



Soc. CALORIS GROUP S.R.L.

Adresa: Soseaua Berceni, nr. 8A, Bucuresti, Sector 4

Nr. Reg. Com.: J40/651/2001

CUI: RO13657569

Cont: RO44 RNCB 0064 0048 9745 0001, BCR Sucursala Berceni

Cont: RO70 TREZ 7005 069X XX00 5307, ATPC Bucuresti



ISO 14001: 2015

ISO 9001: 2015

Tel: 021.33.22.992, Fax : 021.33.22.810, Web: www.caloris.ro, E-mail: contact@caloris.ro

SECȚIUNEA 1

RAPORTUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC (RST)-extenso

DENUMIREA PROIECTULUI:

Uscător cu funcționare continuă ultraeficient, total autonom, cu emisii nete zero/Dryer with ultra-efficient continuous operation, totally autonomous, with zero net emissions [UCES], cod proiect PN-IV-P7-7.1-PTE-2024-0039, nr. contract 28PTE din 08/01/2025

ETAPA DE EXECUȚIE NR. 1: Elaborare soluții tehnice uscător convectiv cu energie solară; elaborare parțială Documentație de execuție ME/ realizare parțială ME

Termen predare: 02.12.2025

Descrierea stiintifica a proiectului

1. INTRODUCERE

Proiectul, care se deruleaza într-un context deosebit de complex privind intensificarea luptei împotriva schimbărilor climatice, tranziția către „neutralitate climatică”, adâncirea crizei energetice și alimentare la nivel mondial, are ca **scop** creșterea competitivității agentului economic partener prin transferul și asimilarea unor rezultate de cercetare-dezvoltare-inovare ale institutului de cercetare, în domeniul echipamentelor de uscare produse vegetale, precum și facilitarea lansării pe piață a unui produs specific.

Neutralitatea climatică are în vedere diminuarea emisiilor de gaze cu efect de seră, în mod special a emisiilor de dioxid de carbon (CO_2). Acumularea de gaze cu efect de seră în atmosferă duce la creșterea treptată a temperaturii medii globale, la fenomene extreme, precum seceta ori deșertificarea.

Neutralitatea climatică, cunoscută și sub numele de „emisii nete zero”, se referă la atingerea unui echilibru între emisiile de dioxid de carbon și reducerea dioxidului de carbon din atmosferă prin absorbanți. Aceasta nu înseamnă că activitățile umane nu vor mai emite deloc CO_2 , ci doar că vor emite o cantitate suficient de redusă încât gazele să poată fi absorbite și procesate de principalii absorbanți (păduri, plante, oceane, mări, sol etc.), astfel încât gazele nu se vor mai acumula în atmosfera Pământului, creând efectul de seră.

Proiectul răspunde conceptului de siguranță și securitate alimentară pentru consumatorii produselor conservate prin tehnologia de deshidratare (inactivare enzimatică), unanim recunoscută de specialiștii din domeniu ca fiind cea mai eficientă și sănătoasă metodă de conservare pe termen lung a produselor alimentare cunoscută până în prezent.

2. OBIECTIVE

Obiectivul general al proiectului îl reprezintă realizarea unui uscător convectiv pentru deshidratarea legumelor, fructelor, ciupercilor, plantelor aromatice și medicinale, utilizând în procesul de lucru exclusiv energia solară.

Principale obiective specifice ale proiectului constau în:

- promovarea de soluții tehnice care să contribuie la atingerea dezideratului țărilor europene privind neutralitatea climatică (promovarea și implementarea tehnologiilor energetice curate, a măsurilor de protecție a mediului și a reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră);
- contribuții la creșterea siguranței și securității alimentare;

Proiectul propune realizarea unui uscător convectiv care să utilizeze în procesul de lucru exclusiv energia solară, cu suprafața utilă de uscare de min. 4 m² și capacitatea de procesare de 20-100 kg produse vegetale/sarja.

Acest obiectiv este legat de componenta practică a rezultatelor finale ale proiectului, respectiv cercetarea-dezvoltarea-inovarea-asimilarea de noi produse și tehnologii, care va constitui un progres pentru fabricația românească de uscătoare convective.

- racordarea rezultatelor cercetării aplicative desfășurate în cadrul proiectului la prioritățile ariei europene de cercetare pentru progres tehnologic, respectiv creșterea vizibilității și prestigiului parteneriatului pe arena internațională, prin diseminarea rezultatelor cercetării în cadrul unor conferințe și simpozioane interne și internaționale, workshop-uri, publicarea de articole în reviste de specialitate interne și internaționale, participarea la târguri naționale/internaționale în domeniul proiectului;
- stimularea unui parteneriat, format dintr-un agent economic și un institut național de cercetare-dezvoltare, pentru scurtarea drumului de la cunoașterea științifică din domeniul uscătoarelor convective la elaborarea unor tehnologii și echipamente performante, cu impact socio-economic semnificativ, în concordanță cu nevoile și evoluția pieței.

- atragerea de finanțări viitoare, ca urmare a performanțelor tehnice ale produsului realizat, respectiv științifice, prin diseminarea rezultatelor cercetării, în vederea realizării unor noi cercetări generatoare de inovație tehnologică în domeniul abordat de proiect;
- stimularea creșterii investițiilor sectorului privat în CDI, atât în cadrul propriilor activități cât și în colaborare cu entități de cercetare, în vederea facilitării finalizării și transferului rezultatelor către piață; în acest sens, proiectul își propune ca, prin rezultatele sale finale și exemplul propriu al parteneriatului, să înlăture unele rețineri ale sectorului privat de a investi în activitatea de cercetare-dezvoltare-inovare.

În afară de obiectivele specifice principale,, proiectul are următoarele **obiective specifice secundare**:

- implementarea și validarea tehnologiilor de deshidratare elaborate în proiecte anterioare;
- efectuarea unei analize structurale și energetice a instalațiilor de uscare convective, realizate pe plan național și mondial, care să conducă la realizarea unui produs cu performanțe tehnico-funcționale și economice la nivelul realizărilor de top în domeniu;
- creșterea gradului de ocupare al forței de muncă din mediul rural;
- integrarea socio-economică a populației din categorii defavorizate, care, cu sprijinul autorităților locale, își pot valorifica produsele în centre de colectare și procesare care să le asigure stabilitate financiară și un trai decent.

3. COMPONENTA USCATORULUI CONVECTIV CU ENERGIE SOLARA

Proiectul propune realizarea unui uscător convectiv cu suprafața utilă de uscare de min. 4 m² (20-50 kg produs de deshidratat/sarja), care să utilizeze în procesul de lucru exclusiv energia solară.

Acesta va fi alcătuit din următoarele subansamble:

-incintă de uscare, cu un volum de 1 m³, izolată termic, în care vor fi amplasate in sistem labirint tăvile de așezare a produselor de deshidratat;

-captator solar, in care se va produce agentul de uscare (aerul cald); in incinta acestuia vor fi amplasate tuburi gofrate dn 100 mm cu lungime reglabila, in care se produce incalzirea aerului atmosferic, ca rezultat al radiatiei solare; aerul proaspăt este aspirat de termoconvector prin gaurile practicate in placa frontala a captatorului; agentul de uscare se va deplasa între gurile de alimentare cu aer proaspăt și de evacuare a aerului viciat, încărcat cu umiditatea extrasă din produs, pe principiul convecției forțate.

Pentru marirea capacității de patrundere a radiatiei solare in incinta de uscare, întreaga suprafața exterioara a camerei de uscare va fi confecționată dintr-un material termorezistent transparent.

- sistem in circuit inchis de producere a agentului termic în intervalul de timp în care radiația solară scade în intensitate sau lipsește efectiv, alcătuit dintr-un panou solar pentru producerea de apa calda si o pompa de recirculare, care vehiculeaza apa calda prin schimbatorul de caldura apa-aer din componenta ventiloconvectorului; sistemul asigura prelungirea duratei de functionare a echipamentului pana la scaderea valorii temperaturii apei din rezervor sub valoarea care asigura parametrul optimi ai agentului de uscare;

-sistem generare energie electrica necesara alimentarii consumatorilor echipamentului: motor ventilator ventiloconvector, motor pompa recirculare apa calda, motor sistem de orientare panou fotovoltaic, elemente de monitorizare si control parametri de lucru.

Sistemul cuprinde: panou solar fotovoltaic 360 W, monocristalin, full black, LONGI LR4-60HPB360MFB LONGI; acumulator GEL Deep Cycle 12V 36Ah/57Ah/77Ah/82Ah/93Ah/100Ah/102Ah; controller solar MPPT+PWM SY6048 de 60 A; inverter 3000W 12V/220V SINUS PUR.

-sistem de orientare pe doua axe a panoului fotovoltaic, care să asigure incidența maximă a razelor solare față de suprafața captatoare.

Orientarea și înclinarea panourilor fotovoltaice influențează direct cantitatea de radiație solară captată, care la rândul său determină producția de energie electrică. O poziționare optimă poate crește semnificativ eficiența sistemului, în timp ce o orientare sau înclinare necorespunzătoare poate reduce dramatic performanța, chiar și cu până la 25-30%

În cadrul Etapei 1 a proiectului “Uscător cu funcționare continuă ultraeficient, total autonom, cu emisii nete zero”, cod proiect PN-IV-P7-7.1-PTE-2024-0039, nr. contract 28PTE din 08/01/2025, au fost derulate următoarele activități:

Act. 1.1: Website dedicat proiectului

Act. 1.2: Studiu tehnic și comparativ privind soluțiile tehnice ale uscătoarelor convective alimentate cu energie regenerabilă

Act. 1.3: Documentație parțială de execuție ME uscător convectiv cu energie solară.

Act.1.4: Referențial uscător convectiv cu energie solară

Act. 1.5: Documentație completă de execuție ME uscător convectiv cu energie solară

Act. 1.6: Simulare numerică a sistemului de orientare; simulare numerică pentru modulul termic cu schimbător de căldură apă-aer; program testare uscător

Act. 1.7: ME uscător solar

Act. 1.8: Raport de testare ME uscător solar

Act. 1.9: 2 comunicări științifice; 2 articole indexate BDI; 1 participare la târg național/internațional; website actualizat al proiectului

Act. 1.1: Website dedicat proiectului

Pagina web dedicată proiectului este accesibilă la adresa <https://ihp.ro/ucses>.



Pagina web dedicată proiectului

Pagina cuprinde informații generale referitoare la proiect (număr contract, domeniu de aplicare, data de începere și data de finalizare, buget, etc.), precum și rubrici cu privire la parametrii din proiect și date de contact ale acestora, activitățile proiectului, rezultatele estimate și cele realizate, acțiunile de diseminare derulate pe parcursul proiectului.

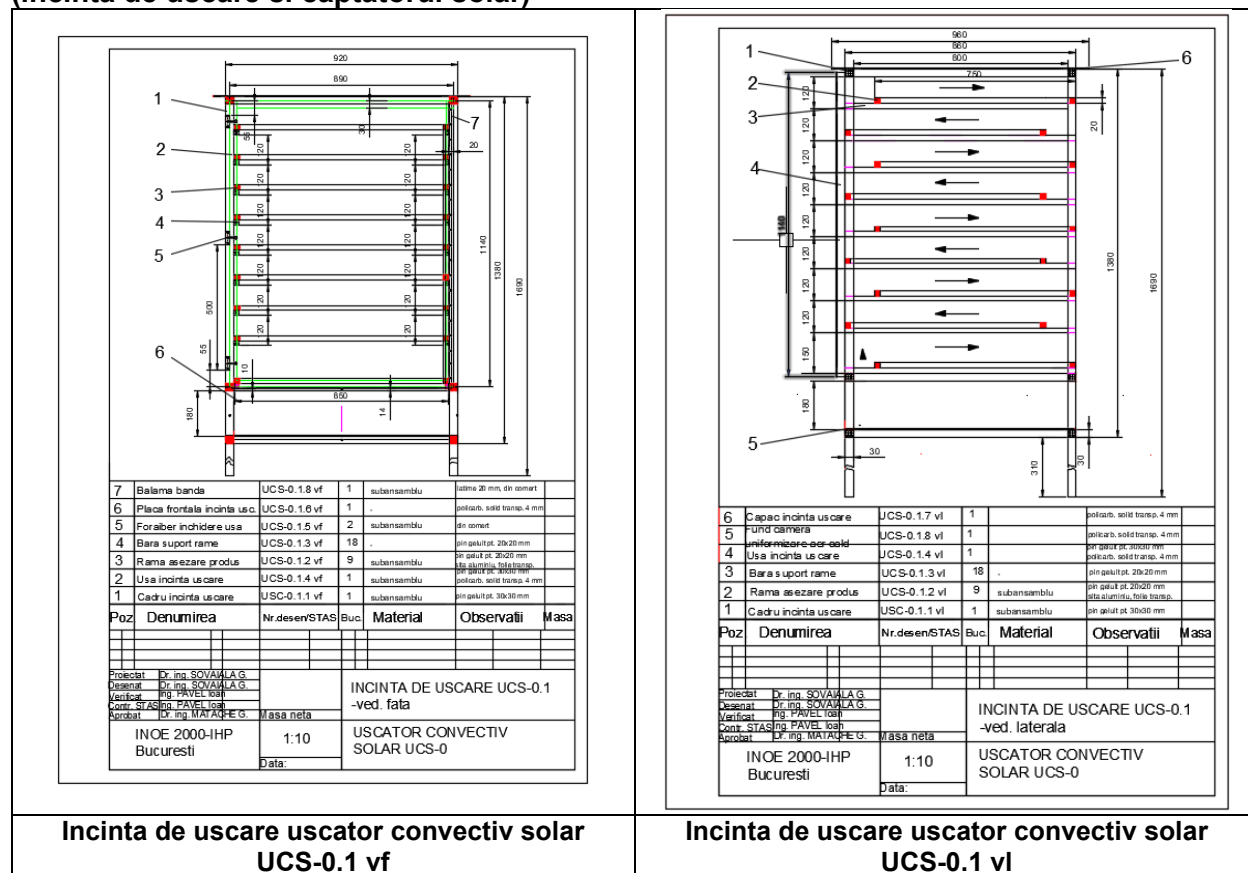
Secțiunile referitoare la rezultatele obținute și diseminarea realizată (comunicări științifice susținute, articole științifice publicate, workshop-uri organizate) vor fi actualizate periodic, pe măsura ce se efectuează acțiunile/se înregistrează rezultatele.

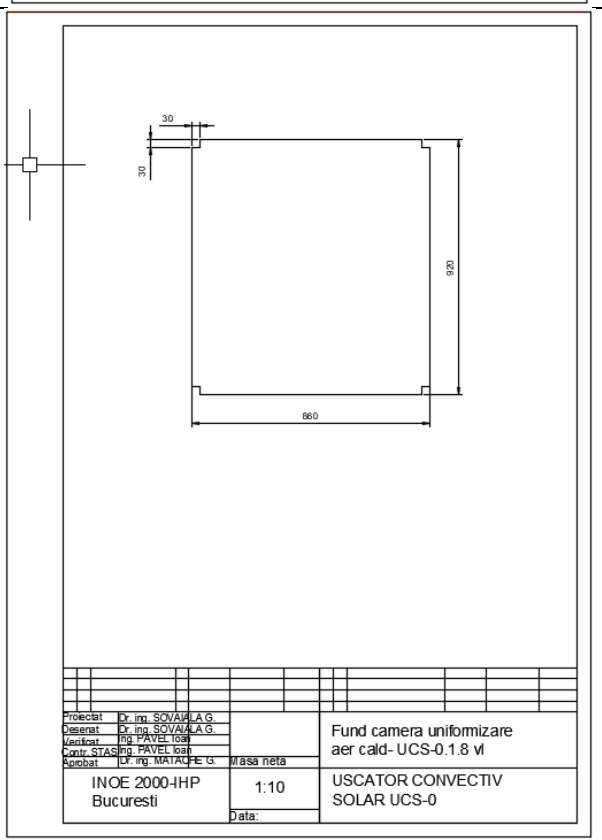
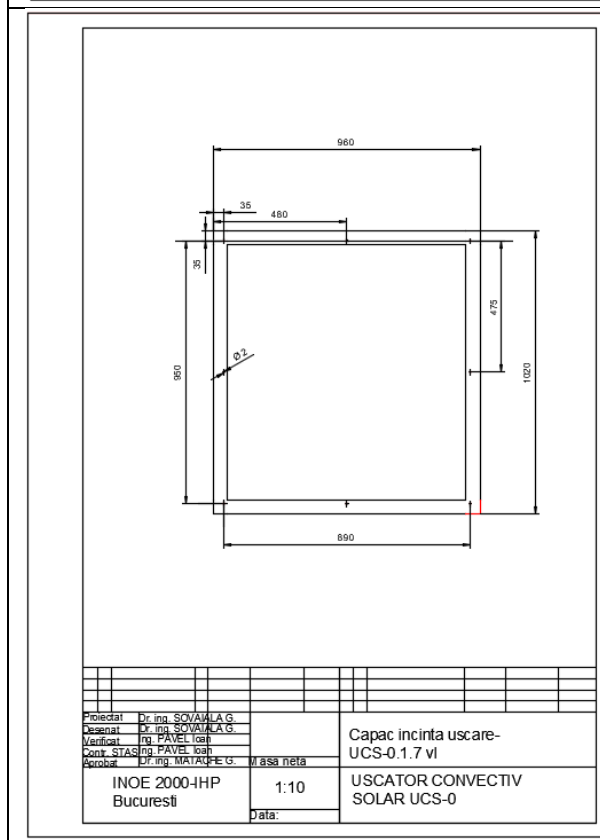
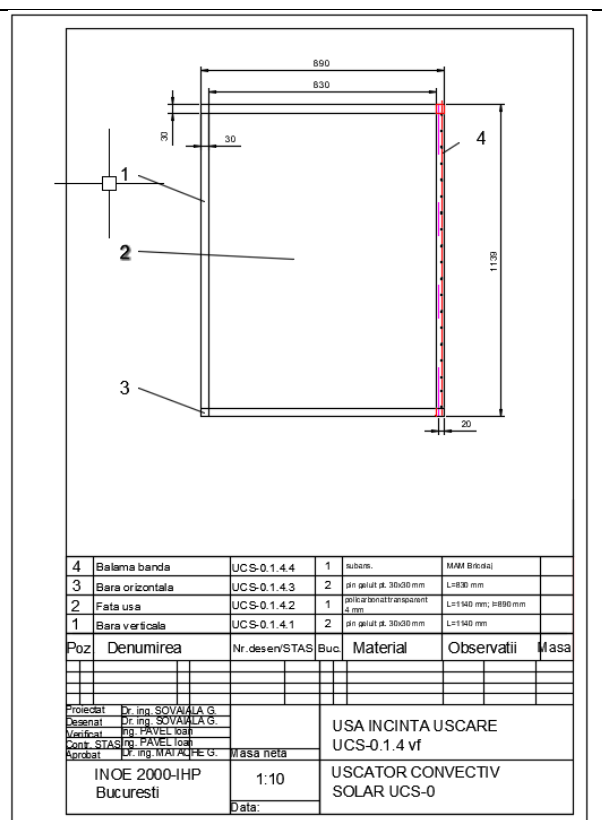
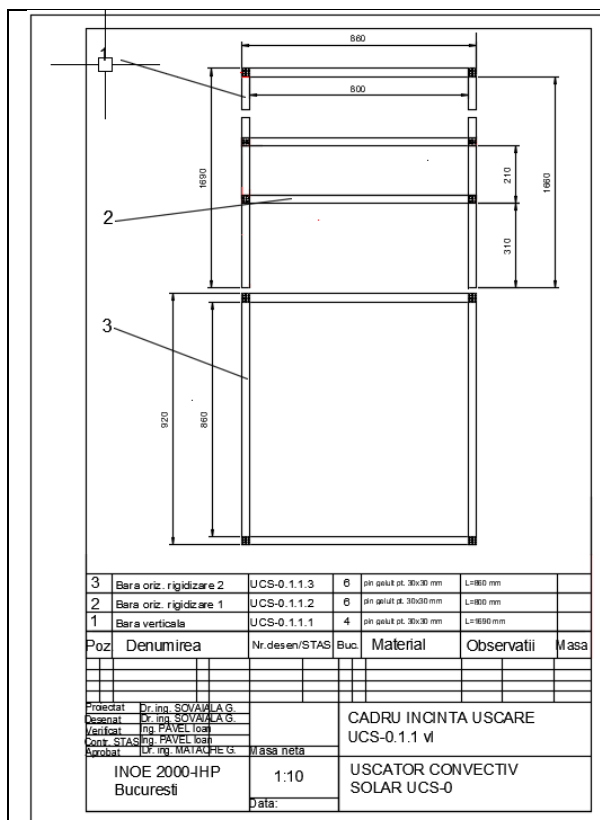
De asemenea, rapoartele științifice și tehnice aferente etapelor proiectului vor fi disponibile, în rezumat, în cadrul acestei pagini web.

Act. 1.2: Studiu tehnic și comparativ privind soluțiile tehnice ale uscătoarelor convective alimentate cu energie regenerabilă

Studiul, incarcat pe platforma proiectului, este elaborat pe 164 pagini, fiind structurat pe 14 capitole, referinte si bibliografie: **Capitolul 1- Energia solară; Capitolul 2 – Stadiul actual al cercetarii; Capitolul 3 - Uscatoare solare; Capitolul 4 - Procesul de uscare; Capitolul 5 - Principiile de bază folosite într-un uscător solar; Capitolul 6 - Solutii de uscatoare solare; Capitolul 7 - Conditii de uscare convectiva; Capitolul 8 - Automatizarea instalatiilor pentru uscare; Capitolul 9 - Tehnici de asistență la uscarea solară; Capitolul 10 - Modelarea proceselor de uscare solară; Capitolul 11 – Alegerea tipului de uscare; Capitolul 12 - Provocări și direcții pentru cercetările viitoare; Capitolul 13 - Componente recomandate pentru utilizare in proiect; Capitolul 14 – Concluzii; Referinte; Bibliografie.**

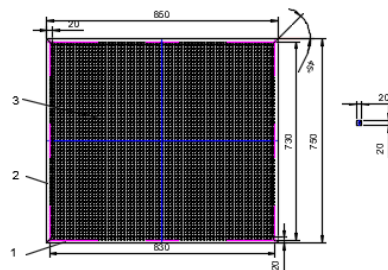
Act. 1.3: Documentație parțială de execuție ME uscător convectiv cu energie solară (incinta de uscare si captatorul solar)



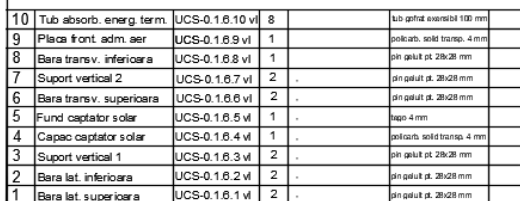
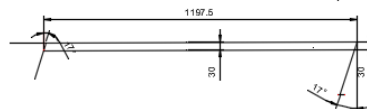




Proiectant	Dr. ing. SOVANIA I. A. G.		
Executant	Dr. ing. SOVANIA I. A. G.		
Verificator	Ing. PAVEL Ioan		
Coord. STAGIAR	PAVEL Ioan		
Arhitect	Dr. ing. MARICA E. G.	Massa neta	
INOE 2000-IHP Bucuresti		1:10	Placa frontala incinta uscare UCS-0.1.6 vf
		Data:	USCATOR CONNECTIV SOLAR UCS-0

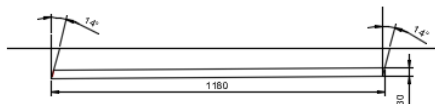


3	Sita suport	UCS-0.1.2.3 vf	1	mm	adâncime 3x3 mm	
2	Bara laterală	UCS-0.1.2.2 vf	2	gsm greutate pt. 30x30 mm	L=750 mm	
1	Bara frontală	UCS-0.1.2.1 vf	2	gsm greutate pt. 30x30 mm	L=850 mm	
Poz.	Denumirea	Nr. des. en-STAS	Buc.	Material	Observatii	Mas
				Rama asezare produs-UCS-0.1.2 vf		
				USCATOR CONVECTIV SOLAR UCS-0		

[illegible]

Prezentat	Dr. ing. SOVI M. A. G.	Bara lat. superioara- USC-0.1.6.1 v1
Discutat	Dr. ing. SOVI M. A. G.	
Validat	ing. PAVEL I. I.	
Coord. STAG	ing. PAVEL I. I.	
Coord. I	Dr. ing. M. A. G. I. G.	Masa netă
INOE 2000-JHP Bucuresti		1:10
		Data:
		USCATOR CONNECTIV SOLAR UCS-0

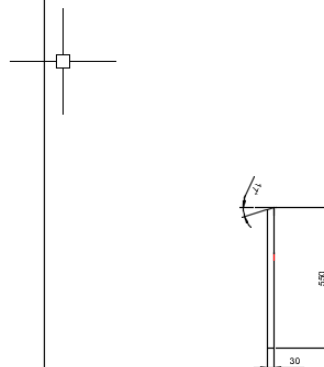
Captator solar energie termica UCS-0.1.6 vI



Proiectat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Desenat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Verificat Ing. PAVEL Ion
Coord. STAS Ing. PAVEL Ion
Aprobat Dr. ing. MATACHE G.

Masa neta
1:10
Data:

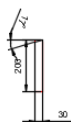
Bara lat. inferioara-
USC-0.1.6.2 vI
USCATOR CONVECTIV
SOLAR UCS-0



Proiectat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Desenat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Verificat Ing. PAVEL Ion
Coord. STAS Ing. PAVEL Ion
Aprobat Dr. ing. MATACHE G.

Masa neta
1:10
Data:

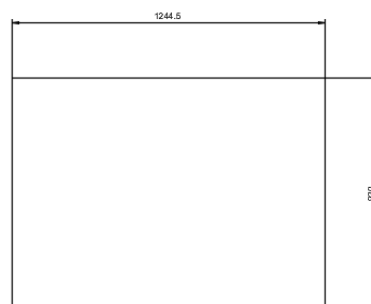
Suport vertical 1-
UCS-0.1.6.3 vI
USCATOR CONVECTIV
SOLAR UCS-0



Proiectat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Desenat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Verificat Ing. PAVEL Ion
Coord. STAS Ing. PAVEL Ion
Aprobat Dr. ing. MATACHE G.

Masa neta
1:10
Data:

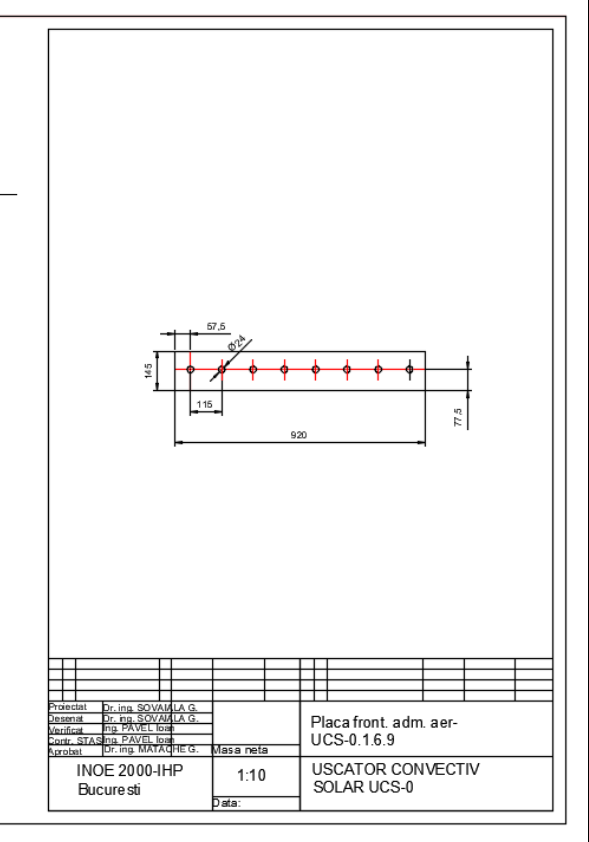
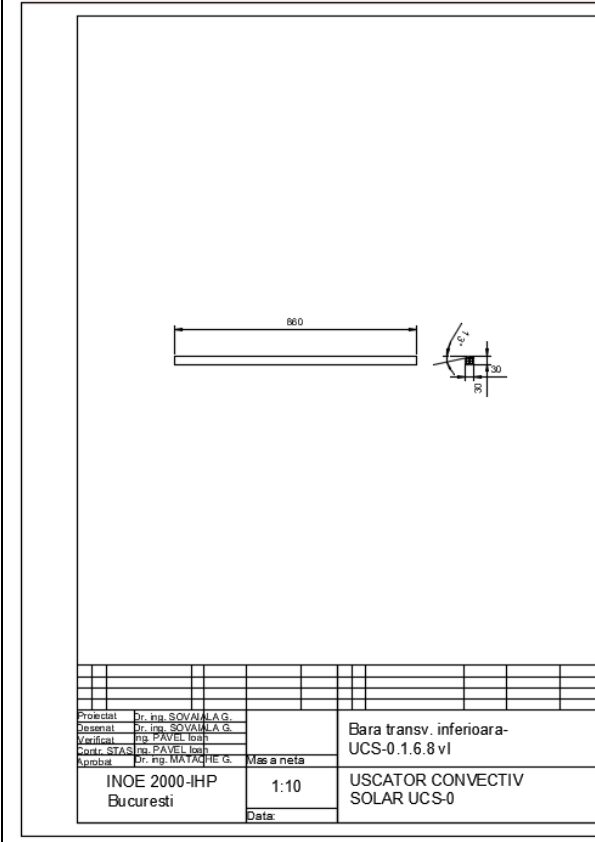
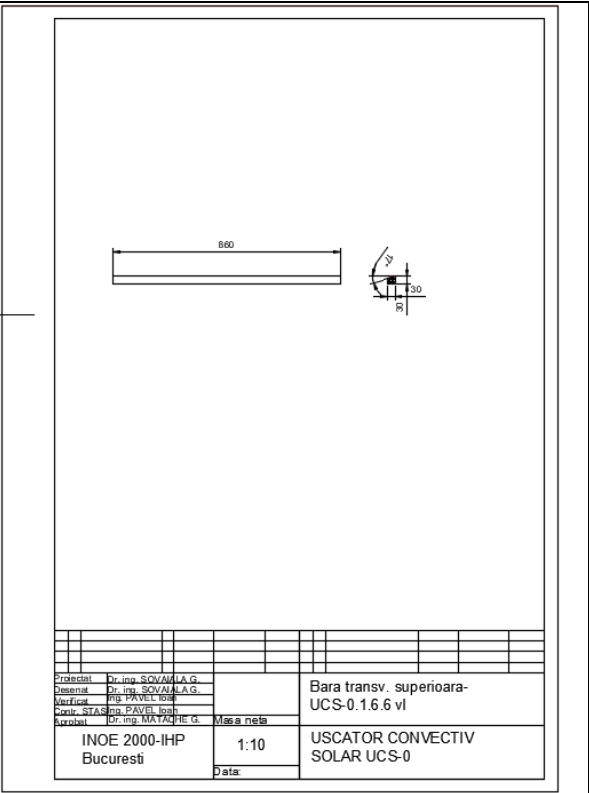
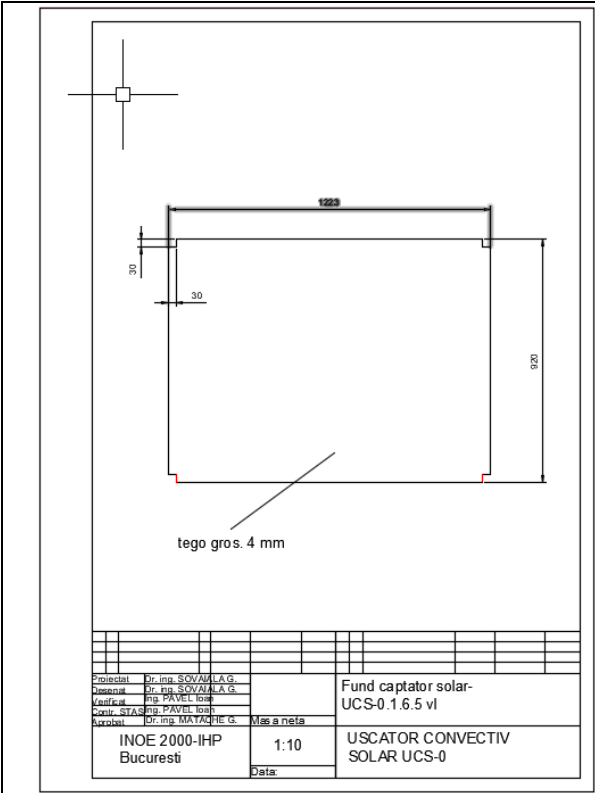
Suport vertical 2-
UCS-0.1.6.7 vI
USCATOR CONVECTIV
SOLAR UCS-0



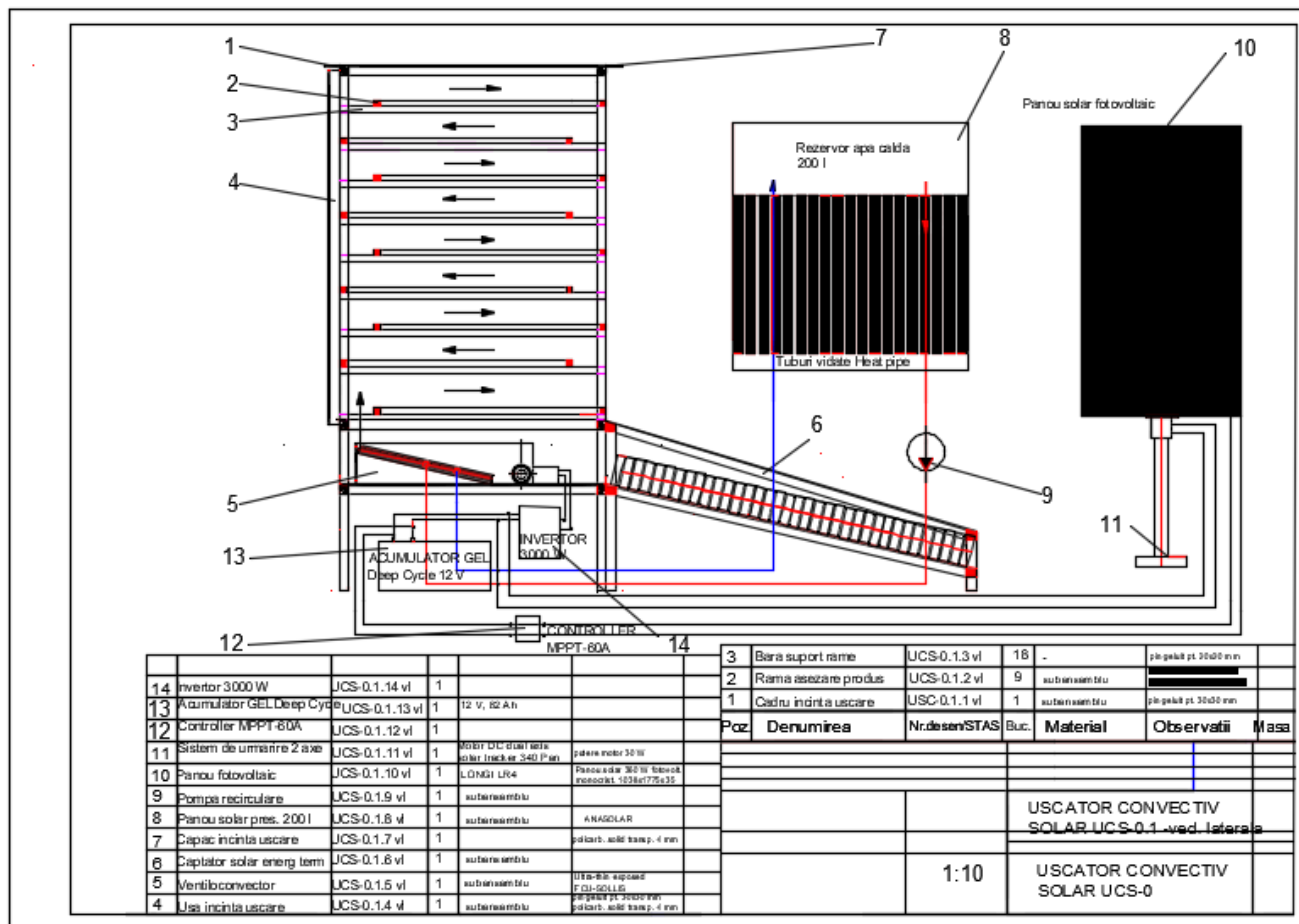
Proiectat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Desenat Dr. ing. SOVAIA A.G.
Verificat Ing. PAVEL Ion
Coord. STAS Ing. PAVEL Ion
Aprobat Dr. ing. MATACHE G.

