

UNIVERSITATEA DIN PETROȘANI



**"CREȘTEREA EFICIENȚEI ENERGETICE A
PROCESELOR INDUSTRIALE COMPONENTĂ A
STRATEGIEI DE DEZVOLTARE DURABILĂ"**

TEZĂ DE ABILITARE

DOMENIUL: INGINERIE INDUSTRIALĂ

Conf. univ. dr. ing. PETRILEAN DAN CODRUȚ

Petroșani, 2016

Mulțumiri,

Înainte de a finaliza un capitol important din viața profesională, aș dori să aduc mulțumiri celor care au fost alături de mine în această provocare pe care conjunctura mi-a scos-o înainte.

În primul rând, doresc să îi mulțumesc domnului profesor dr. ing. Irimie Ioan Iulian pentru dăruire și competență, împreună cu care în ultimii 10 ani am reușit să desfășor o activitate de cercetare în echipă continuă. De asemenea, îi mulțumesc colegului conferențiar dr. ing. Doșa Ion, cu care am colaborat temeinic, beneficiind de suportul său în diversele provocări profesionale și umane apărute pe parcursul acestor ani.

Multe mulțumiri adresez fostului meu conducător de doctorat, profesorul Magyari Andrei, care, cu responsabilitate și competență mi-a direcționat activitatea profesională spre obținerea unor rezultate recunoscute.

Mulțumesc colectivului Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi, conducerii acestuia, a Facultății de Inginerie Mecanică și Electrică și a Universității din Petroșani pentru sprijinul necondiționat oferit. Totodată, adresez mulțumirile mele tuturor prietenilor, colaboratorilor, universității și firme, care mi-au fost aproape atât în momentele grele, cât și în cele frumoase; mi-ar fi plăcut să-i amintesc pe toți...

Totodată mulțumesc hazardului pentru posibilitatea desfășurării activității în mod continuu într-un domeniu de mare interes - domeniul eficienței energetice/economice a proceselor – în care dinamica acumulării cunoștințelor și rezultatelor este deosebit de ridicată.

Aș dori să mulțumesc familiei mele pentru sprijinul, răbdarea și încrederea acordată pe întreaga perioadă de desfășurare a rezultatelor obținute anterior pregătirii acestei lucrări.

Nu în ultimul rând mulțumesc tatălui meu, profesor dr. ing. Petrilean Ioan pentru sprijinul sufletec și intelectual acordat cu mare generozitate în toată perioada devenirii mele.

Sunt convins că aceste rânduri vor reprezenta, în fapt, recunoașterea unei munci făcute cu dăruire și responsabilitate, cu un semnificativ efort profesional, cu răbdarea și puterea de a lua lucrurile din nou de la capăt, până la reușită.

Petroșani, septembrie 2016

CUPRINS

REZUMAT	6
ABSTRACT	10
PARTEA I	14
REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE.PREZENTARE TEHNICĂ	
CAPITOLUL 1	14
SINTEZA REZULTATELOR ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE POST-DOCTORALE	
1.1. PROLEGOMENE ȘI DOMENII DE CERCETARE	14
1.2. OBIECTIVE	14
1.3. SUMAR AL CONTRIBUȚIILOR ȘTIINȚIFICE	15
1.4. ACTIVITATEA DIDACTICĂ. ACTIVITATEA TEHNICĂ	16
1.5. VIZIBILITATE ȘI IMPACT AL CERCETĂRII	17
1.6. EXPERIENȚĂ MANAGERIALĂ	19
CAPITOLUL 2	20
CONTRIBUȚII LA ÎMBUNĂȚĂȚIREA PERFORMANȚELE EXERGETICE ALE SISTEMELOR PNEUMATICE	
2.1. CONTEXTUL UTILIZĂRII AERULUI COMPRIMAT	20
2.2. ANALIZA EXERGETICĂ A PROCESELOR DIN INSTALAȚIILE GENERATOARE DE AER COMPRIMAT	20
2.2.1. Analiza exergetică reală și optimă a proceselor dintr-un compresor elicoidal în vederea reducerii consumului de energie. Rezultate	20
2.2.2. Măsurile tehnico-organizatorice pentru majorarea eficienței energetice a funcționării compresorului	23
2.2.3. Evaluarea eficienței economice a măsurilor în vederea îmbunătățirii eficienței energetice a compresorului elicoidal	24
2.3. CONTRIBUȚII LA STUDIUL PROCESELOR DIN REȚEAUA PNEUMATICĂ DE TRANSPORT ȘI DISTRIBUȚIE A AERULUI COMPRIMAT	25
2.3.1. Metodologia de calcul	25
2.3.2. Elemente de calcul pentru bilanțul puterilor pe tronsoanele rețelelor pneumatice	32
2.3.3. Analiza exergetică și a debitelor masice pentru rețeaua pneumatică studiată Rezultate	33
2.3.4. Interpretarea rezultatelor	39
2.3.5. Măsurile pentru creșterea eficienței energetice a rețelei pneumatice industriale	40
2.4. EVALUAREA PERFORMANTELOR FUNCȚIONALE PENTRU O REȚEA DE AER COMPRIMAT	44
2.4.1. Formularea problemei	44
2.4.2. Configurație rețea. Rezultate și concluzii	47
2.5. METODĂ ANALITICĂ DE CALCUL A PIERDERILOR DE ENERGIE ÎN REȚELELE PNEUMATICE SUBTERANE	51
2.5.1. Cazul rețelei pneumatice orizontale	51
2.5.2. Cazul rețelei pneumatice verticale. Studiu de caz	53
2.5.3. Cazul rețelei pneumatice orizontale. Studiu de caz	54
2.6. ESTIMAREA VARIAȚIEI CĂDERII DE TEMPERATURĂ A AERULUI COMPRIMAT ÎN REȚEAUA PNEUMATICĂ	56
2.6.1. Modelul matematic	56
2.6.2. Studiu de caz. Rezultate	58
2.7. DETERMINAREA VARIAȚIEI COSTULUI ENERGIEI PIERDUTE ÎNTR-O ORĂ PE METRU LINIAR DE CONDUCTĂ LA CURGEREA AERULUI COMPRIMAT	60
2.7.1. Generalități	60
2.7.2. Formularea temei	61
2.7.3. Rezultate. Concluzii	62

CAPITOLUL 3	66
SIMULAREA ȘI MODELAREA NUMERICĂ A PROCESULUI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ AER - ROCĂ ÎNCONJURĂTOARE	
3.1. MODEL MATEMATIC DE DETERMINARE A COEFICIENTULUI DE SCHIMB DE CĂLDURA NESTAȚIONAR DIN LUCRĂRILE INDUSTRIALE	66
3.1.1. Conceperea modelului numeric	66
3.1.2. Validarea modelului matematic. Rezultate	67
3.2. MODEL MATEMATIC VIZÂND DETERMINAREA FLUXULUI ADIMENSIONAL DE CĂLDURĂ DIN LUCRĂRILE HIDROENERGETICE	69
3.2.1 Relații de calcul. Model matematic în vederea stabilirii fluxului adimensional de căldură	70
3.2.2. Metoda I de soluționare a ecuației temperaturii adimensionale	72
3.2.3. Metoda Gauss în 8 puncte de cuantificare a temperaturii adimensionale	74
3.3. STUDIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎN REGIM VARIABIL DINTRE O CONDUCTĂ CILINDRICĂ CU GROSIME LIMITATĂ ȘI MASIVUL DE ROCĂ	77
3.3.1. Model matematic	78
3.3.2. Algoritm de calcul în vederea soluționării ecuației de transfer termic în regim variabil. Discuții	80
3.4. PARTICULARITĂȚI ALE PARAMETRILOR AERULUI DIN LUCRĂRILE HIDROTEHNICE	85
3.4.1. Elaborarea metodei de calcul	86
3.4.2. Soluționarea problemei	85
CAPITOLUL 4	90
ABORDAREA TERMOENERGETICĂ A INSTALAȚIILOR DIN PUNCTELE TERMICE ȘI A COMPONENTELOR DE REȚEA	
4.1. DETERMINAREA INDICATORILOR SPECIFICI DE PERFORMANȚĂ PENTRU O REȚEA SACET	90
4.1.1. Aspecte introductive	90
4.1.2. Metodă și program numeric de calcul. Rezultate	90
4.1.3. Măsurile pentru modernizarea și eficientizarea sistemelor centralizate de alimentare cu căldură	98
4.1.4. Evaluarea performanțelor energetice ale SACET în perioada 2010-2012	99
4.1.5. Stabilirea performanțelor SACET pe baza indicatorilor energetici calitativi	102
4.2. CUANTIFICAREA ENERGETICĂ A INEFICIENȚELOR TERMODINAMICE DIN SISTEMELE DE DISTRIBUȚIE A APEI CALDE	106
4.2.1. Elaborarea modelului de calcul	106
4.2.2. Simularea numerică a celor 4 scenarii analizate. Rezultate	107
CAPITOLUL 5	112
ANALIZA PERFORMANȚELOR CANTITATIVE ȘI CALITATIVE A ECHIPAMENTELOR TERMICE DIN CADRUL UNOR GRUPURI ENERGETICE	
5.1. ASPECTE JUSTIFICATIVE	112
5.2. ANALIZA ENERGETICĂ REALĂ ȘI OPTIMĂ LA GENERATOARE DE APĂ CALDĂ/ABUR	113
5.2.1. Analiza energetică reală și optimă a unui generator de apă caldă	113
5.2.2. Analiza energetică reală/optimă a generatorului de abur	116
5.3. CONTRIBUȚII PRIVIND CUANTIFICAREA PERFORMANȚELOR UNUI GRUP ENERGETIC ÎN VEDEREA DETERMINĂRII UNOR INDICATORI ENERGETICI NECESARI CALIFICĂRII PRODUCȚIEI DE ENERGIE ELECTRICĂ ÎN COGENERARE DE ÎNALTĂ EFICIENȚĂ	119
5.3.1. Scop și finalitate	119
5.3.2. Calculul componentelor energetice pe generatorul de abur, turbină, grup energetic și indicatori de eficiență energetică în cogenerare, 130 MW și 47,75 Gcal/h	121
5.3.3. Concluzii. Observații. Recomandări	130
CAPITOLUL 6	133
EVALUAREA EFICIENȚEI TERMOENERGETICE PENTRU CUPTOARE INDUSTRIALE ȘI AUTOCLAVE	
6.1. FUNDAMENTARE METODOLOGICĂ	133

6.2. ANALIZA ENERGETICĂ A UNUI CUPTOR DE CALCIANRE, ÎN REGIM DE PROBE ȘI REGIM NOMINAL	133
6.2.1. Procedura de lucru	133
6.2.2. Rezultate comparative. Indicatori de eficiență energetică	138
6.3. ANALIZA ENERGETICĂ REALĂ ȘI OPTIMĂ A UNUI CUPTOR DE POLIMERIZARE ȘI A UNUIA DE USCARE	141
6.3.1. Preîncălzirea și vopsirea prin polimerizare	141
6.3.2. Rezultate. Indicatori de eficiență energetică și măsuri de creștere a acesteia	142
6.4. ANALIZA ENERGETICĂ A UNUI CUPTOR TUNEL ȘI A UNUIA CAMERĂ	148
6.4.1. Program numeric de calcul	148
6.4.2. Rezultate. Indicatori de eficiență energetică și măsuri de creștere a acesteia	149
6.5. ANALIZA ENERGETICĂ A AUTOCLAVELOR PENTRU PRODUCEREA BETONULUI CELULAR AUTOCLAVIZAT	152
CAPITOLUL 7	155
AUDITUL ENERGETIC COMPLEX AL ANSAMBLULUI MOTOR TERMIC GENERATOR ELECTRIC CU SCOPUL DETERMINĂRII INDICATORILOR ENERGETICI	
7.1. SOLUȚII DE VALORIFICARE A POTENȚIALULUI ENERGETIC A BIOMASEI DIN APELE UZATE COLECTATE LA O STAȚIE DE EPURARE	155
7.1.1. Preambul	155
7.1.2. Rezultate și discuții	156
7.2. INFLUENȚA REGIMULUI DE FUNCȚIONARE ASUPRA EFICIENȚEI ENERGETICE A UNUI GRUP ELECTROGEN PE GAZ CU COGENERARE	160
7.2.1. Material și metodă	160
7.2.2. Studiu de caz	162
7.2.3. Rezultate și discuții	164
7.3. DETERMINAREA PERFORMANȚELOR TERMOENERGETICE ALE UNUI MOTOR TERMIC	167
7.3.1. Specificații tehnice	167
7.3.2. Rezultate. Indicatori de performanță	168
CAPITOLUL 8	171
EVOLUȚIA SINERGICĂ A SISTEMELOR ENERGETIC ȘI ECOLOGIC	
8.1. EVALUAREA IMPACTULUI AMBIENTAL AFERENT DEZAFECTĂRII UNUI GRUP ENERGETIC UTILIZÂND CONCEPTE TERMODINAMICE	171
8.1.1. Prolegomene	171
8.1.2. Formularea problemei	171
8.1.3. Soluționarea problemei	173
8.2. ANALIZA MULTICRITERIALĂ A POLUĂRII MEDIULUI ÎN ZONA TERMOCENTRALEI MINTIA	176
8.2.1. Introducere	176
8.2.2. Aplicarea AHP pentru prioritizarea măsurilor de reducere a impactului asupra mediului	178
PARTEA A II – A	
CAPITOLUL 9	184
PLAN DE DEZVOLTARE A CARIEREI. DIRECȚII VIITOARE PRIVIND EVOLUȚIA ACADEMICĂ ȘI DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ	
9.1. DEZVOLTAREA CARIEREI PROFESIONALE	184
9.1.1 Dezvoltarea activității educaționale	184
9.1.2 Dezvoltarea activității de cercetare	185
9.2. Cadrul de construire a carierei	186
PARTEA A III-A	188
III. 1. Referințe bibliografice proprii	188
III. 2. Referințe bibliografice generale	192

REZUMAT

Teza de abilitare în domeniul Ingineriei Industriale a candidatului, reprezintă sinteza activității educaționale și de cercetare desfășurate de către acesta, în cadrul Universității din Petroșani, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi. Direcțiile de cercetare abordate de către candidat se referă la investigarea posibilităților de îmbunătățire a performanțele energetice ale utilizatorilor de energie și soluții de creștere a eficienței energetice a acestora. Structura tezei urmărește să prezinte, succint și documentat, rezultatele obținute în urma activității desfășurate în perioada ulterioară susținerii, în anul 2005, a tezei de doctorat cu titlul “*Cercetări privind îmbunătățirea eficienței producerii și utilizării energiei pneumatice în industria minieră*”, sub conducerea prof. univ. dr. ing. MAGYARI ANDREI. În urma activității de cercetare desfășurate, s-au identificat problemele contemporane cu care se confruntă subiectele tratate, iar prin utilizarea unor metode originale și neconvenționale s-a reușit emiterea de concluzii pertinente și soluții aplicative fezabile, prezentate prin intermediul articolelor științifice și a cărților de specialitate publicate.

În primul capitol al tezei de abilitare se prezintă direcțiile de cercetare urmate de candidat și competențele deținute de către acesta ca urmare a dezvoltării profesionale și academice.

În al doilea capitol al lucrării intitulat “CONTRIBUȚII LA ÎMBUNĂȚĂȚIREA PERFORMANȚELE EXERGETICE ALE SISTEMELOR PNEUMATICE”, se realizează o analiză exergetică privind noile tehnologii de producere și transport a energiei pneumatice, acestea având o gamă largă de utilizări și aplicații cu precădere în domeniul industrial. Dinamica acumulării cunoștințelor în domeniul producerii energiei pneumatice m-au determinat să concep o abordare exergetică a compresorului elicoidal, acesta nefiind studiat în România, performanțele lui impunându-l în majoritatea ramurilor industriale [A1, A2].

