din tabelul 1 au fost construite graficele din fig. 4, 5 și 6.

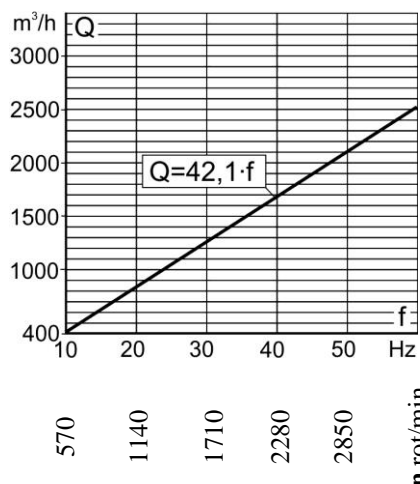


Fig.4 Dependenta productivității Q, (m³/h) de numărul de rotații a motorului n (rot/min)

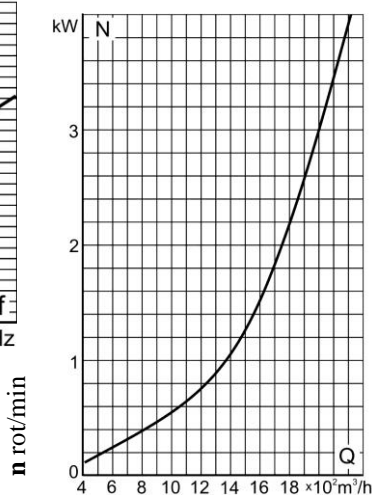


Fig.5 Dependenta puterii motorului N, (kW) de productivitatea ventilatorului Q (m³/h)

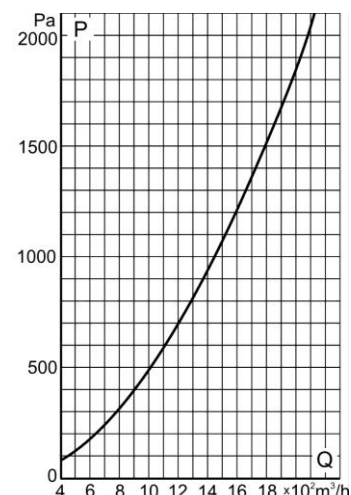


Fig.6 Dependenta presiunii dinamice P (Pa) de productivitatea ventilatorului Q (m³/h)

Utilizând aceeași schemă a fost testat și ventilatorul N5 - ventilatorul pentru aspirație.

La acest ventilator motorul electric are puterea de N=7,5 kW și n=3000 rot/min, iar dimensiunile niplului de evacuare sunt S=H*B=18*10⁻³ m².

După prelucrarea măsurărilor executate indicii aerodinamici obținuți au fost amplasați în tabelul 2.

Rezultatele măsurărilor indicilor aerodinamici ai ventilatorului N5 de aspirație

Frecvența curentului, Hz	Nr. de rotații a motorului, n rot/min	Viteza aerului, V, m/s	Productivitatea ventilatorului, Q, m ³ /h	Puterea motorului, N, kW	Presiunea aerului, H, Pa
10	570	15,12	979,8	0,22	133,2
20	1140	32,04	2076,2	1,06	598,0
30	1710	48,84	3164,8	3,59	1389,5
40	2280	65,60	4250,9	8,78	2506,7

În baza datelor din tabelul 2 au fost construite graficele din fig. 7, 8 și 9.

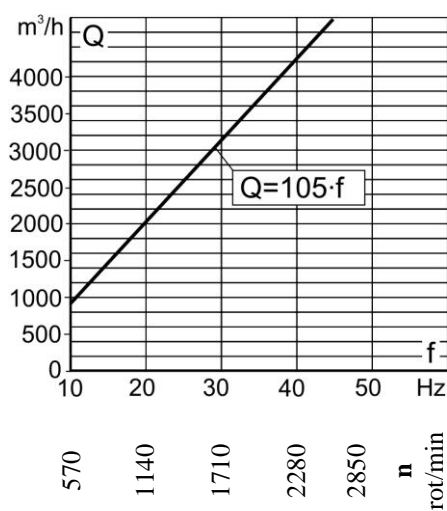


Fig.7 Dependenta productivității Q, (m³/h) de numărul de rotații a motorului n (rot/min)