Masa neta
1:10
Data:

Capac captator solar-
UCS-0.1.6.4
USCATOR CONVECTIV
SOLAR UCS-0



Act. 1.5: Documentație completă de execuție ME uscător convectiv cu energie solară



Structura uscatorului convectiv solar UCS-0 (vedere laterala)

La activitatea 1.5 Documentatia de executie ME a fost completata cu componentele sistemelor de productie a apei calde si de generare a energiei electrice.

Sistemul de productie apa calda cuprinde:

Panoul solar apa calda ANASOLAR cu rezervor presurizat heat-pipe 200 L UCS-0.1.8 vl. asigura apa calda necesara functionarii uscatorului solar in lipsa radiatiei solare.

In ventiloconvectorul UCS-0.1.5 vl se produce agentul de uscare-aer cald, prin transferul energiei termice a apei schimbatorului de caldura apa-aer de tip radiator.

Principiul de functionare al incalzitorului solar presurizat se bazeaza pe schimbul de energie dintre colector si apa din rezervor. Pe masura ce tuburile vidate absorb energia solara teava heat-pipe va transfera caldura catre apa din rezervor. In acest fel apa rece este incalzita in mod constant.

Pompa de circulatie BLAUTECHNIK, 25-40-180 UCS-0.1.9 vl asigura recircularea in circuit inchis a apei calde din rezervorul panoului solar, prin schimbator de caldura apa-aer al ventiloconvectorului.

Ventiloconvectorul Ultra-THIN exposed FCU, cu 2 tevi colector, model FP-85, UCS-0.1.5 vl are in cadrul aplicatiei 2 regimuri de functionare:

-regim de exhaustor, pe intervalul de timp in care radiatia solara asigura temperatura si umiditatea optime pentru faza regimului de uscare in interiorul incintei;

-regim de schimbator de caldura apa-aer si exhaustor in lipsa radiatiei solare sau cand valoarea temperaturii aerului cald produs de captatorul solar scade sub valoarea prestabila.

Sistem fotovoltaic furnizeaza energia electrica necesara alimentarii consumatorilor electrici (motor ventiloconvactor cu puterea de 15 W, motor sistem orientare panou fotovoltaic 30 W, pompa recirculare agent termic 45 W.

Acesta are urmatoarea componenta:

- **Panou solar fotovoltaic** 360 W, monocristalin, full black, LONGI LR4-60HPB360MFB
- **Controllerul MPPT+PWM SY6048 de 60 A**
- **Invertor 3000W 12V/220V panouri solare SINUS PUR**
- **Acumulatorul** **GEL** **Deep** **Cycle** **12V**
36Ah/57Ah/77Ah/82Ah/93Ah/100Ah/102Ah
- **Sistem urmarire pe doua axe-Motor DC Dual Axis Solar Tracker - 340 Pan și 120 Tilt, 60KG Load, Fast Ship from DE**

Act.1.4: Referential uscător convectiv cu energie solară

Referentialul este structurat pe urmatoarele capitole:

1. INTRODUCERE, care prezinta contextul in care se deruleaza proiectul-intensificarea luptei împotriva schimbărilor climatice, tranziția către „neutralitate climatică”, adâncirea crizei energetice și alimentare la nivel mondial;

2. OBJECTIVE:

- **obiectivul general** al proiectului îl reprezintă realizarea unui uscător convectiv pentru deshidratarea legumelor, fructelor, ciupercilor, plantelor aromatice și medicinale, utilizând în procesul de lucru exclusiv energia solară.

- **obiective specifice**

- promovarea de soluții tehnice care să contribuie la atingerea dezideratului țărilor europene privind neutralitatea climatică (promovarea și implementarea tehnologiilor energetice curate, a măsurilor de protecție a mediului și a reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră);

- contribuții la creșterea siguranței și securității alimentare;

- racordarea rezultatelor cercetării aplicative desfășurate în cadrul proiectului la prioritățile ariei europene de cercetare pentru progres tehnologic;

- stimularea parteneriatelor economice-unitati de cercetare-dezvoltare pentru scurtarea drumului de la cunoașterea științifică la elaborarea unor tehnologii și echipamente performante, cu impact socio-economic semnificativ, în concordanță cu nevoile și evoluția pieței;

- stimularea creșterii investițiilor sectorului privat în CDI;

- creșterea gradului de ocupare al forței de muncă din mediul rural si integrarea socio-economică a populației din categorii defavorizate.

3. COMPONENTA USCATORULUI CONVECTIV CU ENERGIE SOLARA

Uscatorului convectiv cu energie solara are in componenta urmatoarele module:

- incinta de uscare, cu un volum de 1 m³, in care sunt introduse 9 rame asezare produs de uscat cu capacitatea de incarcare de 5,5 kg/rama; acestea sunt pozitionate alternativ spre peretele spate, respectiv usa incintei de uscare, astfel incat agentul de uscare sa se deplaseze in sistem labirint intre gurile de admisie aer atmosferic si gura de evacuare aer incarcat cu vapori de apa extrasa din produsul de uscat;

- captatorul solar, dispus in partea posterioara a incintei de uscare; aerul atmosferic, absorbit de ventilatorul ventiloconvectorului, se incalzeste sub actiunea radiatiei solare in cele 8 tuburi gofrate dn 100 mm dispuse in incinta acestuia, devenind astfel agentul de uscare vehiculat printre ramele asezare produs;

- sistemul de productie si vehiculare a apei calde, format din panoul solar ANASOLAR cu rezervor presurizat heat-pipe 200 L si pompa de circulatie BLAUTECHNIK, 25-40-180; la nivelul

radiatorului din componenta ventiloconvectorului (schimbator de caldura apa-aer), apa calda din rezervorul panoului solar cedeaza energia termica aerului absorbit prin cele 8 gauri dn 24 practicate in placa frontala a captatorului solar; aerul cald este anrenat de ventilator printre ramele asezare produs de uscat;

-sistemul de productie a energiei electrice, care furnizeaza energia electrica necesara alimentarii motorului ventiloconvectorului si modulului electronic al acestuia, pompei de circulatie, sistemului de orientare panou fotovoltaic.

Este alcatuit din panoul solar fotovoltaic 360 W, monocristalin, full black, LONGI LR4-60HPB360MFB LONGI, controllerul MPPT+PWM SY6048 de 60 A, invertorul 3000W 12V/220V SINUS PUR, acumulatorul GEL Deep Cycle 12V 36Ah/57Ah/77Ah/82Ah/93Ah/100Ah/102Ah, sistem urmarire pe doua axe-Motor DC Dual Axis Solar Tracker - 340 Pan și 120 Tilt, 60KG Load, Fast Ship from DE.

4. BREVIAȚ DE CALCUL (DIMENSIONARE) PENTRU USCĂTORUL CONVECTIV CU ÎNCĂLZIRE SOLARĂ (COLECTOR CU AER), utilizat pentru determinarea suprafeței radiante a captatorului solar

5. ECHIPAMENTE DE ACHIZITIONAT

5.1 Panou solar apa calda ANASOLAR;

5.2 Panou solar fotovoltaic 360 W, monocristalin, full black, LONGI LR4-60HPB360MFB;

5.3 Controler solar MPPT+PWM SY6048 de 60 A;

5.4 Invertor 3000W 12V/220V SINUS PUR;

5.5 Acumulatorul GEL Deep Cycle 12V 36Ah/57Ah/77Ah/82Ah/93Ah/100Ah/102Ah.

6. CONSIDERATII PRIVIND ORIENTAREA PANOURILOR FOTOVOLTAICE

Orientarea și înclinarea panourilor fotovoltaice influențează direct cantitatea de radiație solară captată, care la rândul său determină producția de energie electrică. O poziționare optimă poate crește semnificativ eficiența sistemului, în timp ce o orientare sau înclinare necorespunzătoare pot reduce dramatic performanța, chiar și cu până la 25-30% în cazuri extreme.

7. EXECUTIE, EXPERIMENTARE, CONSERVARE MODEL EXPERIMENTAL

Modelul experimental al uscatorului convectiv va fi realizat la partenerul economic S.C. CALORIS GROUP S.R.L., in conformitate cu Documentatia de executie elaborata de partenerul entitate de cercetare INOE 2000-IHP, care va asigura asistenta tehnica.

Experimentarea ME se va face la sediul S.C. CALORIS GROUP S.R.L., cere detine infrastructura necesara de testare: sistem productie agent termic, sistem fotovoltaic.

La faza Prototip vor fi eliminate neconformitatile constructive si functionale constatate in urma testarii ME, vor fi achizitionate subsistemele aferente echipamentului, substituite la experimentarea ME cu unele echivalente existente in infrastructura S.C. CALORIS GROUP S.R.L.,va fi elaborata Documentatia de executie Prototip.

Act. 1.6 Simulare numerică a sistemului de orientare; simulare numerică pentru modulul termic cu schimbător de căldură apă-aer; program testare uscător

Raport – Activitatea 1.6.1 SIMULAREA NUMERICĂ A SISTEMULUI DE ORIENTARE

Introducere

Energia solară reprezintă una dintre cele mai promițătoare surse de energie regenerabilă, cu aplicații multiple în diverse domenii industriale și agricole. În contextul actual de tranziție energetică și necesitate de reducere a emisiilor de CO₂, dezvoltarea și implementarea de tehnologii eficiente de captare și utilizare a energiei solare devine esențială. Printre acestea, sistemele de uscare convectivă cu energie solară au demonstrat un potențial semnificativ în

prelucrarea produselor agricole, oferind o alternativă durabilă la metodele tradiționale de uscare. Eficiența sistemelor fotovoltaice este influențată în mod semnificativ de orientarea panourilor față de soare. Un sistem de orientare optimizat poate crește semnificativ producția de energie prin urmărirea traiectoriei solare, asigurând astfel un unghi de incidență favorabil al radiației solare pe suprafața activă a panoului. Acest lucru este deosebit de important în aplicațiile de uscare convectivă, unde cerințele energetice sunt variabile și necesită o producție consistentă pe parcursul întregului an.

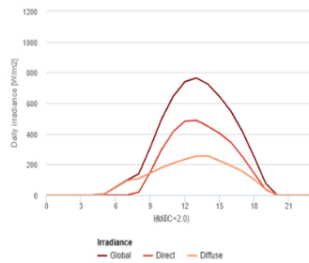
Scopul acestui raport este de a evalua cantitativ beneficiile sistemelor de orientare (cu o axă și cu două axe) comparativ cu un sistem fix, în ceea ce privește producția de energie electrică. Studiul reprezintă o componentă esențială a proiectului de cercetare, fiind necesar pentru proiectarea sistemului de comandă și control. Prin analiza detaliată a producției energetice sezoniere, acest raport oferă informații critice pentru luarea deciziilor privind tipul sistemului de orientare care va fi implementat în prototipul final al uscătorului solar.

Metodologie

Date inițiale ale simulărilor numerice au fost preluate din fișele de catalog ale produselor, bazele de date ale programelor de simulare numerică și baza de date GIS-PV a Comisiei Europene. În raport, aceste date sunt prezentate pe scurt iar o variantă în extenso ale acestora, se pot regăsi în anexele acestui raport.

Profilul zilnic al radiației solare și al temperaturii aerului (datele meteorologice) este prezentat în Figura 1, aceasta prezintă o mostră din datele (exportate în format CSV) necesare simulării numerice a sistemului de producție a energiei electrice a uscătorului solar convectiv, în contextul specific al unei zone geografice cu latitudinea de 45°, longitudinea de 26° și altitudinea de 312m (reprezentativ pentru regiuni din sud-estul Europei și specifice proiectului). Figura este împărțită în trei secțiuni principale, fiecare prezentând evoluția parametrilor meteo relevanți pentru cele trei cazuri de simulare numerică: panou fix (înclinat la 45°, azimut 40°, unghiuri optimizate), cu o singură axă mobilă și cu două axe mobile. Primele două sub-figuri prezintă radiația solară medie zilnică pe un plan fix și pe un plan cu urmărire a Soarelui (2 axe), iar a treia prezintă temperatura aerului medie zilnică, toate cu o rată de eșantionare orară, conform datelor extrase din baza GIS-PV a Comisiei Europene.

Daily average irradiance on fixed plane with slope 45° and azimuth 40°

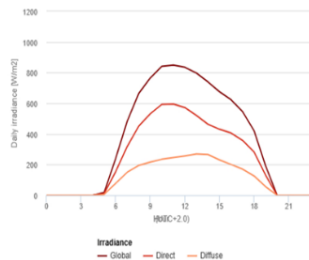


Irradiance on a fixed plane

Time	00:45	01:45	02:45	03:45	04:45	05:45	06:45	07:45	08:45	09:45	10:45	11:45	12:45	13:45	14:45	15:45	16:45	17:45	18:45	19:45	20:45	21:45	22:45	23:45
G(i)	0	0	0	0	0	5	52	98	139	310	499	646	739	764	724	643	547	414	250	77	0	0	0	0
Gb(i)	0	0	0	0	0	0	0	0	19	150	300	415	483	488	449	404	343	250	143	37	0	0	0	0
Gd(i)	0	0	0	0	0	5	50	94	108	144	179	209	234	255	256	224	191	155	102	39	0	0	0	0

G(i): Global irradiance on a fixed plane [W/m²].
Gb(i): Direct irradiance on a fixed plane [W/m²].
Gd(i): Diffuse irradiance on a fixed plane [W/m²].

Daily average irradiance on sun-tracking plane

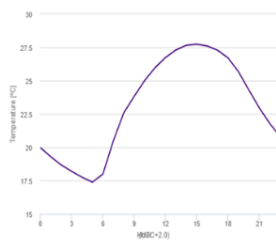


Irradiance on sun-tracking plane

Time	00:45	01:45	02:45	03:45	04:45	05:45	06:45	07:45	08:45	09:45	10:45	11:45	12:45	13:45	14:45	15:45	16:45	17:45	18:45	19:45	20:45	21:45	22:45	23:45
G(n)	0	0	0	0	0	18	241	483	664	766	841	850	835	797	740	676	624	546	421	192	0	0	0	0
Gb(n)	0	0	0	0	0	12	154	318	451	532	593	595	572	521	463	431	406	358	282	131	0	0	0	0
Gd(n)	0	0	0	0	0	6	79	150	195	217	235	246	256	269	266	231	201	171	126	56	0	0	0	0

G(n): Global irradiance on a 2-axis tracking plane [W/m²].
Gb(n): Direct normal irradiance [W/m²].
Gd(n): Diffuse irradiance on a 2-axis tracking plane [W/m²].

Daily average temperature



Daily average temperature

Time	00:45	01:45	02:45	03:45	04:45	05:45	06:45	07:45	08:45	09:45	10:45	11:45	12:45	13:45	14:45	15:45	16:45	17:45	18:45	19:45	20:45	21:45	22:45	23:45
T2m	19.98	19.3	18.68	18.2	17.76	17.39	18	20.49	22.59	23.83	25.01	25.98	26.74	27.31	27.66	27.74	27.61	27.29	26.71	25.68	24.3	22.96	21.8	20.81

T2m: Daily average temperature [°C].

Figura 1 - Profilul zilnic al radiației solare și al temperaturii aerului

Din baza de date a programului de simulare numerică SOLIDORKS au fost exportate dinamic (din oră în oră), pentru ziua a 15-a a fiecărei luni, tot în format CSV, unghiurile pe care le face soarele cu solul pentru aceleași coordonate geografice. Un tabel cu variația maximă a acestor unghiuri este prezentat mai jos.

Tabelul 1 – Poziția pe cer a soarelui vara și iarna.

Luna Iunie	Răsărit	Amiază	Apus		Unghi minim	Unghi maxim
Unghi vertical	0	68	0		0	68
Unghi orizontal	127,3	0	-127,3		0	254,6
Luna Decembrie	Răsărit	Amiază	Apus		Unghi minim	Unghi maxim
Unghi vertical	0	21	0		0	21
Unghi orizontal	58	0	-58		0	116

Aceste date au fost necesare pentru simularea numerică dar și pentru alegerea sistemului de orientare și pentru optimizarea orientării panoului solar fix.

Interfața de export a programului SOLIDWORKS este prezentată în Figura 2, în partea din stânga a acesteia se pot observa datele exportate (unghiuri, oră răsărit, oră apus, etc.).

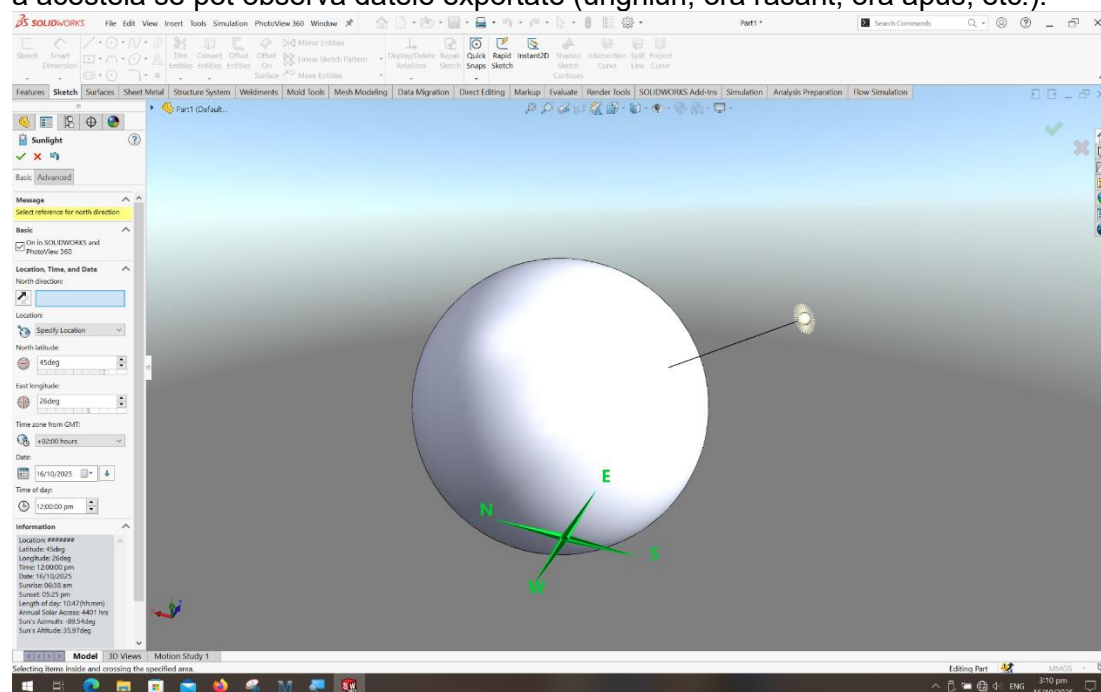


Figura 2 – Exportul datelor din programul SOLIDWORKS.

Traectoriile extreme ale soarelui sunt prezentate în Figura 3. Unghiurile maxime de variație a poziției soarelui în raport cu solul pentru 45° latitudine și 26° longitudine sunt orizontal $0 - 68^\circ$ și vertical $0 - 254,6^\circ$.

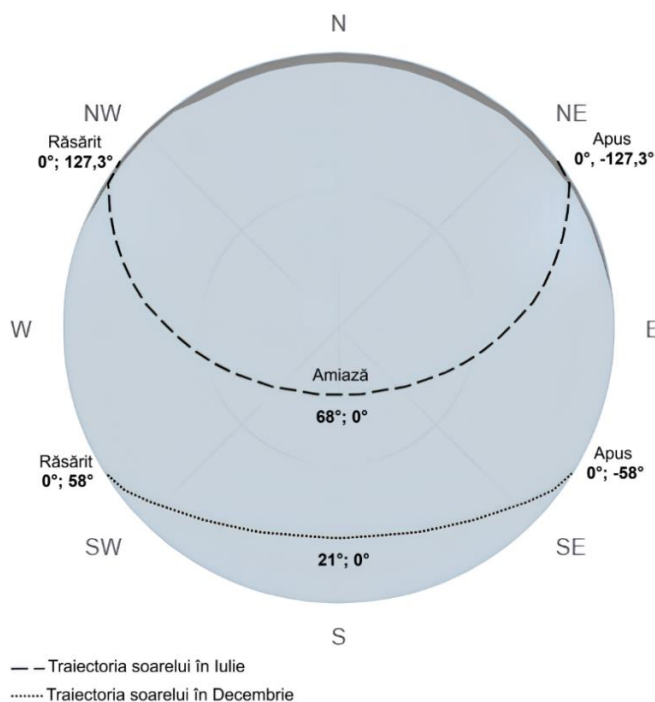


Figura 3 - Traectoriile extreme ale soarelui în lunile Iulie și Decembrie.

Sistemul de orientare a panoului fotovoltaic – unghi maxim de rotație orizontală 340° și de rotație verticală 120°.

Panoul fotovoltaic LONGI LR4-60HPB360MFB are următorii parametri: putere 360W, tensiunea în circuit deschis 40,9V, curentul de scurt-circuit 11,2A, eficiența 19,3%, coeficient temperatură I_{sc} +0,057%/°C, coeficient temperatură V_{oc} -0,286%/°C, 20 de celule în serie ori 6 rânduri în paralel, în total 120 celule, dimensiuni: 1776x1052x35mm și o masa de 20kg.

După ce toate datele necesare simulării numerice au fost exportate în format CSV, acestea au fost utilizate ca date inițiale sau variabile în modelul de simulare numerică realizat în programul AMESim V2310, rețeaua de simulare este prezentată în Figura 4.

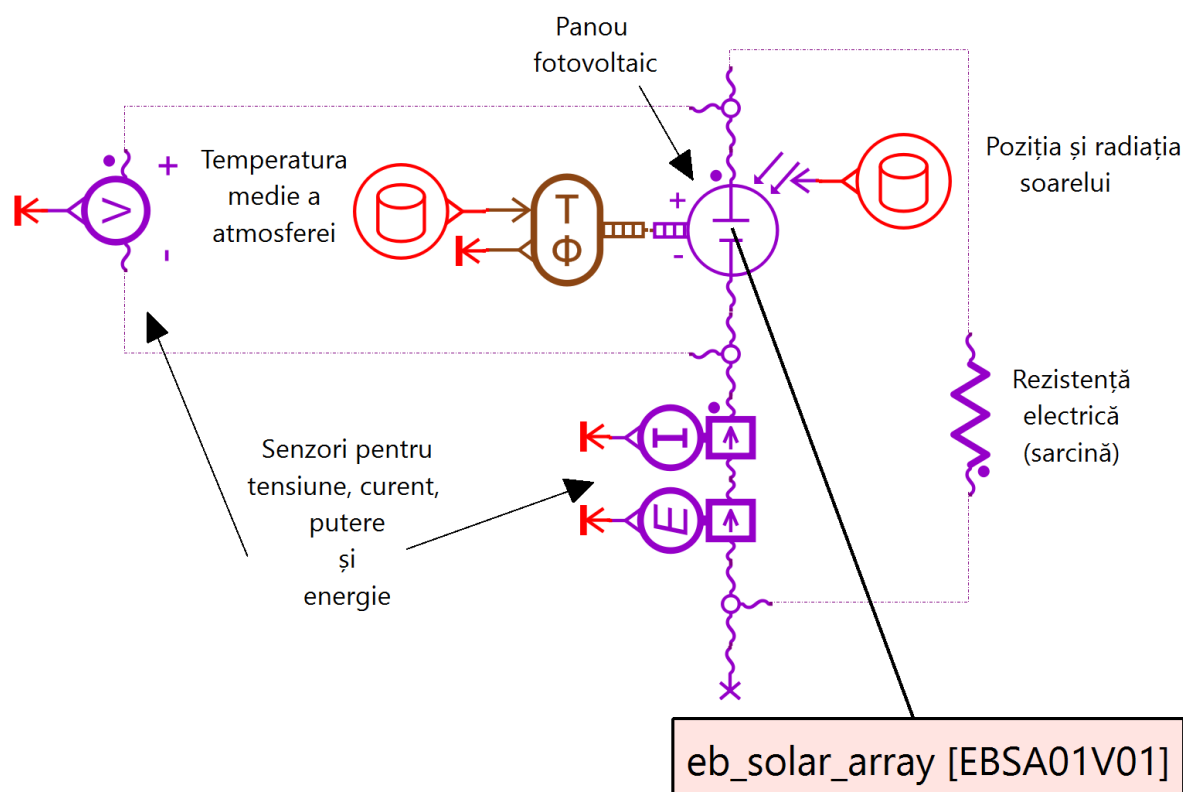


Figura 4 – Rețeaua de simulare numerică a panoului solar cu și fără sistem de orientare.

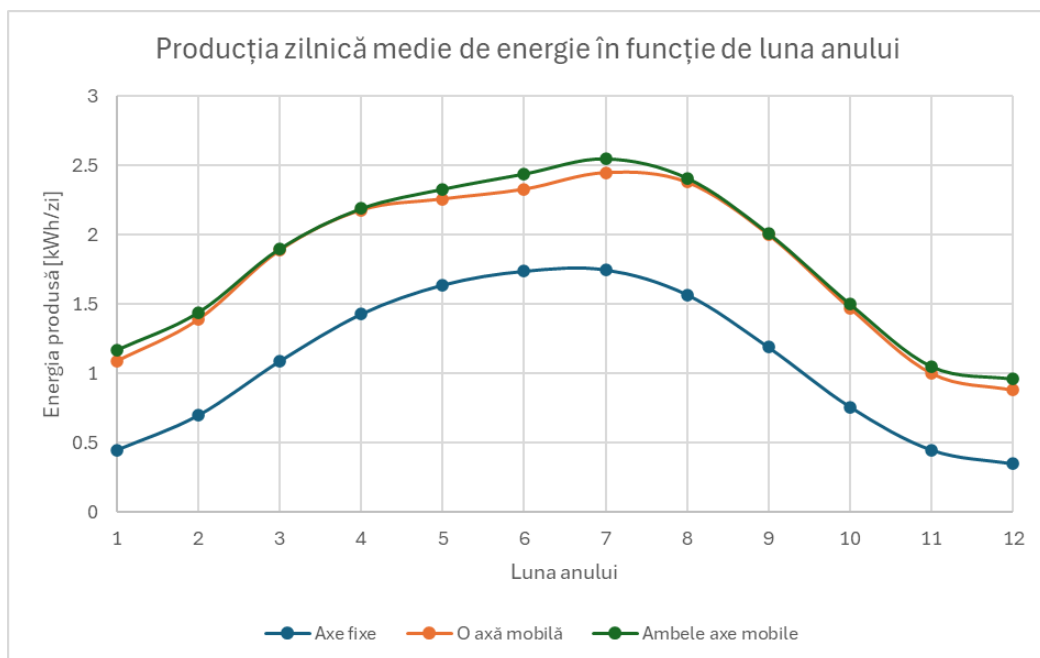
Rețeaua de simulare numerică este compusă din trei categorii de modele matematice: prima dintre acestea sunt cele electrice ce sunt prezentate cu culoarea mov, semnalele / date cu culoarea roșie, și maro pentru componentele termice. În centrul rețelei de simulare numerică este dispus modelul avansat de panou solar (EBSA) la care este conectată o sarcină electrică, senzori pentru tensiune, curent, putere și energie; în stânga panoului solar, la portul termic al acestuia este conectată variația în timp a temperaturii aerului iar la dreapta panoului solar sunt conectate variațiile dinamice ale radiației solare și a poziției soarelui.

Câte o simulare numerică a fost realizată pentru fiecare ipoteză de calcul: panou fix înclinat la 45° și azimut 40°, cu o singură axă mobilă și cu două axe mobile care urmăresc soarele. Funcția "batch simulation" a fost utilizată pentru simularea fiecărei zile de 15 a fiecărei luni, considerând-o o zi medie pentru luna respectivă și rulând simularea pentru fiecare lună a anului.

Rezultate și comentarii

În urma rulării celor trei modele de simulare numerică, rezultatele au fost centralizate într-o bază de date și au fost generate grafice.

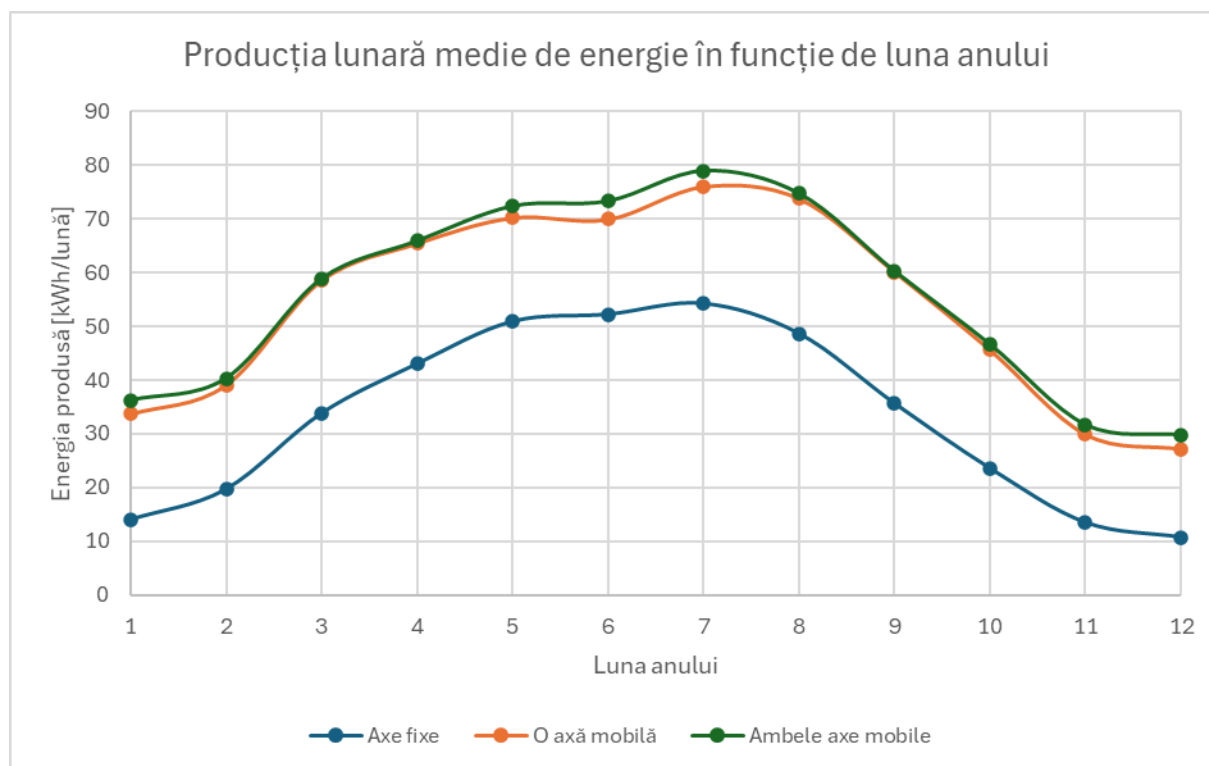
Tabelul 2 (Figura 5) prezintă producția zilnică medie de energie pentru cele trei configurații analizate (fix, cu o axă mobilă și cu două axe mobile). Datele evidențiază o variație sezonieră semnificativă, cu producția maximă în lunile de vară (iunie-iulie) și minimă în cele de iarnă (decembrie-ianuarie). Sistemele cu urmărire solară (atât cu o axă cât și cu două axe) depășesc cu mult sistemul fix pe întreg parcursul anului, cu diferențe de până la 150% în lunile de vară. Deși sistemul cu două axe mobile generează ușor mai multă energie decât cel cu o singură axă mobilă, diferența este relativ mică (în medie 2-5%), ceea ce sugerează că sistemul cu o singură axă oferă un raport cost-beneficiu mai bun, având în vedere complexitatea mecanică și costurile asociate.