Este abordată problematica stabilirii performanțelor energetice a unui sistem pneumatic industrial, fiind propuse soluții de reducere a pierderilor de energie. Oportunitatea studiului se justifică prin valoarea deosebit de ridicată a costurilor cu energia pneumatică, efectuându-se o analiză exergetică comparativă între sistemul real și sistemul optimizat [A9, A13, A18, A26, A32].

În altă ordine de idei, se pune problema conceperii a 2 două scenarii de echipare a sistemelor pneumatice în vederea acoperirii în condiții de eficiență energetică și economică, a necesarului de energie pneumatică pentru 2 etape de dezvoltare a unei exploatare. Modelul de calcul poate fi extrapolat pentru orice rețea pneumatică industrială. În scopul algoritmicizării calculului, configurația rețelei pneumatice vizate în lucrare a fost transpusă într-o formă canonică adecvată abordării cu ajutorul unui program numeric de calcul, transpunerea a fost făcută fără a modifica parametrii termofluidodinamici ai tronsoanelor rețelei [A23].

Tot în cadrul acestui capitol, se propune o metodă de calcul nouă, prin care se poate estima valoarea pierderilor de presiune pe lungimea conductei, căderea de presiune pe metru liniar de rețea, căderea de temperatură pe lungimea lucrării, coeficientul pierderilor de energie și determina costul energiei pneumatice pierdute pentru cazul rețelei pneumatice orizontale și verticale, fără a se recurge la medieri pe tronsonul considerat și fără a efectua calcul iterativ [A13, A15, A32].

Capitolul se încheie prin determinarea variației costului energiei pierdute într-o oră pe metru liniar de conductă la curgerea izotermică a aerului comprimat, în funcție de trei parametri care intervin în proces: coeficientul de proporționalitate în costul energiei, debitul volumic și diametrul rețelei prin care curge fluidul [A16].

"SIMULAREA ȘI MODELAREA NUMERICĂ A PROCESULUI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ AER - ROCĂ ÎNCONJURĂTOARE" se produce în cadrul Capitolului 3. Pentru a justifica importanța studiului, reamintim că temperatura este un parametru de bază în excavațiile hidrotehnice și determinarea ei este utilă și în același timp necesară la:

- obținerea stării de confort termic la locurile de muncă în combinație cu viteza și umiditatea aerului;
- calculul debitului de aeraj necesar aerisirii lucrărilor hidrotehnice.

În prima parte a capitolului, obiectivul constă în realizarea unui model matematic utilizând funcții Bessel, prin care să se poată anticipa în funcție de condițiile geohidrotehnice modul de variație a coeficientului nestaționar de schimb de căldură pe baza determinării distribuției temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice, ca rezultat al schimbului de căldură aer-masiv de rocă [A12].

Un interes deosebit se acordă încălzirii aerului pe unitatea de lungime, prin urmare următorul paragraf al studiului se adresează determinării fluxului adimensional de căldură necesar cuantificării variației de temperatură de-a lungul unei lucrări hidrotehnice. Determinarea temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice se face pe baza unui model matematic prin care se cuantifică interacțiunea termică aer-masiv de rocă. Modelul matematic ia în studiu ecuația de transfer termic care reprezintă expresia temperaturii adimensionale a oricărui punct al masivului de rocă, ecuație care este rezolvată prin 2 metode: o metodă care vizează funcțiile Bessel de ordinul 0, speța I, ordinul 1, speța I, ordinul 0, speța II, ordinul 1, speța a II-a, într-un utilitar dedicat și respectiv metoda Gauss în 8 puncte [A6].

Studiul schimbului de căldură în regim variabil dintre o conductă cilindrică cu grosime limitată și masivul de rocă reprezintă următoarea temă abordată și urmărește prin crearea modelului matematic cunoașterea spectrului de izoterme din jurul cilindrului lucrării subterane, fiind utilă în cuantificarea fluxului termic ce străbate solul. Soluționarea ecuației de transfer termic în regim nestaționar se face prin metoda numerică a lui Newton, folosind funcțiile Bessel [A7].

Capitolul se încheie prin abordarea problematicii stabilirii influenței umidității aerului asupra temperaturii pe drumul parcurs de curentul de aer și valoarea coeficientului convectiv dintre aer și corpurile care-i delimitează curgerea. Valoarea acestui coeficient este foarte puțin cunoscută și de aceea, consider că este utilă determinarea sa atât pentru cei care lucrează în astfel de condiții de climat cât și pentru proiectanții instalațiilor de climatizare. Pentru validarea rezultatelor obținute în fiecare tematică abordată s-au ridicat nomograme și s-au realizat studii de caz. [A2, A19].

Capitolul 4 denumit "ABORDAREA TERMOENERGETICĂ A INSTALAȚIILOR DIN PUNCTELE TERMICE ȘI A COMPONENTELOR DE REȚEA" este consacrat problematicii evaluării performanțelor punctelor termice din cadrul unui sistem urban de termoficare pe baza indicatorilor energetici calitativi. Evaluarea performanțelor energetice ale unui sistem de termoficare se concentrează asupra aspectelor calitative, astfel încât în locul randamentului se preferă consumuri energetice specifice (cererea specifică de căldură, consumul specific de căldură). Pentru a putea elabora măsurile pentru îmbunătățirea eficienței modului în care se utilizează energie termică s-a realizat un program numeric de calcul care a permis evaluarea performanțelor energetice ale SACET. Pe baza valorilor obținute s-a efectuat o analiză termooenergetică calitativă din care au rezultat măsuri pentru îmbunătățirea eficienței la consumatorii de căldură și măsuri pentru creșterea eficienței în sistemele de transport și distribuție a căldurii [A10, A29].

În partea a doua a capitolului, sunt cuantificate energetic ineficiențele termodinamice din sistemele de distribuție a apei calde. Sunt dezvoltate 4 scenarii de reabilitare termică pentru rețelele de distribuție a apei calde atât din punct de vedere energetic cât și al impactului asupra mediului, rezultatele fiind exprimate numeric și grafic [A11].

Capitolul 5 intitulat "ANALIZA PERFORMANȚELOR CANTITATIVE ȘI CALITATIVE A ECHIPAMENTELOR TERMICE DIN CADRUL UNOR GRUPURI ENERGETICE" este destinat soluționării aspectelor legate de elaborarea soluțiilor optime privind utilizarea căldurii sub formă de abur și apă caldă pentru o variantă tehnologică dată. Studiul se justifică din următoarea perspectivă: eficiența energetică este un obiectiv major al oricărui agent economic, mai ales în contextul în care, pe fondul scăderii resurselor energetice, prețul acestora este în continuă creștere; când se discută despre eficiență energetică, aproape toată lumea se gândește la utilizarea eficientă a energiei, uitând de un alt aspect important și anume producerea eficientă a energiei electrice. În cadrul capitolului se urmărește stabilirea cantităților de căldură reale și optime care intră și ies în/dintr-un generator de apă caldă/abur, determinarea parametrilor de performanță energetică, stabilirea măsurilor de creștere a eficienței energetice și a efectelor în plan energetic. Acestea stau la baza calculelor tehnico-economice care se realizează pentru alegerea soluțiilor tehnologice optime.

Contribuția proprie se referă la identificare zonelor cu pierderi de energie din cadrul centrelor de consum energetic (CCE), în exprimarea analitică a acestora și cuantificarea valorică a lor [A20, A25, A33]. Propunerile referitoare la creșterea eficienței energetice a proceselor analizate, pentru cazul creării de consumatori-tampon de energie electrică, precum și pentru recuperarea, valorificarea resurselor energetice secundare reprezintă contribuții personale, abordarea fiind sinergică: energie/protecția mediului.

"EVALUAREA EFICIENȚEI TERMOENERGETICE PENTRU CUPTOARE INDUSTRIALE ȘI AUTOCLAVE" este efectuată în Capitolul 6. Studiul se justifică din perspectiva reducerii consumului de energie electrică, termică precum și din orizontul obținerii în urma desfășurării corecte a proceselor termice a materialelor finite (arse, preîncălzite, vopsite prin polimerizare) de înaltă calitate și durabilitate. Sunt determinate performanțele termoenergetice pentru cuptoare industriale și autoclave pe baza unor programe numerice de calcul care au ținut seama atât de analiza termoenergetică cât și de cea de material. Indicatorii termoenergetici de performanță obținuți sunt comparați cu cei furnizați în prospectele firmelor constructoare, norma tehnică, respectiv conceptul BAT. În vederea reliazării programelor numerice de calcul au fost determinați prin calcul și din literatura de specialitate parametrii de stare și parametrii de proces pentru fiecare din mărimile de intrare și ieșire, aceste date fiind completate cu cercetări proprii, specifice fiecărei situații. Modul de concepere a programului numeric de calcul pentru fiecare transformator de energie poate reprezenta un prototip prin care se pot stabili expeditiv și corect valoarea mărimilor termoenergetice care intră în analiză și determina indicatorii termoenergetici de performanță. De asemenea, pentru fiecare tip de utilizator termic au fost propuse măsuri destinate majorării performanțelor energetice, măsuri fără investiții, măsuri cu investiții reduse, măsuri cu investiții mari [A24, A27, A28, A30, A31].

Capitolul 7 a lucrării cuprinde "AUDITUL ENERGETIC COMPLEX AL ANSAMBLULUI MOTOR TERMIC GENERATOR ELECTRIC CU SCOPUL DETERMINĂRII INDICATORILOR ENERGETICI". În prima parte a capitoului sunt prezentate soluții de valorificare a potențialului energetic a biomasei din apele uzate colectate la o stație de epurare. Ținând cont de compoziția biomasei din apele uzate, se analizează comparativ 3 variante de valorificare energetică a biogazului. Sunt punctate performanțele energetice, economice și efectele asupra mediului, prin utilizarea biogazului la un generator de apă caldă și la un grup electrogen Diesel cu recuperarea căldurii [A5].

Cea de-a doua tematică abordată în cadrul capitolului este reprezentată de influența regimului de funcționare asupra eficienței energetice a unui grup electrogen pe gaz cu cogenerare. Sunt analizate prin determinări experimentale performanțele energetice ale unei centrale cu cogenerare compuse din 3 grupuri electrogene pe gaz, calculându-se indicatorii energetici specifici, pe baza analizei energetice. Rezultatele se concretizează prin stabilirea dependenței eficienței energetice și a indicelui de cogenerare de gradul de încărcare electrică și termică a grupului electrogen. A fost urmărită evoluția performanțelor energetice de-a lungul unui an identificând imperfecțiunile termodinamice determinate de variațiile temperaturii mediului ambiant și de sarcina neuniformă determinate de alternanța sezoniera și de modul de exploatare a sistemului energetic industrial [A4].

Ultima parte a capitoului este consacrată determinării indicatorilor energetici de performanță corespunzători unui motor cu aprindere prin comprimare, în scopul verificării încadrării în limitele specificate de constructor [A3, A22].

Capitolul 8 al lucrării este intitulat "EVOLUȚIA SINERGICĂ A SISTEMELOR ENERGETIC ȘI ECOLOGIC". În prima parte este realizată o evaluare a impactului ambiental aferent dezafectării unui grup energetic utilizând concepte termodinamice. Evaluarea calității resurselor se realizează pe baza unor criterii specifice, urmărindu-se realizarea unei comparații între analiza ecologică și cea exergetică pentru procese industriale. Pentru exemplificare, am ales cazul dezafectării unui grup energetic compus din generator de abur, turbină și generator electric. Intensitatea nocivității este definită pentru fiecare agent poluant, exprimându-se ca o funcție a unității de nocivitate, numită ecopunct. Calculul ecopunctelor permite exprimarea numerică a

impactului ambiental favorizând agregarea grafică a componentelor financiare, energetice și ecologice. S-a conceput o aplicație bazată pe metoda propusă pentru cuantificarea efectelor ambientale aferente dezafectării grupului termoelectric. Rezultatele obținute sunt prezentate grafic [A14].

Ultima parte a capitolului abordează tematica analizei multicriteriale a poluării mediului în zona termocentralei Mintia. În studiu se utilizează o metoda interactivă de analiză a deciziilor bazate pe o ierarhizare a componentelor deciziei. Studiul reprezintă o aplicare a analizei multicriteriale pentru stabilirea priorităților decizionale în domeniul emisiilor poluante ale instalațiilor mari de ardere. Pentru a exprima cantitativ măsura în care sunt îndeplinite obiectivele protecția mediului și dezvoltarea durabilă s-a utilizat metoda AHP. Pe baza determinărilor experimentale realizate "in situ" la CET MINTIA, și prin brainstorming cu decidenții din zonă s-au stabilit criteriile necesare ierarhizării măsurilor de protecție a mediului. Pentru verificarea acurateții și coerenței rezultatelor, am utilizat calculul matricial folosind un program numeric de calcul. Rezultatele obținute se încadrează în limitele stabilite de SAATI, pentru raportul de consistență. Concluziile sunt în concordanță cu prevederile STRATEGIEI EUROPA 2020 [A8].

În cadrul ultimului capitol al tezei de abilitare (Capitolul 9 "PLAN DE DEZVOLTARE A CARIEREI. DIRECȚII VIITOARE PRIVIND EVOLUȚIA ACADEMICĂ ȘI DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ") sunt reliefate direcțiile prezente și viitoare ale carierei universitare precum și cadrul de construire a carierei.

ABSTRACT

The Industrial Engineering Habilitation Thesis of the candidate represents the synthesis of his educational and research activity at the University of Petroșani, Department of Mechanical and Industrial Engineering and Transports. The research directions explored by the candidate deal with the investigation of the possibilities to improve the energetic performances of energy users and with solutions to increase their energetic efficiency. The structure of the thesis brings forward briefly as well as documented results obtained following the research carried out in 2005 before the defense of the doctoral thesis called “*Researches regarding the improvement of the efficiency of pneumatic energy production and use in the mining industry*”, coordinated by Professor MAGYARI ANDREI Ph.D. The research carried out has brought forward contemporary problems the subject considered for the paper has been dealing with, and with the use of original and unconventional methods helped to come up with pertinent conclusions and practical solutions, presented in the scientific papers and specialty books published during the period.

The first chapter of the habilitation thesis deals with the research directions followed by the candidate and the skills obtained following the professional and academic development.

The second chapter of the paper called “*Contributions brought to the exergetic performances of pneumatic systems*” brings forward an exergy analysis regarding the new technologies for the production and transport of pneumatic energy, having therefore a wide range of uses and applications especially in the industrial field. The dynamics of knowledge accumulation in the field of pneumatic energy production have determined me to conceive an exergetic approach of the rotary-screw air compressor as it is not studied in Romania its performances rendering its use very important in most of the industrial branches [A1, A2].

The problems risen during the appointment of the energetic performances of an industrial pneumatic system is approached, solutions were therefore brought forward in order to reduce the energy losses. The opportunity of the study is justified by the increased costs with pneumatic energy an exergy analysis being carried out comparing the real system and the optimized one [A9, A13, A18, A26, A32].

Moreover, there is the problem of conceiving 2 scenarios regarding the equipment of pneumatic systems in order to cover, considering energetic and economic efficiency conditions, the pneumatic energy demand for the 2 development steps of an exploitation. The calculation model may be extrapolated for any industrial pneumatic network. In order to create an algorithm from the calculations, the configuration of the pneumatic network studied in the paper was translated in canonical form adequate to the approach with a numerical calculation programme, the translation being carried out without making changes to the thermal-dynamic parameters of the parts of network [A23].