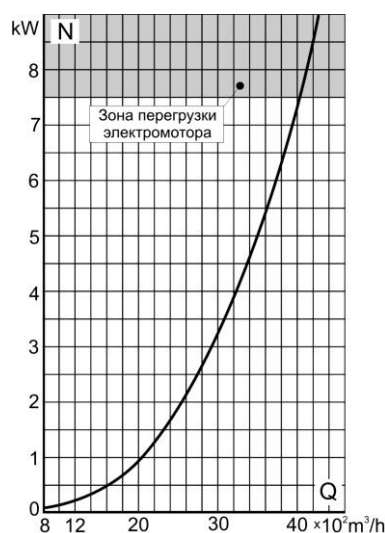


Fig.8 Dependenta puterii motorului N, (kW) de productivitatea ventilatorului Q (m³/h)

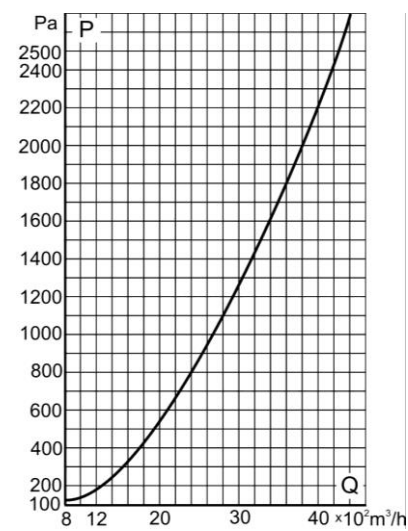


Fig.9 Dependenta presiunii dinamice P (Pa) de productivitatea ventilatorului Q (m³/h)

Testările acestor ventilatoare au demonstrat că productivitatea lor este direct proporțională cu numărul de rotații și frecvența curentului electric. De aceea, la frecvența de 50Hz pentru ventilatorul de aspirație N5 la care anemometrul electric n-a permis măsurarea productivității, vom calcula acest indice reieșind din cele menționate mai sus.

Studierea și determinarea influenței volumului de aer refulat și aspirat, viteza tambulului la gradul de purificare, răcire și pierderea umidității peletelor

Influența a trei factori de decizie - volumul de aer refulat (Q_1 , m^3/h), volumul de aer aspirat (Q_2 , m^3/h) și numărul de rotații a tamburului (n , rot/min) la condițiile de procesare a peletelor după granulator vor fi determinate prin utilizarea matriței planului Box-Benchin 3^3 (tab.3).

Tabelul 3

Matrița planului de ordinul doi cu trei niveluri Box-Benchin 3^3

Factori	Valori naturale				Valori codate		
	Nivelul interior	Nivelul nul	Nivelul superior	Intervala- lul de variație	Nivelul interior	Nive- lul nul	Nivelul superior
X_1 , Volumul de aer refulat Q , m^3/h	357	631	905	274	-1	0	+1
X_2 , Volumul de aer aspirat Q , m^3/h	540	940	1340	400	-1	0	+1
X_3 , Timpul de aflare a peletelor în tambur, min	5,08	7,14	9,20	2,06	-1	0	+1

În rezultatul măsurărilor executate au fost obținute următoarele date (tab.4).

Tabelul 4

Datele obținute la executarea experiențelor conform planului de ordinul doi cu trei niveluri Box-Benchin 3^3

Nr.	Factorii			Energia consumată, N , kW	Umeditatea, ΔW , %	Temperatura, Δt , $^{\circ}C$	Temperatura peletelor după răcire, t , $^{\circ}C$	Gradul de separare, S , %
	X_1	X_2	X_3					
1	+1	+1	0	6,33	-0,1	68,7	14,33	0,005
2	+1	-1	0	2,70	1,83	62,7	18,00	0,010
3	-1	+1	0	4,49	0,43	63,3	16,33	0,006
4	-1	-1	0	1,84	0,63	57,7	19,33	0,090
5	+1	0	+1	4,22	2,00	50,7	19,33	0,020
6	+1	0	-1	4,10	2,13	52,0	12,33	0,024
7	-1	0	+1	2,35	1,27	56,0	21,67	0,030
8	-1	0	-1	2,30	1,20	64,7	16,00	0,013
9	0	+1	+1	6,00	0,77	60,0	18,00	0,015
10	0	+1	-1	5,50	1,57	66,7	12,00	0,005
11	0	-1	+1	2,37	1,47	59,7	18,33	0,030
12	0	-1	-1	1,99	0,67	64,0	14,67	0,010
13	0	0	0	3,16	1,33	66,0	15,00	0,015