Tabelul 2 (Figura 5) - Producția zilnică medie de energie în funcție de luna anului [kWh/zi]

Luna	Axe fixe	O axă mobilă	Ambele axe mobile
1	0.45	1.09	1.17
2	0.7	1.39	1.44
3	1.09	1.89	1.9
4	1.43	2.18	2.19
5	1.64	2.26	2.33
6	1.74	2.33	2.44
7	1.75	2.45	2.55
8	1.57	2.38	2.41
9	1.19	2	2.01
10	0.76	1.47	1.5
11	0.45	1	1.05
12	0.35	0.88	0.96

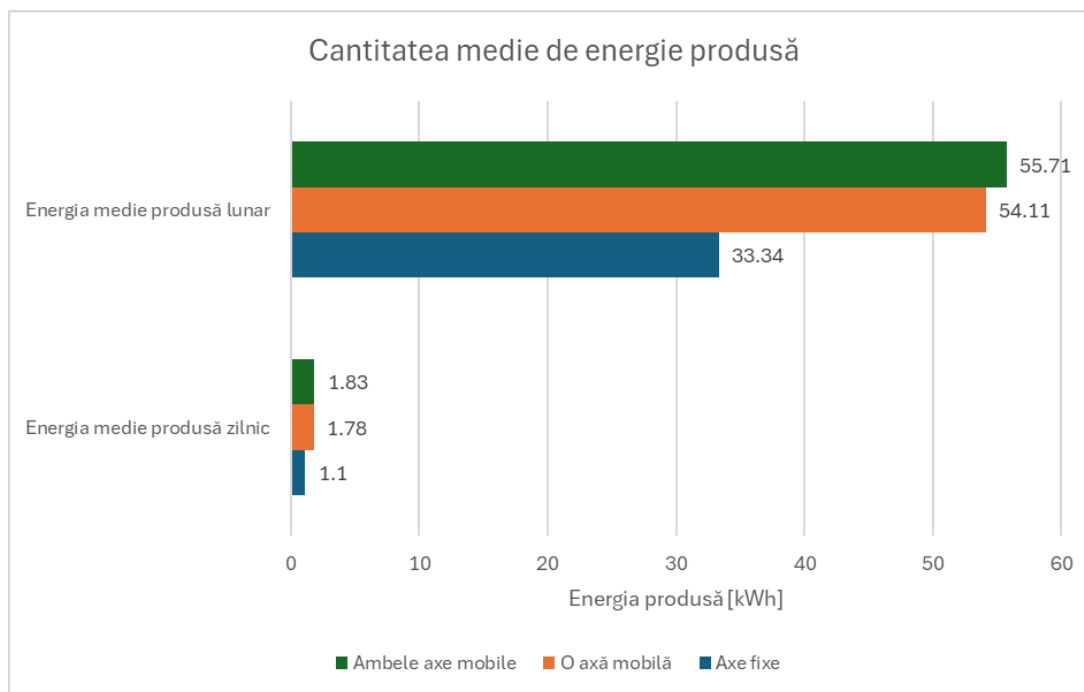
Tabelul 3 (Figura 6) arată producția lunară medie de energie, evidențiind impactul amplificat al sistemelor de urmărire solară la nivelul producției totale pe lună. Se poate observa că în lunile de vară (iunie-iulie), sistemul cu urmărire cu două axe produce aproximativ 1.4 ori mai multă energie decât sistemul fix. Diferența dintre cele două sisteme de urmărire rămâne însă relativ modestă, cu o creștere de doar 2-3% a producției lunare pentru sistemul cu două axe comparativ cu cel cu o singură axă. Această diferență marginală devine esențială când se evaluează decizia de implementare, deoarece costurile suplimentare ale unui sistem cu două axe mobile nu sunt în totalitate justificate de creșterea ușoară a producției energetice.



Tabelul 3 (Figura 6) - Producția lunară medie de energie în funcție de luna anului [kWh/lună]

Luna	Axe fixe	O axă mobilă	Ambele axe mobile
1	14.07	33.68	36.22
2	19.72	39.06	40.29
3	33.81	58.5	58.79
4	43	65.41	65.85
5	50.89	70.2	72.32
6	52.21	69.89	73.27
7	54.22	75.98	78.91
8	48.63	73.75	74.68
9	35.63	60.1	60.21
10	23.58	45.61	46.58
11	13.53	29.91	31.64
12	10.8	27.21	29.75

Tabelul 4 (Figura 7) sintetizează producția medie de energie pentru cele trei configurații. Datele evidențiază clar avantajul sistemelor de urmărire: sistemul cu o singură axă mobilă produce cu 62% mai multă energie zilnică decât sistemul fix, iar sistemul cu două axe mobile cu 66%. Totuși, diferența dintre cele două sisteme de urmărire este doar de 4%, ceea ce indică faptul că sistemul cu o singură axă oferă aproximativ 96% din beneficiile sistemului cu două axe, dar cu o complexitate mecanică și costuri de implementare semnificativ mai mici. Această constatare este crucială pentru decizia de proiectare a uscătorului solar convectiv.



Tabelul 4 (Figura 7) – Cantitatea medie de energie produsă [kWh]

	Axe fixe	O axă mobilă	Ambele axe mobile
Energia medie produsă zilnic	1.1	1.78	1.83
Energia medie produsă lunar	33.34	54.11	55.71

Concluzii

Simularea numerică a demonstrat că sistemele de orientare solară (cu o axă și cu două axe) au un impact semnificativ asupra producției de energie electrică comparativ cu un sistem fix, cu creșteri de 62% și respectiv 66% în producția medie. Variația sezonieră a producției energetice este deosebit de pronunțată, cu valori maxime în lunile de vară și minime în cele de iarnă. Deși sistemul cu două axe mobile oferă cea mai mare producție energetică, diferența față de sistemul cu o singură axă mobilă este relativ mică (doar 4%), ceea ce sugerează că sistemul cu o singură axă mobilă reprezintă soluția optimă din punct de vedere al raportului cost-beneficiu. Această concluzie este esențială pentru proiectarea sistemului de comandă și control al uscătorului solar convectiv, asigurând o eficiență energetică maximă cu costuri de implementare și întreținere mai mici. Decizia de a implementa un sistem cu o singură axă mobilă va contribui la realizarea unui prototip economic și eficient, potrivit pentru aplicații agricole și industriale.

Raport – Activitatea 1.6.2 Simulare numerică pentru modulul termic cu schimbător de căldură apă-aer

SIMULARE NUMERICĂ A MODULULUI TERMIC CU SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ APĂ-AER

Introducere

În contextul paradigmatic al secolului XXI, caracterizat de accelerarea schimbărilor climatice și necesitatea imperativă a tranziției energetice globale, dezvoltarea tehnologiilor de conversie și stocare a energiei regenerabile reprezintă un pilon fundamental al strategiilor de sustenabilitate. Raportul special al IPCC (2018) privind încălzirea globală de 1,5°C evidențiază necesitatea reducerii emisiilor de CO₂ cu 45% până în 2030 față de nivelurile din 2010, cu obiectivul atingerii neutralității climatice până în 2050. În acest cadru complex și multidimensional, sectorul agroalimentar se confruntă cu provocări fără precedent, necesitând soluții inovatoare care să concilieze securitatea alimentară cu obiectivele de decarbonizare.

Proiectul "Uscător cu funcționare continuă ultraeficient, total autonom, cu emisii nete zero" (UCES) reprezintă un răspuns concret la aceste provocări, propunând o abordare holistică de integrare a tehnologiilor solare termice și fotovoltaice în procesele de deshidratare a produselor agricole. Această inițiativă strategică se aliniază perfect cu Programul European Green Deal și cu Directiva (UE) 2018/2001 privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile, care stabilește un cadru normativ pentru creșterea ponderii energiilor regenerabile în mixul energetic al Uniunii Europene.

Deshidratarea produselor agricole constituie un proces termic esențial în prelucrarea alimentelor, cu implicații semnificative asupra calității nutriționale, duratei de conservare și valorii economice a produselor finale. Conform studiilor realizate de FAO (2021), între 30-40% din produsele agricole se deteriorează înainte de a ajunge la consumatori, iar tehnologiile eficiente de conservare prin deshidratare pot reduce substanțial aceste pierderi. Cu toate acestea, procesele tradiționale de uscare sunt adesea intensive din punct de vedere energetic, având o amprentă de carbon semnificativă. De exemplu, uscătoarele convenționale funcționează în principal pe bază de combustibili fosili, emițând în medie 2,5-3,0 kg de CO₂ pentru fiecare kg de apă evaporată.

Inovația fundamentală a sistemului UCES constă în capacitatea sa de a asigura funcționarea continuă și independentă de condițiile meteorologice variabile, prin integrarea unui sistem hibrid de colectare și stocare a energiei termice. Componenta critică a acestei arhitecturi este modulul termic cu schimbător de căldură apă-aer, care permite transferul eficient al energiei termice stocate în sistemele de acumulare către aerul procesat în camera de uscare. Acest modul reprezintă elementul cheie în depășirea principalului dezavantaj al sistemelor solare tradiționale – discontinuitatea operațională în perioadele cu radiație solară insuficientă.

Importanța cercetării prezentate în acest raport derivă din necesitatea optimizării performanței schimbătoarelor de căldură în condiții de operare specifice, cu accent special pe regimurile nocturne. Literatura de specialitate evidențiază că eficiența globală a sistemelor de uscare solară poate fi îmbunătățită cu până la 35% prin implementarea unor module termice avansate. Totodată, studiile recente subliniază importanța menținerii parametrilor de proces (temperatură și umiditate) în limite stricte pentru a asigura calitatea produselor deshidratate – temperatura minimă de 50°C și umiditatea relativă sub 10% fiind valori critice pentru prevenirea dezvoltării microorganismelor și a reacțiilor enzimactice indesezirabile.

Contextul socio-economic al acestei cercetări este deosebit de relevant pentru România și statele membre cu economii în tranziție. Sectorul agricol românesc, care reprezintă aproximativ 4,3% din PIB și asigură locuri de muncă pentru peste 25% din populația activă (INS, 2023), se confruntă cu provocări majore în ceea ce privește modernizarea proceselor de prelucrare și valorificare a produselor. Implementarea tehnologiilor dezvoltate în cadrul proiectului UCES poate

contribui semnificativ la creșterea competitivității producătorilor locali, reducerea dependenței de combustibilii importați și diminuarea emisiilor de gaze cu efect de seră în sectorul agroalimentar.

Prin utilizarea metodelor avansate de simulare numerică, cercetarea propusă oferă o înțelegere profundă a fenomenelor de transfer termic și fluidodinamic, permițând proiectarea unui sistem care să maximizeze densitatea energetică extrasă din stocarea termică, să minimizeze pierderile energetice și să asigure parametrii de proces necesari pentru calitatea produsului final.

Prin urmare, această cercetare nu reprezintă doar un exercițiu academic de optimizare termodinamică, ci constituie o contribuție substanțială la tranziția energetică a sectorului agroalimentar, aliniind practicile de prelucrare alimentară la cerințele emergente de sustenabilitate și neutralitate climatică. Rezultatele simulărilor numerice prezentate în continuare vor oferi fundamentele științifice necesare proiectării și implementării unui prototip industrial capabil să funcționeze în regim autonom pe întreaga perioadă de 24 de ore, asigurând eficiență energetică maximă și emisii nete zero pe tot parcursul ciclului de viață.

Material și metodă

Simularea numerică a fost realizată cu scopul de a proiecta și optimiza modulul termic cu schimbător de căldură apă-aer, în vederea asigurării funcționalității continue a sistemului de uscare. Abordarea metodologică a constat în dezvoltarea unui model matematic integral care să captureze interacțiunile termice și hidraulice complexe dintre componentele sistemului. Rețeaua de simulare (Figura 1) a fost implementată în mediul software Simcenter Amesim, platformă specializată în simularea sistemelor multidomeniu, care permite analiza dinamică a proceselor termice și hidraulice.

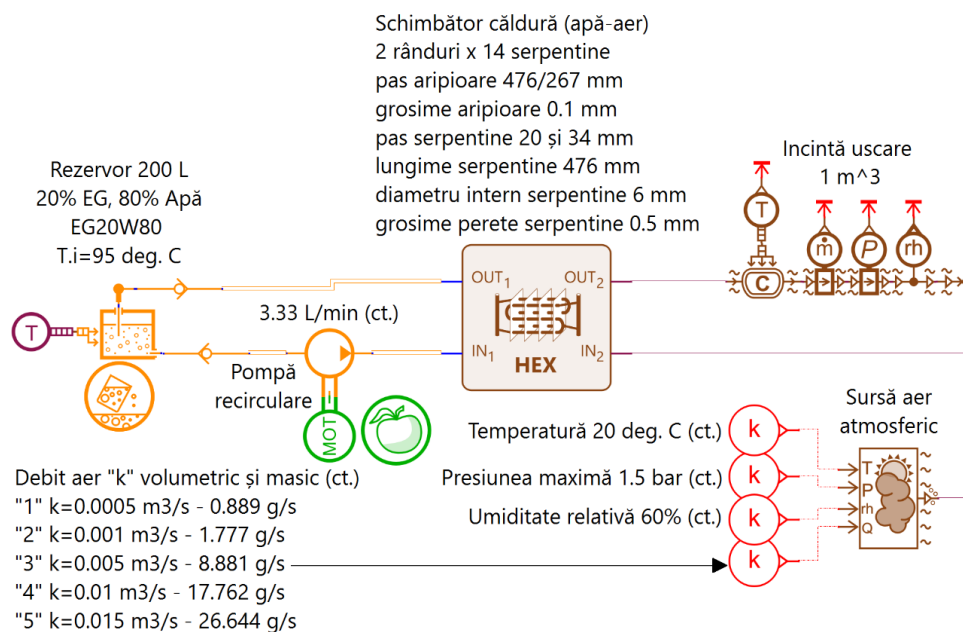


Figura 1 – Rețeaua de simulare numerică a modulului termic cu schimbător de căldură apă-aer.

Arhitectura modelului de simulare include următoarele componente principale, fiecare reprezentată printr-un submodel specific:

- Rezervorul colectorului solar - reprezentat ca un sistem termodinamic cu capacitate termică de 200 L, caracterizat printr-un coeficient de transfer termic convectiv cu mediul ambiant, care modelează pierderile termice spre exterior.

- Agentul termic - constituind un fluid de transfer termic (EG20W80) cu compoziția 20% etilen glicol, 80% apă, cu un volum total de 204 L și temperatură inițială de 95°C. Proprietățile termofizice ale fluidului sunt modelate în funcție de temperatură, luând în considerare variațiile de densitate, viscozitate, capacitate calorică și conductivitate termică.
- Rețeaua hidraulică - formată din conducte cu diametru nominal DN25, dimensionate pentru minimizarea pierderilor de sarcină liniară și a consumului energetic al pompei de recirculare. Modelul hidraulic include analiza regimului de curgere, coeficienților de pierdere locală, liniară și a efectelor de inerție a fluidului.
- Electropompa de recirculare - modelată ca o pompă volumică cu un debit constant de 3.33 L/min (0.000555 m³/s) și antrenată la o turație constantă.
- Schimbătorul de căldură apă-aer - reprezentat printr-un model detaliat tridimensional (Figura 2), care include 28 de serpentine dispuse pe două rânduri, cu diametru interior de 6 mm și grosime a peretelui de 0.5 mm. Parametrii geometrici specifici includ pasul serpentinelor de 20 mm și respectiv 34 mm, precum și aripioare cu grosime de 0.1 mm și pas de 476/267. Acest model complex capturează transferul de căldură convectiv și conductiv între agentul termic și fluxul de aer.
- Sursa de aer atmosferic - modelată ca o sursă de debit masic de aer cu următorii parametri: debite constante în intervalul 0.0005-0.015 m³/s, temperatură de 20°C, umiditate relativă de 60% și presiune absolută maximă de 1.5 bar.
- Incinta de uscare - reprezentată ca un volum controlat de 1 m³, în care sunt modelate procesele termodinamice complexe legate de transferul de căldură și masă, incluzând evaporarea, condensarea și dinamica umidității.

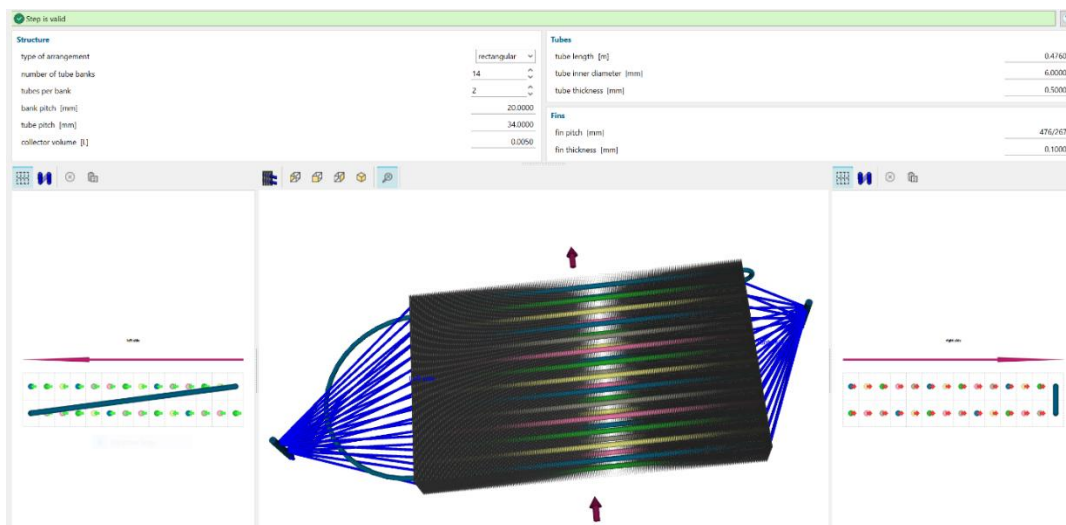


Figura 2 – Modelul detaliat al schimbătorului de căldură apă-aer.

Protocol experimental - Simularea numerică a fost structurată ca un experiment parametric cu 5 rulări, variind debitul de aer în intervalul 0.0005-0.015 m³/s. Condițiile la limită au fost stabilite pentru a simula funcționarea sistemului în regim nocturn, când singura sursă de energie termică este căldura stocată în rezervorul colectorului solar. Parametrii de inițializare au fost definiți astfel:

- Temperatura inițială a agentului termic: 95°C;
- Temperatura inițială a mediului din incinta de uscare: 20°C (temperatura ambientală);
- Umiditatea relativă inițială: 60%.

Evaluarea performanțelor sistemului s-a realizat pe baza următoarelor criterii de optimizare:

- Randamentul schimbătorului de căldură trebuie să depășească pragul de 0.9 (90%);
- Temperatura finală în incinta de uscare trebuie să fie $\geq 50^{\circ}\text{C}$;
- Umiditatea relativă trebuie să fie $\leq 10\%$;
- Debitul de aer trebuie să fie suficient de redus pentru a evita deplasarea produsului vegetal din incinta de uscare;
- Durata de funcționare continuă a sistemului trebuie să acopere întreaga perioadă nocturnă (~ 10 ore).

Rezultate și comentarii

Simularea numerică parametrică a modului termic cu schimbător de căldură apă-aer a fost concepută pentru a evalua performanța sistemului în condiții de operare nocturnă, caracterizată prin lipsa aportului direct de energie solară și dependența exclusivă de energia termică stocată inițial în rezervor. Abordarea experimentală s-a bazat pe un protocol de simulare sistematic, în care singura variabilă independentă între cele cinci rulări a fost debitul volumetric de aer procesat, notat cu „k”, variat în intervalul de 0.0005 până la 0.015 m³/s. Această metodologie permite o analiză riguroasă a impactului debitului de aer asupra eficienței transferului termic, a evoluției dinamice a parametrilor termodinamici și hidraulici ai sistemului, precum și a duratei de funcționare continuă. Prin urmare, toate rezultatele prezentate în figurile următoare sunt direct corelate cu valoarea parametrului „k”, oferind o perspectivă clară asupra compromisurilor tehnice implicate în optimizarea sistemului pentru atingerea criteriilor de performanță stabilite: menținerea temperaturii de proces $\geq 50^{\circ}\text{C}$, reducerea umidității relative $\leq 10\%$ și maximizarea duratei de funcționare. Rezultatele prezentate în figurile următoare evidențiază relațiile complexe dintre debitul de aer și parametrii termodinamici esențiali pentru funcționarea eficientă a uscătorului cu emisii nete zero.

Figura 3 prezintă evoluția temperaturii agentului termic din rezervor în funcție de timp pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Se observă o scădere progresivă a temperaturii de la valoarea inițială de 95°C pe parcursul celei de-a 10-a ore de simulare. Curbele evidențiază o corelație directă între debitul de aer și rata de răcire a agentului termic: debitul cel mai mare ($k=0.015\text{ m}^3/\text{s}$) produce cea mai rapidă scădere a temperaturii (44.45°C la 10 ore), în timp ce debitul cel mai mic ($k=0.0005\text{ m}^3/\text{s}$) permite menținerea unei temperaturi superioare (84.35°C la 10 ore). Această relație se explică prin transferul mai intens de energie termică către fluxul de aer la debite mai mari, conform principiilor termodinamicii aplicate. Rezultatele confirmă importanța reglării precise a debitului de aer pentru a controla durata de funcționare a sistemului, având în vedere că temperatura agentului termic reprezintă parametrul determinant.

Figura 4 ilustrează evoluția temperaturii în incinta de uscare pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Se poate observa că toate curbele ating valori superioare pragului critic de 50°C , cu excepția cazului cu debit maxim ($k=0.015\text{ m}^3/\text{s}$), care ajunge la 40.10°C după 10 ore. Acest comportament reflectă influența directă a debitului de aer asupra eficienței transferului termic: debitul mic ($k=0.0005\text{ m}^3/\text{s}$) menține cea mai ridicată temperatură (84.62°C la 10 ore), în timp ce debitul ridicat ($k=0.015\text{ m}^3/\text{s}$) determină o scădere mai accentuată a temperaturii. Curba corespunzătoare debitului $k=0.01\text{ m}^3/\text{s}$ reprezintă o soluție de compromis, menținând temperatura la 49.28°C după 10 ore de funcționare. Aceste date evidențiază importanța selectării unui debit de aer optim care să asigure menținerea temperaturii de proces în limitele necesare pentru prevenirea dezvoltării microorganismelor și a reacțiilor enzimactice nedorite.

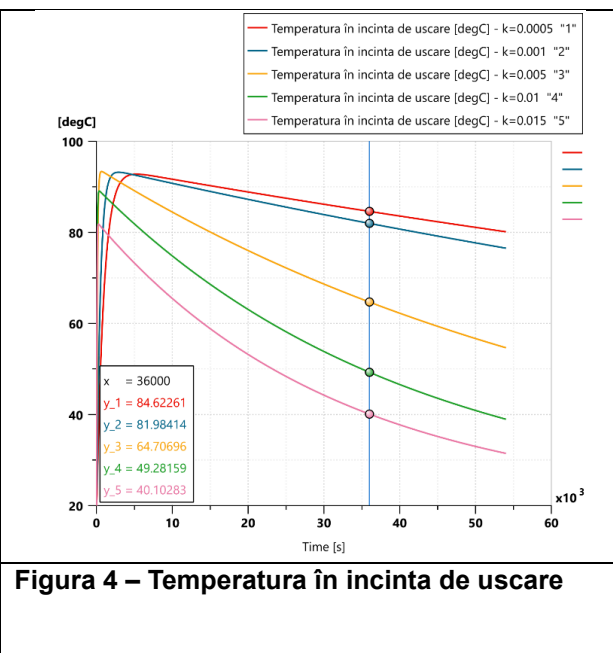
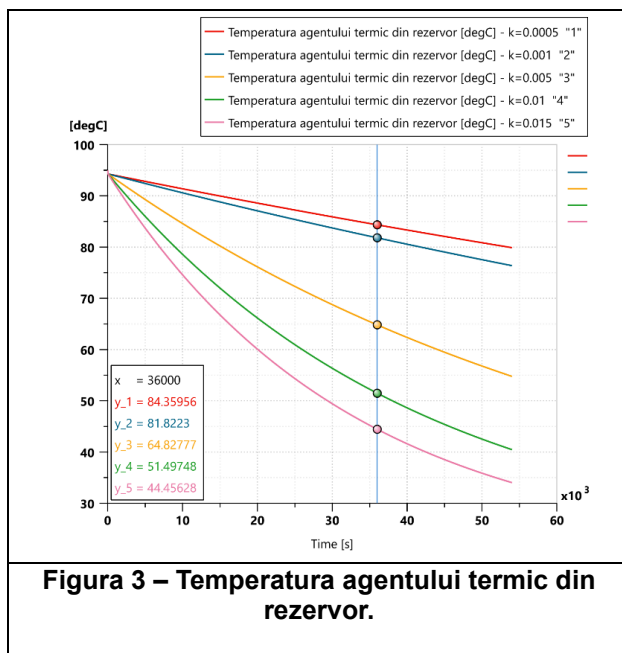


Figura 5 prezintă evoluția fluxului de căldură transferat prin schimbătorul de căldură apă-aer în funcție de timp pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Rezultatele arată că fluxul de căldură este maxim la începutul procesului și scade progresiv pe măsură ce agentul termic se răcește. Valoarea maximă a fluxului de căldură este atinsă pentru $k=0.015 \text{ m}^3/\text{s}$ (540.42 W), în timp ce valoarea minimă corespunde lui $k=0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$ (57.81 W), ceea ce confirmă relația directă între debitul de aer și intensitatea transferului termic. Totuși, curbele evidențiază o diferență semnificativă în panta de scădere a fluxului de căldură: debitul mare de aer produce o scădere mai rapidă a fluxului de căldură pe parcursul timpului, ceea ce indică un consum mai rapid al energiei stocate.

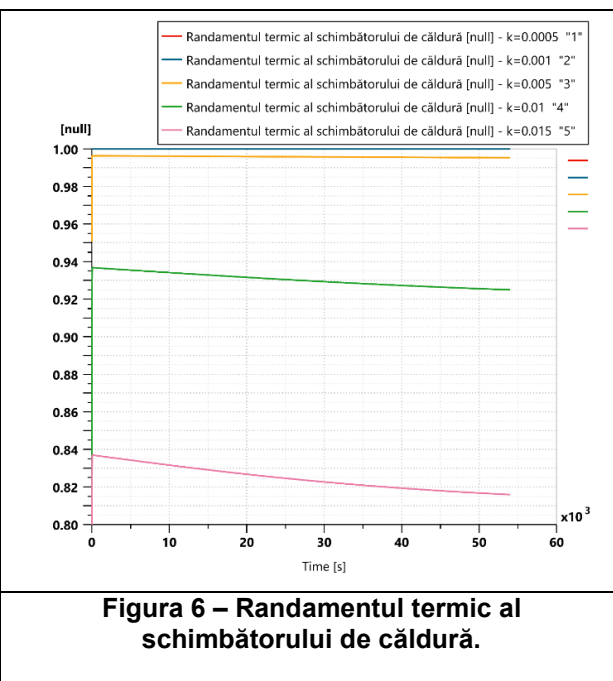
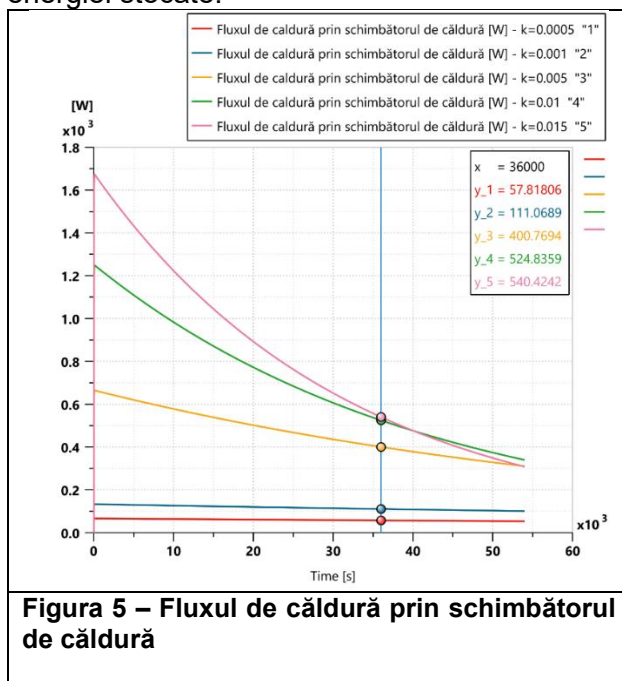


Figura 6 ilustrează evoluția randamentului termic al schimbătorului de căldură în funcție de timp pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Toate curbele se mențin într-un interval relativ îngust (0.82-0.999), cu valorile cele mai apropiate de maxim pentru debitele mai mici ($k=0.0005$ și $k=0.001$ m³/s). Această constatare este deosebit de relevantă pentru că confirmă capacitatea schimbătorului de a menține un randament ridicat (peste pragul de 0.9 stabilit ca criteriu de optimizare) chiar și la debite reduse. Debitul cel mai mare ($k=0.015$ m³/s) implică un randament de 0.82, care nu reprezintă un nivel acceptabil pentru această aplicație. Evoluția lentă a randamentului pe parcursul timpului indică stabilitatea procesului de transfer termic, ceea ce reprezintă un avantaj semnificativ pentru menținerea unor condiții de uscare constante și controlate, esențiale pentru calitatea produselor agricole deshidratate.

Figura 7 prezintă variația coeficientului de convecție al schimbătorului de căldură în funcție de timp pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Coeficientul de convecție variază între 321-341 W/m²K, cu variații mai mari pentru debitele mai mari de aer, conform relațiilor cunoscute din transferul de căldură și datorită diferențelor de temperatură dintre tur și retur.

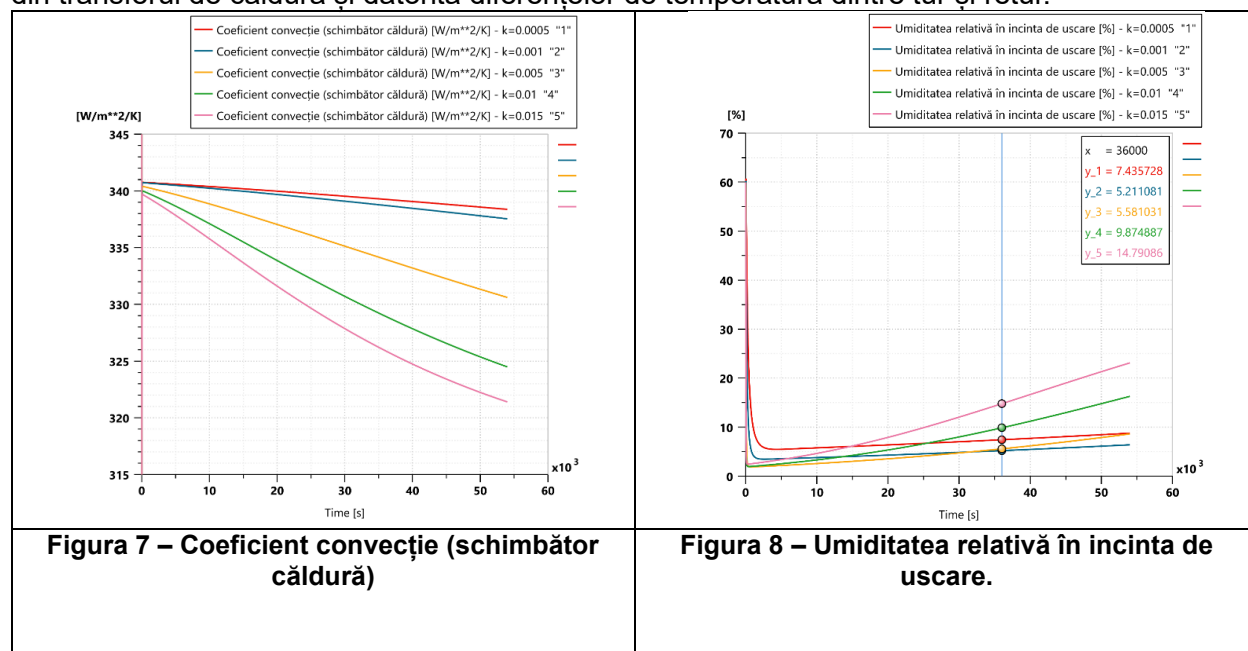


Figura 8 ilustrează evoluția umidității relative în incinta de uscare în funcție de timp pentru cele cinci valori ale debitului de aer (k). Toate curbele evidențiază o scădere rapidă a umidității relative în prima oră de funcționare, urmată de o tendință de stabilizare, cu excepția celor două debite cu valori cele mai mari. Debitul cel mai mare de aer produce cea mai rapidă reducere a umidității dar după cele 10 ore de funcționare datorită scăderii temperaturii, umiditatea crește. Restul debitelor nu scad umiditatea la fel de rapid, dar mențin valoarea acestuia sub limita de 10% pe parcursul celor 10 ore.