This chapter also proposes a new determination method through which it is possible to estimate the value of the losses on the entire length of the pipe, pressure drops per meter of pipe, temperature drop on the length of the work, the coefficient of energy losses and determines the cost of lost pneumatic energy for both the horizontal network as well as for the vertical one without recurring to mediations on the considered part of the network and without carrying out the iterative calculation [A13, A15, A32]. The chapter ends with the presentation of the variation of the cost of lost energy per hour per meter of pipe considering the isothermal flow of compressed air depending on three parameters which affect the process: the proportionality coefficient in the cost of energy, the flow and the diameter of the pipe through which fluid runs [A16].

“**The numeric simulation and modelling of the heat transfer process between air and the surrounding rock**” is presented in **Chapter 3**. In order to justify the importance of the study, it is important to highlight that the temperature is a basic parameter in hydro-technical excavations and its determination is useful as well as necessary in obtaining the state of thermal comfort at the place of work combined with the speed and the humidity of air; the calculation of the flow of air in the airway is necessary to aerate the hydro-technical work sites.

The objective of the first part of the chapter is to realise a mathematical model using Bessel functions which may be able to anticipate in the function the geo-hydro-technical conditions of the variation of the non-stationary coefficient of heat exchange based on the determination of the distribution of the dimensionless temperature of the wall of the hydro-technical work, as a result of the heat exchange between the air and the massive rock [A12].

A special interest is given to the heating of air on the unit length, therefore the following paragraph of the study is addressed to the determination of the dimensionless flux of heat necessary for the quantification of the variation of temperature along the hydro-technical work. The determination of the dimensionless temperature of the wall of the hydro-technical work is made using a mathematical model which quantifies the thermal interaction of air and the massif rock. The mathematical model takes into consideration the equation of thermal transfer which represents the expression of the dimensionless temperature of any point of the massif rock, equation which can be solved using 2 methods: one method which considers the 0 order of the 1st kind, 1st order of the 1st kind, 0 order of the 2nd kind, 1st order of the 2nd kind Bessel functions in a dedicated software and respectively the 8 point Gauss method [A6].

The study of the variable heat exchange between a cylindrical pipe with a limited thickness and the massif rock represents the following theme dealt with which follows through the creation of the mathematical model the comprehension of the isothermal spectre around the cylinder of an underground work, the quantification of the thermal flux which runs through the ground being very useful. Newton's numeric method makes it possible to give a solution to the thermal transfer equation in a non-stationary mode using the Bessel functions [A7].

The chapter ends with the approach of establishing the influence of air humidity on the temperature of the road travelled by the air and the value of the convective coefficient between air and the bodies delimiting its flow. The value of this coefficient is less known therefore I consider it is very useful to determine it both for the people working in such conditions as well as for the designers of air-conditioning installations. Nomograms and case studies were therefore carried out in order to validate the results obtained for each subject dealt with [A2,A19].

Chapter 4 called ***“Thermal-energetic approach of installations in heating substations and network components”*** is meant to give a solution to the problem of assessing the performances of an urban heating substation based on its energetic quality indicators. The assessment of the energetic performances of a heating system focuses on quality aspects thus specific consumptions (specific heat demand and specific heat consumption) are preferred instead of the efficiency. In order to appoint the measures which may lead to the improvement of the efficiency of the way in which heat is used a numeric calculation programme has been developed which allowed the assessment of the energetic performances of SACET. Moreover, a quality thermal-energetic analysis has been carried out based on the obtained values resulting therefore a series of measures for the improvement of heat consumer efficiency and measures to increase the efficiency within the heat supply and transport systems [A10, A29].

The second part of the chapter energetically quantifies the thermal-dynamic inefficiencies of hot water supply systems. Thus, 4 thermal rehabilitation scenarios were proposed for hot water supply networks considering the energetic as well as the environmental impact aspects, the results being then expressed numerically and graphically [A11].

Chapter 5 called ***“The analysis of quality and quantity performances of heating equipment installed in energetic groups”*** is meant to bring a series of solutions related to the appointment the best solution regarding the use of heat as steam and hot water for a given technological scenario. The study is justified for the following reasons: the energetic efficiency is a major objective of any economical entity, especially considering the decrease of energetic resources, their price constantly rising; when the energetic efficiency is brought into question almost everybody thinks of the efficient use of energy, leaving aside one important aspect namely the efficient production of electricity. The chapter is meant to establish the inlet and outlet of the real and optimum heat quantities of a hot water / steam generator, the determination of energetic performance parameters, the appointment of energetic efficiency increase measures as well as their

energetic effects. All of these are the basis of technical-economic determinations which are carried out in order to choose the optimum technologic solutions. The personal contributions are related to the identification of energy loss areas within the energetic consumption centers (ECC), their analytical expression as well as quantifying their real value [A20, A25, A33]. The propositions related to the increase of energetic efficiency of the analysed processes in order to create electricity buffer consumers as well as for the recovery, and use of secondary energetic resources also represent personal contributions, their approach being a synergic approach: energy / environmental protection.

The **“Assessing the thermal-energetic efficiency of industrial furnaces and autoclaves”** is carried out in **Chapter 6**. The study is therefore justified considering the reduction of electricity and heat consumption as well as the result of high quality and sustainable end products (burnt, preheated, polymer painted) following the correct evolution of the thermal processes. The thermal-energetic performances of industrial furnaces and autoclaves are therefore determined based on numeric calculation programmes which have taken into consideration both the thermal-energetic assessment as well as the assessment of the material. The thermal-energetic performance indicators obtained were compared to those specified by the manufacturing companies, the technical norms, respectively the BAT concept. The state parameters as well as the process ones were determined either through calculation or using the speciality literature for each of the inlet and outlet measures in order to develop the numeric calculation programme, these data being complemented by personal researches specific to each situation. The way in which the numeric calculation programme was conceived for each energy transformer may represent a prototype which gives the possibility to quickly and correctly establish the value of the thermal-energetic measures which enter into the analysis and determine the thermal-energetic performance indicators. Moreover, measures destined to increase of the energetic performances of each heat user, measures involving no investments, measures involving reduced investments as well as measures involving increased investments were also proposed [A24, A27, A28, A30, A31].

Chapter 7 of the paper deals with the **“Complex energetic audit of the heat electricity generating motor assembly with the purpose of determining the energetic indicators”**. The first part of the chapter is meant to bring forward the solutions to capitalise the potential energy of the biomass of the waste water collected to a WWTP. Taking into consideration the biomass composition of the waste water 3 biogas energy capitalisation scenarios are analysed. The energetic and the economic performances as well as the environmental impact of the use of biogas for hot water and electricity generation with a heat recovery diesel transformer are therefore highlighted [A5].

The second item dealt with in the chapter is represented by how the operation of a gas co-generation electricity generator influences its energetic efficiency. The energetic performance of a cogeneration plant composed of 3 gas operated electricity generators are therefore analysed, determining also the specific energetic indicators based on the energetic analysis. The results are materialised with the appointment of the dependence of the energetic efficiency and the cogeneration index on the electric and thermal loading degree of the electricity generating group. The evolution of the energetic performances was also observed during a year identifying the thermal-dynamic imperfections determined by the variations of the temperature of the environment and the unequal load determined by season change and the use of the industrial energetic system [A4].

The last part of the chapter is dedicated to the determination of the energetic performance indicators corresponding to a combustion engine in order to verify that it is according to the limits specified by the manufacturer [A3, A22].

Chapter 8 of the paper is called **“The synergic evolution of energetic and ecologic systems”**. The first part of the chapter is meant to realise an environmental impact assessment considering the dismantling of an energetic group using all the available thermal-dynamic concepts. The assessment of the quality of the resources is carried out based on a series of specific criteria, following the realisation of a comparison between the ecologic analysis and exergy analysis for

industrial processes. As an example, the dismantling of an energetic group composed on a steam generator, turbine and electricity generator has been chosen. The intensity of the harmfulness is defined for each pollutant expressed as a function of the harmful unit, called Ecopoint. The calculation of ecopoints allows the numeric expression of the environmental impact favouring the graphical representation of the financial, energetic and ecologic components. An application based on the proposed method was therefore developed in order to be able to quantify the environmental effects occurred after the dismantling of the heat and electricity generator. The results obtained were graphically represented [A14].

The final part of the chapter deals with a multi-criterial analysis of environmental pollution in the proximity of Mintia central heating power plant. The study uses an interactive analysis method of the decisions based on a hierarchy of its components. The study represents the practical application of the multi-criterial analysis used to prioritise the decision in the field of polluting emissions of large burning installations. In order to express the measure in which the objectives for environmental protection measures and sustainable development are met, the AHP method was used. Based on the experimental determinations carried out on site at Mintia central heating power plant, as well as through brainstorming with the people in charge with decisions in the area the criteria necessary to appoint a hierarchy for the environmental protection measures. In order to verify the accuracy and coherence of results a numeric calculation programme was used. The results obtained are comprised within the limits established by SAATI for the consistency report. The conclusions also meet the provisions of the EUROPA 2020 Strategy [A8].

The last chapter of the habilitation thesis (*Chapter 9* called “**Career development plan. Future directions concerning Academic evolution and Scientific Research**”) is meant to highlight the present directions of my university career as well as its future framework.

In the third part of habilitation thesis references associated with the first two sections are included, on specific categories.

PARTEA I

REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE.PREZENTARE TEHNICĂ

CAPITOLUL 1

SINTEZA REZULTATELOR ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE POST- DOCTORALE

1.1. PROLEGOMENE ȘI DOMENII DE CERCETARE

Activitatea profesională, didactică și de cercetare științifică din ultimii 14 de ani am desfășurat-o în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi (DIMIT) din cadrul Facultății de Inginerie Mecanică și Electrică, Universitatea din Petroșani. După parcurgerea etapelor de formare, care au presupus activități de cercetare interdisciplinare în domeniul ingineriei termice, candidatul a identificat o nișă de cercetare, care ulterior s-a dovedit a reprezentat mult mai mult și anume analiza eficienței termoenergetice a sistemelor industriale.

Complexitatea cunoștințelor necesare domeniului derivă din structura deosebită a acestei analize, iar pentru o evaluare corectă a eficienței energetice este imperios necesar a deține cunoștințe avansate, dobândite în mod continuu în următoarele domenii:

- termotehnică și mașini termice;
- mecanica fluidelor/gazodinamică;
- termoenergetică.

În prezent sunt conferențiar universitar în cadrul Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi, prezenta teză de abilitare constituindu-se într-o sinteză a activității de cercetare desfășurată în ultimii 10 ani, acoperind cercetările întreprinse, desfășurate și materializate în perioada postdoctorală¹.

Acest capitol este consacrat unei expuneri sintetice a structurii activităților de cercetare derulate în colectivul „Simulare și modelare a sistemelor termice și fluidice, din cadrul Universității din Petroșani.

1.2. OBIECTIVE

Îmbunătățirea eficienței energetice în cadrul instalațiilor energetice industriale utilizatoare de energie termică și electrică, obținerea unor indicatori energetici optimizați constituie obiective de prim rang, găsindu-se în topul preocupărilor conjugate a disciplinelor tehnice și inginerești, interesate deopotrivă de găsirea celor mai adecvate metode și mijloace de eficientizare a proceselor energetice. Prezenta teză abordează un domeniu științific interdisciplinar, modern, de mare perspectivă, ancorat solid în trecut și prezent, cum este cel al creșterii eficienței termoenergetice a proceselor industriale în contextul dezvoltării durabile industriale. Obiectivele urmărite în cadrul lucrării au vizat:

- perfecționarea sistemelor pneumatice industriale (compresor elicoidal, rețea pneumatică);

¹ Menționez că în urma susținerii publice, în anul 2006, a tezei de doctorat intitulată "*Cercetări privind îmbunătățirea eficienței producerii și utilizării energiei pneumatice în industria minieră*", mi s-a conferit titlul de Doctor-inginer în domeniul „Mine, Petrol și Gaze” (Hotărârea de obținere a titlului de Doctor-inginer în Științe Tehnice: Ordinul MECi nr. 3824/03.05.2006).

- simularea și modelarea numerică a procesului de transfer de căldură în instalațiile industriale;
- reducerea intensității energetice la instalațiile termice industriale;
- majorarea eficienței energetice a mașinilor termice generatoare (generatoare de abur și apă caldă, a mașinilor termice motoare turbine cu abur, motoare termice) și a transformatoarelor termice (diferite tipuri de schimbătoare de căldură și componente de rețea);
- analiza energetică a cuptoarelor industriale și a autoclavelor;
- furnizarea unor soluții fezabile și aplicate de reducere a consumurilor energetice în instalațiile termice industriale;
- exprimarea energetică a performanțelor diferitelor sisteme industriale;
- metode de evaluare a impactului asupra mediului a instalațiilor de ardere.
- stabilirea algoritmilor de calcul pentru determinarea cantităților de energie (căldură) care intră și ies din procese;
- determinarea performanțelor termoenergetice și calcularea indicatorilor energetici de performanță pentru anumite echipamente și instalații industriale;
- furnizarea unor soluții de reducere a consumurilor energetice în instalațiile termice industriale.
- impactul tehnico-economic și ambiental realizat prin aplicarea măsurilor de eficientizare propuse.

1.3. SUMAR AL CONTRIBUȚIILOR ȘTIINȚIFICE

În anii care au urmat susținerii Tezei de doctorat am elaborat și publicat în calitate de autor unic sau coautor următoarele lucrări științifice:

- 4 lucrări științifice publicate în reviste cotate ISI cu factor de impact (suma totală a factorilor de impact este de 4,1);
- 9 lucrări științifice publicate volume ale conferințelor indexate ISI (ISI Conference Proceedings Citation Index, Thomson ISI Master Journal List, Web of Science®);
- 37 articole în reviste/conferințe indexate BDI; (SCOPUS; EBSCOHOST; CABELL's; Index Copernicus – Journal Master List, Genamics Journalseek Database, Evisa database, Google Scholar, DOAJ – Directory of Open Access Journals, ProQuest database, EBSCO Publishing, Chemical Abstracts Service (CAS), *Open J-Gate Service*, getCITED: Academic research list; BAZTECH; MKPERIODICA; SCIPPIO; etc);
- 14 articole în volumele unor manifestări științifice internaționale și naționale cu ISBN.

Activitatea științifică aplicativă s-a concretizat prin participarea la realizarea a **36** de proiecte naționale/internaționale de cercetare-dezvoltare-inovare câștigate prin competiție pe bază de contract/grant, având ca beneficiar Universitatea din Petroșani/Universitatea din Alba Iulia, după cum urmează (conform listei de lucrări):

- 1 contract internațional responsabil de temă
- 3 granturi naționale director contract
- 1 contract internațional membru în colectiv
- 1 grant național responsabil de fază
- 1 grant național membru în colectiv
- 18 contracte naționale responsabil de temă/director bilanț termoenergetic;
- 11 contracte membru în colectiv.

În cadrul proiectelor derulate, o parte a soluțiilor tehnice propuse au fost implementate de beneficiar, realizând eficientizarea energetică și rezultând economii semnificative la factura de energie electrică sau termică.