Datele indicate în tabelul 4 au fost prelucrate la calculator cu programul StatGraphics. În rezultat au fost obținute ecuațiile de regresie care descriu adecvat influența factorilor X_1 , X_2 și X_3 la energia consumată (N), umeditatea (ΔW), temperatura peletelor (Δt , t_p) și gradul de separare (S).

$$N = 3,163 + 0,796X_1 + 1,672X_2 + 0,131X_3 - 0,015X_1^2 + 0,694X_2^2 + 0,099X_3^2 + 0,243X_1X_2 + 0,023X_1X_3 + 0,040X_2X_3, \quad (1)$$

$$\Delta W = 1,333 + 0,316X_1 - 0,233X_2 - 0,008X_3 - 0,042X_1^2 - 0,575X_2^2 - 0,358X_3^2 - 0,417X_1X_2 - 0,050X_1X_3 - 0,400X_2X_3, \quad (2)$$

$$\Delta t = 66,0 - 0,958X_1 - 1,833X_2 - 2,625X_3 - 4,833X_1^2 + 1,917X_2^2 - 5,333X_3^2 + 0,083X_1X_2 + 1,833X_1X_3 - 0,583X_2X_3, \quad (3)$$

$$t_p = 15,0 - 1,168X_1 - 1,209X_2 + 2,791X_3 + 1,790X_1^2 + 0,208X_2^2 + 0,543X_3^2 - 0,168X_1X_2 + 0,333X_1X_3 + 0,585X_2X_3, \quad (4)$$

$$S = 0,015 - 0,010X_1 - 0,014X_2 + 0,005X_3 + 0,010X_1^2 + 0,003X_2^2 - 0,003X_3^2 + 0,020X_1X_2 - 0,005X_1X_3 - 0,003X_2X_3, \quad (5)$$

Analiza influenței factorilor de decizie - cantitatea de aer refulată de ventilatorul N4 (X_1), cantitatea de aer aspirată de ventilatorul N5 (X_2) și timpul aflării peletelor în răcitor (X_3) asupra energiei consumate de motoarele răcitorului, scăderea umedității peletelor în timpul aflării în răcitor ΔW , gradul de răcire a peletelor Δt , temperatura lor la ieșirea din răcitor t_p și gradul de purificare a peletelor S. Toate aceste momente vor fi studiate mai amănunțit în subcapitolele de mai jos.

Influența factorilor de decizie X_1 , X_2 și X_3 la energia consumată

Cum s-a indicat mai sus acest aspect al factorilor de decizie este reflectat prin ecuația de regresie (1). Pentru a studia influența acestor factori asupra energiei consumate, construim un șir de grafice a funcției N pentru:

$N=f(X_1)$ la $X_2=X_3=-1$, de asemenea, $X_2=X_3=0$ și $X_2=X_3=+1$, precum și $X_2=+1$ și $X_3=0$

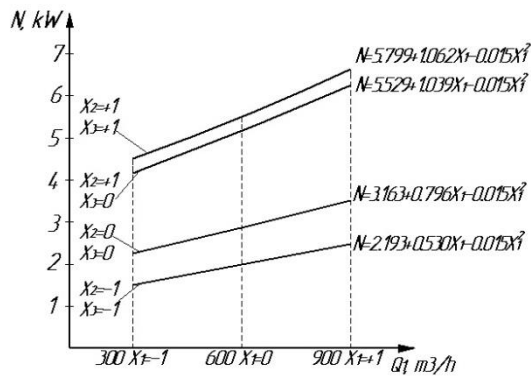


Fig.10 Dependența puterii N , (kW) de productivitatea ventilatorului de refulare Q_1 , m^3/h (X_1)

Analiza ecuației (1) și graficele din fig.10 demonstrează că cel mai principal parametru care influențează mai vădit asupra consumului de energie este ventilatorul N5 (X_2). Într-adevăr, în ecuație, coeficienții pe lângă X_2 sunt cu mult mai mari decât cei de pe lângă X_1 și X_3 . Cel mai slab duce la consumul energetic factorul X_3 . Aici coeficienții sunt cei mai mici. Bine se observă acest moment și din graficele fig.10, fig.11 și fig.12.