Evoluția energiei cedate camerei de uscare este prezentată în Figura 9, curbele evidențiază o relație directă între debitul de aer (parametrul k) și cantitatea totală de energie transferată. Curbele arată că debitul mai mare de aer (de exemplu, $k=0.015$ m³/s, curba roz) determină o extracție mai rapidă a energiei din agentul termic, rezultând într-o energie cedată cumulativă mai mare într-un interval de timp dat. Astfel, la $t=36000$ s, energia cedată este de aproximativ 8,4 MJ pentru $k=0.0005$ m³/s, în timp ce pentru $k=0.015$ m³/s aceasta ajunge la 39,9 MJ. Acest comportament este consecința principiilor fundamentale ale transferului de căldură, unde un debit masiv crescut al fluidului rece (aerul) crește fluxul de energie termică transmis.

Totuși, acest avantaj energetic se traduce într-o consumare accelerată a energiei stocate, limitând durata de funcționare a sistemului.

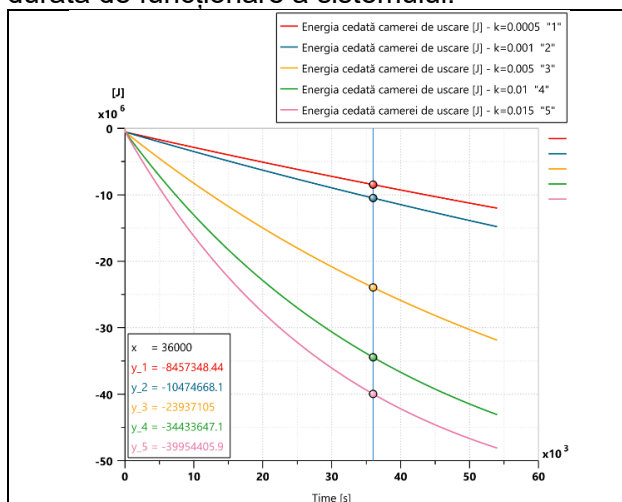


Figura 9 – Energia cedată camerei de uscare.

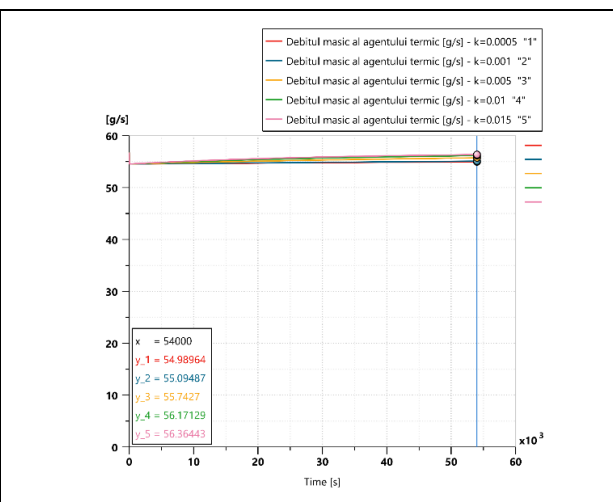


Figura 10 – Debitul masic al agentului termic.

Debitul masic al agentului termic, ilustrat în Figura 10, rămâne aproximativ constant în timp pentru toate cele cinci cazuri simulate, valorile sunt ușor crescătoare pe parcursul simulării datorită variației temperaturii.

Figura 11 prezintă debitul masic al aerului, care este direct proporțional cu debitul volumetric „ k ” impus ca parametru de intrare. Curbele orizontale confirmă faptul că debitul de aer este menținut constant în timp pentru fiecare rulare, conform protocolului experimental. Valorile numerice indicate în legendă (de la 0,90 g/s pentru $k=0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$ până la 26,66 g/s pentru $k=0.015 \text{ m}^3/\text{s}$) reflectă exact conversia dintre debitul volumetric și debitul masic, luând în considerare densitatea aerului la temperatura de 20°C și presiunea atmosferică. Această parametrizare este fundamentală pentru analiza ulterioară a transferului de căldură și masă, deoarece debitul masic al aerului este un factor cheie în determinarea capacității de transport a energiei și a umidității din incinta de uscare.

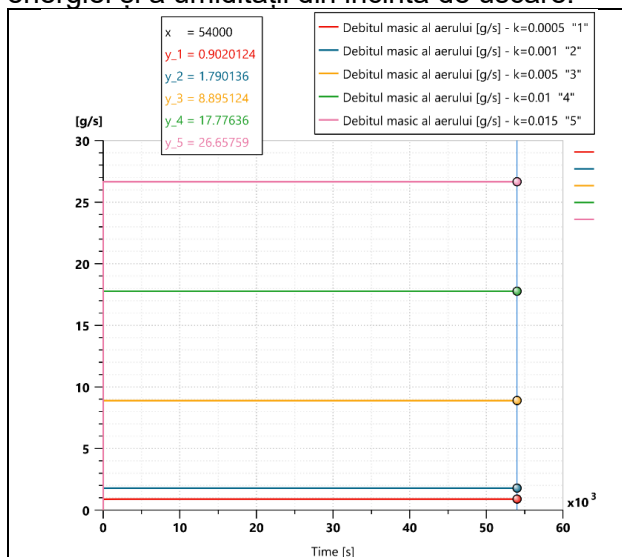


Figura 11 – Debitul masic al aerului.

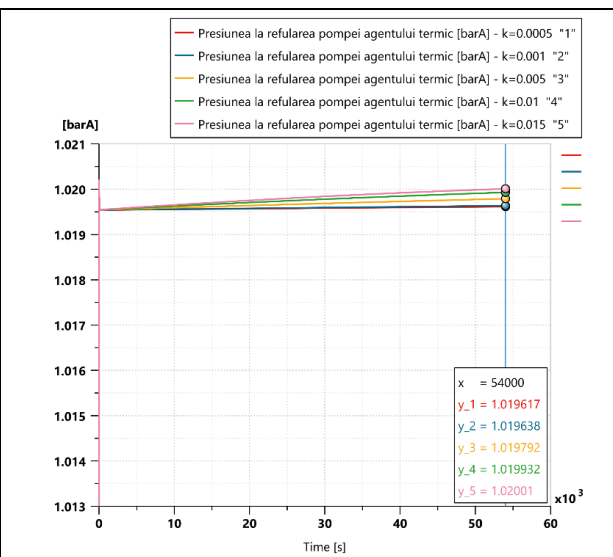


Figura 12 – Presiunea la refularea pompei agentului termic.

Presiunea la refularea pompei agentului termic, prezentată în Figura 12, arată o variație extrem de mică în timp, cu toate curbele rămânând într-un interval foarte îngust de 1,0195 până la 1,02 bar. Această stabilitate indică faptul că pierderile de sarcină în rețeaua hidraulică (conduce DN25) sunt minime și nu au un impact semnificativ asupra performanței pompei. Diferențele minore între curbe, unde presiunea este ușor mai ridicată pentru debitele mai mari de aer, pot fi atribuite unei creșteri marginale a viscozității fluidului sau a unui efect indirect al schimbărilor de temperatură în schimbător. Faptul că presiunea rămâne aproape constantă demonstrează eficiența designului hidraulic și capacitatea sistemului de a opera într-un regim stabil, fără necesitatea unui control complex al presiunii.

Evoluția presiunii aerului, ilustrată în Figura 13, dezvăluie un comportament dinamic distinct. La pornirea sistemului, se observă o creștere bruscă a presiunii (de la presiunea atmosferică 1,013 bar până la 1,22 - 1,29 bar), urmată de o scădere graduală pe parcursul timpului. Această tendință este datorată încălzirii aerului în schimbătorul de căldură, care duce la expansiunea sa și la o scădere a densității, iar în consecință, la o scădere a presiunii statice în punctele de presiune minimă ale circuitului. Se poate observa că debitul mai mare de aer (curba roz, $k=0.015 \text{ m}^3/\text{s}$) produce o scădere mai accentuată a presiunii minime, de la 1,22 bar la 1,05 bar după 54000 s, comparativ cu debitul mai mic (curba roșie, $k=0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$), care scade doar de la 1,28 bar la 1,24 bar. Acest lucru sugerează că pentru debite mari de aer, sistemul trebuie proiectat pentru a gestiona diferențe mai mari de presiune, ceea ce poate influența selectarea ventilatorului (sursei de aer).

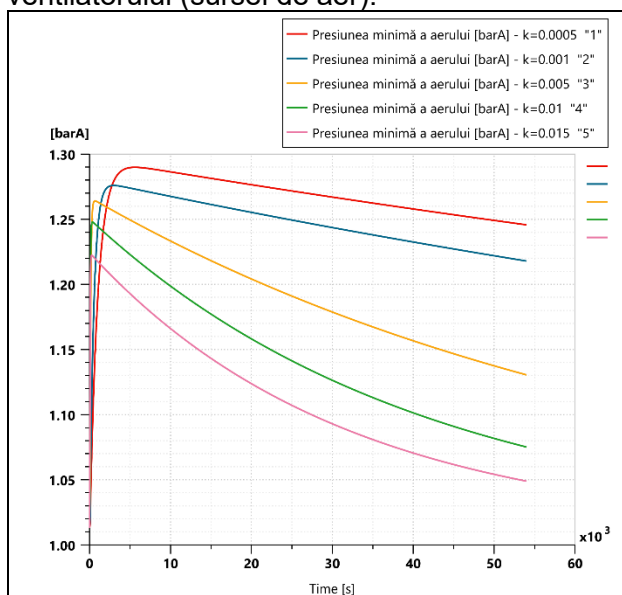


Figura 13 – Presiunea minimă a aerului.

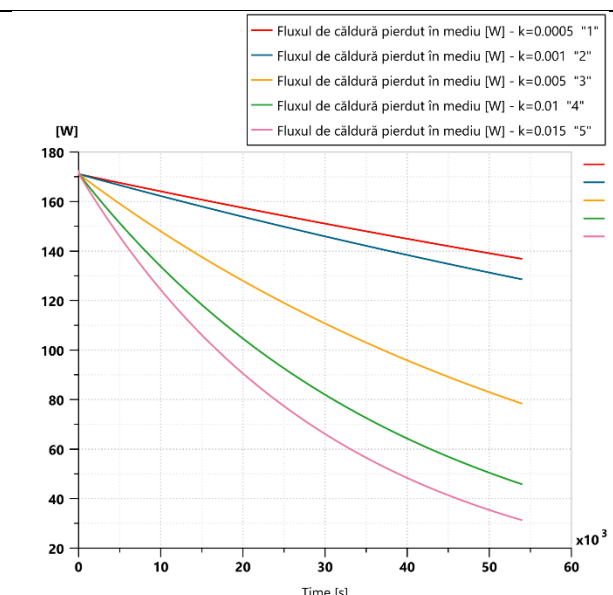


Figura 14 – Fluxul de căldură pierdut în mediu.

Fluxul de căldură pierdut în mediul este prezentat în Figura 14, acesta afectează direct eficiența globală. Curbele descendente arată că pierderile termice scad cu creșterea debitului de aer, deoarece un debit mai mare de aer răcește mai repede agentul termic, creând un gradient termic mai mic față de mediul ambiant iar astfel transferul de căldură prin convecție este mai mic. Pentru $k=0.0005 \text{ m}^3/\text{s}$, pierderile sunt minime, în timp ce pentru $k=0.015 \text{ m}^3/\text{s}$, pierderile sunt cele mai mari. Aceste date subliniază importanța izolării termice a rezervorului și a conductelor pentru minimizarea pierderilor, mai ales în cazurile cu debit mic de aer, unde agentul termic rămâne la temperaturi ridicate pentru perioade mai lungi de timp.

Concluzii

Simularea numerică a modului termic cu schimbător de căldură apă-aer a evidențiat relațiile complexe dintre debitul de aer procesat și parametrii termodinamici esențiali pentru funcționarea eficientă a uscătorului cu emisii nete zero. Analiza sistemului în regim nocturn, când singura sursă de energie termică este cea stocată în rezervorul colectorului solar, a permis identificarea unor compromisuri tehnice critice între eficiența transferului termic, stabilitatea parametrilor de proces și durata de funcționare continuă.

Rezultatele obținute demonstrează că debitul de aer reprezintă factorul determinant al performanței sistemului, influențând direct evoluția temperaturii agentului termic, a fluxului de căldură transferat și a randamentului schimbătorului de căldură. Curbele de evoluție au evidențiat o corelație inversă între debitul de aer și durata de menținere a temperaturii în intervalul optim de uscare ($\geq 50^{\circ}\text{C}$), ca urmare a consumării accelerate a energiei termice stocate. De asemenea, s-a constatat o dependență directă între debitul de aer și intensitatea fluxului de căldură inițial, dar și o scădere mai rapidă a acestuia pe parcursul timpului la debite ridicate.

Evaluarea criteriilor de optimizare stabilite (temperatură $\geq 50^{\circ}\text{C}$, umiditate relativă $\leq 10\%$, randament ≥ 0.9 și durată de funcționare ≥ 10 ore) a permis identificarea debitului maxim de aer, optim pentru regimul de operare nocturn. **Analiza comparativă a celor cinci scenarii testate a demonstrat că debitul de aer maxim recomandat pentru un transfer de căldură optim care îndeplinește toate condițiile de optimizare este cel de $0.01 \text{ m}^3/\text{s}$ ($17,78 \text{ g/s}$).** Această valoare reprezintă echilibrul ideal între extracția energetică suficientă din sistemul de stocare și menținerea parametrilor de proces în limitele necesare deshidratării produselor agricole. La acest debit, temperatura în incinta de uscare a rămas la valoarea de $49,28^{\circ}\text{C}$ după 10 ore de funcționare (valoare extrem de apropiată de pragul de 50°C), umiditatea relativă s-a menținut constant sub 10% , iar randamentul schimbătorului de căldură a depășit pragul de $0,9$ pe întreaga durată a procesului.

Rezultatele studiului confirmă potențialul tehnologiei propuse de a asigura funcționarea continuă a sistemului de uscare pe întreaga perioadă nocturnă, demonstrând fezabilitatea conceptului de uscător cu emisii nete zero și autonomie totală. Această abordare reprezintă o contribuție semnificativă la dezvoltarea sistemelor de prelucrare agroalimentară durabile, aliniind practicile industriale la obiectivele de decarbonizare stabilite în cadrul Green Deal-ului European. Optimizarea parametrică și funcțională a modului termic constituie fundamentul pentru proiectarea unui prototip industrial capabil să funcționeze eficient în condiții reale de operare, oferind o soluție concretă pentru reducerea amprente de carbon a sectorului agroalimentar.

Cercetarea desfășurată constituie baza științifică necesară pentru implementarea tehnologiei de uscare cu emisii nete zero în mediul agroindustrial, cu potențial de transferare directă către producătorii agricoli și industriile de prelucrare alimentară. Rezultatele obținute vor fi integrate în fazele ulterioare ale proiectului pentru validarea experimentală a sistemului și optimizarea parametrilor de control în regimuri de operare variate.

Activitate 1.7 Realizare ME uscător solar

Uscatorul solar convectiv-UCS are în componența următoarele subansamble: 1.incinta de uscare; 2.rame așezare produs de uscat; 3.suport rame; 4.usa acces incinta uscare; 5.termoconvector; 6.captator solar; 7.capac incinta uscare; 8.panou solar apa caldă 200 l ; 9.pompa recirculare agent termic; 10.panou fotovoltaic 360 W ; 11. sistem orientare pe două axe panou fotovoltaic, prezentate în Structura uscătorului convectiv solar UCS-0-vedere laterală, Activitate 1.5.

Incinta de uscare, cu un volum de 1 m^3 , reprezintă o structură din bare de lemn cu secțiunea patrata $30 \times 30 \text{ mm}$.

Are in componenta:

- Cadrul incinta uscare UCS-0.1.1 vl (subansamblu);
- Ramele asezare produs UCS-0.1.2 vl (subansamblu);
- Barele suport rame UCS-0.1.3 vl;
- Usa incinta uscare UCS-0.1.4 vl (subansamblu);
- Capac incinta uscare UCS-0.1.7 vl.



ME uscator convectiv solar

Cadrul incinta uscare este alcatuit din: Barele verticale UCS-0.1.1.1, in numar de 4, cu lungimea de 1690 mm; Barele orizontale rigidizare 1- UCS-0.1.1.2, montate pe partile laterale ale cadrului, in numar de 6, cu lungimea de 800 mm; Barele orizontale rigidizare 2- UCS-0.1.1.3, montate pe partile frontala si posterioara ale cadrului, in numar de 6, cu lungimea de 860 mm;



Cadrul incinta uscare

Intreaga suprafata exterioara a cadrului (pereti laterali, frontal-fata usii, posterior, capac, fund inchidere camera uniformizare aer cald) este acoperita cu polycarbonat solid transparent, care permite patrunderea razelor solare in incinta, amplificand efectul radiatiei solare.

Ramele asezare produs UCS-0.1.2 vl, sunt sustinute de **Barele suport rame** UCS-0.1.3 vl, montate in plan orizontal pe partile laterale ale incintei de uscare, pe Barele verticale UCS-0.1.1.1.



Rame asezare produs

Ramele, de forma dreptunghiulara, cu dimensiunile 850x750 mm, sunt confectionate din bare de lemn cu sectiunea de 20x20 mm.

Sita de asezare produs de uscat (cu ochiuri de 3 mm), confectionata din inox alimentar, este fixata de rama prin capsare.

Pentru asigurarea unei alunecari usoare a ramelor pe barele suport, acestea sunt prevazute pe partile laterale cu profile L din material cu coeficient redus de frecare.

Suprafata unei rame este de 0,64 m². Pentru cele 9 rame din dotarea echipamentului, suprafata de asezare va fi de 5,76 m². La o incarcare de 5 kg produs de uscat/m² (cat recomanda

literatura de specialitate), rezulta ca echipamentul are capacitatea de procesare de 28,8 kg/sarja.

Usa incinta uscare, UCS-0.1.4 vl, montata pe partea frontala a echipamentului, asigura inchiderea etansa a incintei, accesul operatorului la ramele asezare produs de uscare.

Este de forma dreptunghiulara cu dimensiunile 1140x890 mm, fiind confectionata din bare de lemn cu sectiunea 30x30 mm; se fixeaza prin balama tip banda pe bara verticala stanga a cadrului; etansarea dintre usa si perimetrul de asezare al acesteia la cadru este asigurata de banda adeziva de etansare cu latimea de 10 mm si grosimea de 4 mm.

Usa este asigurata pe pozitia inchis cu ajutorul a doua foraitere UCS-0.1.5 vf, fixate pe bara verticala dreapta a cadrului.



Capacul incintei de uscare UCS-0.1.7 vl este o placa din policarbonat solid transparent cu grosimea de 4 mm, care inchide incinta de uscare la partea superioara. Aceasta are dimensiunile 1020x960, depasind conturul cadrului cu 50 mm pe fiecare latura, pentru evitarea patrunderii apei din eventualele precipitatii in incinta.

Captatorul solar energie termica UCS-0.1.6 vl, reprezinta principalul generator de agent de uscare-aer cald.

Este alcatuit dintr-un cadru confectionat din bare de lemn cu sectiunea 30x30 mm.

Captatorul solar este cuplat la partea posterioara a incintei de uscare, in corespondenta cu gura camerei de uniformizare aer cald (plasata la partea inferioara a camerei de uscare).



Pe fundul captatorului, confectionat din tigo cu grosimea de 4 mm, sunt pozitionate 8 tuburi gofrate cu diametrul de 100 mm, cu lungime reglabila.

Aerul atmosferic, absorbit prin 8 gauri cu diametrul de 24 mm practicate in placa frontala admisie aer- UCS-0.1.6.9 vl, de catre ventiloconvectorul UCS-0.1.5 vl, plasat pe fundul incintei de uscare, patrunde in tuburi, se incalzeste ca efect al radiatiei solare si patrunde in camera de uniformizare.



Ventilatorul ventiloconvectorului determina deplasarea agentului de uscare printre ramele asezare produs, care au contact alternativ cu peretele posterior al camerei de uscare, respectiv fata usii. Se creaza astfel un sistem labirint, care determina deplasarea aerului cald la suprafata ramelor.

Energia termica purtata de agentul de uscare extrage umiditatea din produs si o evacueaza prin clapeta montata la partea superioara a peretelui posterior, deasupra ultimei rame.

Pentru amplificarea efectului radiatiei solare privind energia termica obtinuta in captatorul solar, capacul- UCS-0.1.6.4 vl, placa frontala si placile laterale au fost confectionate din

polycarbonat transparent, iar tuburile gofrate au fost vopsite in negru, cu cel mai ridicat nivel de absorbtie a energiei solare.

Suprafata capacului captatorului solar este de 1,15 m²; acesta este inclinat fata de orizontala sub un unghi de 17 grade. Cei doi parametri au fost stabiliti la proiectare, din considerente constructive ale echipamentului-dimensiunile de gabarit.

Sistemul de producer/recirculare apa calda

Panoul solar apa calda ANASOLAR cu rezervor presurizat heat-pipe 200 L UCS-0.1.8 vl.

Principiul de functionare al incalzitorului solar presurizat se bazeaza pe schimbul de energie dintre colector si apa din rezervor. Pe masura ce tuburile vidate absorb energia solara teava heat-pipe va transfera caldura catre apa din rezervor. In acest fel apa rece este incalzita in mod constant.

Continut kit-ului de instalare este urmatorul:

- Boiler stocare apa 200 L din inox (la interior inox alimentar SUS 304).
- Suport fixare din inox SUS 201;
- 20 tuburi vidate HEAT-PIPE (58 * 1800 mm);
- Supapa sens;
- Supapa antivid;
- Supapa termobarica 6 bar, 90°C;
- Anod de magneziu (pentru inlaturarea calcarului din apa).



Panou solar apa calda ANASOLAR cu rezervor presurizat heat-pipe 200 L

Caracteristici generale

Numar tuburi 20 tuburi vidate

Volum rezervor 200 litri

Caracteristici tehnice rezervor

Material rezervor SUS 304-2B (pentru industria alimentara) otel inoxidabil;

Material carcasa Otel inox (0.5 mm)

Izolatie termica Spuma din poliuretan cu grosimea de 50 mm

Material suport Otel inox cu grosimea de 1.2 mm

Conservarea caldurii 72 h

Caracteristici tehnice tuburi vidate

Material Sticla borosilicata extrem de rezistenta, teava conductoare heat-pipe din cupru

Diametru tub exterior Ø58 mm

Grosime 1.8 mm

Lungime 1800 mm

Rezistenta la grindina 25 mm

Pompa de circulatie BLAUTECHNIK, 25-40-180 UCS-0.1.9 vl asigura recircularea in circuit inchis a apei calde din rezervorul panoului solar, prin schimbatorul de caldura apa-aer al ventiloconvectorului.



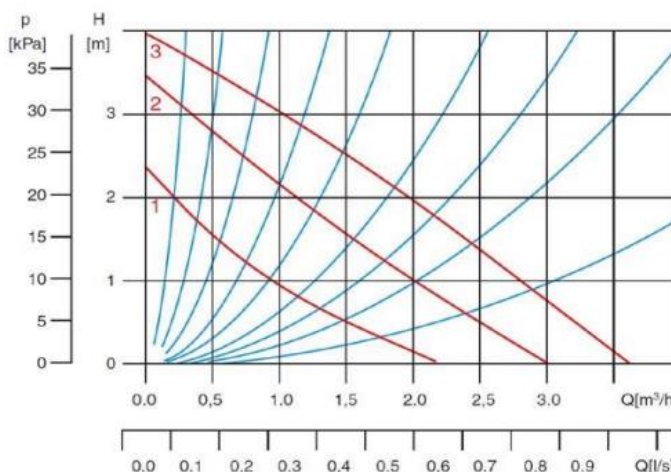
Pompa de circulatie BLAUTECHNIK, 25-40-180

Descriere

Pompa de circulatie este de tip cu rotor umed, cu racord filetat si trepte de turatie selectabile pentru reglarea puterii. Pompa este realizata din materiale de calitate ce ii ofera durabilitate si fiabilitate: corp realizat din fonta, carcasa din aluminiu turnat, arbore din otel inoxidabil, rotor hidraulic din plastic rezistent, garnituri din EPDM.

Caracteristici tehnice pompa de circulatie Blautechnik 25/40 – 180 mm

- debit: 0.2 – 3.5 m³/h
- inaltime de pompare: maxim 3.8 m
- temperatura de lucru min./max. a lichidului: + 2°C / 110°C
- temperatura ambientala: + 2°C / 40°C
- presiune maxima: 10 bar
- putere (I, II, III): 35 / 45 / 65 W
- tensiune de alimentare: 230 V – 50-60Hz
- clasa protectie: IP44
- clasa izolare: H
- racorduri: 1 1/2"
- distanta intre axe: 180 mm



Caracteristica pompei de circulatie BLAUTECHNIK, 25-40-180

Ventiloconvectorul Ultra-THIN exposed FCU, cu 2 tevi colector, model FP-85, UCS-0.1.5 vl are in cadrul aplicatiei 2 regimuri de functionare:

-regim de exhaustor, pe intervalul de timp in care radiatia solara asigura temperatura si umiditatea optime pentru faza regimului de uscare in interiorul incintei;

-regim de schimbator de caldura apa-aer si exhaustor in lipsa radiatiei solare sau cand valoarea temperaturii aerului cald produs de captatorul solar scade sub valoarea prestabilita.

In regim de exhaustor, ventilatorul ventiloconvectorului absoarbe aerul atmosferic prin cele 8 gauri $\varnothing$ 24 mm practicate in placa frontala admisie aer UCS-0.1.6.9 vl; dupa incalzirea in tuburile gofrate ale captatorului solar, aerul este vehiculat pe deasupra ramelor de asezare produs dispuse in sistem labirint, extrage umiditatea din produs si este evacuat prin fanta de evacuare practicata la partea superioara a peretelui posterior al incintei.

Traductorii de temperatura si umiditate relativa ai ventiloconvectorului comanda pornirea/oprirea ventilatorului, astfel incat valorile acestora sa fie mentinute intr-un ecart prestabilit.

In regimul de functionare prezentat, schimbatorul de caldura apa-aer al ventiloconvectorului este deconectat de la sursa de energie termica (apa calda) produsa de panoul solar ANASOLAR.

In cel de-al doilea regim de functionare, aerul atmosferic este incalzit la valoarea prestabilita in schimbatorul de caldura apa-aer de tip radiator cu serpentine din Cu si aripioare radiante din aluminiu.

Aerul atmosferic absorbit de ventilator se incalzeste la contactul cu suprafata radiatorului si este vehiculat pe acelasi traseu ca si in cazul primului regim de functionare al uscatorului.

Apa calda, produsa ca efect al radiatiei solare si stocata in rezervorul panoului solar, este recirculata in circuit inchis prin serpentinele radiatorului si cedeaza energia termica aerului ventilat prin radiator.

Acest regim de functionare se poate derula pana la momentul in care energia termica a apei din rezervorul panoului solar nu mai poate asigura valoarea prestabilita a temperaturii de uscare.

Radiatorul ventiloconvectorului, rezervorul panoului solar (cu rol de bafer) si pompa de recirculare sunt integrate intr-un circuit hidraulic inchis.

Principalele module ale ventiloconvectorului sunt:

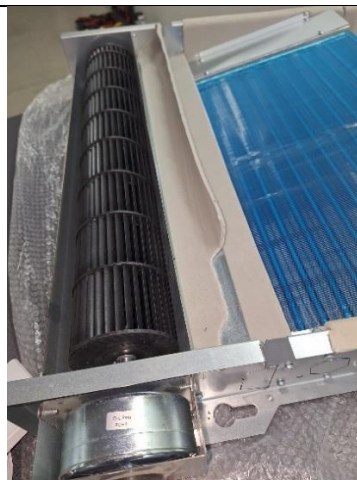
-ventilatorul, de tip turbina, cu axul dispus in plan orizontal, cu diametrul 90 mm si lungimea 510 mm;

-schimbatorul de caldura apa-aer, de tip radiator cu serpentine din cupru (28 tevi cu diametrul de 7 mm si grosimea peretelui de 0,26 mm, reunite cate 14 in fiecare din cele 2 colectoare tur si retur) si lamele radiante din aluminiu cu grosimea de 0,105 mm si distanta dintre ele de 1,2 mm;

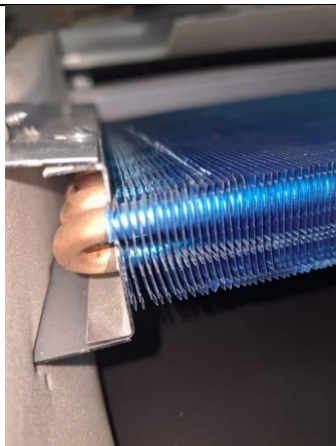
-modulul electronic cu 2 submodule: unul pentru alimentarea motorului ventilatorului cu 5 trepte de turatie si puterea de 15 W si cel de-al doile pentru setarea temperaturii si umiditatii din incinta de uscare.



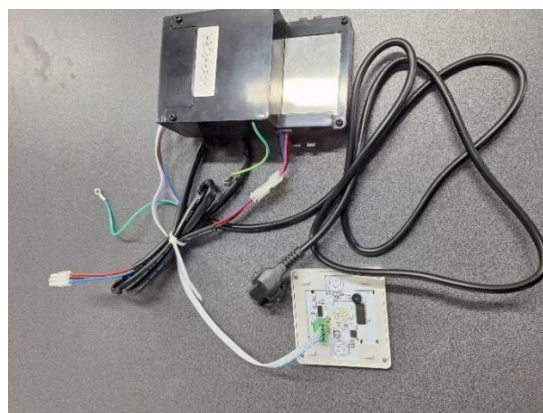
Ventiloconvector amplasat pe fundul camerei uniformizare aer cald



Ventiloconvectorul decarasat pentru evidentierea modulelor componente



Radiatorul ventiloconvectorului



Modulul electronic al ventiloconvectorului

Sistem fotovoltaic- furnizeaza energia electrica necesara alimentarii consumatorilor electrici (motor ventiloconvector cu puterea de 15 W, motor sistem orientare panou fotovoltaic 30 W, pompa recirculare agent termic 45 W).

Panou solar fotovoltaic 360 W, monocristalin, full black, LONGI LR4-60HPB360MFB LONGI

Caracteristici Principale

Putere	360 W
Curent	VOC 40.8 V
Amperaj scurtcircuit	11.33 A
Curent in sarcina maxima	34.6 V
Amperaj in sarcina maxima	10.26 A
Randament	0.198
Latime	1038 mm
Lungime	1755 mm
Grosime	35 mm
Greutate	19.5 kg
Rezistenta vant/zapada fata	5.4 kpa
Rezistenta vant din spate	2.4 kpa
Coeficient temperatura	-0.34%/grad Celsius

Controllerul MPPT+PWM SY6048 de 60 A este responsabil pentru controlul încărcării acumulatorului. Este un tip de controller superior celor PWM, deoarece are o eficiență mai mare și poate extrage mai multă energie din panourile fotovoltaice.

Controlerul solar MPPT+PWM SY6048 de 60 A, este proiectat pentru a lucra împreună cu panouri solare cu tensiuni între 15 și 90 V, în funcție de tensiunea bateriei, oferind o eficiență sporită de gestionare a energiei solare.

Utilizează tehnologia de urmărire a punctului de putere maximă MPPT, asigurând o eficiență de urmărire de peste 99%, extragând cea mai mare cantitate posibilă de energie din panourile fotovoltaice.

Este compatibil cu baterii Seal, GEL, Flooded și LiFePO4 și permite identificare automată a tensiunii bateriei (12V/24V/36V/48V).

Ecranul LCD cu iluminare de fundal oferă o vizualizare clară a parametrilor de funcționare, precum tensiunea bateriei, curentul de încărcare și descărcare, temperatură de lucru și modul activ. Acesta permite selectarea unuia din cele 7 moduri de lucru, adaptabile în funcție de scenariul de utilizare - de la controlul luminos automat, până la controlul manual sau temporizat.

Controlerul oferă protecție completă împotriva supratensiunii, supracurentului și supraîncălzirii, fiind o soluție fiabilă, include două porturi USB de 5 V pentru încărcarea dispozitivelor mobile direct de la sistemul solar.