Temele de cercetare elaborate în calitate de responsabil de temă/director bilanț termoenergetic au vizat:

- fundamentarea măsurilor de economisire a resurselor energetice, de modernizare a instalațiilor și de creștere a eficienței energetice;

- simularea și modelarea numerică a procesului de transfer de căldură în instalațiile industriale;
- determinarea schimbului de căldură din instalații industriale;
- stabilirea cantităților absolute și specifice de energie consumate, respectiv rezultate din procesul tehnologic analizat;
- stabilirea cantităților de masă și de energie care părăsesc procesul examinat la un nivel suficient pentru a putea fi reutilizate;
- determinarea pierderilor de energie aferente procesului ca loc și valoare;
- evaluarea calității energiei în conformitate cu ISO 50001 și cu Legea nr. 121/01.08.2014 privind eficiența energetică;
- estimarea nivelului tehnic și energetic al procesului examinat;
- soluții alternative de alimentare cu energie a instalațiilor studiate.

Evidențez 4 proiecte de cercetare câștigate prin competiție la care am fost director de temă, cercetările având ca obiect:

- *Întocmire măsurători de performanță și raport tehnic pentru determinarea unor indicatori necesari calificării producției de energie electrică în cogenerare de înaltă eficiență pentru Grupul Energetic nr.4 de 150 MW din Complexul Energetic Hunedoara SA - Sucursala Electrocentrala Paroșeni.* Contract de cercetare științifică nr. 3/14.01.2015. Părțile contractante: C.E.H. HUNEDOARA – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant. Val: 50.000 lei.
- *Elaborarea și analiza bilanțului termoenergetic pentru S.C. TERMOFICARE S.A. Petroșani.* Contract de cercetare științifică nr. 37/09.06.2010 Părțile contractante: S.C. TERMOFICARE S.A. Petroșani – beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant. Val: 60.000 lei.
- *Analiza comparativă a performanțelor energetice a compresoarelor elicoidale din cadrul CNH Petroșani,* Contract de cercetare științifică nr.121 ASL/2006. Părțile contractante: C.N.H. Petroșani - beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant. Val: 40.000 lei.
- *Fundamentarea teoretică și simularea proceselor termofluidodinamice privind instalația "Energiewandler".* Contract de cercetare științifică nr.8/15.05.2012. Părțile contractante: Kleedofor Friedrich, Austria-beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant.

Activitatea de publicare de carte s-a materializat prin 6 cărți, toate în calitate de unic autor, dintre care 2 lucrări ca suport pentru activitățile didactice de curs (Termodinamică tehnică și mașini termice, Motoare termice), 2 cărți (Compresoare elicoidale, Transmiterea căldurii), un îndrumar de laborator și o aplicație materializată prin Teste de termotehnică. Cărțile publicate au avut drept scop îmbunătățirea activității didactice și profesionale, adresându-se domeniului termotehnicii, termoenergeticii și a instalațiilor termice industriale. Majoritatea acestor cărți, manuale, îndrumare, aplicații reprezintă rezultatul eforturilor de cercetare și documentare în domeniul termotehnicii și termoenergeticii și constituie repere bibliografice obligatorii pentru disciplinele care abordează domeniile în cadrul Universității Petroșani (programele de studii de licență și de masterat).

1.4. ACTIVITATEA DIDACTICĂ. ACTIVITATEA TEHNICĂ

Activitatea didactică este materializată la următoarele discipline unde sunt titular de curs:

- ✓ termotehnică și mașini termice, motoare termice la specializările Ingineria transporturilor și traficului; Utilaje și instalații de proces, Tehnologia construcțiilor de mașini Mine, Mașini și echipamente miniere
- ✓ termotehnică, la specializarea Electromecanică, Construcții miniere,
- ✓ bazele termodinamicii, la specializarea Energetică industrială
- ✓ termodinamică la specializarea Ingineria mediului
- ✓ termodinamică și operații de transfer termic, la specializarea Inginerie economică, Valorificarea deșeurilor
- ✓ procese și operații unitare de transfer, la specializarea Instalații și echipamente pentru procese mecanice, master
- ✓ termotehnică și echipamente termice, la specializarea Ingineria securității în industrie.

În perioada ulterioară susținerii tezei de doctorat – prezent, am proiectat și realizat cu infrastructură 4 standuri de laborator (organologia motoarelor cu ardere internă, schimbător de căldură apă-apă, grup electrogen alimentat de un motor Diesel în patru timpi, motor termic în 2 timpi), pe baza cărora s-au elaborat 3 lucrări cu caracter aplicativ. De asemenea, s-au achiziționat din contractele de cercetare științifică, în calitate de responsabil de temă, aparatură de măsură a parametrilor termofluidodinamici:

- Gazoanalizor Testo 350 pentru determinarea compoziției gazelor de ardere, a cifrei de fum și a vitezei de curgere a gazelor (valoare 40.000 lei);
- Tub Pitot Prandtl, domeniul de măsurare al vitezelor: 4 - 30 m/s, 31 - 100 m/s; precizia 3% (valoare 2.000 lei);
- Senzori ultrasonici Flexim ADM 625 pentru determinarea debitului de fluid (valoare 10.000 lei);
- Termobalanță Sartorius Moisture Analyzer model MA 35 (valoare 8.700 lei);
- Senzori de temperatură LASCAR în domeniul 0-400 °C (28 buc.) și -100-700 °C (28 buc.), echipați cu data-loggere (valoare 12.000 lei).

Tot în acest sens menționez cumpărarea din contractele de cercetare și a altor instrumente de măsură cum ar fi: manometre, reductoare de presiune, termometre, radiatoare, pompă de injecție, injectoare. Aparatura achiziționată se poate utiliza atât în sfera didactică cât mai cu seamă în cadrul derulării de contracte de cercetare științifică.

1.5. VIZIBILITATE ȘI IMPACT AL CERCETĂRII

Relevanța și impactul rezultatelor mele științifice s-au concretizat în:

- cărți cu caracter didactic și tehnic elaborate ca unic autor. Contribuțiile teoretice și aplicative relevante ale acestora se referă la domeniul noilor tehnologii de producere a energiei pneumatice concretizate într-o lucrare tehnică de specialitate, lucrarea - Compressoare elicoidale - fiind prima carte în România care abordează compresorul elicoidal "în extenso". Prin conținutul lucrării sunt puse la dispoziția celor interesați - studenți și cadre tehnice din industria de profil - o imagine de ansamblu a problematicei ridicate de construcția, calculul și utilizarea compresoarelor elicoidale.
- articole în reviste ISI cu factor de impact, în reviste BDI și în conferințe ISI și BDI;
- soluții tehnice furnizate beneficiarilor și implementate de aceștia, generându-se o economie semnificativă la factura de energie electrică și termică. Dintre acestea se precizează:
 - înlocuirea rețelei pneumatice ramificate cu o rețea inelară având tronsoanele magistralei montate astfel încât să constituie un colector – distribuitor inelar de aer comprimat, aplatizarea curbei de sarcină fără a fi necesară cuplarea unui compresor suplimentar la rețea; amplasarea stațiilor de compresoare în centrele de greutate ale consumului în cadrul E.M. Lonea.
 - înlocuire chiler cu 4 free-cooler-e în cadrul Takata Sibiu;
 - majorarea gradului de încărcare a chillerului deoarece în medie răcitorul lucrează mai puțin de 5% din timp la încărcarea maximă, în cadrul S.C. Continental Sibiu;
 - montare economizor la Macon Oradea;
 - montare economizor generatoarele de abur Clayton; reducerea debitului purjei; la Unilever Romania;
 - valorificarea rumegușului pentru producerea de peleți în cadrul SarmisMob Deva;
 - recuperarea căldurii cu potențial mediu în cadrul autoclavelor de la Macon Deva și Macon Oradea, renunțarea la alimentarea cu agent termic de la CET Oradea și instalarea unei centrale termice proprii;
 - pentru compresoarele elicoidale Atlas Copco GA 75 și Ingersoll Rand M55, recuperarea căldurii din aerul de răcire și introducerea de motoare cu turație variabilă VSD în cadrul Simcor Targu Jiu;
 - îmbunătățirea izolației termice, măbind coeficientul de reținere a căldurii, curățarea aparatului de depuneri menținând rezistența termică a acestora, asigurarea încărcării la

sarcină nominală a aparatelor schimbătoare de căldură, montarea de convertizoare de frecvență pentru asigurarea turației variabile a pompelor; în cadrul S.C. Pregoterm Vulcan;

- izolarea bolții cuptorului cu șamotă poroasă; schimbarea sistemului de cuplare gazodinamică cuptor-uscător, pe partea de aer recuperate în cadrul Macon S.A. Deva și Macon S.A. Oradea;
- recuperarea căldurii din stațiile de compresoare la EM Lupeni și E.M. Lonea;
- recuperarea căldurii de la cuptoarele tunel pentru arderea ceramicii din cadrul societății Simtereac Vadu Crișului;
- asigurarea unui regim de consum a aerului comprimat pentru aplatizarea curbei de sarcină în cadrul Siemens Sibiu;
- suprimarea canalelor orizontale din zidăria laterală a cuptorului tunel și realizarea labirinților de împiedicare a circulației gazelor arse calde la partea superioară a încărcăturii sub boltă, separarea fluxurilor de aer cald provenind din laboratorul cuptorului și din bolta dublă, schimbarea sistemului de cuplare gazodinamică cuptor-uscător, pe partea de aer recuperate, schimbarea sistemului de răcire rapidă din cadrul Simterc Vadu Crisului;
- creșterea gradului de încărcare, a rooftopului deoarece în medie răcitorul lucrează mai puțin de 5% din timp la încărcarea maximă, în cadrul Sews Deva și Sews Alba Iulia.

▪ referințele bibliografice care citează articolele candidatului.

În privința relevanței și impactului rezultatelor științifice, referințele bibliografice care citează articolele candidatului sunt în sinteză:

- Citări în reviste ISI cu factor de impact mai mare ca 1 (Applied Thermal Engineering, Environmental Engineering & Management Journal) și Proceedings ISI: 11;
- Citări în reviste și Proceedings BDI: 21;

De asemenea, deși nu au fost luate în considerare în calculul privind îndeplinirea standardelor minimale, mai doresc să menționez:

- Articole și cărți ale candidatului citate în teze de doctorat : 15
- Teze de doctorat și referințe bibliografice care citează lucrarea de doctorat a candidatului :6.

Prezentări invitate în plenul unor manifestări științifice naționale și internaționale

Internaționale

- Plenary Lecture, "Differential Equations that Describe the Thermodynamically State of Gas in the Working Cavity of the Helical Screw Compressor", HTE '09.
<http://www.wseas.org/multimedia/books/2009/moscow/HTE.pdf>,

Naționale:

- "Influența calității cărbunelui asupra poluării mediului la Complexul Energetic Rovinari", "Eficiența energetică. Performanța centralelor electrice". *Secțiune organizată de CNR-CME și DK EVENTS în parteneriat cu Complexul Energetic Craiova, și Universitatea Politehnică București, Facultatea de Energetică, Conferința de Eficiență Energetică, CEEA, București, Palatul Parlamentului, 13 Septembrie, 2011.*

De asemenea, candidatul a fost Chairmen în cadrul a 2 manifestări științifice în străinătate și anume:

- Chairmen în cadrul "9th International Conference on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable Development (EEESD '13)",
<http://www.wseas.org/multimedia/conferences/2013/Lemosos/Program.pdf>,
- Chairmen în cadrul SGEM 2014.

Membru în colectivele de redacție sau comitete științifice al revistelor și manifestărilor științifice, organizator de manifestări științifice, recenzor pentru reviste și manifestări științifice naționale și internaționale indexate

- International multidisciplinary symposium "Universitaria Simpro 2016", <http://upet.ro/simpro/2016/committees/>

Apartenență organizații profesionale:

- Membru în Academia de Științe ale Transportului și Drumurilor, Ucraina, CB nr. 473;
- Membru Balkan Environmental Association (BENA);
- Membru Asociația Generală a Inginerilor din România, AGIR, București, 2010 (nr. 61600);
- Membru fondator a Asociației Absolvenților Universității din Petroșani (ALUMNI), 2009, nr. legitimație 37;
- Director Societatea Română a Termotehnicienilor, filiala UPET;
- Auditor energetic autorizat, clasa B, A 415/20.09.2013;
- Membru al CNR-CME, nr 247/2008.

1.6. EXPERIENȚĂ MANAGERIALĂ

Membru al *Consiliului Facultății de Inginerie mecanică și electrică* al Universității din Petroșani (2015-prezent);

Membru în *Comisia de avizare a lucrărilor de cercetare științifică*, prin Decizia nr. 95/10.05.2016

Membru în *Comisia de Etică Universitară* din cadrul Universității din Petroșani, prin Decizia nr. 19/05.2016.

Membru în *Comisia de îndrumare a tezelor de doctorat*, domeniul Inginerie Industrială.

Dintre activitățile care consider că prezintă relevanță din perspectiva demersului materializat în teza de abilitare, doresc să mai amintesc că am participat, în calitate de membru, în comisiile de susținere a examenelor și a referatelor de doctorat în domeniile *Inginerie industrială și Mine, petrol, gaze*.

CAPITOLUL 2

CONTRIBUȚII LA ÎMBUNĂTĂȚIREA PERFORMANȚELE EXERGETICE ALE SISTEMELOR PNEUMATICE

2.1. CONTEXTUL UTILIZĂRII AERULUI COMPRIMAT

În acest capitol mi-am propus să realizez o analiză exergetică privind noile tehnologii de producere și transport a energiei pneumatice, acestea având o gamă largă de utilizări și aplicații cu precădere în domeniul industrial. Utilizarea energiei pneumatice în industrie și în sectorul terțiar este frecventă, producerea și consumul aerului comprimat fiind fără dificultăți tehnice și fără pericole deosebite. Din păcate randamentul energetic al sistemelor pneumatice este redus, studiile de caz evidențind posibilitatea unor economii de energie de 5 ÷ 50 %, deci o îmbunătățire cât de mică ar putea conduce la economii semnificative în plan energetic și financiar. Dinamica acumulării cunoștințelor în domeniul producerii energiei pneumatice m-au determinat să încerc o abordare exergetică a compresorului elicoidal, acesta nefiind studiat în România, performanțele lui impunându-l în majoritatea ramurilor industriale [A1, A2, B3].

2.2. ANALIZA EXERGETICĂ A PROCESELOR DIN INSTALAȚIILE GENERATOARE DE AER COMPRIMAT

2.2.1. Analiza exergetică reală și optimă a proceselor dintr-un compresor elicoidal în vederea reducerii consumului de energie. Rezultate

Pentru a putea localiza și stabili cât mai exact pierderile de energie și ponderea acestora în proces s-a apelat la o metoda care vizează realizarea analizei exergetice [A18].

În lucrare este prezentată o soluție fezabilă privind recuperarea unei părți din căldura pierdută de compresor. Recuperând o parte a căldurii din aerul de răcire a compresorului se reduce consumul de exergie, obținând o valoare avantajoasă în privința consumului specific de energie.