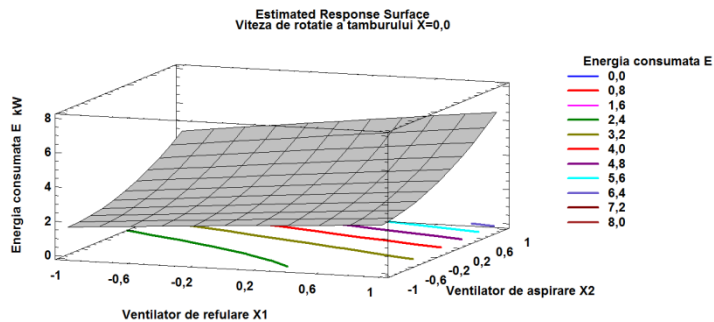


Fig.11 Dependența energiei consumate N , kW de factorii X_1 (ventilatorul N4), X_2 (Ventilatorul N5) pentru factorul $X_3=0$

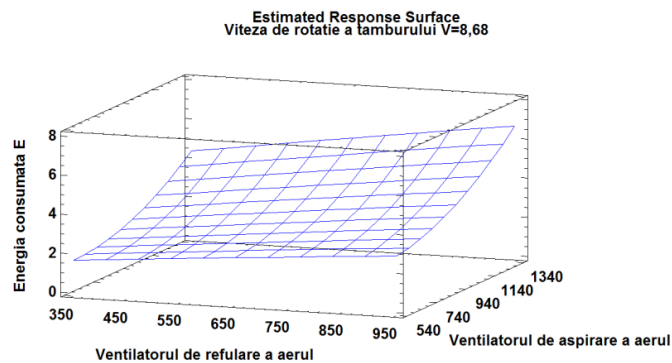


Fig.12 Dependența energiei consumate de răcitorul-transportor-cernător în funcție de regimul de lucru a ventilatoarelor N4 și N5 pentru $X_3=0$

Din toate trei figuri se observă o creștere a consumului de energie cu sporirea productivității ventilatoarelor, în deosebi a ventilatorului de aspirație N5. Așa tendință este bine reflectată de suprafețele fig.11 și fig.12, unde pe axele fig.11 sunt desenați factorii X_1 și X_2 codați, iar în fig.12 - în mărime naturală.

Cea mai modestă influență în consumul total de energie o are factorul X_3 - energia consumată la mișcarea rotativă a corpului răcitorului. La creșterea rotațiilor de la $X_3=0$ (6rot/min), până la $X_3=+1$ (8rot/min) (factorul $X_1=-1$), energia consumată s-a mărit doar cu 0,25kW. Pe când, în aceeași zonă a factorului $X_1=-1$, creșterea factorului X_2 de la zero până la +1 a adus sporirea energiei consumate cu 2,12kW, adică de mai mult de 8 ori decât influența factorului X_3 .

Influența factorilor de decizie X_1 , X_2 și X_3 la temperatura peletelor după răcitor-transportor-cernător

Destinația principală a acestui utilaj este condiționarea peletelor după granulator și în primul rând, răcirea peletelor până la o temperatură nu mai mică de 10-15⁰C, decât temperatura aerului înconjurător.

Analiza ecuației (4) dovedește faptul că cel mai influențant factor din cei trei este viteza de rotire a corpului răcitorului care și determină vremea de aflare a peletelor în răcitor și de acționarea aerului rece refulat sau aspirat de ventilatoarele N4 și N5.