Tensiunile de finalizare încărcare și descărcare pot fi setate individual în mod manual.

*bateria se conectează la controller înainte de conectarea panoului fotovoltaic<

Ordine de conectare: 1. Baterie încărcată; 2. Panou fotovoltaic;

Ordine deconectare: 1. Consumator; 2. Panou fotovoltaic; 3. Baterie

Specificatii

Model: SY6048

Tip: MPPT+PWM

Tensiune baterie: 12V /24V /36V /48V (identificare automată)

Curent de încărcare: 60A

Putere maximă panou PV:

720W (12V)/15-23V

1440W (24V)/30-45V

2160W (36V)/45-69V

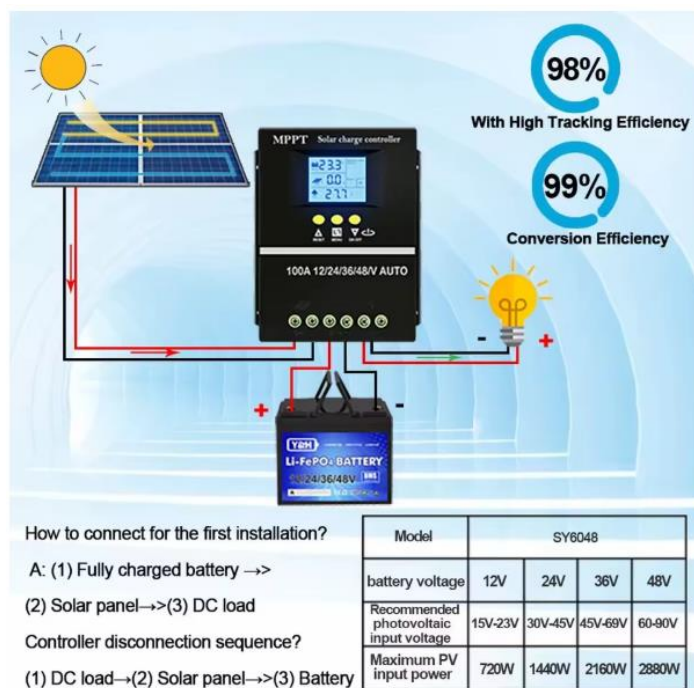
2880W (48V)/60-90V

Moduri de lucru

Nr.	Mod de lucru	Descriere
1	Modul de încărcare permanentă	Controlerul încarcă bateria și nu permite descărcarea, indiferent de condiții
2	Control pe baza de lumină	Descărcarea pornește la 10 minute după apus și se oprește la 10 minute după răsărit
3	Control lumină+temporizare	Descărcarea începe după apus (cu 10 min. întârziere) și se oprește după un timp presetat (max. 23.59)
4	Control universal	Descărcarea este continuă, atâta timp cât nu apar erori sau probleme de sistem
5	Control manual	Utilizatorul controlează manual pornirea/oprirea cu butonul 
6	Control temporizat	Descărcarea este controlată de un program orar, cu pornire/oprire la ore prestabilite
7	Mod test	Similar cu modul 3, dar fără întârziere de 10 min.

Tabel putere

Tensiune baterie	Putere maxima PV	Tensiune VoC recomandata PV
12V	720W	15-23V
24V	1440W	30-45V
36V	2160W	45-69V
48V	2880W	60-90V
Tensiunea VoC este tensiunea in circuit deschis (Voltage Open Circuit). PV este panoul solar		



Exemplu de utilizare in modul 3 (Light) cu baterie de 12V GEL si panou solar pana la 23V (masurat in gol)

Se conecteaza mai intai bateria de 12V la controller (porturile BAT+ si BAT-)

Se conecteaza apoi panoul fotovoltaic la intrarile PV+ si PV-

Se conecteaza consumatorul la portul de descarcare (LOAD+ si LOAD-)

Ecranul LCD se va aprinde automat

Controlerul detecteaza automaot tensiunea de 12V

Se acceseaza meniul de setari:

Se apasa butonul OK pentru a intra in meniu

Se navigheaza folosind sagetile  si 

Se seteaza tipul de baterie (ex. GEL)

Se selecteaza optiunea Battery Type si se alege tipul corect (ex. GEL)

Se alege modul de lucru (Mod 3):

Se cauta optiunea Work Mode si se selecteaza Mode 3 (Light+Time Delay Control)

Se seteaza durata de descarcare (timer):

In meniul Load Time se seteaza timpul dorit, de ex. 05:00 pentru 5 ore

Se salveaza si se revine la ecranul principal:

Se apasa lung OK sau se iese din meniu pentru a salva setarile

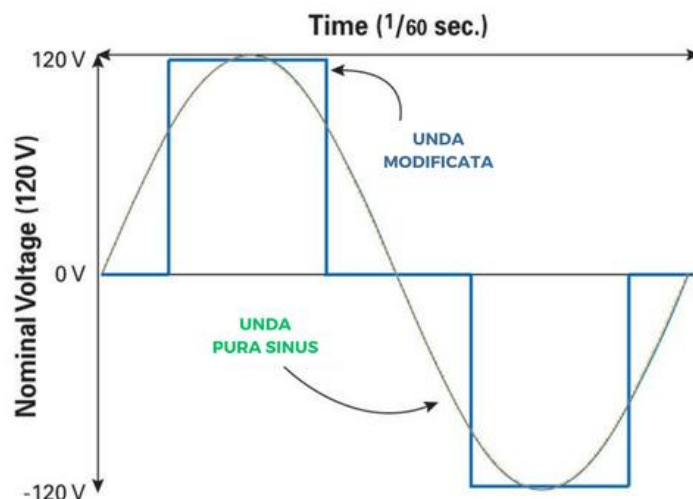
Ca rezultat, controlerul va detecta apusul, dupa 10 min va porni descarcarea si va mentine lumina aprinsa timp de 5 ore; dupa 5 ore descarcarea se opreste automat

Invertorul transformă curentul continuu din acumulator în curent alternativ, care poate fi utilizat de majoritatea aparatelor electrice. Invertorul are o putere de 3000W, suficientă pentru a alimenta consumatori de marime medie.



Invertoarele unda pura sau sinus pur au caracteristici similare cu rețeaua națională și pot alimenta orice tip de echipament, chiar și cele mai sensibile echipamente audio. Invertoarele cu unda modificată sunt mai ieftine dar nu pot alimenta echipamente audio de fidelitate înaltă, echipamente cu motoare, iluminat fluorescent, echipament de precizie sau medicale.

Testat cu orice osciloscop se evidențiază unda sinusoidală pură ca în imaginea de mai jos.



Teste extinse asupra invertorului demonstrează că acesta poate fi folosit cu succes pentru a alimenta o gamă diversificată de echipamente, indiferent dacă acestea includ motoare, componente electronice sau unelte. Printre acestea se numără frigider, lăzi frigorifice, unelte

electrice precum flexuri, bormasini si polizoare, televizoare, pompe de apa si centrale termice, unitati de aer conditionat portabile, masini de gheata, imprimante, mixere, roboti de bucatarie, blendere, masini de spalat rufe si vase, unitati de aer conditionat pentru locuinte, betoniere, motoare de mori de cereale si unitati de aer conditionat pentru apartamente. In plus, inverterul poate alimenta simultan mai multe echipamente, cu conditia ca puterea totala a acestora sa nu depaseasca 1500W.

Caracteristici

- Unda sinusoidala pura si filtru inteligent: Inverterul furnizeaza o unda sinusoidala pura, ceea ce il face potrivit pentru alimentarea cu energie a echipamentelor sensibile.
- Display elegant: Display-ul ofera informatii despre tensiunea de intrare si tensiunea de iesire, ceea ce poate fi util pentru monitorizarea starii inverterului.
- Ventilator inteligent: Inverterul este echipat cu un ventilator inteligent care ajuta la controlul temperaturii. Acest lucru face ca inverterul sa ramana silentios atunci cand temperatura este sub 45 °C, iar ventilatorul se activeaza automat pentru racire atunci cand temperatura depaseste 45 °C.
- Patru ventilatoare de racire: Avand patru ventilatoare de racire, inverterul are o durata de viata mai lunga, deoarece se mentine la o temperatura optima.

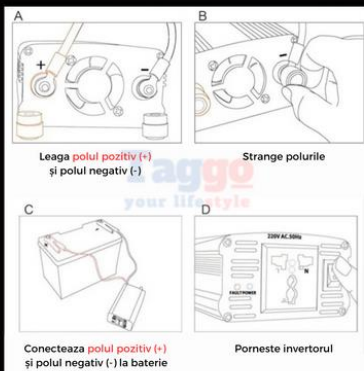
 2 VENTILATOARE ZCUMOT REDUS FUNCTIONARE CONTINUA CONVERSIE SI DURABILITATE MARE CELE MAI EFICIENTE VENTILATOARE DE PE PIATA PENTRU A ASIGURA INTERIORULUI FUNCTIONARE LA TEMPERATURA NORMALA. PENTRU A REDUCE PIERDERILE SI PENTRU A OFERI O PUTERE DE IESIRE STABILA	Inverterul este conceput cu 8 protectii inteligente: <table border="0"> <tr> <td> PROTECTIE LA DECARCARE TOTALA</td> <td> PROTECTIE LA SUPRA CURENTI</td> <td> PROTECTIE LA SCURT CIRCUIT</td> <td> PROTECTIE LA POLARITATE INVERSA</td> </tr> <tr> <td> PROTECTIE LA TEMPERATURI RIDICATE</td> <td> PROTECTIE LA JOASA TENSUNE</td> <td> PROTECTIE LA INALTA TENSUNE</td> <td> PROTECTIE LA SUPRASARCINA</td> </tr> </table>	 PROTECTIE LA DECARCARE TOTALA	 PROTECTIE LA SUPRA CURENTI	 PROTECTIE LA SCURT CIRCUIT	 PROTECTIE LA POLARITATE INVERSA	 PROTECTIE LA TEMPERATURI RIDICATE	 PROTECTIE LA JOASA TENSUNE	 PROTECTIE LA INALTA TENSUNE	 PROTECTIE LA SUPRASARCINA
 PROTECTIE LA DECARCARE TOTALA	 PROTECTIE LA SUPRA CURENTI	 PROTECTIE LA SCURT CIRCUIT	 PROTECTIE LA POLARITATE INVERSA						
 PROTECTIE LA TEMPERATURI RIDICATE	 PROTECTIE LA JOASA TENSUNE	 PROTECTIE LA INALTA TENSUNE	 PROTECTIE LA SUPRASARCINA						

- Consum redus de energie in standby si rata mare de conversie: Inverterul are un consum redus de energie in modul standby, ceea ce poate ajuta la economisirea de energie. De asemenea, are o rata mare de conversie a curentului, ceea ce inseamna ca transforma eficient energia dintr-o sursa in alta.
- Carcasa din aliaj de aluminiu-magneziu: Carcasa din acest material este usoara, durabila si are o buna conductivitate termica. Acest lucru ajuta la mentinerea temperaturii componentelor la niveluri optime si la prelungirea duratei de viata a inverterului.
- Tehnologia de tip cip STM: Aceasta tehnologie adauga fiabilitate inverterului, il face rezistent la socuri si reduce riscul de defectare a punctelor de lipire. De asemenea, minimizeaza interferentele cu bateria si frecventele radio.
- Rata de conversie de 95%: O rata mare de conversie inseamna ca inverterul converteste eficient energia, minimizand pierderile si producand mai putina caldura.
- Semnal de alarma acustic integrat: Inverterul dispune de un semnal de alarma acustic care se activeaza in cazul declansarii protectiei, ceea ce ajuta la detectarea si remedierea problemelor in timp util.

- Terminale tip surub: Terminalele de tip surub pot fi utile pentru conectarea si instalarea usoara a echipamentelor.

Conectarea inverterului la baterie

ATENTIE! Voltajul bateriei trebuie sa fie egal cu voltajul inverterului.



PRINCIPIUL FUNCTIONARII UNUI INVERTOR



CUM SA ALEGI BATERIA POTRIVITA PENTRU TINE?

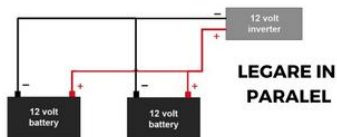
TIMP DE FUNCTIONARE = U (VOLTAJ) x I (CAPACITATE BATERIE) x 0.8 x 0.9 ÷ PUTEREA ELECTRICA

EXEMPLU FOLOSIRII UNUI BULB 100W : 12V x 50AH x 0.8 x 0.9 ÷ 100W = 4.32 ORE

0.8 - coeficientul de descarcare a bateriei
0.9 - eficienta conversiei inverterului

Pentru a adauga mai multa putere puteti sa utilizati **mai mult** de o baterie.

Pentru un flux continuu bateriile ar trebui sa fie cat mai aproape identice posibil din toate punctele de vedere - dimensiune, varsta, utilizare anterioara etc.



Conectarea bateriilor in paralel (pozitiv la pozitiv, negativ la negativ) mentine tensiunea la 12V in timp ce conectarea in serie (pozitiv la negativ) o va dubla aproape la 24V. Aceasta ultima varianta are sens numai daca aveti un inverter de 24V.

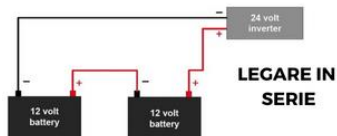
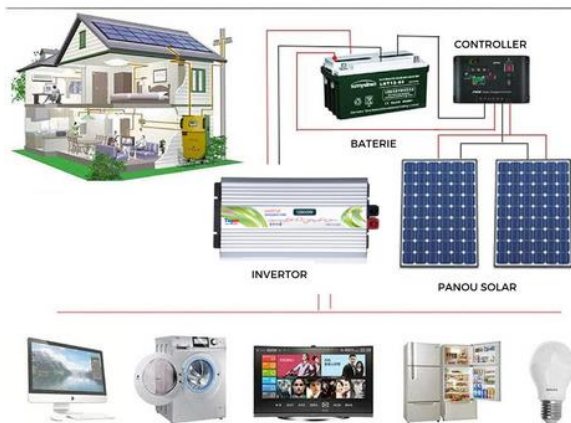


DIAGRAMA SISTEM SOLAR



Specificatii tehnice:

- Putere maxima: 3000W
- Putere continua: 1500W
- Input voltaj: 12 V 10V--16V
- Output voltaj: 110 / 220
- Frecventa 50/60 Hz
- Consum in STAND-BY: 0.4 A/h
- Dimensiuni: 27 x 15 x 8 cm (LxLxh)

- Conversie: 95%
- Intensitatea maxima a curentului suportat la versiunea 12V: 156A
- Intensitatea maxima a curentului suportat la versiunea 24V: 79A

Acumulatorul GEL Deep Cycle 12V

36Ah/57Ah/77Ah/82Ah/93Ah/100Ah/102Ah stochează energia electrică produsă de panourile fotovoltaice si ofera energie invertorului pentru consumatori.

Ciclul de incarcare

- In timpul utilizarii - 14.4V-14.8V (25grade Celsius)
- In Standby (fara consumatori) - 13.5V-13.8V (25grade Celsius)
- Dimensiuni (mm) - L195 x l130 x h159
- Greutate-10.5/15/20/22/24/28/29/32kg

Sistem urmarire pe doua axe-Motor DC Dual Axis Solar Tracker - 340 Pan și 120 Tilt, 60KG Load, Fast Ship from DE



"Motor DC Dual Axis Solar Tracker - 340 Pan și 120 Tilt, 60KG Load, Fast Ship from DE"

Sistemul de urmărire solară cu două axe de curent continuu are un design robust și fiabil al motorului cu angrenaj melcat, proiectat pentru durabilitate și performanță superioare. Acesta dispune de angrenaje metalice din aliaj de aluminiu, placă de oțel de 3 mm pentru fixarea panoului fotovoltaic, care ii confera rezistenta la medii solicitante, asigurând în același timp o funcționare lină. Capacitate mare de încărcare pentru aplicații versatile.

Cu o capacitate de încărcare orizontală de 60 KG (132,3 LB) și o capacitate de încărcare verticală de 25 KG (55,1 LB), acest motor este perfect pentru o varietate de aplicații, de la sisteme de urmărire solară la monitoare robotizate de supraveghere. Motorul asigură o mișcare fiabilă și stabilă, chiar și sub o greutate substanțială. Gamă largă de mișcare: unghi de rotație orizontală de 34° și o rotație verticală de 12°. Această gamă de mișcare permite o monitorizare și o urmărire completă, ideală pentru panouri solare, camere de securitate și alte sisteme automate de monitorizare. Eficient și puternic: Funcționând pe o gamă versatilă de tensiune de la 5V la 24V și echipat cu o putere a motorului de 30W, acest gimbal cu două axe

asigură performanțe eficiente cu o viteză a motorului de 1 RPM, ideal pentru controlul precis al mișcării și poziționării. Instalare compactă și ușoară: Gimbalul este livrat cu o placă de instalare pan-tilt de dimensiunile 40 x 100 mm (1,6 x 3,9 inci) și o bază compactă de 86 mm (3,4 inci), ceea ce îl face ușor de integrat în diverse configurații. Înălțimea totală de 420 mm (16,5 inci) și o lungime a spiralei de 240 mm (9,4 inci) asigură o potrivire bună atât în medii interioare, cât și exterioare.

Act. 1.8: Raport de testare ME uscător solar

Testele ME uscator solar in conditii de laborator s-au efectuat la partenerul de proiect CALORIS GROUP S.R.L. si au vizat urmatoarele aspecte:

1. comportarea subansamblelor destinate generarii si vehicularii agentului de uscare;
2. variatia temperaturii din incinta pentru intervalul de timp in care valoarea temperaturii apei calde din bafer scade de la valoarea de 85 °C (atinsa in zilele calde de vara) la valoarea minima impusa de procesul de uscare de 40 °C.

Pentru regimul diurn, se seteaza temperatura impusa de procesul de uscare din modulul electronic al ventiloconvectorului, care aspira aerul atmosferic prin gaurile placii frontale a captatorului solar, il antreneaza printre ramele asezare produs dispuse in sistem labirint si il evacueaza, dupa extragerea continua a umiditatii, prin gura de evacuare practicata in capacul incintei.

Testele au evidenciat faptul ca ventilatorul din componenta ventiloconvectorului asigura absorbtia aerului proaspat (proba cu flacara), dar fara utilizarea unui exhaustor suplimentar, amplasat in partea superioara a incintei, regimul de curgere al agentului de uscare in sistem labirint este foarte lent, din cauza pierdeilor de sarcina.

Temperatura agentului de uscare vehiculat in incinta a fost realizata cu un echipament de generare aer cald, montat in fata placii frontale a captatorului solar.

Pentru faza Prototip se impune realizarea unui modul electronic care sa permita setarea temperaturii din incinta de uscare in intervalul 40-75 °C, deoarece constructia actuala permite ca valoare maxima setata valoarea de 31 °C, la atingerea careia ventilatorul se opreste.

In regim de functionare nocturna, agentul de uscare este produs de schimbatorul de caldura apa-aer din componenta ventiloconvectorului.

Circuitul hidraulic, testat din punct de vedere functional, cuprinde baferul cu apa calda (rezervor de 200 l), pompa de recirculare si radiatorul ventiloconvectorului, legate intre ele cu furtun siliconic transparent. Sistemul electronic al pompei permite setarea valorii minime a apei calde vehiculate (40 °C), la atingerea careia pompa se opreste.

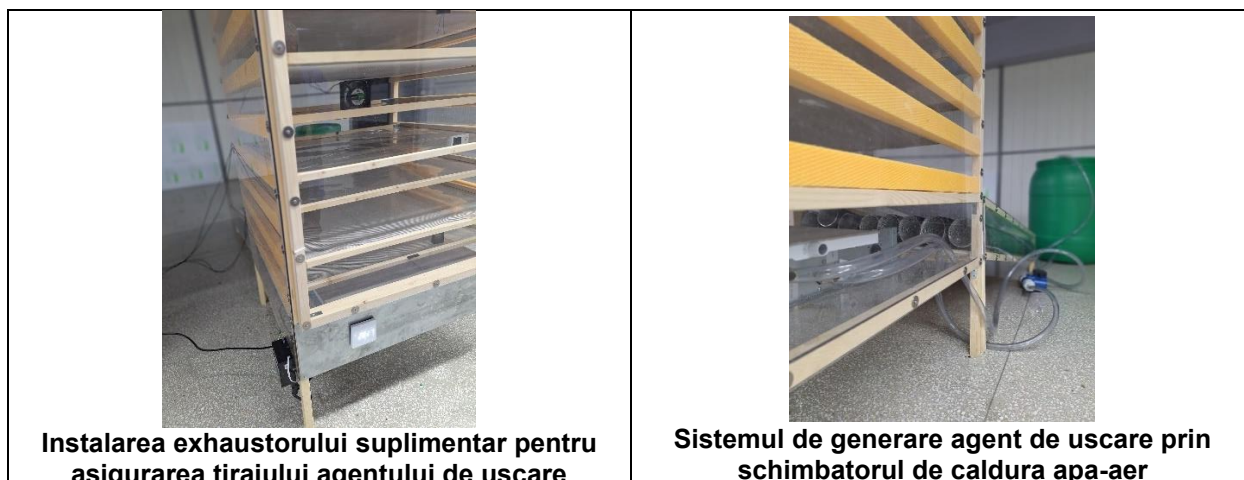
La faza Prototip se vor remedia deficientele functionale mentionate, se va proceda la reproiectarea si realizarea unui nou modul electronic pentru ventiloconvector, se vor definitiva achizitiile mentionate in Documentatia de executie ME si vor fi implementate tehnologiile de deshidratare pentru speciile vegetale reprezentative.



Valoarea temperaturii setate pe afisorul blocului electronic al ventiloconvectorului



Testul cu flacara pentru evidentierea absorbtiei aerului atmosferic da catre ventilator



Act. 1.9: 2 comunicări științifice; 2 articole indexate BDI; 1 participare la târg național/internațional; website actualizat al proiectului

Articole BDI

ISSN 1453 – 7303

“HIDRAULICA” (No. 1/2025)
Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics

Performance Analysis of a Solar Fruit Dryer under Controlled Conditions

Ioan PAVEL¹, PhD eng. Gabriela MATACHE¹, PhD eng. Gheorghe ȘOVĂIALĂ¹, Ana-Maria POPESCU¹

¹ National Institute of Research & Development for Optoelectronics/INOE 2000, Subsidiary Hydraulics and Pneumatics Research Institute/IHP, Romania

* fluidas@fluidas.ro

Abstract: Solar energy is one of the most accessible and environmentally friendly sources of renewable energy, widely used in the drying of agricultural products. Compared to conventional methods, solar drying offers significant advantages such as improved energy efficiency, low operating costs, minimal environmental impact, and better preservation of the nutritional quality of food products.

This paper analyzes the performance of a mixed-type solar dryer, consisting of an air collector and a drying chamber, used for the dehydration of fruits (apple, pear, and banana) under controlled theoretical conditions. A detailed calculation was carried out to determine the volumetric airflow required to dry 1 kg of fresh fruit, based on real moisture content data and standardized drying conditions. For instance, drying 1 kg of apple (initial moisture 85%, final moisture 15%) at 50°C required approximately 32.1 m³/h of dry air, under ideal operating conditions.

The results indicate that commonly cited values in the literature – estimating the need for 250 W and 62 m³/h of air to dry 1 kg of fruit – can be significantly optimized through proper system design and precise control of operational parameters. The study highlights the drying behavior differences between fruits and provides a basis for the efficient sizing of solar dryers, especially for small-scale producers and farmers seeking sustainable and low-cost food preservation solutions.

Keywords: Solar drying, renewable energy, fruit dehydration, agricultural sustainability, controlled drying process

1. Introduction

The continuous growth of the global population and accelerated urbanization have led to an increasing demand for fresh food, particularly fruits and vegetables. However, the lack of adequate storage and preservation facilities often results in significant post-harvest losses, reducing the availability of food products and contributing to price increases. Preserving these products is essential for extending shelf life, maintaining nutritional value, and reducing food waste. Among various preservation technologies, drying stands out for its simplicity and efficiency, being one of the oldest food processing methods used for millennia [1].

Agro-food products can be dried using several methods, but one of the most sustainable solutions is **solar drying**, which relies on a renewable, eco-friendly, and abundant energy source. The conversion of solar energy into heat is a direct and efficient application in this context, allowing for the reduction of moisture content in fruits and vegetables and consequently lowering their mass, which facilitates packaging, storage, and transport [2]. Removing water from the product inhibits microbiological and chemical processes that lead to food spoilage, thereby extending its shelf life [3].

Although traditional sun drying continues to be widely used, it presents significant limitations: high heat losses, exposure to contaminants, dependency on weather conditions, and lack of control over the drying process. These drawbacks have led to the development of **modern solar dryers**, in which drying takes place in a closed and controlled environment, with regulated temperature and moisture, using solar energy either directly or indirectly. These systems are commonly classified as direct, indirect, mixed, or hybrid dryers, and can operate in passive mode (natural convection) or active mode (forced convection).

It is also important to note that traditional sun drying suffers from substantial thermal energy losses, since only a fraction of the incident solar radiation is effectively used in the drying process. Direct exposure also increases the risk of product degradation due to extreme weather conditions or contamination by foreign particles. Therefore, drying under controlled conditions is necessary for improved product quality. The evolution of sun drying has led to the development of **solar drying systems**, in which products are dried in enclosed environments, maintaining high internal temperatures [4]. In this context, solar dryers offer practical solutions to the challenges of open sun drying. They use solar energy as the primary heat source for drying, while also increasing thermal efficiency compared to traditional sun drying methods.

These solar-powered drying systems have been developed in various designs, and a significant portion of fossil fuel consumption can be reduced through their use [5]. All of these solar dryer configurations rely on the same fundamental mechanism—**evaporation of water molecules from within the product**. The method of heat transfer to the product depends on the system design and can occur through convection or radiation [6].

According to the literature, general estimates suggest that drying 1 kg of fruit with approximately 80% moisture content requires around **250 W of thermal energy** and an **airflow rate of about 62 m³/h**. However, the simulations conducted in this study, using a simplified solar dryer model composed of a solar collector and a drying chamber, indicate optimized values. For example, drying 1 kg of apples, with an initial moisture content of 85% and a final value of 15%, at a constant temperature of 50°C and air relative moisture of 30%, required only **32.1 m³/h of dry air** and resulted in **0.7 kg of water removed**. This approach demonstrates that, through careful design and rigorous control of operating parameters, the efficiency of the drying process can be significantly improved compared to general theoretical estimates.

Therefore, the present study aims to analyze the drying behavior of fruits such as apples, pears, and bananas, in the context of using a solar dryer under controlled parameters. It also seeks to highlight the differences in drying time and air requirements based on the internal structure and initial moisture content of each fruit. The results obtained may contribute to the optimization of

solar dryer design, particularly for small-scale producers or farmers, offering a sustainable, cost-effective, and efficient alternative for agricultural product preservation.

2. Classification and operating principles of solar dryers

Numerous researchers have developed and evaluated various types of solar dryers with the aim of improving operational efficiency and thermal performance. Solar dryers can be classified according to several criteria, such as the movement of heated air, structural configuration, airflow direction, exposure to solar radiation, or the inclusion of energy storage systems [7].

Based on their operating principles, the most common types of solar dryers include:

- direct solar dryers,
- indirect solar dryers,
- mixed-mode dryers (combining direct and indirect heat input),
- dryers with thermal energy storage,
- passive solar dryers (with natural convection) and active ones (with forced convection) [7].

In **direct-type solar dryers**, the product is exposed directly to solar radiation and is covered by a transparent cover that allows the passage of solar energy while protecting the product from weather conditions and contaminants [8]. These systems are structurally simple but limited in terms of temperature control and drying uniformity.

Indirect solar dryers use a solar air collector to heat the air, which is then directed into the drying chamber. In this setup, the product is not exposed to direct sunlight, and heat transfer occurs primarily through convection between the hot air and the product surface. This results in higher thermal efficiency and better product quality [9].

Mixed-mode systems combine the advantages of both direct and indirect types by using both direct solar radiation and heated air. This type of dryer offers superior thermal efficiency due to the combined heat transfer mechanisms—radiation and convection [6,7].

Air circulation within solar dryers can be achieved either:

- **naturally**, via thermal buoyancy (in **passive systems**, also known as greenhouse-type dryers) [10],
- or **mechanically**, using fans or blowers (in **active systems**) [11].

A major challenge associated with solar drying is the **variability of solar radiation**. Cloudy or rainy weather and night-time conditions significantly reduce system performance, increasing the risk of poor product quality or spoilage [12].

To mitigate this issue, **thermal energy storage solutions** are integrated into solar dryers to maintain adequate drying temperatures even in the absence of direct sunlight. Materials such as stone, sand, cast steel, iron, bricks, and salt have been explored for storing excess solar heat, which can then be released during periods of low radiation [13].

More recently, **phase change materials (PCMs)** have been used as latent heat storage units. These materials have been successfully integrated into both direct and indirect solar dryers, providing significant benefits such as reduced drying times, consistent temperature maintenance, and enhanced thermal efficiency, even during unfavorable weather or night-time operation [14-17].

Therefore, the incorporation of **thermal energy storage systems** in solar dryers significantly increases their thermal efficiency and shortens the drying time, improving overall system reliability.

In summary, solar dryers can be classified based on the following criteria:

- method of air movement (natural or forced),
- solar exposure (direct, indirect, or mixed),
- airflow direction,
- internal configuration of the drying system,
- type of solar energy contribution (with or without energy storage).

From a functional perspective, solar drying systems are divided into two major categories:

- **passive solar dryers** (operating without external energy input),
- **active solar dryers** (using external energy sources to assist airflow).

These categories can be combined with the three main heat transfer modes—**direct, indirect, and mixed**—resulting in a wide range of adaptable configurations, suitable for various user needs and local climate conditions.

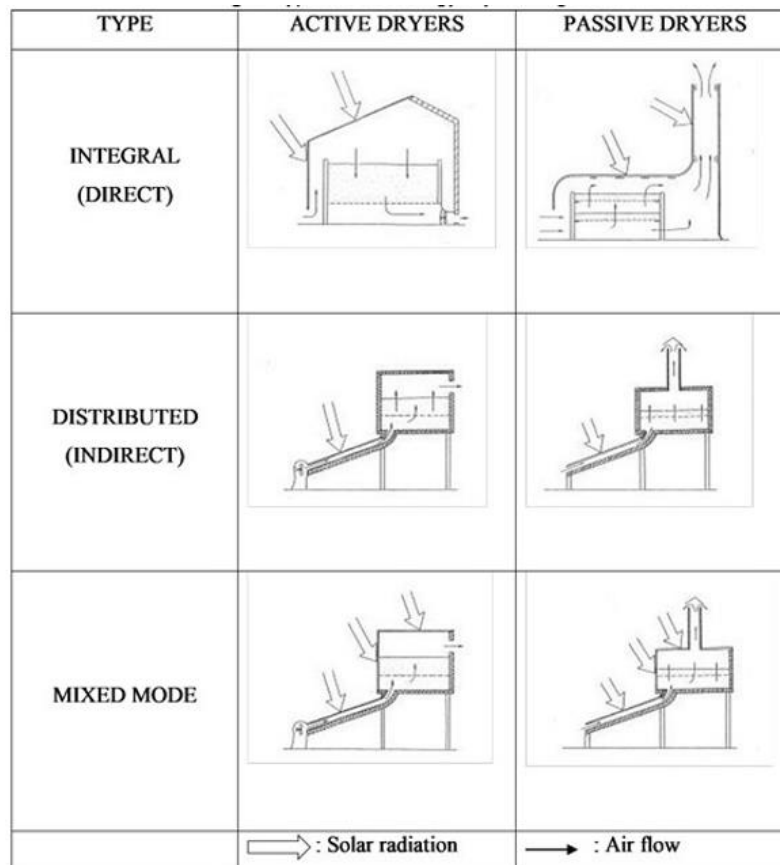


Fig. 1. Classification of solar-powered dryers

Active dryers use external means, such as fans or blowers, to move the heated air from the solar collector to the drying chamber. In contrast, passive dryers rely solely on the natural movement of heated air. Passive dryers are best suited for drying small batches of fruits and vegetables.

Applications of the solar dryer:

- Drying of agricultural crops.
- Food processing industries for dehydrating fruits and vegetables.
- Drying of fish and meat.
- Dairy industry for powdered milk production.
- Treatment of wood and lumber.
- Textile industries for drying fabrics, etc.

3. Methodology

3.1 Construction principles

The double-chamber solar dryer consists of a solar collector, which can also be referred to as an air heater, and a drying chamber that may, for example, contain three layers of trays on which the fruits are placed for drying. The trays in the drying chamber can be loaded with fruits estimated to weigh an average of 50 g per piece, with dimensions of 6 mm in length/width and 5 mm in thickness.

To measure the temperature inside the dryer, a digital thermometer can be used, and moisture loss is determined by weight loss, which is measured using an electronic scale.

For a double-chamber solar dryer, the basic principles are the greenhouse effect and natural convection (draft). The dryer should be placed outdoors with the collector oriented toward the sun. The collector is rigidly fixed to the dryer at an angle of 17.5° from the horizontal so that the beam of solar rays is approximately perpendicular to it.