Analiza exergetică evidențiază aspectele calitative ale utilizării energiei în instalațiile industriale. Pentru realizarea studiului se va concepe un program numeric de calcul rezultatele fiind prezentate numeric și procentual [A26]. Acesta s-a realizat pe un compresor elicoidal în funcțiune, având următoarele caracteristici tehnice: presiune de refulare 7,5 bar, debit nominal 43,5 m³_N/min și putere nominală 250 kW. Pentru rularea programului numeric de calcul și determinarea mărimilor exergetice, o parte din parametri au fost determinați experimental prin măsurători, o mică parte au fost luați din literatura de specialitate și o altă parte s-au determinat prin calcul. Programul numeric s-a realizat pentru un debit volumic de aer real de 2220 m³_N/h, valoare determinată cu un modul manometru diferențial și diafragma. S-a considerat $k = 1,4$, și constanta de natură a aerului $R = 0,287$ kJ/(kg·K). Ținând seama de [B45], s-au considerat valorile coeficienților $\psi_a = 0,1$, $\psi_r = 0,095$, $\phi_a = 1,05$ și $\phi_r = 1,04$, $\eta_m = 0,96$. S-au măsurat următorii parametri de stare: presiunea aerului la aspirație $T_a = 296$ K, temperatura mediului $T_0 = 287,3$ K, temperatura la sfârșitul comprimării $T_c = 389$ K, temperatura la refulare $T_r = 348$ K, presiunea de aspirație $p_a = 0,934$ bar, presiunea de comprimare $p_r = 6,3$ bar. În continuare, vor fi prezentate diagramele Sankey pentru elementele ansamblului compresor elicoidal [A26]. Parametrii necesari rulării programului numeric de calcul sunt determinați cu relațiile din literatura de specialitate [B3], completate cu cercetări proprii [A1, A2, A9, A26, A32], rezultatele analizei exergetice orare reale și optime fiind prezentate în figurile 2.1 și 2.2.

Parametrii de lucru ventilator determinați sunt [A26]: $Q = 5,28$ m³/s; $\Delta p = 56$ mm H₂O; $P_{util} = 2,898$ kW; $P_{arb. v} = 4,17$ kW; Pierderi ventilator = 1,272 kW; $\eta = 69,5$ %.

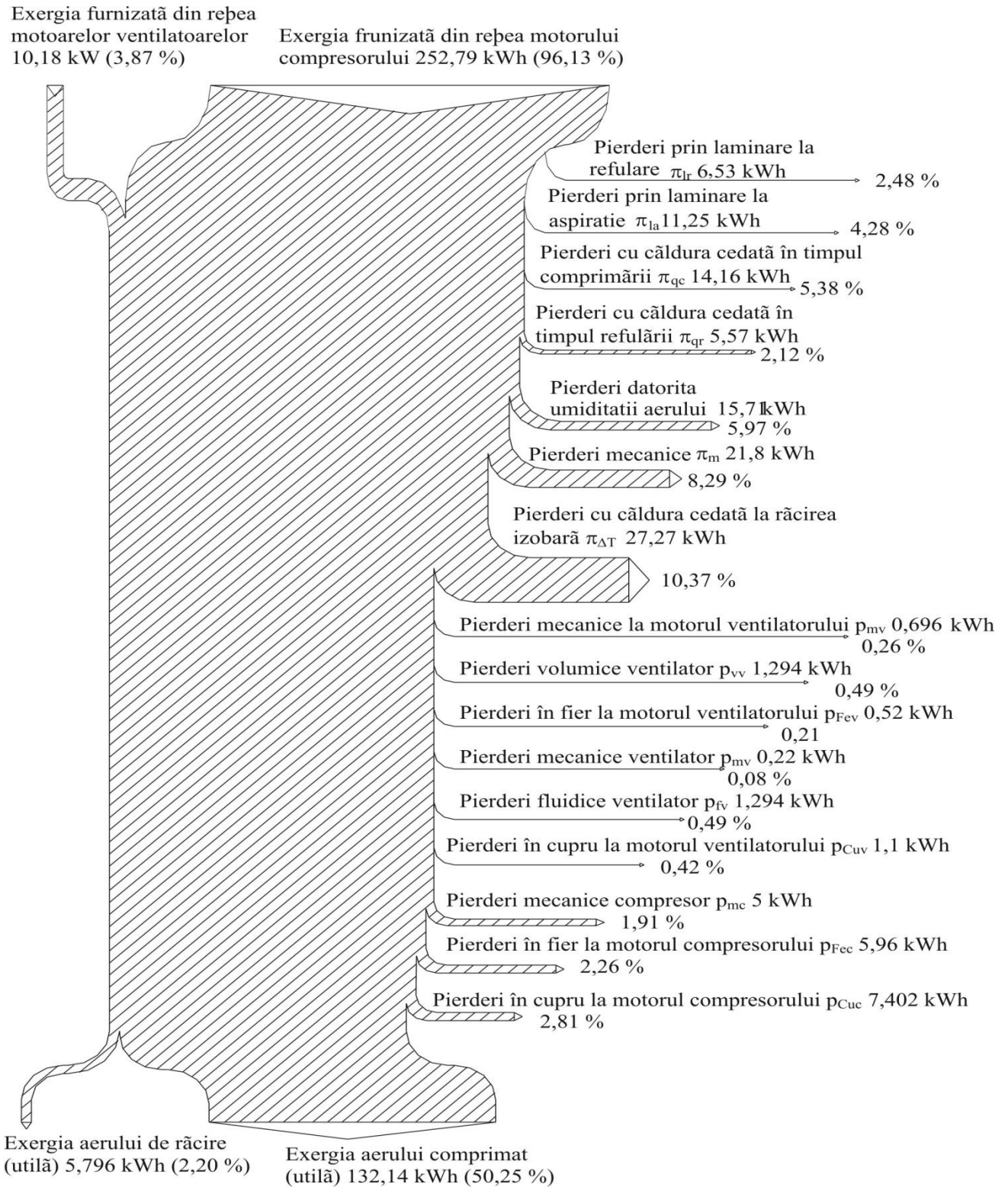


Fig. 2.1. Diagrama Sankey – analiză exergetică real orară a compresorului elicoidal

Exergia furnizată din rețea
motoarelor ventilatoarelor
10,18 kWh (4,68 %)

Exergia furnizată din rețea motorului
compresorului 207,33 kWh (95,32%)

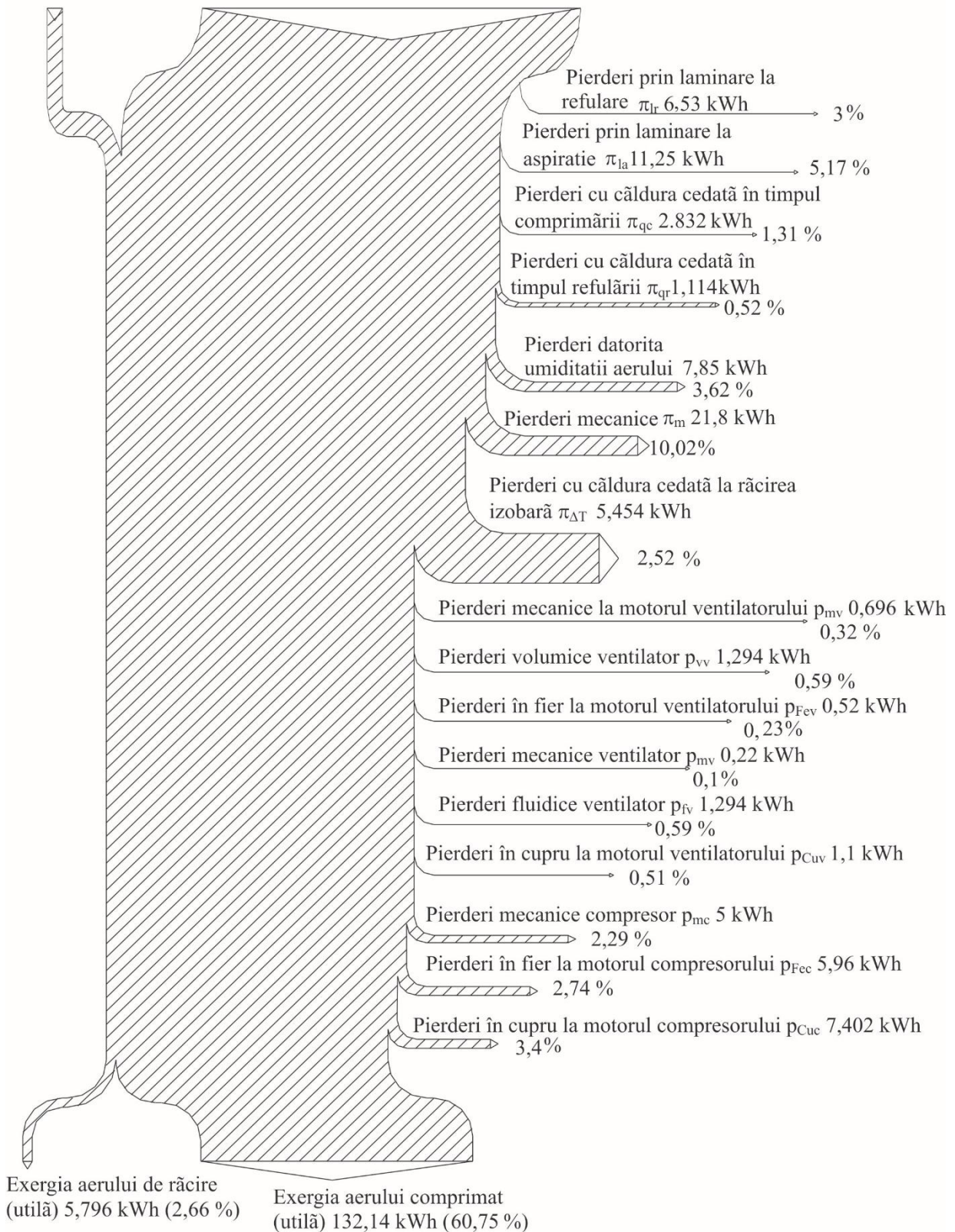


Fig. 2.2. Diagrama Sankey - analiză exergetică optim orară a compresorului elicoidal

2.2.2. Măsuri tehnico-organizatorice pentru majorarea eficienței energetice a funcționării compresorului

Măsuri tehnico-organizatorice destinate majorării eficienței energetice a generatoarelor pneumatice industriale:

- recuperarea căldurii evacuate prin răcirea aerului comprimat, potențialul termic fiind utilizat printr-un sistem de recuperare adecvat la insuflarea de aer cald în vestiarele minerilor, la evitarea givrajului la ghidajele instalației de extracție sau la încălzirea apei necesare grupurilor sanitare;
- acțiuni de eliminare a umidității din aerul comprimat refulat;
- asigurarea unei cronograme de consum a aerului comprimat pentru aplatizarea curbei de sarcină;
- introducerea acționării electrice, a compresoarelor, cu motoare cu turație variabilă(VSD);
- introducerea defalcată a monitorizării consumului de aer comprimat

Măsurile cu investiții modice (fig. 2.3 și 2.4) se referă la:

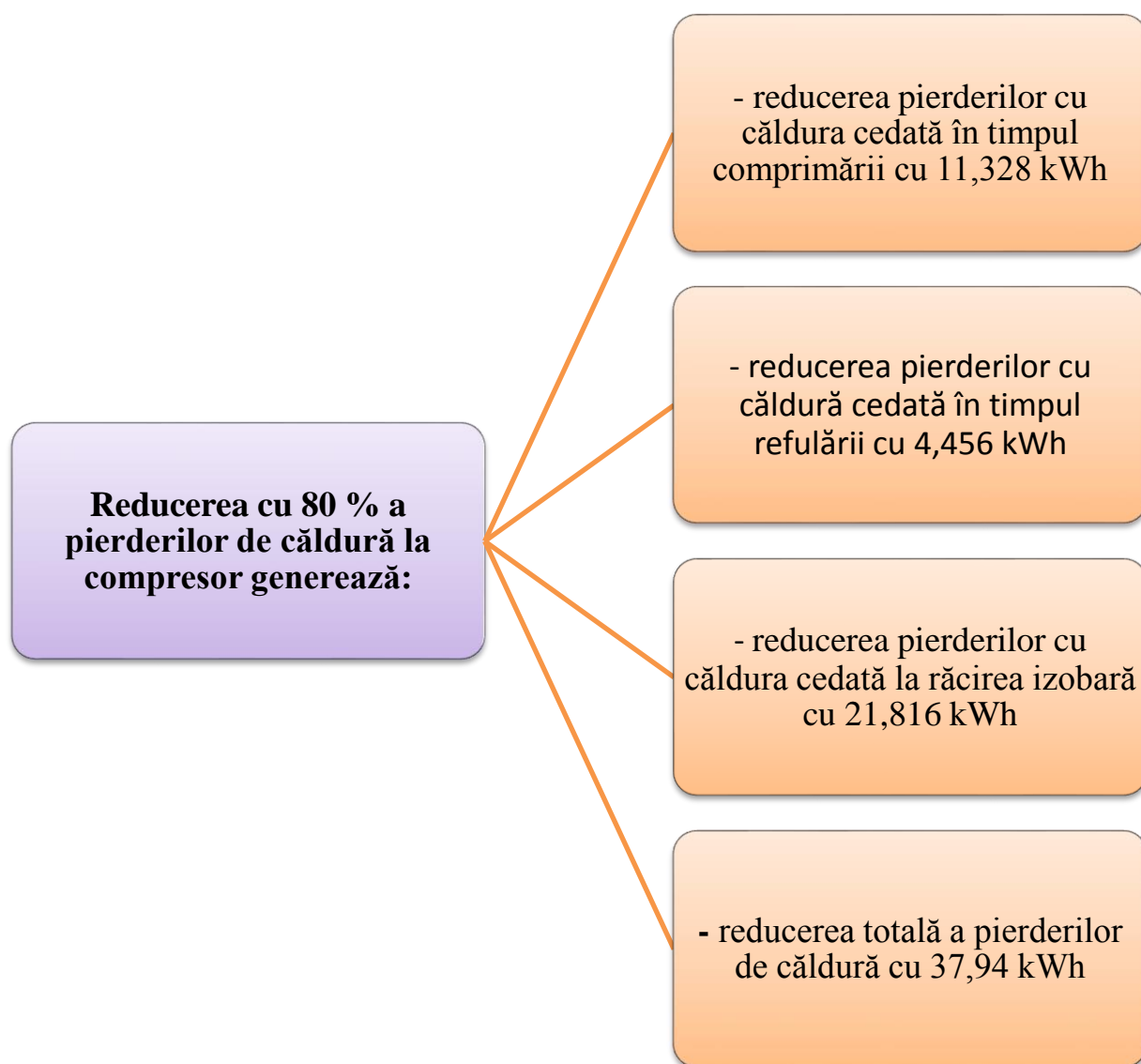


Fig. 2.3. Reducerea pierderilor de căldură

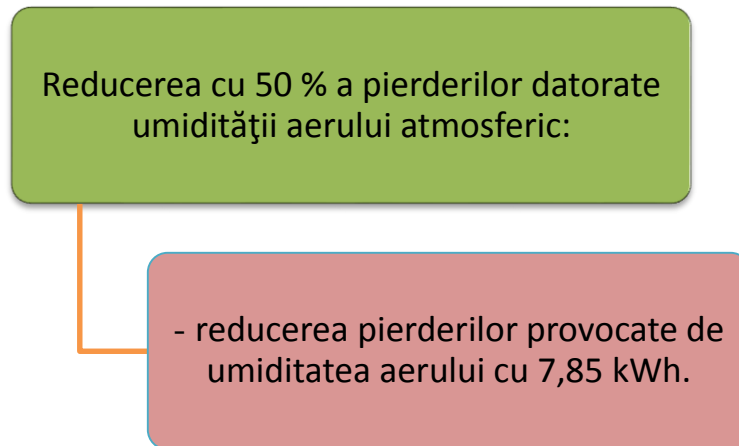


Fig. 2.4. Reducerea pierderilor datorate umidității aerului

2.2.3. Evaluarea eficienței economice a măsurilor în vederea îmbunătățirii eficienței energetice a compresorului elicoidal