Pentru a cerceta influența factorilor X_1 , X_2 și X_3 asupra gradului de răcire a peletelor după granulator în ecuația (4) primim $X_1=0$ și obținem:

$$\tau = 15,000 - 1,209X_2 + 2,791X_3 + 0,208X_2^2 + 0,543X_3^2 + 0,585X_2X_3$$

În ecuația obținută dăm factorilor X_2 mărimile de la -1 până la +1 și deasemenea factorului X_3 .

$X_2=-1$	$\tau = 16,417 + 3,376X_3 + 0,543X_3^2$	$X_3=-1$	$t=13,584$
		$X_3=0$	$t=16,417$
		$X_3=+1$	$t=20,336$

$X_2=0$	$\tau = 15,000 + 2,791X_3 + 0,543X_3^2$	$X_3=-1$	$t=12,752$
		$X_3=0$	$t=15,000$
		$X_3=+1$	$t=18,334$
$X_2=+1$	$\tau = 13,999 + 3,376X_3 + 0,543X_3^2$	$X_3=-1$	$t=11,666$
		$X_3=0$	$t=13,999$
		$X_3=+1$	$t=17,918$

În baza datelor obținute construim graficele $t=f(X_2, X_3)$ (fig.13).

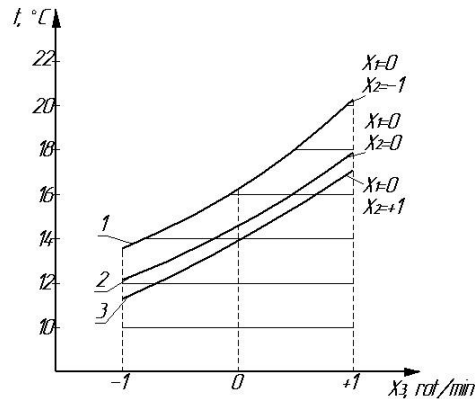


Fig.13 Dependența temperaturii peletelor de factorii de decizie X_2 și X_3

Din graficul fig.13 se vede că cu creșterea rotațiilor tamburului răcitorului de la 4rot/min ($X_3=-1$) până la 6 rot/min ($X_3=0$) temperatura peletelor evacuate din răcitor s-a ridicat cu $2,8^{\circ}\text{C}$, iar sporirea de mai departe a rotațiilor tamburului de la 6rot/min până la 8rot/min ($X_3=+1$) a dus la creșterea temperaturii deja cu $3,9^{\circ}\text{C}$ (aceasta se referă la curba 3). Observăm că una și aceeași creștere a rotațiilor tamburului a provocat o creștere mai vădită a temperaturii peletelor.

Timpul care peletele se află în tambur s-a calculat după formula:

$$t = \frac{L}{S \cdot n}, (\text{min})$$

unde: L - lungimea tamburului, mm

S - pasul melcului,mm

n - numărul de rotații a tamburului, rot/min

Creșterea rotațiilor tamburului duce la micșorarea timpului de aflare a peletelor în răcitor.

E bine înțeles faptul că, cu cât peletele se vor afla mai mult timp în tambur, cu atât temperatura lor va scădea mai mult, ceea ce se și observă din graficul fig.13.

O influență serioasă asupra gradului de răcire a peletelor o are și factorul X_2 - volumul de aer aspirat de ventilatorul N5.

Tot ce a fost expus mai sus bine se poate de urmărit pe suprafața factorilor X_1 și X_2 a ventilatoarelor N4 de refulare și N5 de aspirație (fig.14).

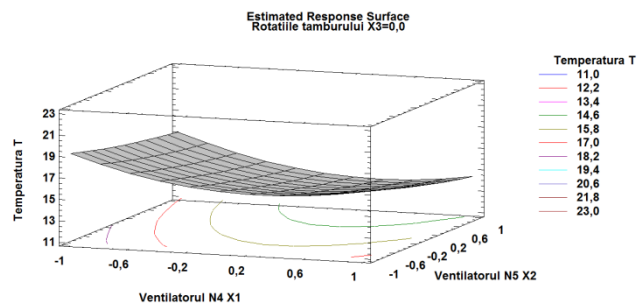


Fig.14 Dependența temperaturii peletelor după granulator de volumul de aer refulat (X_1) și aspirat (X_2)

Influența factorilor de decizie X_1 , X_2 și X_3 la gradul de separare a peletelor de măciniș

O menire strictă a utilajului cercetat pe lângă răcirea peletelor după granulator este separarea lor de măcinișul nepeletat. Relațiile factorilor de decizie cu gradul de separare este demonstrat de ecuația de regresie (5). Graficul suprafeței de pe fig.15 demonstrează influența volumurilor de aer refulat (ventilatorul N4) și aspirat (ventilatorul N5) la gradul de separare a granulelor de măciniș.