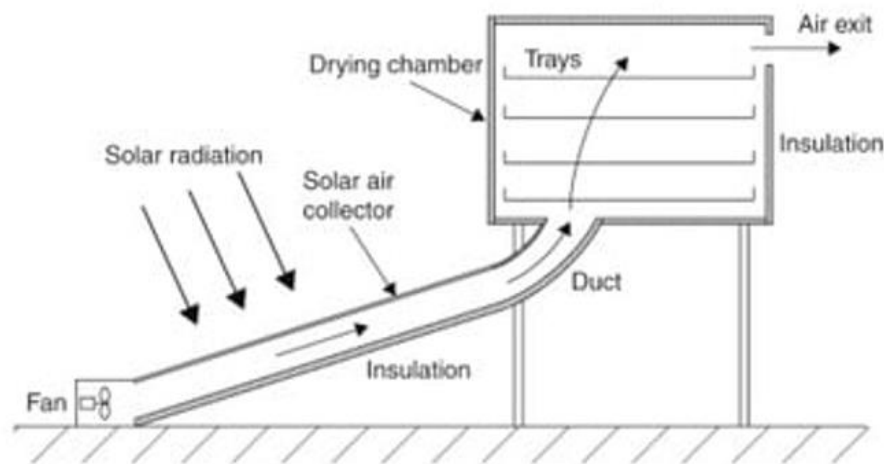


Fig. 2. Two-compartment dryer

3.2 Design principles

For the analysis of solar drying performance in the case of fruits, a simplified theoretical model was proposed, based on a solar dryer consisting of two compartments: a solar air collector and a drying chamber. The objective of the study was to estimate the volumetric airflow rate required to dry 1 kg of fresh product under ideal conditions, without significant thermal energy losses. The fruits analyzed in this study were: apple, pear, and banana.

3.2.1 Initial Data and Calculation Assumptions

A simplified example for calculating the volumetric airflow rate required to dry one kilogram of apples in a two-compartment solar dryer (solar collector + drying chamber) assumes the following data:

- Dried fruit: apple
- Quantity: 1 kg fresh apple
- Initial moisture content (w_1): ~85%
- Final moisture content (w_2): ~15%
- Relative moisture of inlet air: 30%
- Drying air temperature: 50°C
- Air density at 50°C : $\sim 1.09 \text{ kg/m}^3$

For each fruit, the following experimental data were used:

- Apple: initial moisture 85%, final moisture 15%
- Pear: initial moisture 86%, final moisture 15%
- Banana: initial moisture 75%, final moisture 15%

It is assumed that the dry air enters the drying chamber (at 50°C) with a moisture content of approximately 0.015 kg water/kg dry air, and at the outlet, the moisture content is ~0.035 kg water/kg dry air. The system efficiency is considered ideal (no heat loss), and the reference duration for complete drying is 1 hour.

3.2.2 Calculation of the amount of water to be removed

The amount of water that needs to be removed is determined by the difference between the initial and final moisture contents, relative to the total mass of the fruit. The formula used is:

$$m_{apa} = m_{fruct} \cdot \frac{w_1 - w_2}{100}$$

Where:

m_{fruct} = 1 kg

w_1 = initial moisture content (%)

w_2 = final moisture content (%)

Example for apple:

$$m_{apa} = 1 \cdot \frac{85 - 15}{100} = 0.7 \text{ kg apa}$$

3.2.3. Determination of the required dry air mass

Each kg of dry air can take in a quantity of water determined by the difference between the moisture content at the outlet and at the inlet:

$$\Delta x = x_{iesire} - x_{intrare} = 0.035 - 0.015 = 0.02 \frac{\text{kg apa}}{\text{kg aer uscat}}$$

Therefore, the air mass required for complete drying is:

$$m_{aer} = \frac{0.7}{0.02} = 35 \text{ kg aer uscat}$$

3.2.4. Volumetric airflow calculation

With the air density at the drying temperature (~1.09 kg/m³), the required volumetric airflow is determined by relating the air mass to the density:

$$V = \frac{m_{aer}}{\rho_{aer}} \frac{35}{1.09} \cong 32.1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

If this volume is needed for one hour of drying (the duration differs, but we use as an example):

Volumetric air flow = 32.1 m³/h for drying 1 kg of apple in one hour. Observations:

- If you have several layers in the drying room, the air must have sufficient speed and flow rate to penetrate the lower layers as well.
- Depending on the actual drying time, the flow rate adjusts. For example, if drying takes 4 hours, you need a flow rate of:

$$\frac{32.1}{4} = 8.025 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

- These steps can be integrated into a solar dryer sizing, including solar collector sizing (depending on the energy required to heat the air).

3.2.5. Observations on the comparative behaviour of fruits

The differences in internal composition and cell structure between the 3 types of fruits significantly influence the drying time and the efficiency of moisture transfer. We chose for example: apple, pear and banana and we represented a graphic model (fig. 3) that shows how the moisture decreases over time for apples, pears and bananas during drying in a solar dryer.

- ◆ The apple starts with a higher moisture (~85%) and reaches 15% in about 10 hours.
- ◆ The pear has a slightly slower pace, and
- ◆ The banana starts from lower moisture and dries faster.

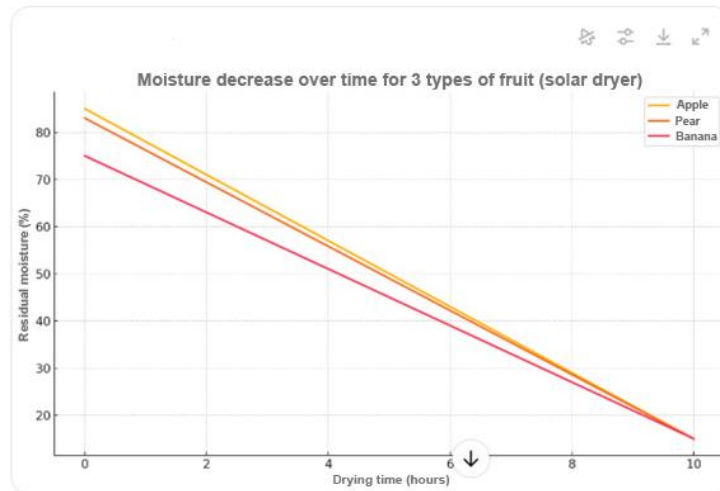
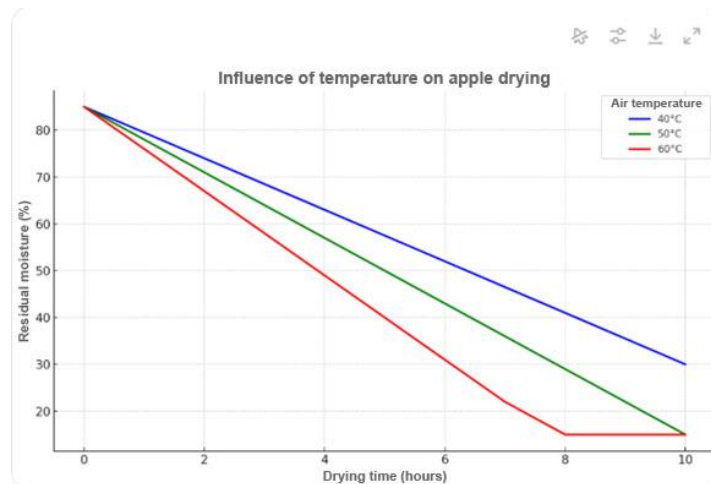


Fig. 3. Moisture decrease

We can extend the model and see how the drying air temperature influences the rate of moisture decrease for the 3 fruits, figure 4. Drying at three different temperatures is simulated: 400 C (slower); 500 C (medium, optimal for many fruits); 600 C (faster, but with a risk of caramelization of sugars).



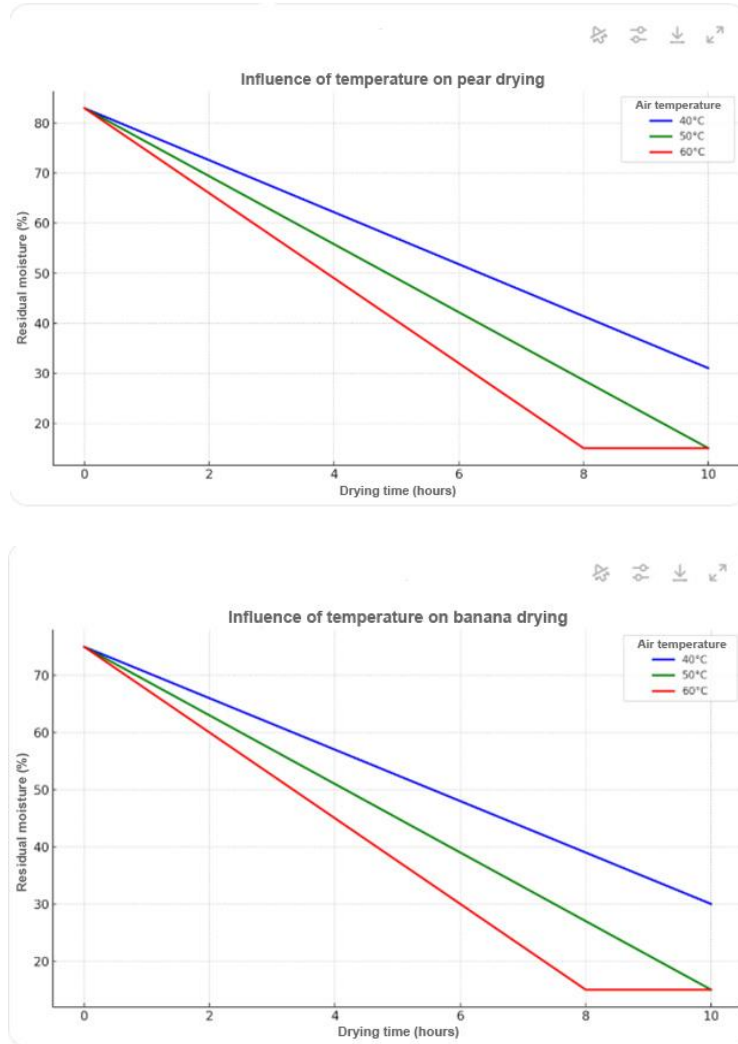


Fig. 4. Influence of temperature on fruit drying

As can be seen, the air temperature influences the drying process of the fruits, so that at 400 C - drying is slower after 10 hours, the moisture has not yet reached 15%; at 500 C – drying is efficient, the target moisture of ~ 15% is reached in about 10 hours; at 600 C – drying is faster, reaching the desired moisture even after 7-8 h, but with the risk of affecting the quality (oxidation, caramelization).

What we can say is that higher temperatures accelerate drying, but a balance must be found between drying speed and preserving fruit quality. Observing this, we must also analyze the influence of air velocity on the drying process.

We will consider a constant temperature—specifically 50°C—since it is regarded as optimal for fruit drying. We will focus only on apples and vary the drying air velocity, starting with 0.5 m/s, 1 m/s, and 1.5 m/s.

From the following graph, Figure 5, we can observe how increasing air velocity influences moisture transfer, accelerating the drying process. However, it should be noted that excessively high air velocities can lead to changes in flavor or texture (especially in soft fruits).

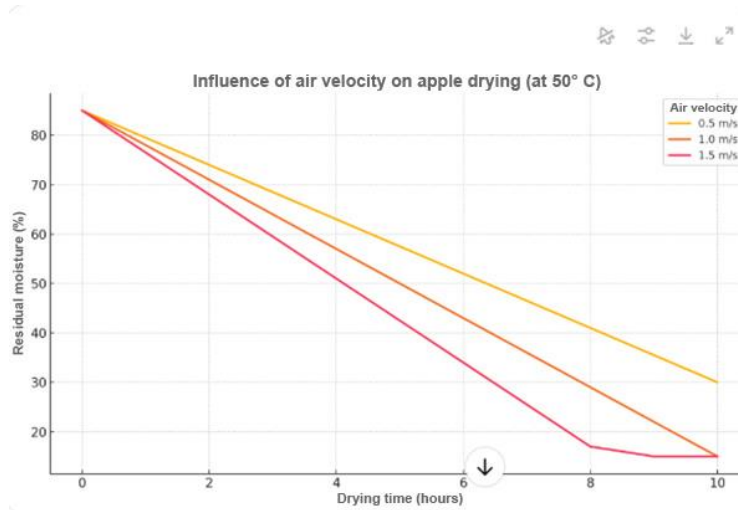


Fig. 5. The influence of air velocity on drying

3.2.6 Calculation of the thermal energy and the average power required for drying a kilogram of fruit (apple, pear, banana)

Let us make some common assumptions:

a. Drying time:

For apple: 10 hours

For pear: 10 hours

For banana: 8 hours

b. Moisture to be removed [18,19]:

For apple: 0.7 kg of water (from 85% to 15%)

For pear: 0.68 kg of water (from 83% to 15%)

For banana: 0.6 kg of water (from 75% to 15%)

c. Latent heat of vaporization: $LV = 2300 \text{ kJ/kg}$

d. Efficiency of the solar dryer: $\eta = 50\%$ [20]

Based on these common assumptions, we calculate the required energy ($Q = \frac{m_{apa} \cdot L_v}{\eta}$) [21]

$$\text{For apple } Q = \frac{0.7 \cdot 2300}{0.5} = 3220 \text{ kJ} \approx 0.894 \text{ kWh}$$

$$\text{For pear } Q = \frac{0.68 \cdot 2300}{0.5} = 3128 \text{ kJ} \approx 0.869 \text{ kWh}$$

$$\text{For banana } Q = \frac{0.6 \cdot 2300}{0.5} = 2760 \text{ kJ} \approx 0.767 \text{ kWh}$$

After this calculation of the energy we can estimate the average power that is given by the energy divided by the duration of drying, thus we obtain:

$$\text{For apple (10h): } P = \frac{0.894}{10} = 0.0894 \text{ kW} = 89.4 \text{ W}$$

$$\text{For pear (10h): } P = \frac{0.869}{10} = 0.0869 \text{ kW} = 86.9 \text{ W}$$

$$\text{For banana (8 h): } P = \frac{0.767}{8} = 0.0959 \text{ kW} = 95.9 \text{ W}$$

As a summary of the estimate we have:

Fruits	Water removed (kg)	Energy (kWh)	Time (h)	Medium power (W)
Apple	0.7	0.894	10	89.4
Pear	0.68	0.869	10	86.9
Banana	0.6	0.767	8	95.9

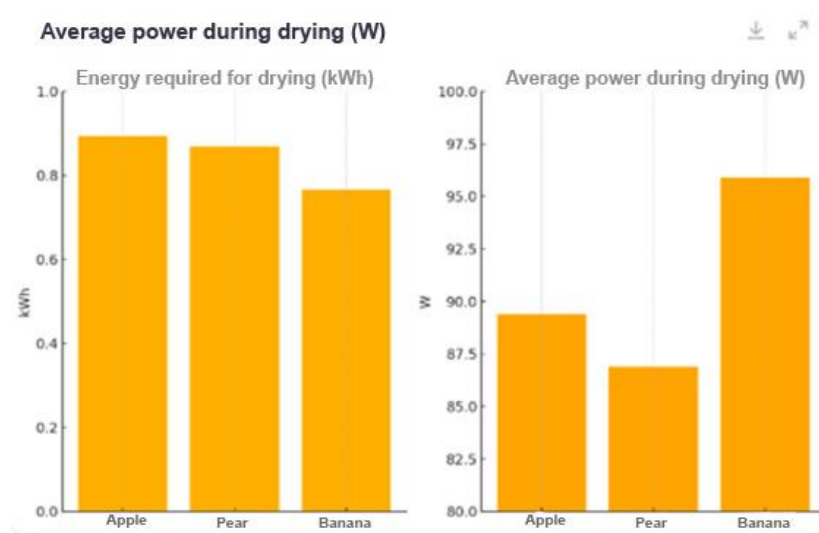


Fig. 6. Average power during drying

An interesting conclusion that results from these calculations and graphs is that bananas, although they require less total energy, having a shorter drying time, need a higher average power during drying

4. Conclusions

The use of solar drying for fruits, vegetables, and other crops holds considerable potential, not only from the perspective of energy savings but also in terms of maintaining product quality. Two main categories of solar dryers can be distinguished: passive dryers (with natural circulation) and those with forced convection. These are further divided into four functional subtypes – direct, indirect, mixed, and hybrid dryers – differentiated by the method of solar energy capture and use, as well as by the architecture of the drying system.

A general estimate from the literature suggests that drying one kilogram of fruit with a moisture content of approximately 80% would require around 250 W of thermal energy and an airflow rate of about 62 m³/h. However, experimental data obtained using a simplified model of a two-compartment solar dryer (collector + drying chamber) shows that these values can be significantly optimized. In an idealized yet realistic scenario, drying 1 kg of apples with an initial moisture content of 85% and a final moisture content of 15%, at a constant temperature of 50°C and an inlet air relative moisture of 30%, required an airflow rate of only ~32.1 m³/h and the removal of 0.7 kg of water. The calculation assumed a hygrometric content of air ranging from 0.015 at the inlet to 0.035 kg water/kg dry air at the outlet. The air density used in the simulation was 1.09 kg/m³, specific to the drying temperature.

These results demonstrate that, in an efficiently designed and well-insulated system, both the energy and airflow requirements can be significantly reduced, contributing to the sustainability of the process. Moreover, the drying behavior of fruits varies depending on their internal structure and water content. In the experiments conducted, it was observed that apples (with a high water content) required approximately 10 hours to reach the desired final moisture level, while bananas, with a lower initial moisture content (~75%), dried more quickly. Pears showed a slower drying rate, indicating higher diffusional resistance in the final stages of the process.

The performance of solar dryers can be significantly improved by reducing heat losses, optimizing air circulation, and precisely controlling operating parameters (temperature, moisture, and airflow). Integrating thermal storage systems and using real-time meteorological data would allow

the dryer to dynamically adapt to local climatic conditions. Thus, farmers or small-scale producers can achieve a more efficient, predictable, and regionally adapted drying process, while also reducing conventional energy consumption.

Acknowledgments

This work was supported by a grant of the Ministry of Research, Innovation and Digitization, CCCDI - UEFISCDI, project number PN-IV-P7-7.1-PTE-2024-0039, within PNCDI IV.

Reference

- [1] Ahmad, Maqbool, J.C. Hauser, C. Heijnen, and M.A. Chaudry. "Solar drying of fruits and vegetables." *Pakistan Journal of Agriculture Research* 17, no. 3 (2002): 237-244.
- [2] Silveira, Semida. "The Solar Economy: Renewable Energy for a Sustainable Global Future: Hermann Scheer, Earthscan Publications Ltd., UK, 2002, 367 pp., £17.99, ISBN I-85383-8357." Book review. *Climate Policy* 3, no. 4 (December 2003): 467-469.
- [3] Fortunatus, R., R. Marealle, N. Nenguwo, and T. Stoilova. *Solar Dryers. Principles and Basics*. World Vegetable Center. Shanhua, Taiwan. Publication 17-827, 2017.
- [4] Rajkumar, P., S. Kulanthaisami, G.S.V. Raghavan, Y. Gariépy, and V. Orsat. "Drying kinetics of tomato slices in vacuum assisted solar and open sun drying methods." *Drying Technology* 25, no. 7-8 (2007): 1349-1357. 10.1080/07373930701438931.
- [5] El Hage, H., A. Herez, M. Ramadan, H. Bazzi, and M. Khaled. "An investigation on solar drying: A review with economic and environmental assessment." *Energy* 157 (August 2018): 815-829. 10.1016/j.energy.2018.05.197.
- [6] Chavan, U., V. Vitankar, A. Mujumdar, and N. Thorat. "Natural convection and direct type (NCDT) solar dryers: a review." *Drying Technology* 39, no. 13 (2021): 1969-1990. 10.1080/07373937.2020.1753065.
- [7] Mohana, Y., R. Mohanapriya, T. Anukiruthika, K.S. Yoha, J.A. Moses, and C. Anandharamakrishnan. "Solar dryers for food applications: Concepts, designs and recent advances." *Solar Energy* 208 (September 2020): 321-344. 10.1016/j.solener.2020.07.098.
- [8] Ameri, B., S. Hanini, A. Benhamou, and D. Chibane. "Comparative approach to the performance of direct and indirect solar drying of sludge from sewage plants, experimental and theoretical evaluation." *Solar Energy* 159 (January 2018): 722-732. 10.1016/j.solener.2017.11.032.
- [9] Moses, J.A., D.S. Jayas, and K. Alagusundaram. "Resistance to Airflow through Bulk Grains, Oilseeds and Other Agricultural Products – A Review." *Journal of Agricultural Engineering (India)* 50, no. 4 (2013): 1-13. 10.52151/jae2013504.1526.
- [10] El Khadraoui, A., I. Hamdi, S. Kooli, and A. Guizani. "Drying of red pepper slices in a greenhouse solar dryer and under open sun: Experimental and mathematical investigations." *Innovative Food Science & Emerging Technologies* 52 (March 2019): 262-270. 10.1016/j.ifset.2019.01.001.
- [11] Chaouch, W.B., A. Khellaf, A. Mediani, M.E.A. Slimani, A. Loumani, and A. Hamid. Experimental investigation of an active direct and indirect solar dryer with sensible heat storage for camel meat drying in Saharan environment." *Solar Energy* 174 (November 2018): 328-341. 10.1016/j.solener.2018.09.037.
- [12] Sarsavadia, P.N. "Development of a solar-assisted dryer and evaluation of energy requirement for the drying of onion." *Renewable Energy* 32, no. 15 (2007): 2529-2547. 10.1016/j.renene.2006.12.019.
- [13] Koçak, B., A.I. Fernandez, and H. Paksoy. "Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects." *Solar Energy* 209 (October 2020): 135-169. 10.1016/j.solener.2020.08.081.
- [14] Jain, D., and P. Tewari. "Performance of indirect through pass natural convective solar crop dryer with phase change thermal energy storage." *Renewable Energy* 80 (August 2015): 244-250. 10.1016/j.renene.2015.02.012.
- [15] Pankaew, P., O. Aumporn, S. Janjai, S. Pattarapanitchai, M. Sangsan, and B.K. Bala. "Performance of a large-scale greenhouse solar dryer integrated with phase change material thermal storage system for drying of chili." *International Journal of Green Energy* 17, no. 11 (2020): 632-643. 10.1080/15435075.2020.1779074.

- [16] Singh, D., and P. Mall. "Experimental investigation of thermal performance of indirect mode solar dryer with phase change material for banana slices." *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* 46, no. 1 (2020): 15268-15285. 10.1080/15567036.2020.1810825.
- [17] Swami, V.M., A.T. Autee, A. T R. "Experimental analysis of solar fish dryer using phase change material." *Journal of Energy Storage* 20 (December 2018): 310-315. 10.1016/j.est.2018.09.016.
- [18] Ratti, C. "Hot air and freeze-drying of high-value foods: a review." *Journal of Food Engineering* 49, no. 4 (2001): 311-319. 10.1016/S0260-8774(00)00228-4.
- [19] Esper, A., and W. Mühlbauer. "Solar drying – an effective means of food preservation." *Renewable Energy* 15, no. 1–4 (1998): 95–100.
- [20] Ekechukwu, O. V., and B. Norton. "Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology." *Energy Conversion and Management* 40, no. 6 (April 1999): 615-655.
- [21] Heldman, D.R., and D.B. Lund (eds.). *Handbook of Food Engineering*. 2nd edition. Boca Raton, CRC Press, 2006.

ISSN 1453 – 7303

"HIDRAULICA" (No. 3/2025)

Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics

Solar Drying in Controlled Environments: Sustainable Solution for Preserving Vegetable Products

Dipl. Eng. **Alina - Iolanda POPESCU^{1,*}**, PhD. Eng. **Gheorghe ȘOVĂIALĂ¹**,
PhD. Eng. **Gabriela MATACHE¹**

¹ National Institute of Research & Development for Optoelectronics/INOE 2000, Subsidiary Hydraulics and Pneumatics Research Institute/IHP, Romania

* alina.ihp@fluidas.ro

Abstract: The paper analyzes the drying process of vegetable products using solar systems, as an efficient and sustainable solution for reducing food losses. The fundamental differences between natural drying and dehydration are presented, as well as the technological classification of solar dryers (direct, indirect, mixed), depending on the operating mode (passive vs. active). The heat transfer principles involved (convection, radiation) are highlighted and the contribution of the constructive elements to optimizing energy efficiency is detailed. The application part includes a calculation breviary for sizing a convective dryer with a solar air collector, highlighting the correlation between the useful thermal power, the collector surface area, the operating mode and the water evaporation requirements. The results emphasize the potential of these systems in small and medium-scale agri-food and industrial applications.

Keywords: Solar dryers, calculation breviary, dryer types

1. Introduction

Food waste is one of the most pressing challenges of our time. According to the Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO), approximately one third of global food production is lost along the chain from harvest to consumption, which is equivalent to approximately 930 million tons annually. Among the major causes are inadequate infrastructure for storing and preserving food, especially fruits and vegetables, which leads to product degradation, reduced supply and, implicitly, increased prices.

To counteract these effects, food preservation becomes essential, aiming to extend shelf life and maintain nutritional and organoleptic qualities. Among the traditional preservation methods, drying stands out as one of the oldest and most widely used techniques. It usually involves exposing food products to direct sunlight, thus reducing their humidity and, implicitly, their weight. By

removing water – a key factor in the initiation of biological and chemical reactions that lead to food spoilage – drying allows for long-term storage and easy transport of products [1,3].

In recent decades, solar energy has become an increasingly viable option in the context of fossil fuel depletion and environmental pollution concerns. Being a renewable, free and abundant source, solar energy is frequently used in thermal processes, including food drying [2]. However, conventional solar drying has a number of disadvantages: significant heat loss, risk of contamination with impurities, exposure to weather and pest attacks.

To overcome these limitations, solar drying systems have been developed in controlled environments, which allow for the maintenance of optimal and constant temperatures. These modern solar dryers use dedicated equipment to capture and convert solar radiation into heat, thus improving the efficiency of the process compared to direct solar drying [4]. The essential difference between conventional solar drying and solar dryers lies in the control of the drying environment and the use of solar energy harvesting technology. The applicability of solar dryers has expanded beyond the agricultural field, finding applications in industries such as food (seafood), pharmaceuticals, paper, ceramics, and biomass processing [5].

2. Considerations regarding the drying process of vegetable products

Drying of vegetables and fruits is the technological process by which the natural water content is reduced to a level that prevents the activity of microorganisms, without destroying the tissues or depreciating the food value of the products.

The set of phenomena that occur during drying leads to the concentration of dry matter, the reduction of the volume of raw materials used, the increase in food value per unit weight and more or less profound physicochemical changes in the state of membranes and cellular components, which are externalized by the limits of the rehydration capacity.

Dehydration is the process by which fruits and vegetables lose a certain amount of water, as a result of which a conducive physicochemical state to maintaining their nutritional value and qualitative attributes is achieved: taste, smell, aroma.

Drying differs from dehydration by the lack of regulation of temperature, relative humidity and air movement, for which purpose the expression natural drying is also used, unlike dehydration, which is artificial drying.

In the first case, by simple exposure to air and ambient temperature, the moisture is removed from the products through the evaporation process. In the second case, to continue the dehydration process, an additional heat input is used, the water removal being done through the vaporization process.

Evaporation occurs by the passage of water in a vapor state in an environment in which, in addition to water vapor, there is also air and other gases, and vaporization by the passage of water in a vapor state, in an environment in which there is only water vapor.

The fruit and vegetable drying installation in which the air movement is done by itself, based on the thermal difference between the atmosphere in the drying chamber and the external atmosphere is known in the specialized literature as an *evaporator*.

The rate of dehydration depends on the relative humidity of the air in the installation; the lower it is, the shorter the drying time. If the temperature of the air in the drying installation increases, the relative humidity of the air decreases, so it will be able to take on new amounts of water vapor. On the contrary, if the air temperature decreases, it will become saturated with water vapor, and if it decreases even more, the water vapor in the air will condense. This is the *dew point* or dew temperature.

Therefore, during the drying process, the air in the installation must be in continuous circulation and be heated, in order to increase its capacity to take on new amounts of water vapor. In drying installations, water evaporation occurs both based on the temperature difference between that of the product being dried and that of the heated air, and especially through the difference between the vapor pressure inside the tissues and that of the vapor contained in the air in the installation. Evaporation is also influenced by the surface tension (force) of the water vapor in the product. Evaporation occurs until an equilibrium is reached between the vapor pressures of the two media, in other words until the warm air in the installation has been saturated with water vapor.

3. Theoretical foundations of solar drying

Regardless of the constructive configuration, all types of solar dryers operate on the same fundamental principle: the removal of water from food by evaporation, a process determined by the transfer of heat to the product. This transfer can be achieved by convection, radiation or a combination of the two, depending on the technical solution adopted [6].

Over time, numerous researchers have developed and tested various configurations of solar dryers, evaluating them from the point of view of energy efficiency and the quality of the products obtained. Their classification can be done according to several factors: the direction and mechanism of hot air circulation, the type of heat transfer or the way in which solar radiation is captured and used [7].

3.1 Types of solar dryers

There are 3 types of solar dryers:

• Direct-type dryers (Fig. 1)

In this variant, the products are directly exposed to solar radiation inside a chamber covered with a transparent cover, which allows the radiation to pass through, but provides protection against external factors (precipitation, dust, pests) [8].

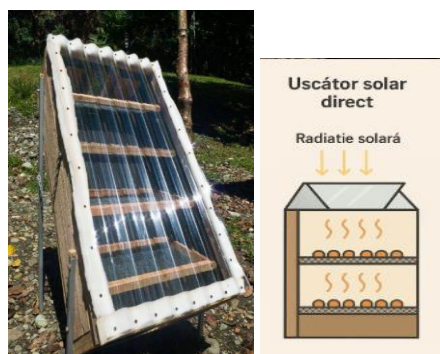


Fig. 1. Direct-type dryers

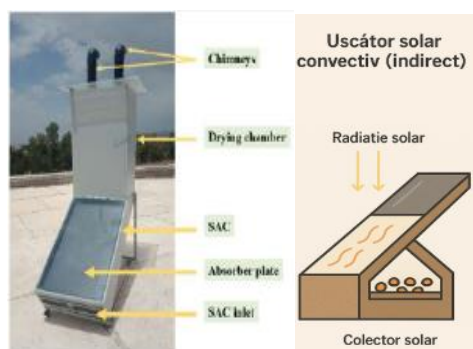


Fig. 2. Indirect-type dryers

• Indirect-type dryers (Fig. 2)

In this case, the air is heated in a solar collector and then directed to the drying chamber, where the heat is transferred to the product by convection. This method offers better control over the process and higher thermal efficiency [8].

• Mixed dryers (Fig. 3)

These systems combine the advantages of the direct and indirect types: the products are simultaneously exposed to direct solar radiation and preheated air. Heat transfer occurs both by

convection and radiation, which accelerates the drying process and improves the uniformity of the results [9,10].

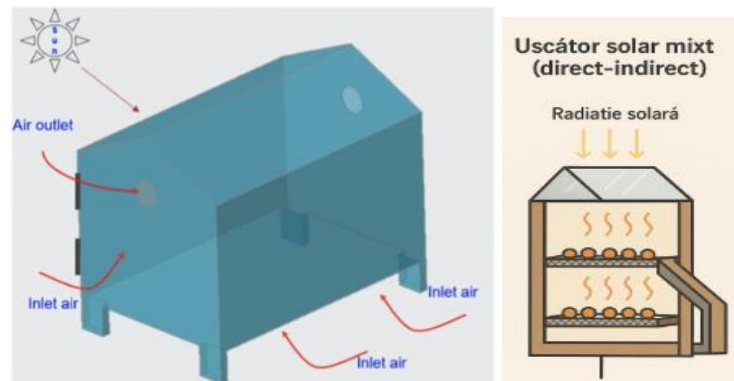


Fig. 3. Mixed dryers

3.2 Operating mode: passive vs. active

• Passive systems

These are direct-type dryers. In these dryers, air circulates naturally through the thermal effect of buoyancy or pressure differences. They usually consist of a drying chamber with transparent covers and openings for ventilation. Solar radiation penetrates the chamber, heating the opaque walls and generating a greenhouse effect that facilitates product drying. Passive dryers are simple, economical and suitable for small volumes of fruit, vegetables or cereals. However, their efficiency varies between 20–40%, depending on climatic conditions and system geometry [11]. The limitations related to the low air circulation speed can lead to product overheating and quality loss. For this reason, passive dryers are rarely used for intensive loads or sensitive products [12].

• Active systems

These can be indirect or mixed-type dryers. In these installations, air circulation is achieved by force, using fans or blowers, allowing for more precise control over the process. They are recommended for products with high humidity (e.g. tomatoes, kiwi, papaya), offering reduced drying times and minimal quality losses. The integration of external heat sources or preheating systems contributes to uniform and efficient drying, even in adverse weather conditions [12].

Studies show that the use of active systems, in combination with thermal energy storage components, can increase the efficiency of the process by up to 28%. For example, in arid conditions, drying meat with direct and indirect active systems has demonstrated efficiencies of 7–10% and 15–18%, respectively.

3.3 Hybrid solar drying systems

Hybrid systems integrate solar drying with *other energy sources or auxiliary technologies* to increase efficiency and process continuity. They may include *thermal energy storage systems* (TES), *solar electrical components* (SES), or *phase change materials* (PCM), which allow drying to be extended outside of direct sunlight hours [13].