Prin recuperarea unui procent de 80 % din căldura aerului comprimat și reducerea cu 50 % a umidității aerului se estimează următoarele efecte energetico-economice:

- Căldura recuperată orar $\Delta Q = 45,79 \text{ kWh} = 164,844 \text{ MJ} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ t.e.p.}$
 - Valoarea căldurii recuperate $V_Q = (4 \cdot 10^{-3} \text{ t.e.p./h}) 625 \text{ Eu/ t.e.p.} = 2,5 \text{ Eu/h}$
 - Valoarea investiției $V_I = (45,79 \text{ kW}) \cdot 400 \text{ Eu/kW} = 18316 \text{ Eu}$
 - Durata de recuperare a investiției $DRI = V_I/V_Q = 18316/2,5 = 7327 \text{ ORE} = 302 \text{ ZILE.}$
- Măsuri cu investiții mari (fig. 2.5):

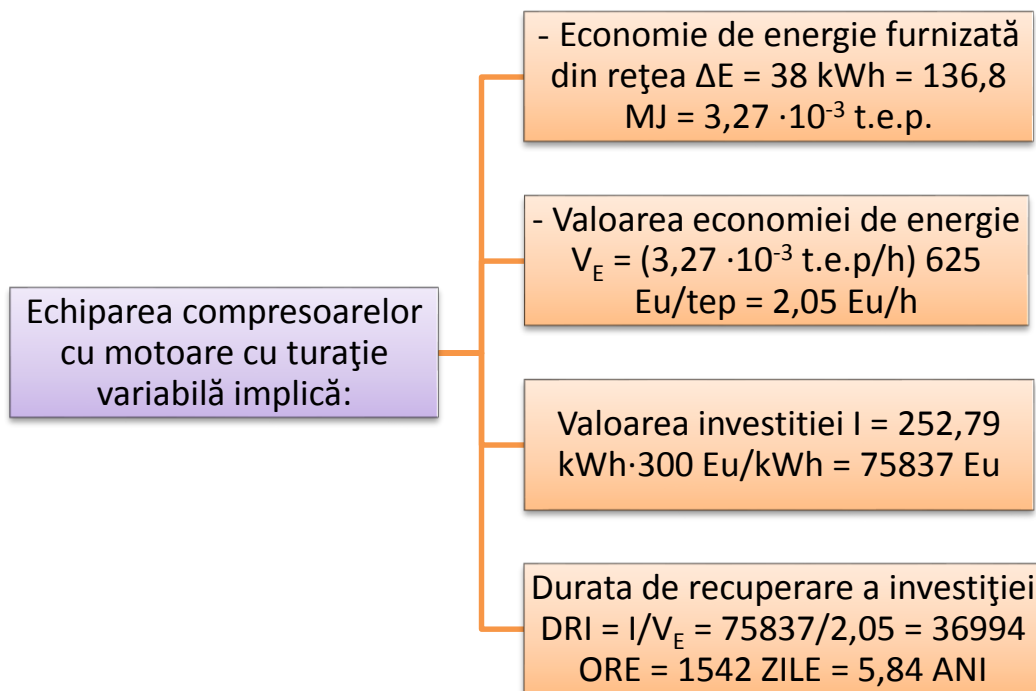


Fig. 2.5. Măsuri cu investiții mari

2.3. CONTRIBUȚII LA STUDIUL PROCESELOR DIN REȚEAUA PNEUMATICĂ DE TRANSPORT ȘI DISTRIBUȚIE A AERULUI COMPRIMAT

2.3.1. Metodologia de calcul

Este abordată tematica stabilirii performanțelor energetice a unui sistem pneumatic industrial, fiind propuse soluții de reducere a pierderilor de energie. Oportunitatea studiului se justifică prin valoarea deosebit de ridicată a costurilor cu energia pneumatică. S-a efectuat o analiză comparativă între sistemul real și sistemul optimizat.

În studiu este realizată analiza exergetică a rețelei pneumatice aferentă unei exploatare subterane, lucrarea presupunând realizarea următoarelor obiective:

- analiza energetică reală și optimă a rețelei pneumatice;
- analiza exergetică reală a debitelor masice, analiza exergetică optimă a debitelor masice;
- analiza exergetică comparativă a puterilor în situația reală și în situația cu pierderi impuse de 25% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%;
- analiza exergetică a debitelor masice (real și optim);
- analiza optimă a debitelor masice cu pierderi impuse de 26%;
- interpretarea rezultatelor;
- măsuri pentru creșterea eficienței energetice.

Ca o concluzie finală a studiului a fost evidențiată oportunitatea realizării unui colector-distribuitor, cu rol de "volant" pneumatic de energie.

Parametrii cunoscuți: configurație rețea pneumatică, lungimi tronsoane, debitele de aer comprimat solicitate de consumatori, temperatura și presiunea aerului comprimat la ieșirea din stația de compresoare, exponentul politropic al curgerii pe tronson.

Parametrii calculați: pierderile de presiune pe tronsoane, pierderile de debit pe tronsoane, pierderea la consumatori, temperatura pe tronson, capacitatea de transport a tronsonului, pierderile de putere pe tronsoane.

Elementele de noutate aduse în cadrul studiului se referă la [A13]:

- conceperea unei metode noi de studiu în privința stabilirii performanțelor energetice ale rețelei pneumatice;
- realizarea unui studiu de caz privind determinarea indicatorilor energetici pentru o rețea pneumatică reală.

Consumatorii pneumatici din cadrul rețelei analizate sunt alimentați în principal de la stația de compresoare, având un debit instalat de $100 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min}$.

Au fost stabilite următoarele puncte de măsură (fig. 2.4):

- stația de compresoare (punctul 0);
- cele trei puncte de ramificare de pe rețeaua de transport (punctele 1,2,3);
- nouă puncte de măsură pe rețeaua de distribuție și la consumatorii pneumatici din cadrul rețelei analizate.

Mărimile măsurate au fost: presiunea, temperatura, debitul și gradul de obturare a conductei. Pe baza valorilor medii a pierderilor de debit înregistrate între punctele de cuplare (a furtunului la rețea și a consumatorului la furtun), s-a determinat, cu ajutorul relației analitice adoptate pentru calculul pierderilor de debit, coeficientul de neetanșitate al îmbinărilor mobile.

Pentru verificarea, corectarea și validarea relațiilor din literatura de specialitate, s-au efectuat determinări experimentale pe rețeaua de transport și distribuție a aerului comprimat.

Configurațiile rețelei pneumatice studiate, a rețelei sistementizate și a rețelei canonizate sunt prezentate în figurile 2.6, 2.7 și 2.8 [A26].

Pentru a deranja cât mai puțin procesul de producție, au fost concepute și realizate modulele de măsură - modul branșat între rețea și furtunul consumatorului și modul branșat între furtun și consumator.

În cadrul măsurătorilor efectuate la consumatorii pneumatici au fost determinate următoarele mărimi: presiunea, temperatura și debitul în punctul de cuplare a furtunului, la rețeaua pneumatică; presiunea, temperatura și debitul în punctul de branșare a consumatorului la furtun; pierderile de debit în punctele de cuplare; pierderile de presiune în punctele de cuplare și pe furtun; coeficienții de echivalență ai consumatorilor și coeficienții de simultaneitate. Pe baza valorilor medii a pierderilor de debit înregistrate între punctele de cuplare s-a determinat, cu ajutorul relației analitice adoptate pentru calculul pierderilor de debit, coeficientul de neetanșeitățe al îmbinărilor mobile.

Principalele mărimi determinate în cursul măsurătorilor experimentale au fost centralizate în tabelul 2.1.

Pe tronsoanele rețelei de transport și distribuție, în punctele semnificative, au fost determinate presiunile, temperaturile și debitele. Prin decuplarea unor tuburi de pe tronsoane de diametre diferite, s-au măsurat ariile obturate cu pasta formată de amestecul de apă, ulei, praf și rugină.

În scopul introducerii efectului obturării asupra pierderilor longitudinale de presiune, se propune utilizarea unui termen nou în relația Weissbach-Darcy, denumit grosimea obturării uniforme și definit prin relația:

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot \left[D_i - \sqrt{\frac{4}{\pi} (S_{total} - S_{obturat})} \right] \quad (2.1)$$

Deși spațiul de apă și pasta de obturare este de forma unui segment circular în secțiunea transversală a conductei, totuși, pentru a permite aprecierea cantitativă a diminuării diametrului conductei datorită obturării, se consideră secțiunea obturată de formă inelară, materialul de obturare fiind uniform repartizat pe peretele conductei și având grosimea 5.

Aria obturată a fost calculată pe baza măsurătorilor experimentale, cu ajutorul relației:

$$S_{obturat} = \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot \varphi}{180} - \sin \varphi \right) \quad (2.2)$$

Urmărind pe mai multe schimburi valoarea pierderilor de debit pe tronsoanele rețelei pneumatice abordate și utilizând relațiile stabilite de Georg Peter, s-au determinat coeficienții de neetanșeitățe ai îmbinărilor prin flanșe.