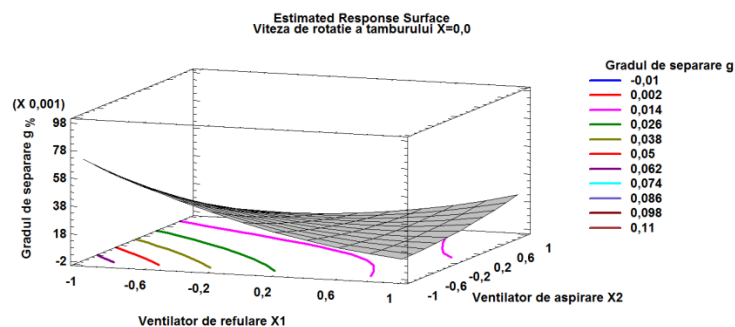


Fig.15 Influența factorilor X_1 și X_2 la gradul de separare a peletelor pentru $X_3=0$

Ecuția de regresie pe care a fost construită această suprafață o căpătăm din ecuația (5), înlocuind $X_3=0$.

$$S = 0,015 - 0,010X_1 - 0,014X_2 + 0,010X_1^2 + 0,003X_2^2 + 0,020X_1X_2$$

Curba primită la întretăierea suprafeței graficului cu planul din față ($X_1=-1$ și S) o obținem dacă în ecuația de mai sus vom înlocui $X_2=-1$ și primim:

$$S = 0,032 - 0,024X_1 + 0,010X_1^2$$

După cum arată suprafața graficului (fig.15) și ecuația de mai sus, cel mai mare grad de separare vom primi la valoarea factorului $X_1=-1$, unde ventilatorul de refulare va da un volum minim de aer. Pe măsura creșterii volumului de aer refulat de ventilatorul N4, calitatea separării scade.

Pentru a stabili influența rotațiilor tamburului (X_3) la gradul de separare a peletelor de măciș în ecuația (5) stabilim valorile factorilor X_1 și X_2 la un nivel constant, de exemplu $X_1=X_2=0$ și primim:

$$S = 0,015 + 0,005X_3 - 0,003X_3^2$$

La turațiile maxime a tamburului $X_3=+1$, nivelul de separație este de $S=0,017\%$, iar la turațiile minime $X_3=-1$, $S=0,007\%$.

Concluzia finală este că ecuația primită (5) corect descrie toate momentele ce se referă la gradul de separare a peletelor de măcișul nepelat în dependență de factorii de decizie - volumul de aer refulat (ventilatorul N5) și turațiilor tamburului răcitorului.

Influența factorilor de decizie X_1 , X_2 și X_3 la gradul de pierdere a umedității peletelor în răcitor

Una din funcțiile răcitorului pe lângă cele descrise mai sus, este de a usca (înlătura) o parte din umeditatea peletelor. În literatură este indicată cifra de 2-3% de umeditate care se pierde la pelete la trecerea lor prin răcitor.

Relațiile dintre factorii de decizie: volumul de aer refulat (X_1), volumul de aer aspirat (X_2) și viteza de rotație a tamburului (X_3), grafic sunt demonstrate în fig.16.

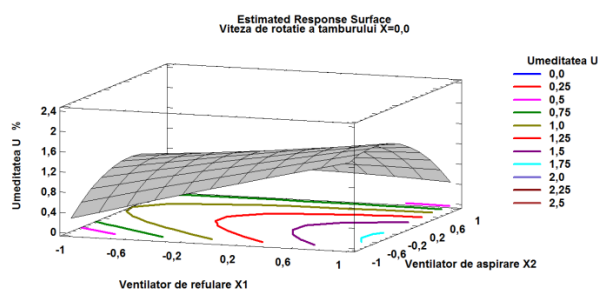


Fig.16 Influența factorilor de decizie X_1 și X_2 ($X_3=0$) la pierderea umedității peletelor în răcitor

Cum se observă din suprafața graficului (fig.16) pe măsura mișcării pe linia factorului X_2 de la $X_2=-1$ spre $X_2=0$ influența aerului refulat la înlăturarea umedității peletelor crește.