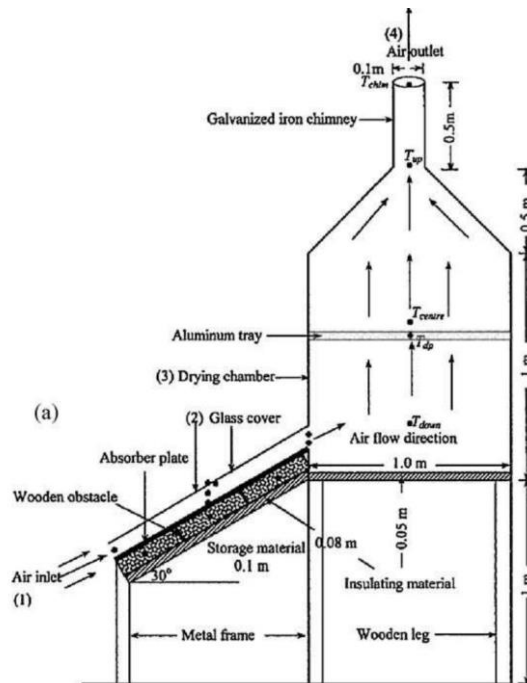


Fig. 4. The operating principle of a dryer using solar energy [14]

A relevant example is the hybrid solar-LPG dryer, built in Mexico, which achieved a 75% moisture reduction of nopal and achieved a solar fraction of 80%. The system combines direct and indirect heating sources, along with a backup system, and has demonstrated an economic payback period between 28 and 68 months [14] - fig.4.

3.4 Optimizing dryer performance

To improve the efficiency of the drying process, *numerous technical innovations can be applied*:

- the use of collectors with an extended surface and high roughness for increased turbulence and more efficient heat transfer;
- fans driven by photovoltaic panels, to reduce operating costs;
- air collectors with multiple passes (double/triple), to intensify the air flow;
- thermal energy storage systems, for continuous drying outside the sun's intervals.

All these improvements contribute to increasing yield, reducing process time and maintaining the quality of food products, especially in rural or medium- and large-scale agricultural applications.

4. Calculation breviary (sizing) for a solar-heated convective dryer with air collector

4.1. Theoretical framework and basic equation

For a solar-heated convective dryer with air collector, *the instantaneous useful thermal power* is classically expressed by the relationship:

$$P_u = G[W/m^2] \times A[m^2] \times \eta_c,$$

where the parameters of instantaneous useful thermal power (Table 1) are:

Table1: The parameters of instantaneous useful thermal power

Symbol	Significance	Typical values from literature
--------	--------------	--------------------------------

G	solar irradiation on the collector surface	600 – 800 W m ⁻² as a daily average; can reach ≈ 1000 W m ⁻² at noon on clear days [15,16]
A	useful collector area	established at design
η _c	instantaneous collector efficiency	0.30 – 0.75 (30 – 75 %) as a function of geometry and air flow [15,17]

4.2. Available thermal power range

Combining the limits in the tables, the instantaneous useful thermal power can be evaluated:

- **Minimally realistic:** $G=600 \text{ W m}^{-2}$; $\eta_c=0,30 \Rightarrow P_u \approx 180 \text{ W m}^{-2}$
- **Reported maximum:** $G=1000 \text{ W m}^{-2}$; $\eta_c=0,75 \Rightarrow P_u \approx 750 \text{ W m}^{-2}$

This results in a practical range of 0.18 – 0.75 kW for each m² of collector.

4.3 Numerical example (instantly)

Common assumptions in fruit/vegetable dryer design work:

- sunny day, $G=800 \text{ W m}^{-2}$
- glazed flat collector, $\eta_c=0.60$ (typical forced yield)
- collector surface $A=2.0 \text{ m}^2$

$P_u = G \cdot A \cdot \eta_c = 800 \cdot 2.0 \cdot 0.60 \approx 960 \text{ W}$ (0.96 kW), so, almost 1 kW of useful heat is instantly available for heating the drying air.

4.4. Daily useful energy and water evaporation capacity

$$E_{\text{useful}} = P_u [\text{kW}] \cdot t [\text{operating hours/day}] = 0.96 \cdot 8 = 7.68 \text{ kWh} (\approx 27.648 \text{ MJ})$$

$$1 \text{ kWh} = 3.6 \text{ MJ}; 1 \text{ MJ} = 0.277778 \text{ kWh}$$

In relation to the drying requirements of vegetable products, the specialized literature mentions the *thermal energy required to evaporate one kg of water in solar/hybrid convective dryers*, depending on the product and configuration [18] at 12.6 – 38 MJ.

Therefore, with 27.648 MJ available, the following amounts of water can be removed from the product daily:

- to superior efficiency (12.6 MJ kg⁻¹) → ≈ 2.194 kg
- to medium efficiency (25 MJ kg⁻¹) → ≈ 1.105 kg.

This calculation confirms that **the sizing of the collector surface** (Table 2) must be correlated with:

1. the amount of water to be removed per batch,
2. the desired drying time,
3. the overall efficiency (collector + chamber + air flow).

Table 2: The sizing of the collector surface

Steps	Algorithm	Observations
1.	The following are determined: product mass and humidity that must be eliminated	Determine the amount of water to be removed [kg]

2.	The E_{specific} value (MJ kg^{-1}) is chosen from the bibliography for a similar product/construction.	Lower values for forced mix-mode dryers, higher for passive ones
3.	Calculate the total energy required E_{tot} .	$E_{\text{tot}} = m_{\text{water}} \times E_{\text{specific}}$
4	The daily operating duration (h) is chosen and the average power required P_{med} is determined.	$P_{\text{med}} = E_{\text{tot}}/t$
5.	The equation $P_u = GA\eta_c$ is used, with the average value of G from the respective location.	The area A is dimensioned.

The process parameters and equations used to estimate the performance of the solar dryer are given below.

m_i = mass of the sample before drying;

m_f = mass of the sample after drying.

Humidity content of the sample:

$$m_w = m_i - m_f \text{ (kg)} \quad (1)$$

Amount of heat required to evaporate the humidity:

$$Q = m_w \times h_{fg} \text{ (kJ)} \quad (2)$$

where h_{fg} = is the latent heat of water vaporization (kJ/kg).

$$\text{Average drying rate} = \frac{m_w}{m_i \times t_{\text{total of drying}}} \text{ (kg / kgh)} \quad (3)$$

The energy efficiency of the greenhouse solar dryer is estimated by:

$$\eta_{\text{energ}} = \frac{Q_d}{Q_c} \quad (4)$$

where the heat used for drying (dissipated heat), Q_d is:

$$Q_d = \frac{Q}{t_{\text{total of drying}}} = \frac{Q}{8 \times 3600} \quad (5)$$

and the heat received by the collector, Q_c is:

$$Q_c = (\alpha \times I \times A_c) - h \times A_c \times (T_1 - T_5) \quad (6)$$

To determine the convection heat transfer coefficient, h ($\text{W/m}^2\text{K}$),

$$T_e = T_1 - 0.25 (T_1 - T_5) \quad (7)$$

For the air drying agent, the *parameters leading to the calculation of the convection heat transfer coefficient h* are the thermal conductivity of the acrylic collector k (W/mK), the Nusselt number N_u and the vertically length L .

$$h = \frac{N_u \cdot k}{L} \quad (8)$$

$$Nu = 0.56 (Gr \times Pr \times \cos\theta)^{0.25} \quad (9)$$

where G_r is Grashof number, Pr is Prandl number, $\theta = 23^\circ$.

$$Gr = \frac{g \beta L^3}{\gamma^2} \Delta T, \text{ where}$$

$$\beta = \frac{1}{T_5 + 273} \quad (10)$$

γ (m^2 / s) is the kinematic viscosity and g (m/s^2) is the gravitational acceleration.

Average drying rate, $V_{m\ us}$:

$$V_{m\ us} = \frac{m_w}{m_i \cdot t_{us}} \quad (11)$$

where t_{us} is total drying time.

The nomenclature of quantities in the equations above:

T_1 = Temperature of the glass exterior ($^\circ C$)

T_2 = Temperature of the glass interior ($^\circ C$)

T_3 = Temperature of the drying enclosure ($^\circ C$)

T_4 = Temperature of the output air ($^\circ C$)

T_5 = Ambient (atmospheric) temperature ($^\circ C$)

T_e = Exterior (outlet from the drying chamber) temperature ($^\circ C$)

H_1 = Relative humidity of the exterior surface (%)

H_2 = Relative humidity of the interior surface (%)

H_3 = Relative humidity of air in the drying enclosure (%)

H_4 = Relative humidity of air at the output (%)

α = Acrylic collector absorption = 0.26

I = Average intensity of solar radiation per day (W/m^2)

A_c = Surface of the collecting plate = 0,1375 m^2

g = Gravitational acceleration (m/s^2)

h = Thermic transfer coefficient by convection (W/m^2K)

Nu = Nusselt number

Gr = Grashof number

Pr = Prandtl number

k = Thermal conductivity of acrylic collector (W/mK)

γ = Cinematic viscosity (m^2 / s)

L = Vertically length on which the heat transfer occurs by free convection (m)

5. Useful conclusions from the specialized literature

Based on what is presented in the article, it can be observed that food waste is a major problem globally, and one of its main causes is the lack of effective preservation solutions, especially for perishable products such as fruits and vegetables.

Food drying is a traditional, efficient and accessible method of preservation, which contributes to extending the shelf life of products, reducing their volume and facilitating transport.

The use of **solar energy** in the drying process offers a sustainable alternative, with reduced impact on the environment, in the context of the depletion of conventional resources and increasing energy costs.

Solar dryers in controlled environments – whether direct, indirect, mixed, passive or active – allow the optimization of the dehydration process by maintaining stable thermal conditions and reducing the risks of contamination.

Also, from the specialized literature it is observed that:

- Glazed flat-plate collectors with fins can exceed $\eta_c \approx 0.70$, especially at high forced air flows [15].
- In tropical/semi-arid climates, a design heat flux of $400\text{--}500 \text{ W m}^{-2}$ is usually used, offering a reasonable compromise between surface area and cost.
- Reduction of specific energy (MJ kg^{-1}) is achieved by partial air recirculation and latent heat storage (PCM). Recent examples have dropped to $\approx 12 \text{ MJ kg}^{-1}$ [18].

The literature places the instantaneous solar thermal power between 0.18 and 0.75 kW per m^2 of collector; choosing average values ($\approx 0.4\text{--}0.5 \text{ kW m}^{-2}$) realistic estimates can be made for most small convective dryers. The final sizing must always be linked to the specific drying energy of the product and the overall efficiency of the system.

Active and hybrid systems, which use auxiliary components such as fans, multiple air collectors or thermal energy storage, significantly improve the drying efficiency and allow the technology to be used even in adverse weather conditions.

Modeling the drying process and **correctly sizing the installations** based on physical and energy parameters ensures operating efficiency and constant results, being essential in the design of high-performance solar dryers.

Expanding the use of these technologies in rural areas or in industries with limited access to conventional energy can significantly contribute to reducing post-harvest losses and increasing food security.

Acknowledgments

This work was supported by a grant of the Ministry of Research, Innovation and Digitization, CCCDI - UEFISCDI, project number PN-IV-P7-7.1-PTE-2024-0039, within PNCDI IV.

References

- [1] Ahmad, M., J.C. Hauser, C. Heijnen, and M.A. Chaudry. "Solar drying of fruits and vegetables." *Pakistan Journal of Agricultural Research* 17, no. 3 (2002): 237–244.
- [2] Scheer, Hermann. *The Solar Economy: Renewable Energy for a Sustainable Global Future*, vol. 3. Earthscan Publications Ltd., 2002.
- [3] Fortunatus, R., R. Marealle, N. Nenguwo, and T. Stoilova. *Solar Dryers. Principles and basics*. World Vegetable Center, 2017.
- [4] Rajkumar, P., S. Kulanthaisami, G.S.V. Raghavan, Y. Gariépy, and V. Orsat. "Drying Kinetics of Tomato Slices in Vacuum Assisted Solar and Open Sun Drying Methods." *Drying Technology* 25, no. 7-8 (2007): 1349-1357.
- [5] Wafa, B.C., M. Ahmed, M.E.A. Slimani, L. Akil, A. Hamid, and A. Khellaf. "Experimental investigation of an active direct and indirect solar dryer with sensible heat storage for camel meat drying in Saharan environment." *Solar Energy* 174 (April 2018): 328-341.
- [6] Chavan, A., V. Vitankar, A. Mujumdar, and B. Thorat. "Natural convection and direct type (NCDT) solar dryers: a review." *Drying Technology* 39, no. 13 (2021): 1969-1990.
- [7] Mohana, Y., R. Mohanapriya, T. Anukiruthika, K.S. Yoha, J.A. Moses, and C. Anandharamakrishnan. "Solar dryers for food applications: Concepts, designs, and recent advances." *Solar Energy* 208 (September 2020): 321-344.
- [8] Ameri, B., S. Hanini, A. Benhamou, and D. Chibane. "Comparative approach to the performance of direct and indirect solar drying of sludge from sewage plants, experimental and theoretical evaluation." *Solar Energy* 159 (January 2018): 722-732.
- [9] Shalaby, S.M., M.A. Bek, and A.A. El-Sebaili. "Solar dryers with PCM as energy storage medium: a review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 33 (May 2014): 110-116.
- [10] Dhalsamant, K., P.P. Tripathy, and S.L. Shrivastava. "Heat transfer analysis during mixed-mode solar drying of potato cylinders incorporating shrinkage: Numerical simulation and experimental validation." *Food and Bioproducts Processing* 109 (May 2018): 107-121.

- [11] Udomkun, P., S. Romuli, S. Schock, B. Mahayothee, M. Sartas, T. Wossen, E. Njukwe, B. Vanlauwe, and J. Müller. "Review of solar dryers for agricultural products in Asia and Africa: An innovation landscape approach." *Journal of Environmental Management* 268 (August 2020): 110730.
- [12] Chauhan, P.S., A. Kumar, C. Nuntadusit, and J. Banout. "Thermal modeling and drying kinetics of bitter gourd flakes drying in modified greenhouse dryer." *Renewable Energy* 118 (April 2018): 799-813.
- [13] Mishra, L., A. Sinha, and R. Gupta. "Recent Developments in Latent Heat Energy Storage Systems Using Phase Change Materials (PCMs)—A Review." Paper presented at The 1st International Conference on Green Buildings and Sustainable Engineering GBSE 2018, Kochi, India, January 24-25, 2018.
- [14] Fudholi, A., K. Sopian, M.H. Ruslan, M.A. Alghoul, and M.Y. Sulaiman. "Review of solar dryers for agricultural and marine products." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 14, no. 1 (January 2010): 1-30.
- [15] Gulcimen, F., H. Karakaya, and A. Durmus. "Drying of sweet basil with solar air collectors." *Renewable Energy* 93 (August 2016): 77-86.
- [16] Lingayat, A.B., V.P. Chandramohan, V.R.K. Raju, and V. Meda. "A review on indirect type solar dryers for agricultural crops – Dryer setup, its performance, energy storage and important highlights." *Applied Energy* 258 (January 2020): 114005.
- [17] Prakash, O., V. Laguri, A. Pandey, A. Kumar, and A. Kumar. "Review on various modelling techniques for the solar dryers." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 62 (September 2016): 396-417.
- [18] Alinia, A.M., and M. Sheikholeslami. "Development of a new solar system integrating photovoltaic and thermoelectric modules with paraffin-based nanomaterials." *Scientific Reports* 15 (2025): 1336.

ISSN 1454 - 8003

Proceedings of 2025 International Conference on Hydraulics and Pneumatics - HERVEX
November 19-21, Băile Govora, Romania

OPTIMIZATION OF A SOLAR AGRICULTURAL PRODUCT DRYER FOR NIGHTTIME OPERATION

Alexandru-Polifron CHIRIȚĂ^{1,*}, Gheorghe ȘOVĂIALĂ¹, Ioan PAVEL¹, Radu-Iulian RĂDOI¹,
Alin-Nicolae HARABAGIU²

¹ National Institute of Research & Development for Optoelectronics – Subsidiary Hydraulics and Pneumatics Research Institute (INOE 2000 – IHP), * chirita.ihp@fluidas.ro

² National Institute of Research & Development for Machines and Installations Designed to Agriculture and Food Industry – INMA

Abstract: This paper details a numerical analysis of the thermal module with water-air heat exchanger for a continuous ultra-efficient, fully autonomous, net-zero emission agricultural dryer system. The research addresses the critical challenge of maintaining operational continuity during nighttime periods when direct solar radiation is unavailable, ensuring uninterrupted drying processes essential for agricultural product preservation. The study contributes to the global transition toward sustainable food processing technologies by developing a solar dryer capable of functioning independently of variable meteorological conditions, thereby supporting the European Green Deal objectives and renewable energy directive frameworks.

Keywords: Numerical simulation, optimization, heat exchanger, solar dryer

1. Introduction

The 21st-century paradigm is fundamentally characterized by the acceleration of climate change and the imperative necessity of a global energy transition. In this context, the development of renewable energy conversion and storage technologies constitutes a fundamental pillar of sustainability strategies [1]. The IPCC Special Report on Global Warming of 1.5°C highlights the critical need to reduce CO₂ emissions by 45% by 2030 compared to 2010 levels, aiming for climate neutrality by 2050 [2]. Within this complex and multidimensional framework, the agri-food sector faces unprecedented challenges, requiring innovative solutions that reconcile food security with decarbonization objectives. This strategic initiative aligns with the European Green Deal and Directive (EU) 2018/2001, which establishes a normative framework for increasing the share of renewables in the European Union's energy mix [3, 4].

Dehydration constitutes an essential thermal process in food processing, with significant implications for nutritional quality, shelf life, and the economic value of final products. According to the Food and Agriculture Organization (FAO), approximately 30-40% of agricultural products deteriorate before reaching consumers; implementing efficient dehydration technologies can substantially reduce these losses [5]. However, traditional drying processes are energy-intensive and carry a significant carbon footprint. Conventional dryers, predominantly powered by fossil fuels, emit an average of 2.5–3.0kg of CO₂ for every kilogram of water evaporated [6]. While solar drying offers a cleaner alternative, literature indicates that the global efficiency of such systems is often limited by intermittent radiation, although advanced thermal modules can improve performance by up to 35% [7].

The project "Ultra-efficient, totally autonomous, net-zero emissions continuous dryer" (UCES) provides a concrete response to these limitations by proposing a holistic integration of solar thermal and photovoltaic technologies. The fundamental innovation of the UCES system lies in its capacity to ensure continuous operation, independent of variable weather conditions, through a hybrid energy collection and storage architecture. The critical component of this architecture is the water-to-air heat exchanger module, which facilitates the efficient transfer of thermal energy stored in accumulation systems to the processed air within the drying chamber [8]. This module is the key element in overcoming the primary disadvantage of traditional solar systems: operational discontinuity during periods of insufficient solar radiation.

Recent studies emphasize the importance of maintaining process parameters within strict limits to ensure product quality; specifically, a minimum temperature of 50°C and relative humidity below 10% are critical values for preventing microorganism growth and undesirable enzymatic reactions [9]. Consequently, the research presented in this report focuses on optimizing the performance of heat exchangers under specific operating conditions, with a special emphasis on nocturnal regimes. By utilizing advanced numerical simulation methods, this study offers a profound understanding of heat transfer and fluid dynamic phenomena [10]. This approach allows for the design of a system that maximizes the energy density extracted from thermal storage while minimizing losses.

The socio-economic context of this research is particularly relevant for Romania and other member states with economies in transition. The Romanian agricultural sector, which contributes approximately 4.3% to the GDP and employs over 25% of the active population, faces major challenges regarding the modernization of processing capabilities [11]. The implementation of technologies developed within the UCES project can significantly contribute to increasing the competitiveness of local producers and reducing dependence on imported fuels. Therefore, this research is not merely an academic exercise in thermodynamic optimization but a substantial contribution to the energy transition of the agri-food sector [12]. The numerical simulation results presented provide the scientific foundations necessary for designing an industrial prototype capable of autonomous 24-hour operation, ensuring maximum energy efficiency and net-zero emissions throughout its life cycle.

2. Material and Method

Numerical simulation was implemented using Simcenter Amesim software, a specialized multidomain simulation platform capable of analyzing complex thermal and hydraulic processes. The simulation model presented in Fig. 1 contain a 200L solar collector reservoir with defined thermal capacity and convective heat loss coefficients to ambient conditions.

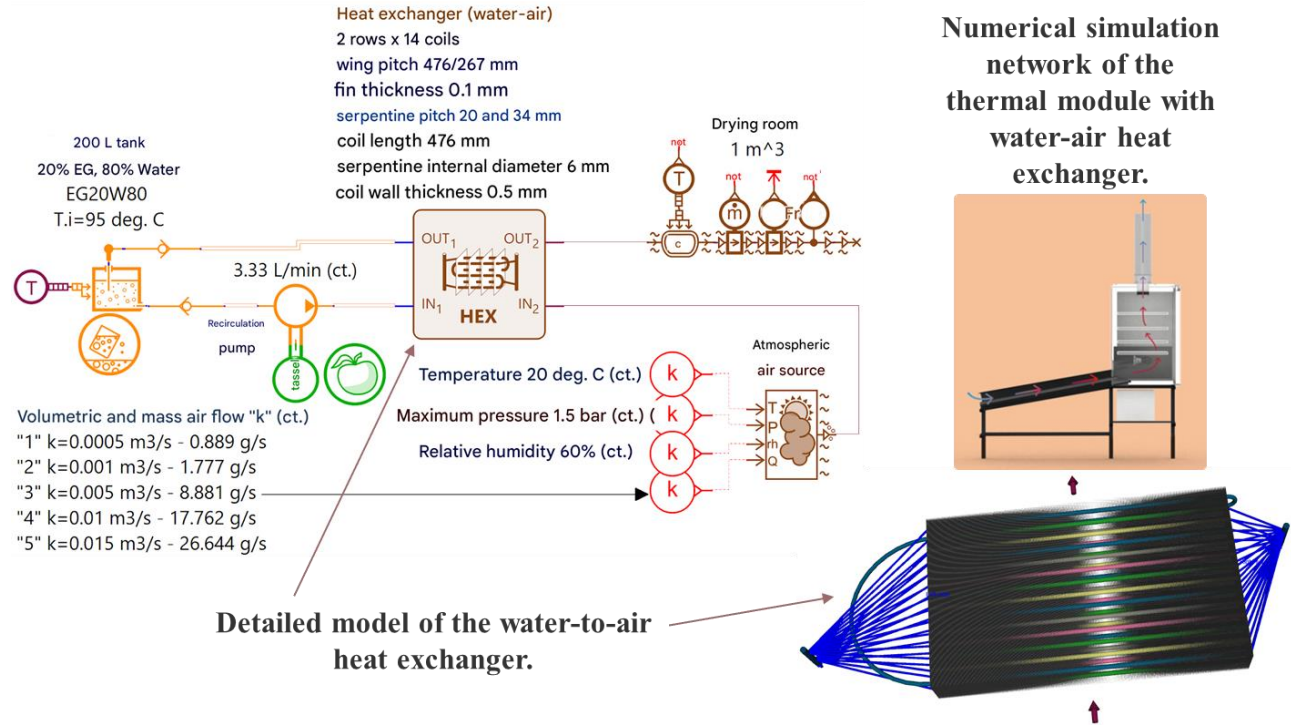


Fig. 1. Simulation network and physical model

The heat transfer fluid consisted of ethylene glycol 20% and water 80% mixture with a total volume of 204L and initial temperature of 95°C. The hydraulic network was dimensioned using DN25 pipes, with detailed modeling of linear head losses and pump energy consumption. The water-air heat exchanger was represented by a detailed 3D model featuring 28 serpentine tubes arranged in 2 rows with 6 mm internal diameter and 0.5 mm wall thickness. The atmospheric air source was modeled with constant mass flow rates ranging from 0.0005 to 0.015 m³/s, at 20°C with 60% relative humidity. The drying chamber was represented as a controlled 1m³ volume where complex thermodynamic processes including evaporation, condensation, and humidity dynamics were simulated.

The parametric simulation was structured as a systematic experimental protocol consisting of 5 simulation runs, with the volumetric air flow rate serving as the independent variable. The boundary conditions were established to simulate nighttime operational conditions, where the sole thermal energy source was the heat stored in the solar collector reservoir. The initial conditions were defined with the heat transfer fluid at 95°C, the drying chamber environment at 20°C ambient temperature, and 60% initial relative humidity. The performance evaluation was based on 5 critical optimization criteria: the heat exchanger efficiency must exceed 90%; the final temperature within the drying chamber must reach or exceed 50°C; the relative humidity must be maintained at or below 10%; the air flow rate must be sufficiently low to prevent displacement of agricultural products within the chamber; and the continuous operation duration must cover the entire 10 hour nighttime period. This comprehensive evaluation framework ensured the identification of optimal

operating parameters that simultaneously satisfy technical, product quality, and operational requirements.

3. Results and Discussion

The temperature of the heat transfer fluid within the reservoir and the temperature within the drying chamber (presented in Fig. 2.) demonstrate a complex relationship with the air flow rate.

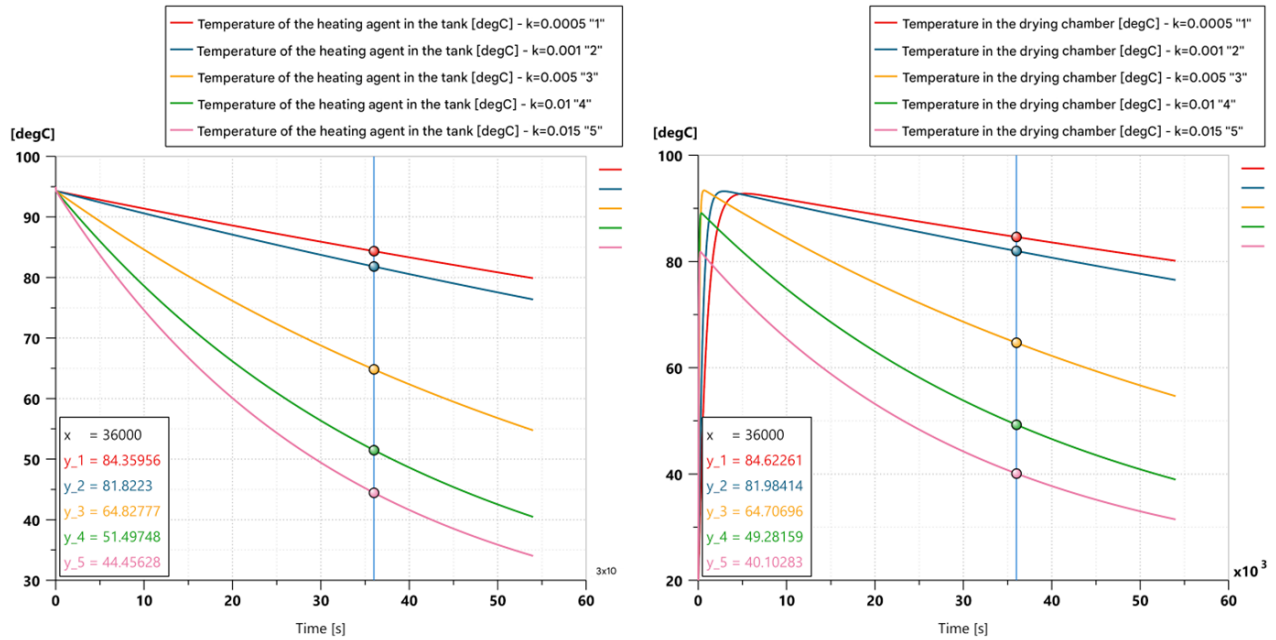


Fig. 2. Dynamic evolution of temperatures

The reservoir temperature figure shows a progressive decline from the initial 95°C over the 10 hours simulation period, with the highest air flow rate producing the most rapid temperature decrease to 44.45°C at 10 hours, while the lowest air flow rate maintains a significantly higher temperature of 84.36°C. The drying chamber temperature figure reveals that all air flow rates except the highest successfully maintain temperatures above the critical 50°C threshold, with the lowest air flow rate achieving 84.62°C after ten hours, while the highest flow rate drops to 40.1°C. The air flow rate of 0.01 m³/s represents an optimal compromise, maintaining the drying chamber temperature at 49.28°C after 10 hours of operation. These thermal profiles confirm the direct correlation between air flow rate and thermal energy extraction rate, with significant implications for the operational duration and product quality.

Fig. 3. show the dynamic evolutions of heat flux through the heat exchanger and the thermal efficiency of the heat transfer process, these provide critical insights into the system's energy conversion performance. The heat flux figure demonstrates that the maximum heat transfer rate occurs at the beginning of the process and progressively declines as the heat transfer fluid cools, with the highest air flow rate achieving a maximum heat flux of 540W, while the lowest air flow rate maintains a minimum heat flux of 58W. This confirms the direct relationship between air flow rate and thermal energy transfer intensity. The thermal efficiency figure reveals that all air flow rates maintain efficiency within a relatively narrow range of 0.82 to 0.99, with the lowest flow rates achieving values closest to the maximum. Notably, the highest air flow rate produces an efficiency of 0.82, which falls below the required 90 percent threshold, while all other flow rates exceed this critical performance benchmark. The graph confirms that the value of the convection coefficient

is between 321 and 341 W/m²/K. At higher air flows, an increased variability of the coefficient is observed. This instability is a consequence of the heat transfer relationships, being correlated with the temperature differences between the supply and return flows, which become more significant at high flow rates.

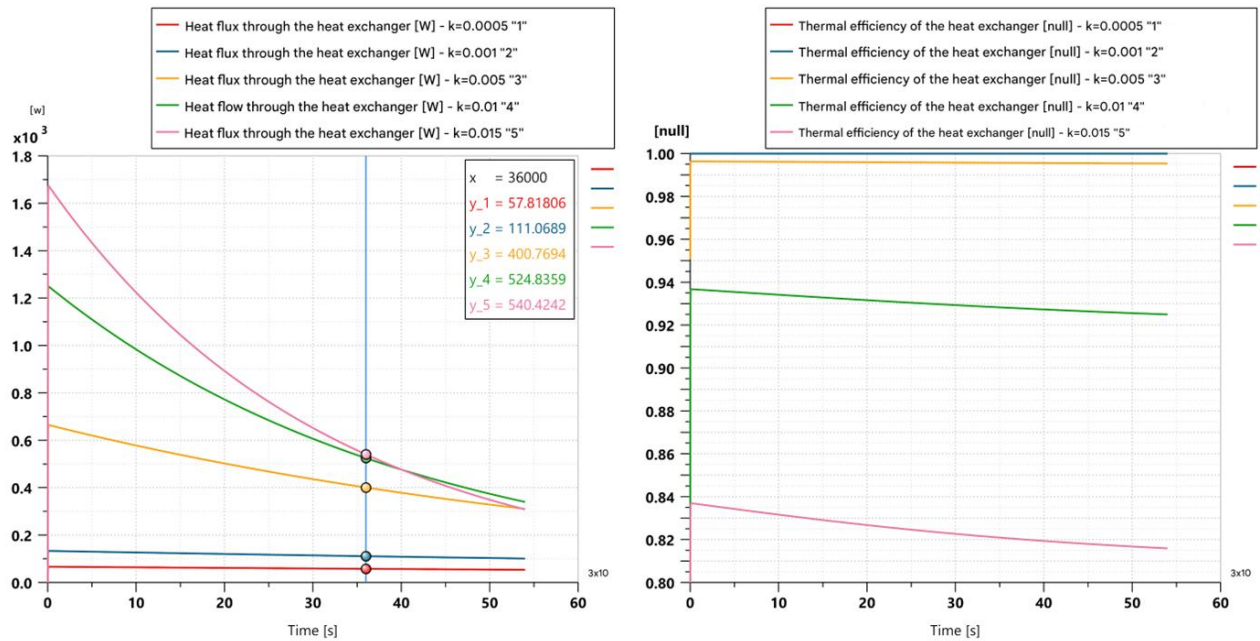


Fig. 3. Heat transfer characteristics

Fig. 4. show the dynamic evolutions of the relative humidity within the drying chamber and the cumulative energy transferred to the drying chamber, these demonstrate the system's effectiveness in achieving optimal drying conditions. The relative humidity figure shows a rapid initial decrease in relative humidity during the first hour of operation, followed by stabilization for most air flow rates, with the exception of the two highest flow rates. The highest air flow rate initially reduces humidity most rapidly but experiences humidity increases after 10 hours due to temperature decline, while the remaining flow rates maintain relative humidity below the critical 10% threshold throughout the entire operational period. The cumulative energy figure demonstrates a direct relationship between air flow rate and total energy transferred, with the highest flow rate transferring 39.9MJ of energy compared to 8.5MJ for the lowest flow rate at 36000 seconds. This behavior aligns with fundamental heat transfer principles where increased mass flow rate of the cold fluid enhances thermal energy transfer. However, this energetic advantage results in accelerated consumption of stored thermal energy, thereby limiting the system's operational duration.