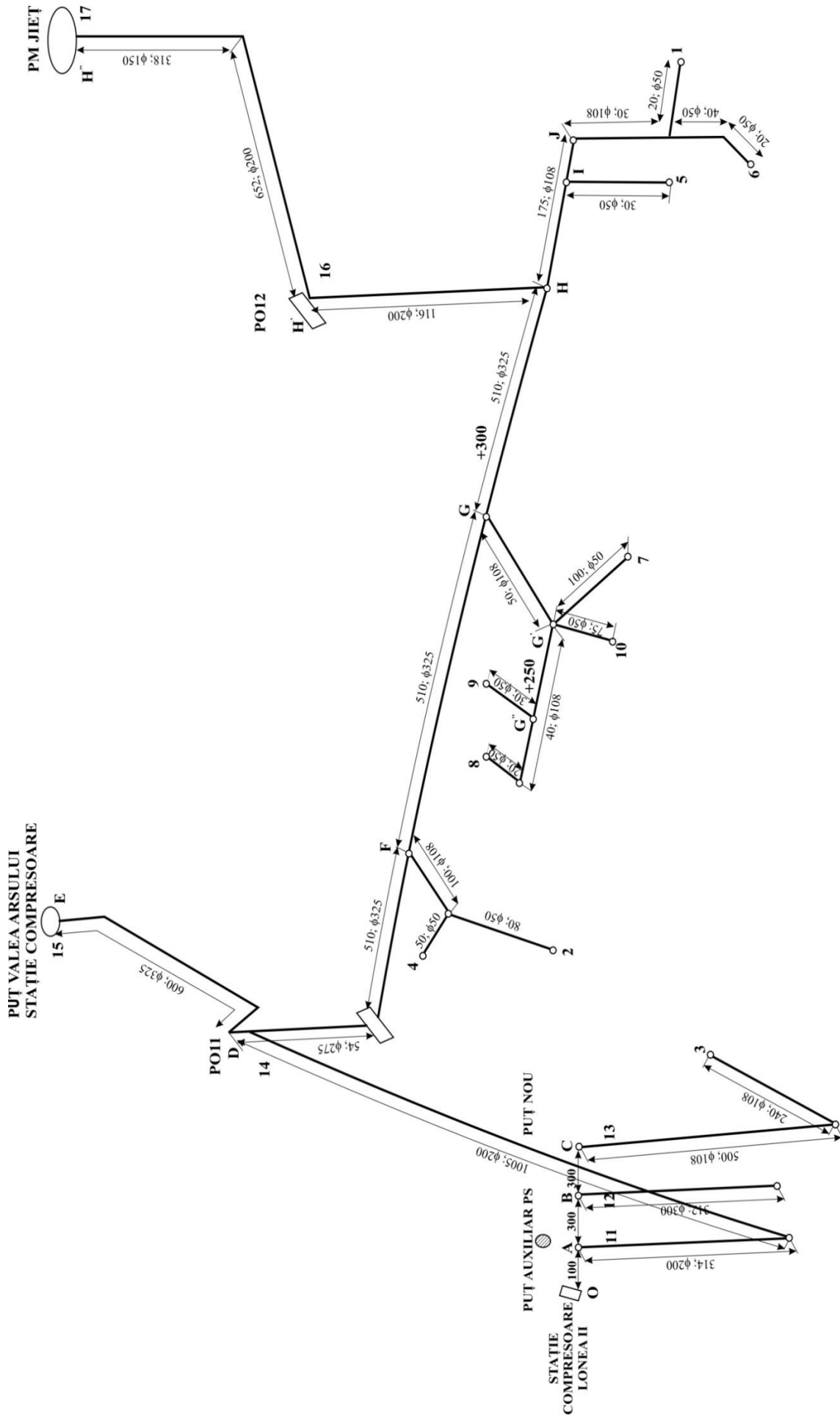


Fig. 2.6. Aripă a rețelei pneumatice studiată

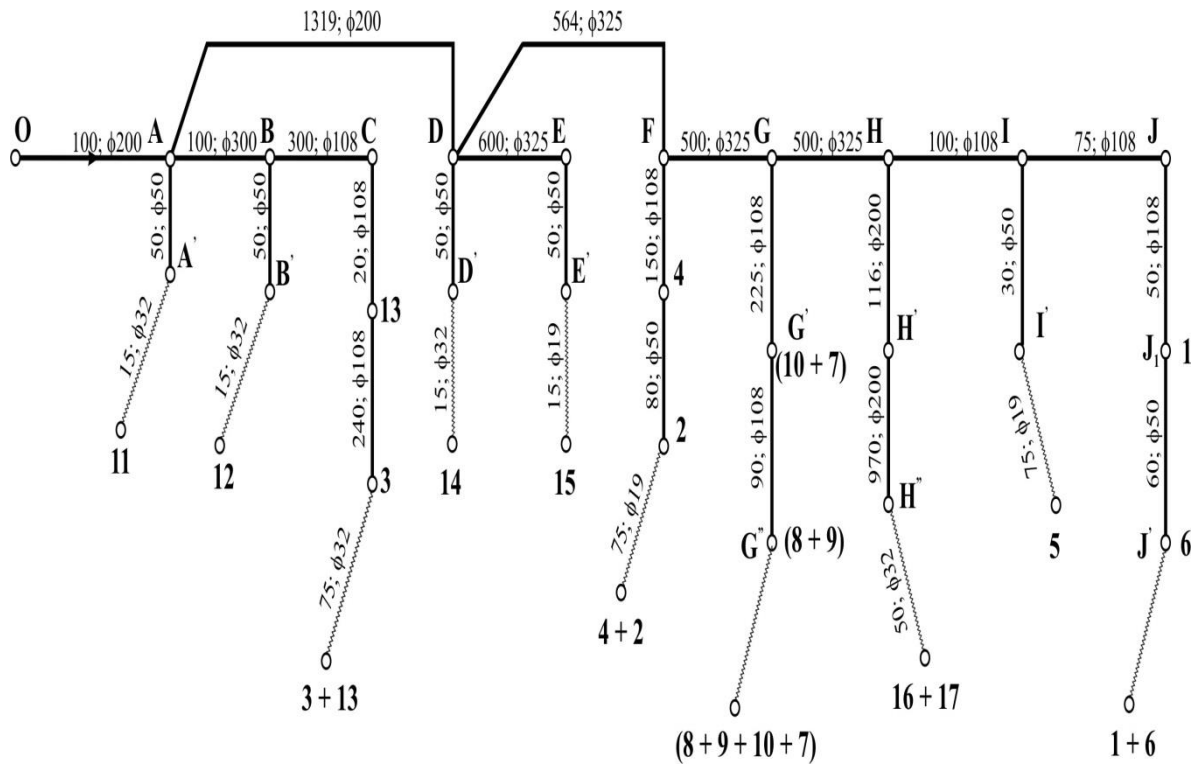


Fig. 2.7. Schema sistematizata a rețelei pneumatice industriale studiate

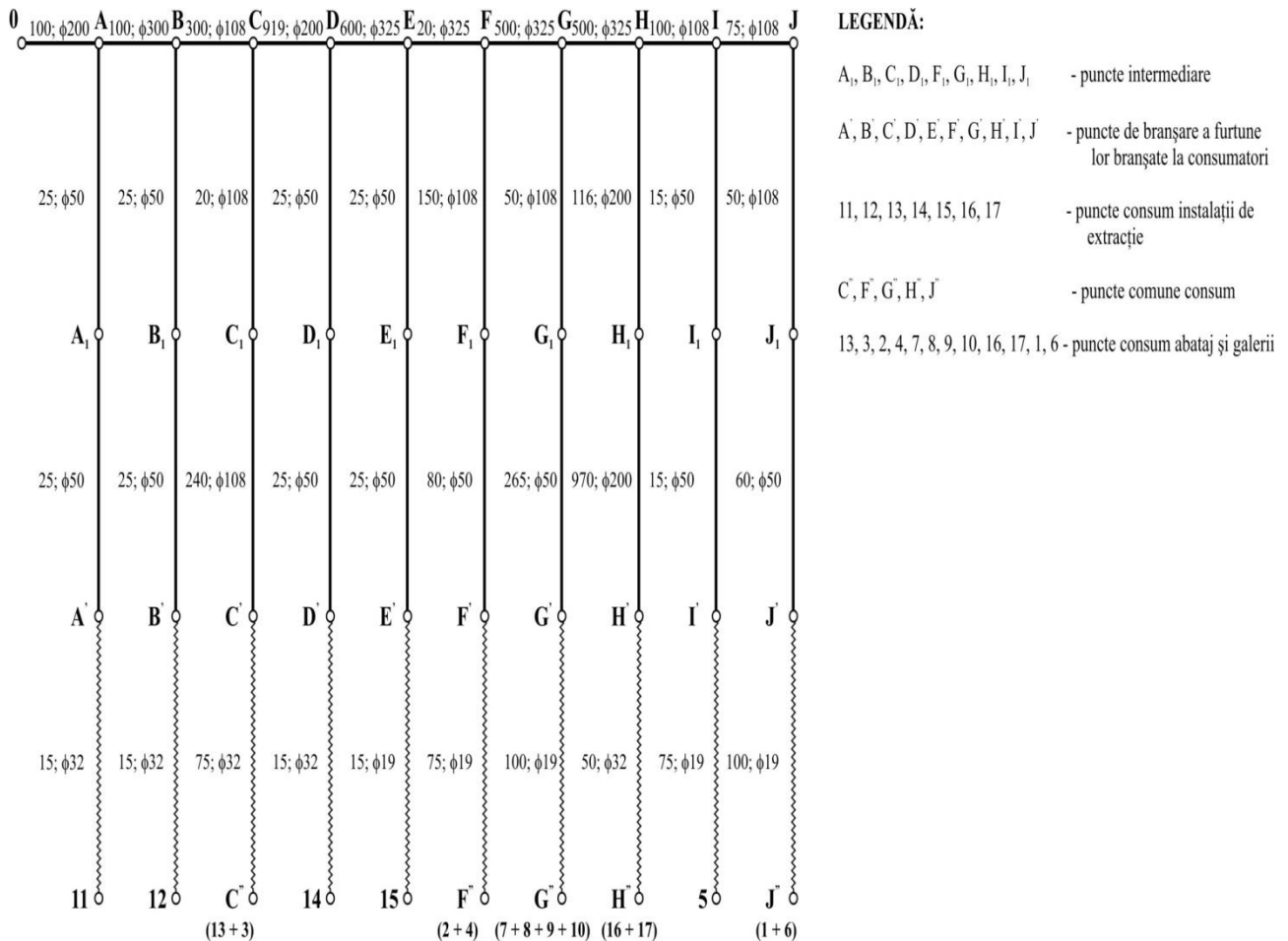


Fig. 2.8. Rețeaua pneumatică canonizata

În scopul algoritmicizării calculelor, configurația rețelei pneumatice vizate în lucrare a fost transpusă într-o formă canonică adecvată abordării cu ajutorul unui program numeric de calcul.

Transpunerea a fost făcută fără a modifica parametrii termofluidodinamici ai tronsoanelor rețelei. Singura modificare constă în faptul că anumite tronsoane cu parametri geometrici invariabili au fost divizate în sectoare suplimentare, pentru a obține bucle de calcul cu număr identic de pași.

Etapele de calcul în cazul verificării

Parametrii cunoscuți: configurație rețea pneumatică, lungimi tronsoane, debitele de aer comprimat solicitate de consumatori, temperatura și presiunea aerului comprimat la ieșirea din stația de compresoare, exponentul politropic al curgerii pe tronson.

Parametrii calculați: pierderile de presiune pe tronsoane, pierderile de debit pe tronsoane, pierderea la consumatori, temperatura pe tronson, capacitatea de transport a tronsonului, pierderile de putere pe tronsoane. Variația coeficientului de rezistență fluidodinamică în funcție de diametru și de rugozitatea echivalentă se cunoaște din literatura de specialitate, precum și majorarea pierderilor de presiune datorită obturării secțiunii de curgere a conductelor [B26].

A. Calculul presiunilor în punctele semnificative

Referirile se vor face la configurația rețelei canonizate din figura 2.6 [A26].

A1. Inițial se consideră traseul cel mai lung 0-A-B-C-D-E-F-G-H-H''. Cunoscându-se presiunile p_0 , și $p_{H''}$, considerând că diferența de presiune $p_0 - p_{H''}$ se repartizează uniform pe traseul menționat, se calculează căderea de presiune pe primul tronson:

$$\Delta p_{0-A} = \frac{p_0 - p_{H''}}{\sum L_{c(0-H'')}} \cdot L_{c_{0-A}} \quad (2.3)$$

Se calculează presiunea în punctul A:

$$p_A = p_0 - \Delta p_{0-A}$$

Se determină căderea de presiune pe tronsonul doi (A-B):

$$\Delta p_{A-B} = \frac{p_A - p_{H''}}{\sum L_{c(A-H'')}} \cdot L_{A-B} \quad (2.4)$$

Presiunea în punctul B va fi:

$$p_B = p_A - \Delta p_{A-B}$$

Pe tronsoanele B-C, C-D, D-E, E-F, F-G, G-H, H-I, I-J, J-J₁, J₁-J' și J'-J'', căderea de presiune se determina cu relațiile similare aplicate tronsoanelor 0-A și A-B.

A2. Pentru tronsoanele I-I₁, H-H₁, G-G₁, F-F₁, E-E₁, D-D₁, C-C₁, B-B₁, A-A₁, căderea de presiune se determina cu relația generală:

$$\Delta p_{M-N} = \frac{p_J - p_{J_1}}{\sum L_{c(J-J_1)}} \cdot L_{M-N} \quad (2.5)$$

De exemplu pe tronsonul F-F₁, relația de mai sus se aplică astfel:

$$\Delta p_{F-F_1} = \frac{p_J - p_{J_1}}{\sum L_{c(J-J_1)}} \cdot L_{F-F_1} \quad (2.6)$$

$$p_{F_1} = p_F - \Delta p_{F-F_1}$$

A3. Pentru tronsoanele I₁-I', H₁-H', G₁-G', F₁-F', E₁-E', D₁-D', C₁-C', B₁-B', A₁-A', căderea de presiune se determină cu relația generală:

$$\Delta p_{M-N} = \frac{p_{J_1} - p_{J'}}{\sum L_{c(J_1-J')}} \cdot L_{M-N} \quad (2.7)$$

Tabelul 2.1. Consumul de aer comprimat la nivelul punctelor de lucru din figurile 2.6, 2.7 și 2.8

Nr. crt.	Nr. corespunzator pe schema canonică a rețelei	Denumirea locului de muncă	Denumirea utilajului pneumatic	Debit nominal de aer comprimat consumat (m ³ N/min)	Număr bucăți n _i	Durata de funcționare zilnică h/zi	Consum zilnic/buc. (m ³ N/zi)	Debit total necesar (m ³ N/zi)
1	11	PUT AUXILIAR LONEA II	Consumatori diverși	12	1	16	11250	11250
			Pulverizator	1,5	10	9	810	8100
2	12	PUT CU SCHIP LONEA II	Consumatori diverși	12	1	20	14400	14400
			Cilindri ROL	2,5	3	12	1800	5400
3	C''	SUITOR LEGATURA NR. 200-500	CA 14	1,3	2	6	1248	2496
			APETA	2,5	1	8	1200	1200
			P90	2,7	1	4	648	648
		PUT SCHIP NOU	Consumatori diverși	12	1	12	8640	8640
4	14	PUT ORB 11	Consumatori diverși	12	1	16	11520	11520
5	15	PUT AUXILIAR VALEA ARSULUI	Consumatori diverși	12	1	2	1440	1440
6	F''	ABATAJ CU B.S. NR.39/SUBETAJ VII	CA 14	1,3	3	16	1248	3744
			PR 8	3,2	1	4	768	768
			P 90	2,7	1	4	648	648
			VEP 500	12,5	2	2	1500	3000
			SONDEZA WDO	5	1	6	1800	1800
		GALERIE TRANSVERSALĂ NR. 39A/300 SUBETAJ VIII	CA 14	1,3	1	8	624	624
			P 90	2,7	1	4	648	648
			VEP 500	12,5	1	2	1500	3000
7	G''	ABATAJ FRONTAL NR. 24	CA 14	1,3	2	12	936	1872
			PR 8	3,2	2	8	1536	3072
			PULVERIZATOR	1,5	3	9	810	2430
			AEROSOL	1	1	16	960	960
		ABATAJ FRONTAL NR. 35	CA 14	1,3	2	12	936	1872
			PR 8	3,2	2	8	1536	3072
			PULVERIZATOR	1,5	3	9	810	2430
		PREGATIRE NR. 35-34B	AEROSOL	1	1	16	960	960
			CA 14	1,3	1	4	312	312
			PR 8	3,2	1	4	768	768
		REARMARE NR. 34A	VEP 500	12,5	2	8	6000	12000
			CA 14	1,3	1	16	1248	1248
8	H''	PUT ORB 12	Consumatori diverși	12	1	16	11520	11520
		PUT MATERIALE JIȚ	Consumatori diverși	12	1	16	11520	11520
9	5	ATACARE NR. 23/338 SUBETAJ IV	CA 14	1,3	1	16	1248	1248
			PR 8	2,7	1	4	648	648
			VEP 500	12,5	1	1	750	750
10	J''	ABATAJ NR. 23	CA 14	1,3	3	16	1248	3744
			PR 8	3,2	1	6	1152	1152
			EJECTOR AEROSOLI	1,5	1	24	2160	2160
			PULVERIZATOR	1,5	6	16	1440	8640
			P 90	2,7	1	4	648	648
			SONDEZA WDP	13	1	8	6240	6240
		GALERIE TRANSVERSALĂ NR. 23 ACOPERIȘ/348	CA 14	1,3	1	8	624	624
			P 90	2,7	1	2	324	324
		VEP 500	12,5	1	1	750	750	

De exemplu pe tronsonul F_1-F' , relația de mai sus se aplică astfel:

$$\Delta p_{F_1-F'} = \frac{p_J - p_{J_1}}{\sum L_{c(j-J_1)}} \cdot L_{F_1-F'} \quad (2.8)$$

$$p_{F'} = p_{F_1} - \Delta p_{F_1-F'}$$

A4. Pentru tronsoanele $H-H''$, $G-G''$, $F-F''$, și $C-C''$, căderea de presiune se determină cu relația generală:

$$\Delta p_{M-N} = \frac{p_J - p_{J''}}{\sum L_{c(j-J'')}} \cdot L_{M-N} \quad (2.9)$$

De exemplu, pe tronsonul $F'-F''$, relația de mai sus se aplică astfel:

$$\Delta p_{F'-F''} = \frac{p_J - p_{J''}}{\sum L_{c(j-J'')}} \cdot L_{F'-F''} \quad (2.10)$$

$$p_{F''} = p_{F'} - \Delta p_{F'-F''}$$

A5. Pentru tronsoanele $\Gamma-5$, $E-15$, $D-14$, $B-12$, $A-11$ căderea de presiune se determină cu relația generală:

$$\Delta p_{M-N} = \frac{p_J - p_{J''}}{\sum L_{c(j-J'')}} \cdot L_{M-N} \quad (2.11)$$

De exemplu, pe tronsonul $\Gamma-5$, relația de mai sus se aplică astfel:

$$\Delta p_{\Gamma-5} = \frac{p_J - p_{J''}}{\sum L_{c(j-J'')}} \cdot L_{\Gamma-5} \quad (2.12)$$

$$p_5 = p_{\Gamma} - \Delta p_{\Gamma-5}$$

B. Cunoscându-se presiunile în punctele semnificative și exponentul politropic, se calculează valorile medii ca medie aritmetică între valorile aferente punctului amonte respectiv punctului aval pentru: presiunile medii pe tronsoane; temperaturile la capetele tronsoanelor; temperaturile medii pe tronsoane; densitățile la capetele tronsoanelor; densitățile medii pe tronsoane.

C. Pe baza parametrilor calculați și cunoscuți, presiunile în abataje (p_c), coeficienții de echivalență ai consumatorilor (α_i), coeficienții de neetanșeități la îmbinările mobile (a_f) și coeficienții de simultaneitate (φ_i) a consumatorilor, se calculează:

- debitul masic solicitat de consumatori:

$$M_{util} = 0,00847 \cdot p_c^{0,76} \cdot \sum n_i \cdot \alpha_i \cdot \varphi_i, \text{ [kg/s]} \quad (2.13)$$

unde: p_c este presiunea absolută la consumatori, [bar]; n_i numărul de consumatori identici.

- debitul masic pierdut în armături și îmbinări:

$$\Delta M = a_f \cdot D_f \cdot p_{ma}^{1,3} \cdot L_{cf} \sum n_i \cdot \varphi_i, \text{ [kg/s]} \quad (2.14)$$

- debitul masic total livrat în abataj $M_{total} = M_{util} + \Delta M$

D. Se calculează pierderile de debit masic pe tronsoanele rețelei pneumatice:

$$\Delta M'' = a \cdot D \cdot p_m^{1,3} \cdot L_c \quad \text{[kg/s]} \quad (2.15)$$

E. Se determină debitele masice totale vehiculate pe fiecare tronson pornind dinspre abataje spre stația de compresoare M_{is} .

F. Se calculează pierderile de presiune pe tronsoane – Δp_i și pe furtun – Δp_f :

$$\Delta p_i = \frac{8\lambda_i L_c M_{is}^2 RT_m}{\pi^2 (D_i - 2\delta_i)^5 p_m 10^5} \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.16)$$

$$\Delta p_f = \frac{8\lambda_f L_{cf} MRT_m}{\pi^2 D_f^5 p_{ma} 10^5} \left(\frac{M_t}{\sum n_i \varphi_i} \right)^2 \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.17)$$

G. Se calculează presiunile în punctele semnificative ale rețelei în funcție de pierderile de presiune anterior calculate.

H. Se reiterează calculele până când între două valori ale pierderilor de presiune pe tronson diferențele sunt neglijabile (în limitele de precizie impuse).