Pentru cercetarea influenței vitezei tamburului răcitorului la diminuarea umedității peletelor construim graficul $\Delta W=f(n)$ pentru factorii de decizie $X_1=0$ și $X_2=+1$ (fig.17).

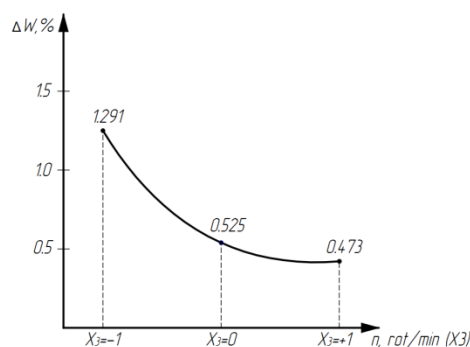


Fig.17 Influența numărului de rotații a tamburului la pierderea umedității peletelor pentru $X_1=0$ și $X_2=+1$

Se observă că la așa mărime a factorilor X_1 și X_2 pe măsura creșterii numărului de rotații a tamburului umeditatea peletelor scade.

Aceasta se poate de explicat prin faptul că vremea aflării peletelor în tambur sub acțiunea fluxurilor de aer refulat și aspirat tot se micșorează.

Concluzii și propuneri

Calculule teoretice au arătat că productivitatea de transportare a răcitorului-transportor-cernător este de peste 500kg/h la rotațiile tamburului de 10rot/min . Însă încercările

prealabile au demonstrat o productivitate nu este mai mare de 200kg/h la viteza de mișcare 10rot/min . S-a făcut concluzia că pricina se află în sistemul de alimentare a răcitorului.

Pentru a asigura evacuarea peletelor din spațiul de alimentare a fost crescută înălțimea benzii până la suprafața țevii fixe (7) (fig.1). Se presupune că peletele nimerind în acest buzunar vor fi transportate pe deplin, întrucât ele nu au nici o posibilitate de a cădea din el ce va asigura evacuarea completă a produsului de către melc.

În procesul de testare prealabil al răcitorului-transportor-cernător au fost observate încă niște neajunsuri a acestui utilaj. S-a constatat că sub tambur în zona de alimentare măcinișul căzut pe mantaua (2) (fig.1) nu se transportează pe deplin și treptat se acumulează, ce în timp duce la înfundarea spațiului dintre tambur și manta, și în sfârșit procesul tehnologic se întrerupe. S-a luat decizia de a găuri în partea de jos capacul (9), astfel se va crea posibilitatea ca aerul aspirat prin aceste găuri va trece prin spațiul dintre tambur și manta spre gaura (7) transportând și măcinișul din această zonă.

Încercările executate a răcitorului-transportor-cernător cu modificările expuse mai sus au demonstrat eficacitatea lor.

Productivitatea răcitorului la transportarea peletelor a atins cifra de 370kg/h și totodată tot măcinișul a fost evacuat din spațiul tamburului și mantalei.

Modificările răcitorului-transportor-cernător vor fi prelungite. Cum s-a indicat mai sus productivitatea calculată teoretic a utilajului este de peste 500kg/h , deși practic am primit doar 370kg/h . De aceea a fost primită decizia de a modifica construcția ansamblului de încărcare – de a încărca tamburul cu pelete nu prin căușul montat în capacul mantalei, dar printr-un căuș montat deasupra mantalei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Вознесенский В.А. *Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях*. М., Статистика, 192 с., 1973.

[2] European commission - EUR 21350 - Biomass-Green energy for Europe, Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, 2005, <http://publications.eu.int>.

[3] Энергия биомассы, http://ust-razvitie.narod.ru/Energy_ghm.

[4] Brevet de invenție N 1053, MD 1053 Z 2017.01.31