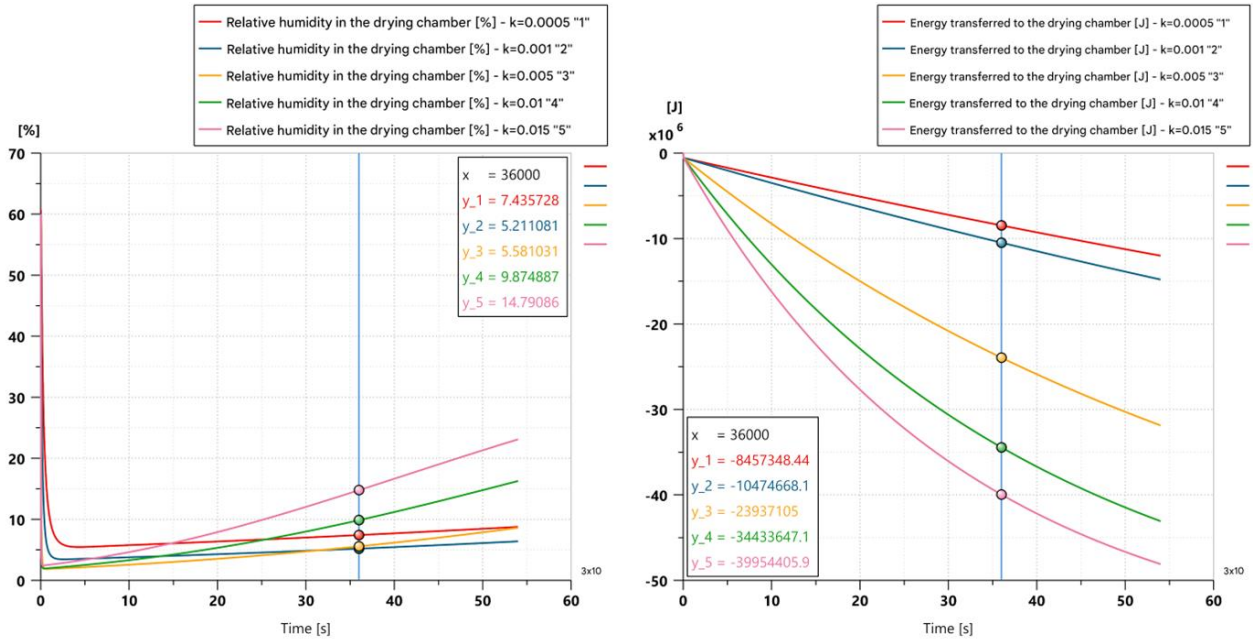


Fig. 4. Humidity control and energy transfer dynamics

Fig. 5 confirms that the air mass flow rate is maintained constant for each simulation run, as prescribed by the experimental protocol.

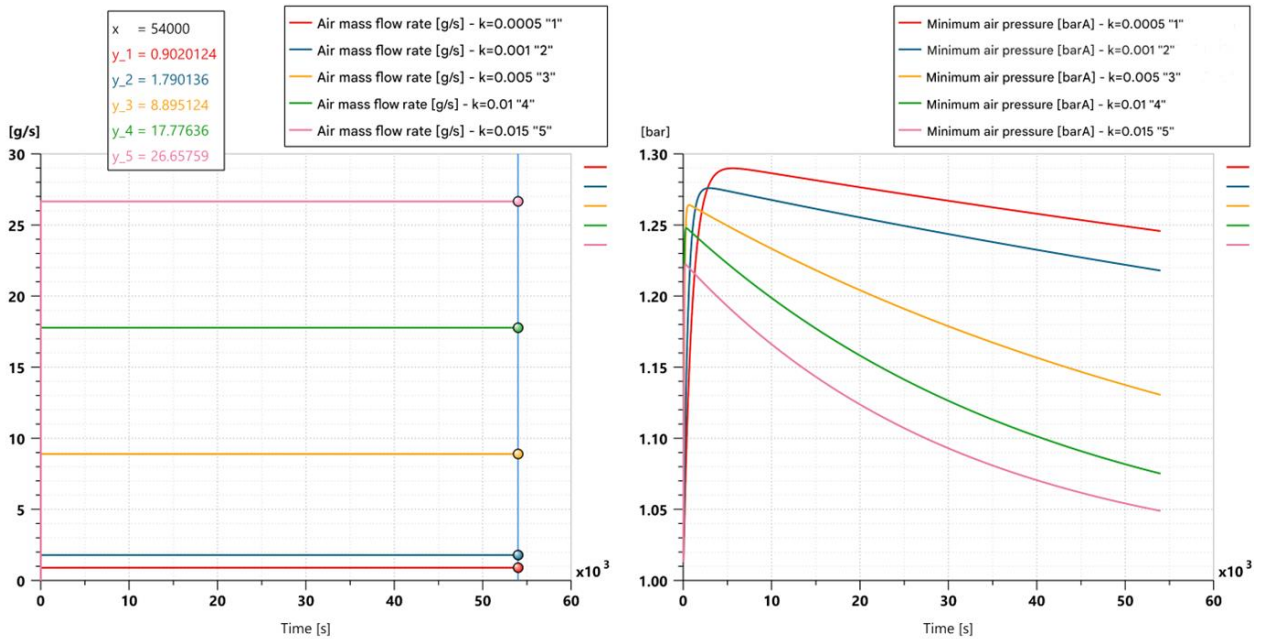


Fig. 5. Evolution of pneumatic parameters

The values are ranging from 0.9 g/s for the lowest volumetric flow rate to 26.6 g/s for the highest flow rate. The pump discharge pressure curves demonstrate minimal variation over time, with all curves remaining within a very narrow range of 1.0195 to 1.02 bar, indicating minimal head losses in the hydraulic network and confirming the hydraulic design efficiency. The minimum air pressure figure reveals a distinct dynamic behavior, showing an initial pressure increase at system startup

followed by gradual decline due to air heating and expansion, with higher air flow rates experiencing more pronounced pressure decreases, suggesting important considerations for fan selection and system design. The hydraulic characteristics of the system reveal important insights regarding flow stability and pressure dynamics. The mass flow rate of the heat transfer fluid figure shows that the mass flow rate remains approximately constant over time for all five simulated cases, with slight increases observed throughout the simulation period due to temperature variations.

The dynamic evolution of the convection coefficient and associated heat losses presented in Fig. 6 reveals critical thermodynamic behavior that warrants deeper theoretical consideration. The observed convection coefficient range (321-341 $\text{W/m}^2/\text{K}$) aligns with established correlations for forced convection in serpentine tube configurations, though the noted instability at higher flow rates suggests transitional flow regime characteristics that merit further investigation through dimensionless analysis. The inverse relationship between airflow rate and heat loss magnitude, while consistent with Fourier's law of heat conduction, demonstrates a non-linear response that challenges conventional lumped parameter modeling approaches.

The observed thermal loss dynamics reflect complex interactions between the system's thermal inertia and the time-dependent boundary conditions. The minimal heat loss at elevated flow rates, despite the increased convective heat transfer surface activity, indicates a dominant influence of the temperature potential gradient as the primary driver of parasitic heat losses. This phenomenon suggests that conventional thermal insulation strategies may require re-evaluation when applied to systems with dynamic operational profiles.

From a system optimization perspective, the heat loss profile reveals a critical trade-off between thermal storage utilization efficiency and energy conservation.

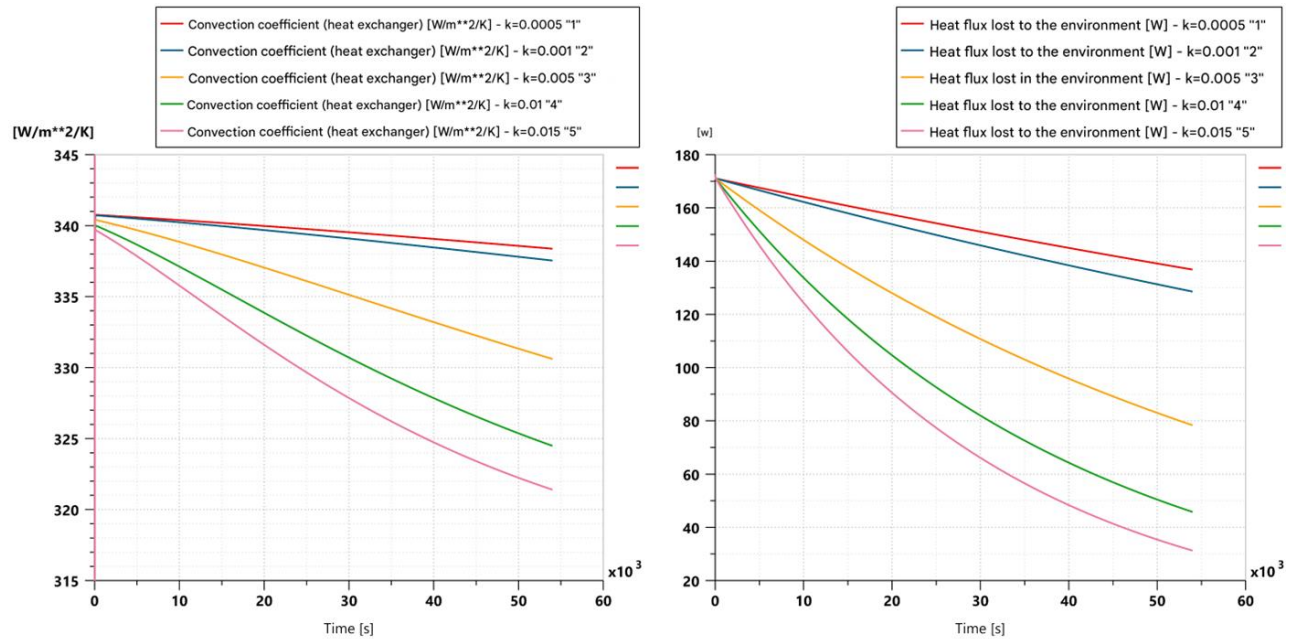


Fig. 6. Evolution of convection coefficient and heat losses

Prolonged exposure of thermal tank at high temperatures and at lower flow rates creates a significant energy loss, which cannot be fully compensated by the reduced convective losses during operational transitions. This observation has profound implications for the design of thermal storage systems in intermittent renewable energy applications.

The temporal evolution of the convection coefficient provides valuable information about the transient thermal behavior of the system, which could inform more sophisticated control algorithms. The stability of the coefficient at lower flow rates, in contrast to the increased variability at higher flow conditions, suggests potential opportunities for adaptive control strategies that could optimize the thermal extraction process while minimizing parasitic losses.

These observations highlight the need to consider second-law thermodynamics in the design of thermal energy storage systems for agricultural processing applications. The observed heat loss patterns indicate that conventional first-law efficiency values may be insufficient to capture the actual thermodynamic performance of such systems, especially during extended nighttime operation when the system operates solely on stored thermal energy.

4. Conclusions

Numerical simulation of the thermal module with water-air heat exchanger has successfully identified the optimal air flow rate for nighttime operation of the net-zero emission continuous dryer system.

The comparative analysis of 5 operational scenarios demonstrated that an air flow rate of $0.01\text{m}^3/\text{s}$ represents the ideal balance between sufficient thermal energy extraction from the storage system and maintenance of process parameters within critical limits for agricultural product drying. At this optimal flow rate, the drying chamber temperature remained at 49.28°C after 10 hours of operation, the relative humidity was consistently maintained below 10%, and the heat exchanger efficiency exceeded the 90% threshold throughout the entire process duration.

These results confirm the technical feasibility of continuous nighttime operation for solar drying systems through the integration of thermal storage and optimized heat exchange processes.

This research provides a scientific foundation for the design and implementation of net-zero emission agricultural drying technologies that align with European Green Deal objectives and renewable energy directives, offering a practical solution for reducing the carbon footprint of the agricultural processing sector while enhancing food security through effective post-harvest preservation.

The optimized thermal module design represents a significant advancement toward sustainable food processing systems with full operational autonomy regardless of meteorological conditions.

Acknowledgment

This work was supported by a grant of the Ministry of Research, Innovation and Digitization, CCCDI - UEFISCDI, project number PN-IV-P7-7.1-PTE-2024-0039, within PNCDI IV.

References

- [1] Panwar, N. L., S. C. Kaushik, and Surendra Kothari. "Role of renewable energy sources in environmental protection: A review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, no. 3 (April 2011): 1513-24. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.037>.
- [2] IPCC. "Global Warming of 1.5°C . An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels." Geneva, World Meteorological Organization, 2018. https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/sites/2/2022/06/SR15_Full_Report_HR.pdf.
- [3] European Commission. "The European Green Deal. COM (2019) 640 final." Brussels, European Commission, 2019. <https://www.eea.europa.eu/policy-documents/com-2019-640-final>.
- [4] European Parliament and Council. "Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources." Official Journal of the European Union L 328 (December 2018): 82-209. <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2018/2001/corrigendum/2020-09-25/oj/eng>.

- [5] FAO. "The State of Food and Agriculture 2021. Making agrifood systems more resilient to shocks and stresses." Rome, Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2021. DOI: <https://doi.org/10.4060/cb4476en>.
- [6] Mujumdar, Arun S. *Handbook of Industrial Drying*. 4th ed. Boca Raton, CRC Press, 2014. DOI: <https://doi.org/10.1201/b17208>.
- [7] El-Sebaei, A. A., and S. M. Shalaby. "Solar drying of agricultural products: A review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, no. 1 (January 2012): 37-43. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.134>.
- [8] Sharma, Atul, V.V. Tyagi, C.R. Chen, and D. Buddhi. "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, no. 2 (February 2009): 318-45. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005>.
- [9] Jay, James M., Martin J. Loessner, and David A. Golden. *Modern Food Microbiology*. 7th ed. New York, Springer, 2005. DOI: <https://doi.org/10.1007/b100840>.
- [10] Versteeg, Henk Kaarle, and Weeratunge Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd ed. Pearson Education, 2007. ISBN 9780131274983.
- [11] Institutul Național de Statistică. "Anuarul Statistic al României 2023 / Romanian Statistical Yearbook 2023." Bucharest, Institutul Național de Statistică, 2023. https://insse.ro/cms/sites/default/files/field/publicatii/anuarul_statistic_al_romaniei_carte_ed_2023-en.pdf
- [12] Dincer, Ibrahim. "Renewable energy and sustainable development: a crucial review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4, no. 2 (June 2000): 157-75. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(99\)00011-8](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(99)00011-8).

Comunicări științifice, participare la târg național/internațional
Raport tehnic diseminare rezultate "Uscator cu functionare continua ultraeficient, total autonom, cu emisii nete zero -UCES"

 HERVEX Baile Govora, ROMANIA 19-21 November, 2025	HERVEX 2025 International Conference on Hydraulics, Pneumatics, Sealing Elements, Precision Mechanics, Tools, Specific Electronic Equipment & Mechatronics	
Numerical Simulation and Optimization of the Thermal Module of a Solar Dryer with Net Zero Emissions During Nocturnal Operation Authors: Alexandru-Polifron Chiriță^{1*}, Gheorghe Șovăială¹, Ioan Pavel¹, Radu-Iulian Rădoi¹, Alin-Nicolae Harabagiu² Affiliation: ¹National Institute of Research & Development for Optoelectronics – Subsidiary Hydraulics and Pneumatics Research Institute (INOE 2000 – IHP); ²National Institute of Research & Development for Machines and Installations Designed to Agriculture and Food Industry – INMA		

Research Context and Significance

Climate & Food Nexus

The IPCC 1.5 °C target demands a **45 % CO₂ cut** by 2030. Agriculture must align with this goal.



Agriculture accounts for 4.3% of Romania's GDP, but faces 30-40% post-harvest losses.

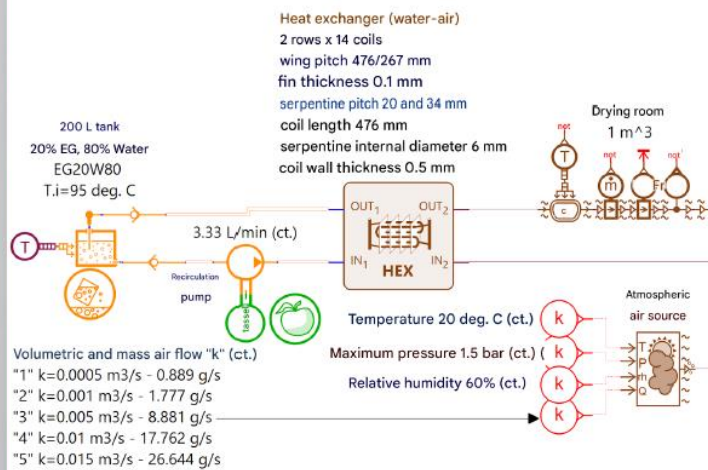


Conventional dryers emit 2.5-3 kg CO₂ for every kg of water removed.

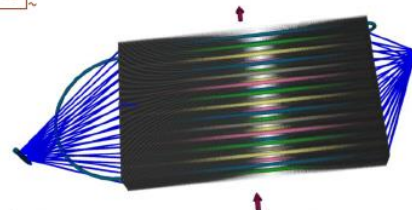


The UCES project answers with a net-zero, autonomous solar dryer that operates 24/7 without fossil fuels.

Methodology and Simulation Framework



Numerical simulation network of the thermal module with water-air heat exchanger.



Detailed model of the water-to-air heat exchanger.

Experimental Protocol and Optimization Criteria

UCES Concept Overview

UCES couples solar-thermal and PV collectors with long-term heat storage to guarantee continuous drying.

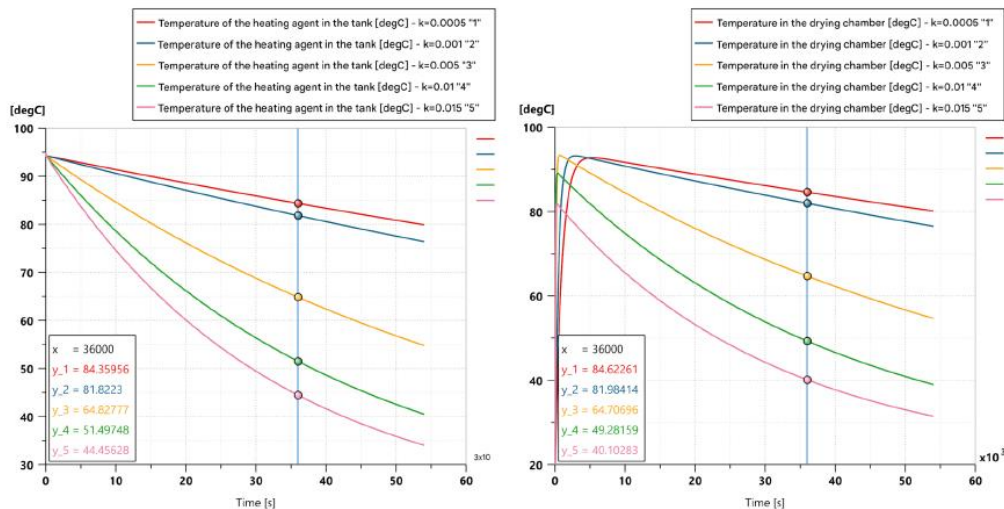


Target Temperature
 $\geq 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

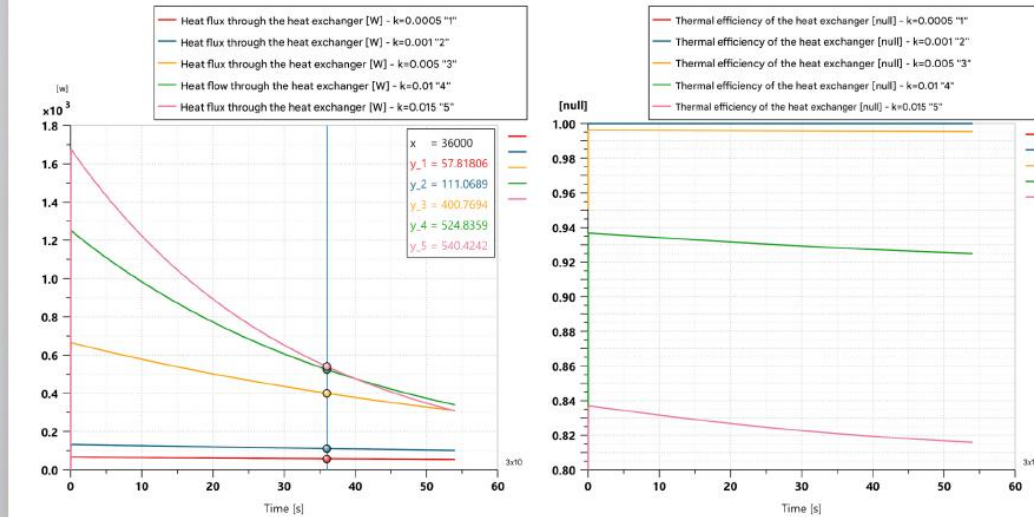
Target Humidity
 $\leq 10\text{ \% RH}$

Target Efficiency
 $\geq 90\text{ \%}$

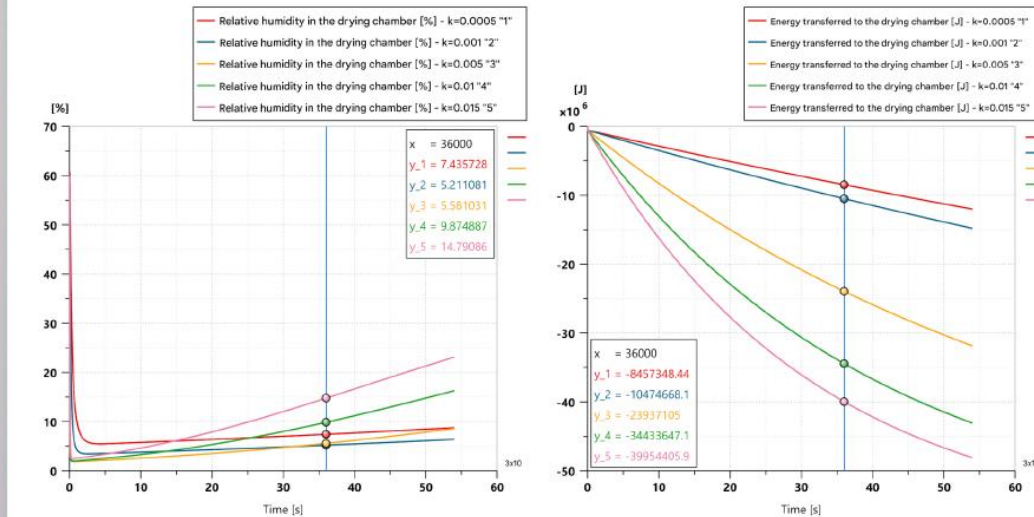
Thermal Performance Analysis



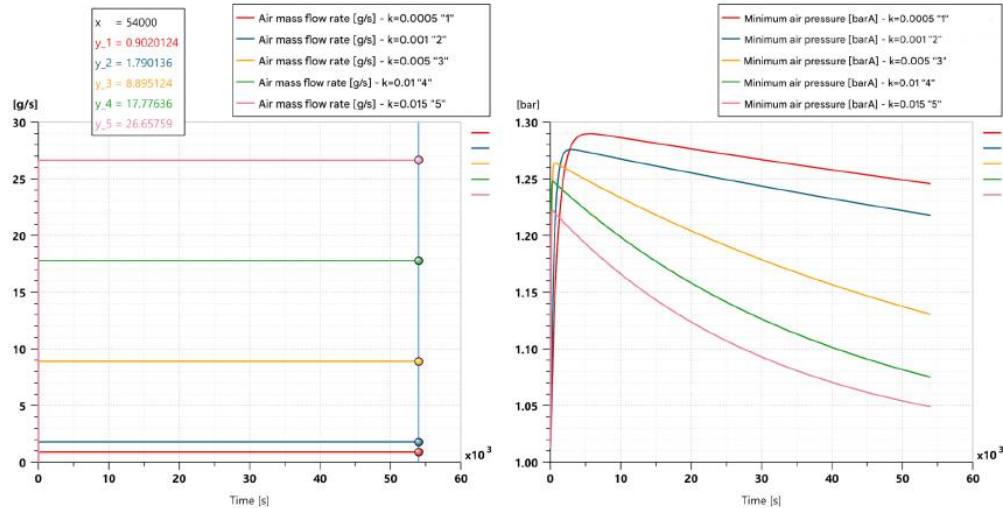
Heat Transfer Characteristics



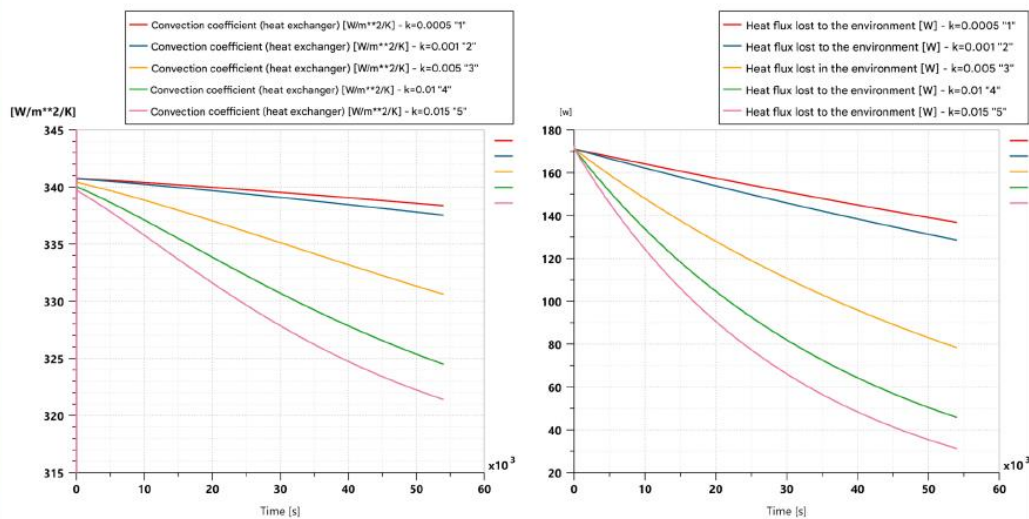
Humidity Control and Energy Dynamics



Hydraulic and Pneumatic System Performance



System Efficiency and Heat Loss Analysis



Conclusions and Implications



Feasibility Proven

Simulations confirm that stored solar energy can drive a water-air exchanger to sustain nocturnal drying with zero emissions.

34 MJ

Energy Delivered

<10%

Relative Humidity

~50°C

Chamber Temp.

≥90 %

Efficiency

This validates the net-zero autonomous concept for small agro-processors.

Thank you for your time and attention!



E-mail: chirita.ihp@fluidas.ro

Prezentul raport tehnic prezinta activitatile desfasurate de partenerii proiectului in perioada

ianuarie 2025 – decembrie 2025, având ca obiectiv principal, direct, diseminarea rezultatelor parțiale ale proiectului, aferente etapei nr 1-2025, și, ca obiectiv indirect, urmărit în mod deosebit de partenerul cofinantator, CALORIS Group S.A., studiul și testarea pietei, în vederea promovării produselor generate de aplicarea rezultatelor proiectului.

Obiectivul principal al proiectului, constă în proiectarea și realizarea unui uscător convectiv pentru deshidratarea legumelor, fructelor, ciupercilor, plantelor aromatice și medicinale utilizând, în procesul de lucru, exclusiv energia solară. Proiectul, implementat în comun de către partenerii INOE 2000 – Filiala INSTITUTUL de CERCETARI pentru HIDRAULICA și PNEUMATICA București (IHP) și CALORIS Group S.R.L. – partener cofinantator și coordonator, va permite, ulterior, post-implementare, partenerului INOE 2000 – Filiala IHP București, asigurarea bazei tehnice și a logisticii necesare situării pe un nivel de dezvoltare tehnologică (TRL 4-6) superior, iar partenerului cofinantator CALORIS Group, prin îmbunătățiri ulterioare și asimilarea în producția de serie, completarea portofoliului și a ofertei tehnice în zona valorificării energiei curate, provenite din resurse regenerabile pentru a genera electricitate și căldură pentru uscarea, în vederea conservării, a fructelor și legumelor, ceea ce duce la micșorarea costurilor cu ambalarea, stocarea și transportul acestora, ca produse finite, cu valoare adăugată. Energia solară este o sursă de energie regenerabilă și curată care valorifică lumina soarelui și care este esențială pentru atingerea obiectivelor de decarbonizare ale României și pentru contribuția la traiectoria privind neutralitatea climatică a Uniunii Europene până în anul 2050

Participarea la manifestările desfășurate în perioada nominalizată, s-a concretizat în elaborarea și realizarea unui material documentar, de tip Power Point, și prezentarea/promovarea efectivă a acestuia la cele două manifestări expoziționale internaționale, la care s-a pus accent pe eficiența energetică prin valorificarea energiei din resurse regenerabile, cu accent pe energia solară. La aceste manifestări partenerul CALORIS Group, a fost prezent în stand, efectiv pe toată durata de desfășurare a manifestărilor, cu materiale de promovare și cu prospecte de promovare.

Manifestările expoziționale cu caracter preponderent industrial-energetic și agroalimentar, a permis realizarea unei benefice testări a pietei, fără a se prelua efectiv comenzi, nominalizându-se interes real de implementare a tehnologiei și de realizare de instalații de uscare a fructelor și legumelor de la potențiali viitori parteneri.

De asemenea, mai mulți consultanți pentru accesare fonduri prin programul AFIR, gestionat de Min. Agriculturii, au solicitat documentație tehnico-economică și studii de fezabilitate, referitoare la tehnologia și instalațiile realizate și prezentate în expoziție/conferință, pentru întocmirea de proiecte de finanțare, având ca obiect finanțarea dezvoltării de afaceri în domeniul valorificării energiei solare în procesele de prelucrare prin deshidratare controlată a materiilor prime alimentare (legume/fructe), având în vedere că se puntează suplimentar aplicațiile care valorifică resursele energetice regenerabile pentru a adăuga plus-valoare produselor finite.

Problemele principale abordate la nivel de discuții și analize în plan tehnic, au pus în evidență, comparativ cu soluțiile deja utilizate la nivel industrial (instalații standard de uscare/deshidratare utilizând energia electrică sau gazul natural), superioritatea aplicabilității rezultatelor previzionate a fi obținute prin finalizarea proiectului UCES care, în momentul de față, nu se valorifică sau se valorifică într-un procent foarte redus, doar în combinație cu instalații clasice, standard.

Prezentăm în continuare manifestările la care au fost prezentate în mod direct sau indirect rezultatele proiectului.

**RoEnergy -TÂRG INTERNAȚIONAL S-E EUROPA ROMANIA ENERGII
REGENERABILE, EFICIENȚA ENERGETICĂ & MEDIU**

<https://timisoara.roenergy.eu/lp2025/lp2.html>

Organizator: **R.E.S. GROUP Arad**

Perioada: **1-3 octombrie 2025 -Timisoara**

Participant: CALORIS Group, in standul AREL

Prezentare: documentar Power Point si prospecte prezentare tehnologie/sistem proiect UCES

Rezultate:

- > peste 58 vizitatori la stand, pe parcursul a 3 zile
- > urmare a discutiilor purtate cu dl. prof. dr. ing. Theodor VINTILA, de la Universitatea de Științele Vieții „Regele Mihai I” din Timișoara – USVT responsabilul partii romane a proiectului transfrontalier, finalizat in 2024, *GEROS - “Partnership for Promoting Green Energy in the Rural Area of the Romanian-Serbian Cross-border Region”*, in care Departamentul Biotehnologii din cadrul Facultății de Bioingineria Resurselor Animale a reprezentat partea romana, care s-a aratat interesat de aplicabilitatea rezultatelor proiectului UCES, s-a configurat oportunitatea utilizarii tehnologiei si bazei tehnico-logistice de TRL superior, create in urma finalizarii proiectului UCES, in cadrul unei colaborari viitoare cu Universitatea de Științele Vieții „Regele Mihai I” din Timișoara – USVT, cu subiect/domeniu similar cu cel abordat prin proiectul UCES.

Concluzii participare:

- > s-a validat interesul intreprinzatorilor din zona de vest a tarii pentru solutii noi de valorificare a energiei obtinute din resurse regenerabile.
- > s-a creat posibilitatea valorificarii rezultatelor proiectului UCES intr-un parteneriat institutional in cadrul unei viitoare aplicatii in competitia POCIDIF.



INDAGRA FOOD, targul international pentru industria alimentara

<https://www.undemergem.ro/ro/events/indagra-2025#>

Organizator: Centrul Expozitional ROMEXPO Bucuresti

Perioada: 29 octombrie -02 noiembrie 2025

Participant: CALORIS Group S.A. in stand MEDIA

Prezentare: prospecte prezentare tehnologie/sistem UCES

Rezultate:

- > peste 145 vizitatori la stand
- > s-a consemnat interesul puternic al intreprinzatorilor din zona prelucrarii/procesarii produselor alimentare, de a valorifica energia obtinuta din resurse regenerabile, sub orice forma, pentru cresterea eficientei economice a proceselor tehnologice de deshidratare controlata, avand in vedere ca exista surse de finantare institutionale pentru asemenea aplicatii de transfer tehnologic a noilor

metode/solutii si/sau tehnologii de valorificare a energiei solare.

Concluzii participare: s-a validat necesitatea elaborarii unor aplicatii practice, pretabile unui transfer tehnologic facil si eficient cu predilectie catre micii antreprenori din mediul rural pentru valorificarea economica a potentialului unei categorii de materii prime semnificative cantitativ si slab valorificate, in momentul actual, pe piata romaneasca, din lipsa de tehnologii si echipamente.



**INDAGRA
FOOD 2025**

29 Octombrie - 2 Noiembrie

**Inovație și performanță
în industria alimentară!**

www.indagra-food.ro

ROMEXPO