Etapele de calcul în cazul dimensionării - proiectării

Elemente cunoscute: configurația rețelei (impusă de lucrările miniere), lungimea rețelei, debitele solicitate de consumatori, presiunile necesare la consumatori, temperaturile în abataje.

Elemente calculate: presiunea aerului comprimat la stația de compresoare și distribuția presiunii pe rețea, debitul stației de compresoare și debitele vehiculate pe tronsoanele rețelei, diametrele optime economice ale tronsoanelor și lungimea maximă economică la care este rentabil transportul, capacitatea de transport a rețelei, stabilitatea fluidică, bilanțul puterilor, indicatorii energetici ai instalației pneumatice curbele caracteristice și punctul de funcționare al compresorului la rețea. Calculele se fac pornind dinspre punctele de consum spre stația de compresoare.

Cunoscându-se presiunea necesară la consumatori și acceptându-se o pierdere de presiune de 8% pe 1000 m de conductă, se determină distribuția presiunii pe rețea și presiunea la stația de compresoare.

Acceptându-se pierderile totale de debit la valoarea $\Delta M = 26\% \cdot \Sigma M_{util}$ (10% pe rețeaua de transport și 16% pe rețeaua de distribuție), se determină debitele vehiculate pe tronsoanele rețelei.

Restul parametrilor necesari dimensionării se determină cu relațiile corespunzătoare, descrise pentru cazul calculelor de verificare.

2.3.2. Elemente de calcul pentru bilanțul puterilor pe tronsoanele rețelelor pneumatice

a. Se determină vitezele la capetele tronsoanelor și vitezele medii pe tronson:

$$w_{i1} = \frac{M_{is}}{\frac{\pi(D_i - 2\delta_i)^2}{4} \rho_{i1}}; \quad w_{i2} = \frac{M_{i\text{tranzit}}}{\frac{\pi(D_i - 2\delta_i)^2}{4} \rho_{i2}}; \quad w_{im} = \frac{w_{i1} + w_{i2}}{2} \quad (2.18)$$

b. Se determină bilanțul puterilor în abataje și pe tronsoanele rețelei:

$$\text{- puterea utilă } N_{iu} = \left(\frac{p_{i2}}{\rho_{i2}} + \frac{w_{i2}^2}{2} \right) \frac{M_{i\text{tranzit}}}{1000} \quad [\text{kW}]$$

- puterea pierdută

$$N_{ip} = \left[\frac{p_{i2}}{\rho_{i2}} + \frac{w_{i2}^2}{2} + \frac{\Delta p_{i12}}{\rho_{im}} - \frac{R}{n_i - 1} (T_{i1} - T_{i2}) \right] \frac{\Delta M_{i12}}{1000} + \left[\frac{\Delta p_{i2}}{\rho_{im}} - \frac{R}{n_i - 1} (T_{i1} - T_{i2}) \right] \frac{M_{i\text{tranzit}}}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (2.19)$$

- puterea totală $N_{it} = N_{iu} + N_{ip}$

$$N_{it} = \left(\frac{p_{i1}}{\rho_{i1}} + \frac{w_{i1}^2}{2} \right) \frac{M_{is}}{1000} \quad [\text{kW}] \quad \text{- relație de verificare} \quad (2.20)$$

În relația de calcul a puterii pierdute apare un termen având semnificația unui lucru mecanic de destindere și datorat variației densității.

În ecuațiile analizei energetice puterii fiind implicați termeni de energie mecanică, acesta va deveni analiză exergetică.

2.3.3. Analiza exergetică și a debitelor masice pentru rețeaua pneumatică studiată Rezultate.

Analizele exergetice reale orare și optim orare sunt prezentate în diagramele SANKEY din figurile 2.9 și 2.10 [A26].

Pentru realizarea analizei optime orare am considerat măsurile fezabile care presupun investiții reduse, constând în reducerea pierderilor de debit până la 26% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%.

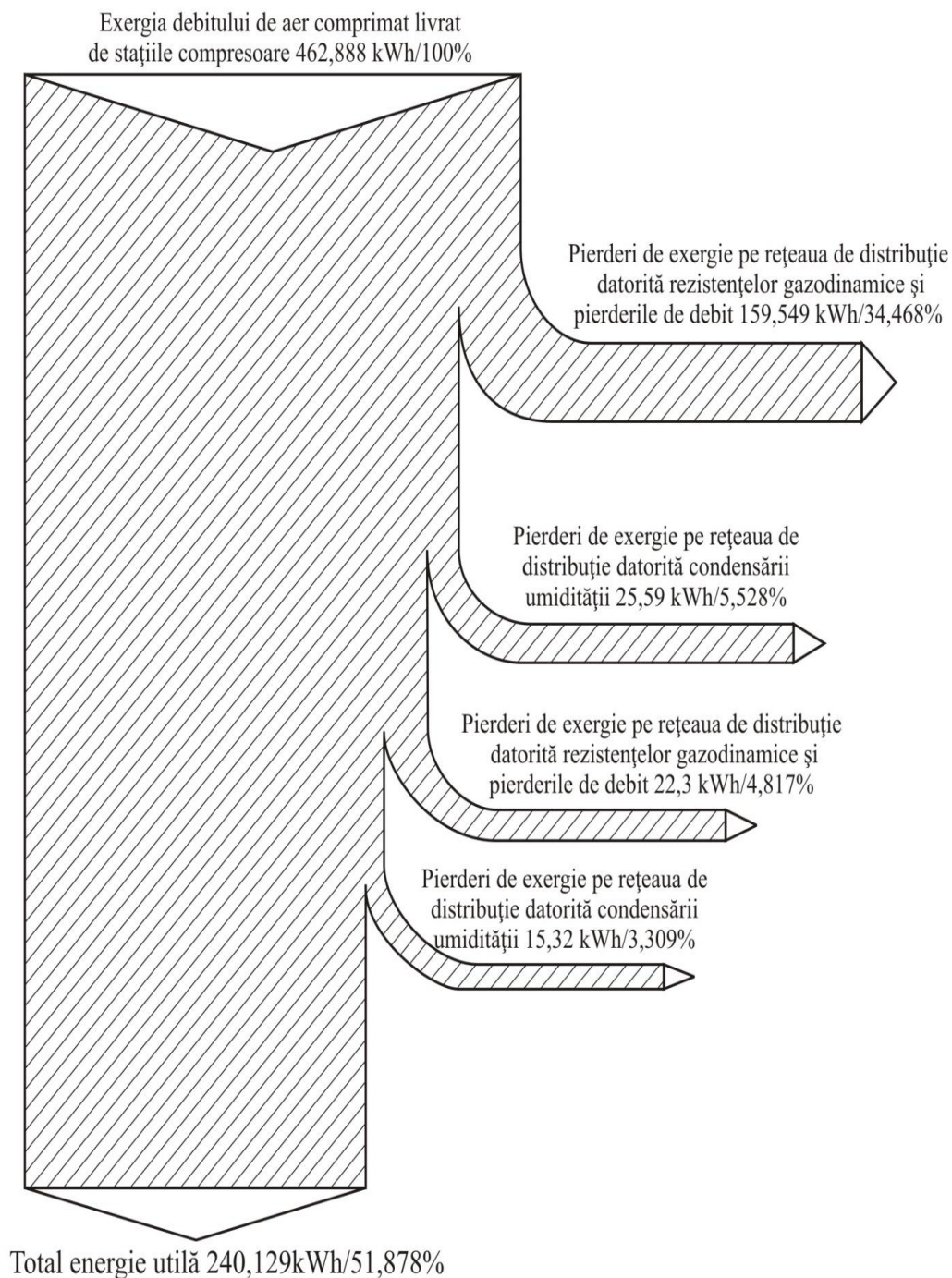


Fig. 2.9. Diagrama Sankey pentru analiza exergetică reală orară a rețelei

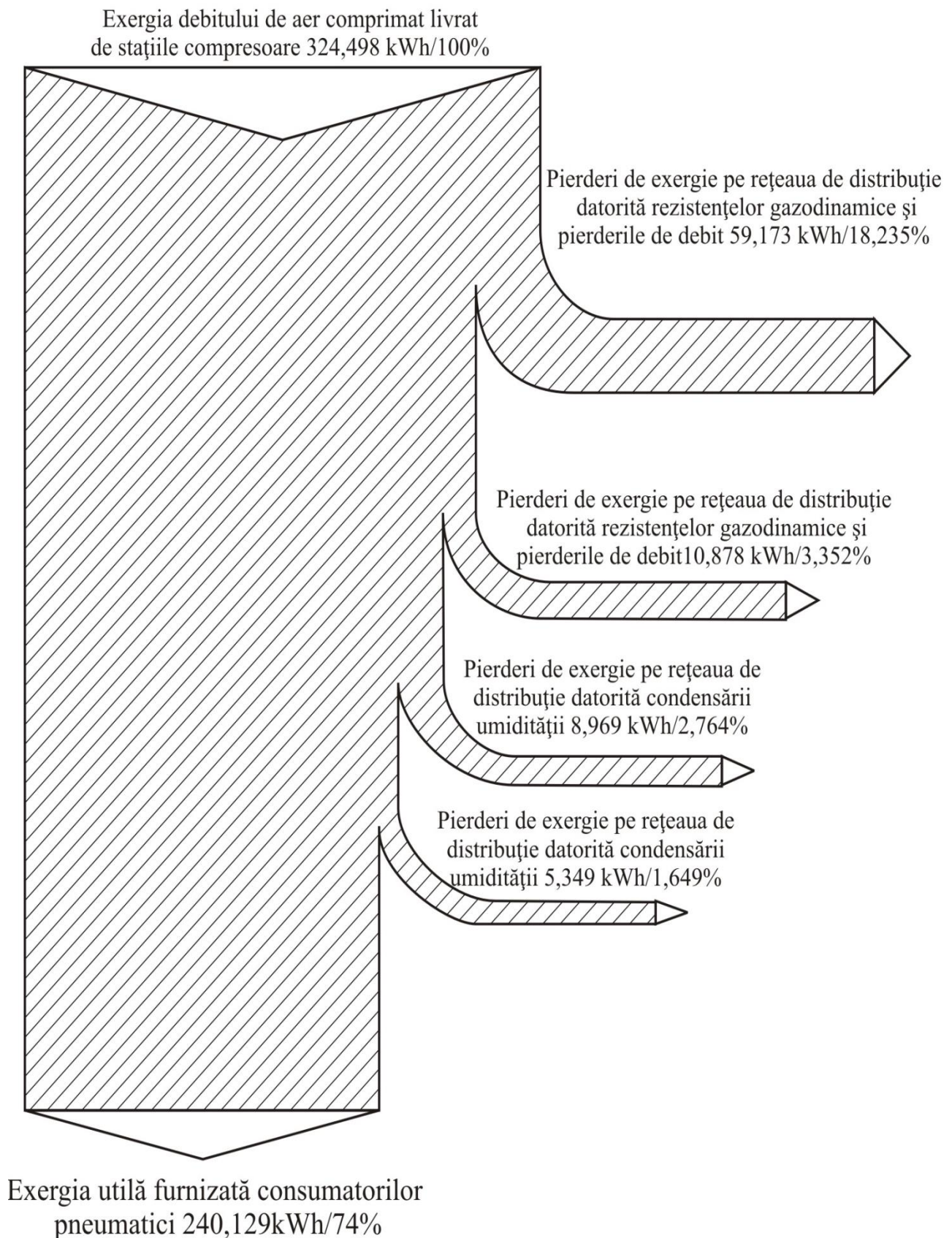


Fig. 2.10. Diagrama Sankey pentru analiza exergetică optimă orară a rețelei

În figurile 2.1 și 2.12 s-au construit diagramele Sankey aferente analizelor exergetice ale debitelor masice pentru cazul real și cazul optim [A26].

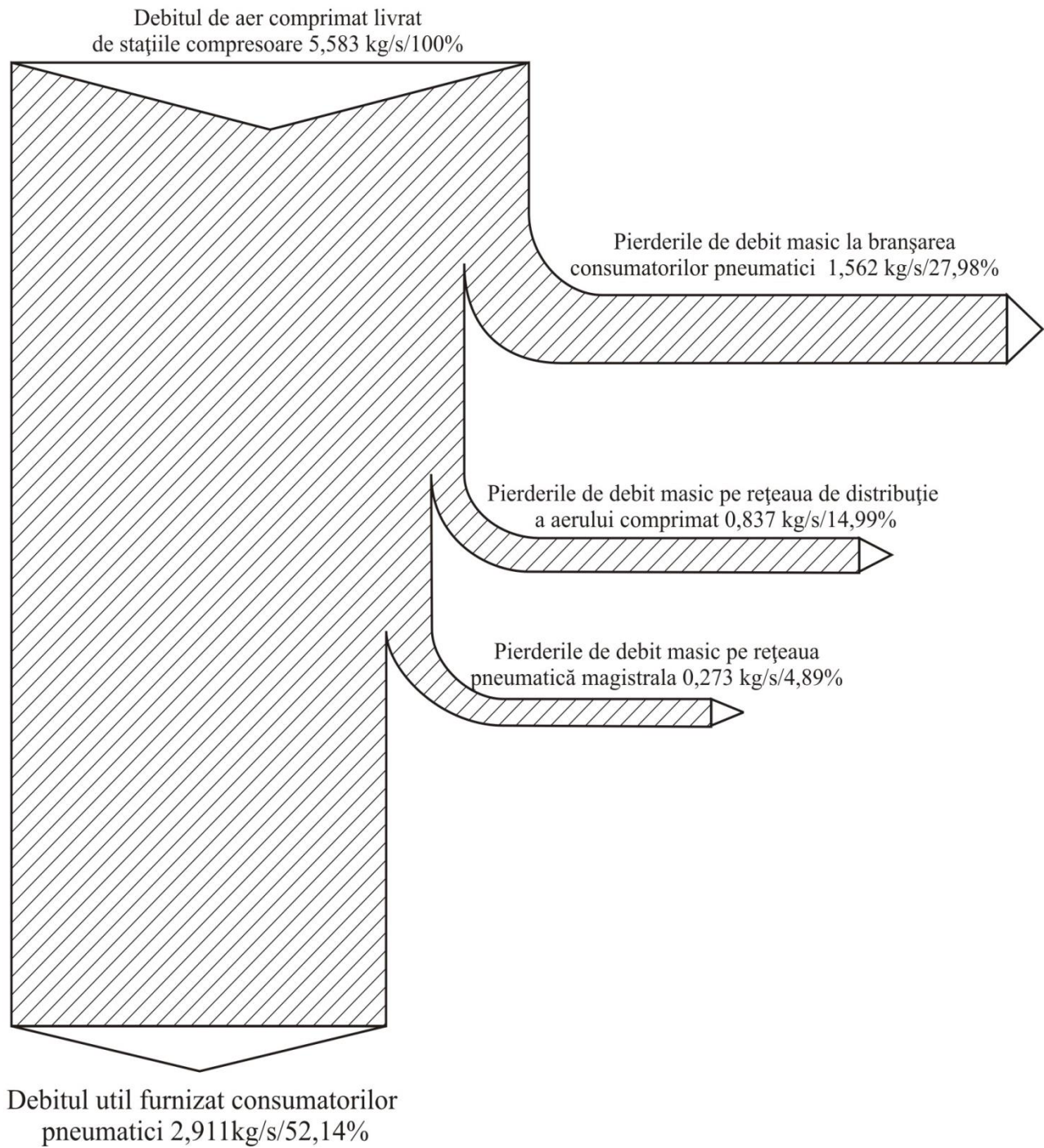


Fig. 2.11. Diagrama Sankey pentru analiza exergetică masică reală

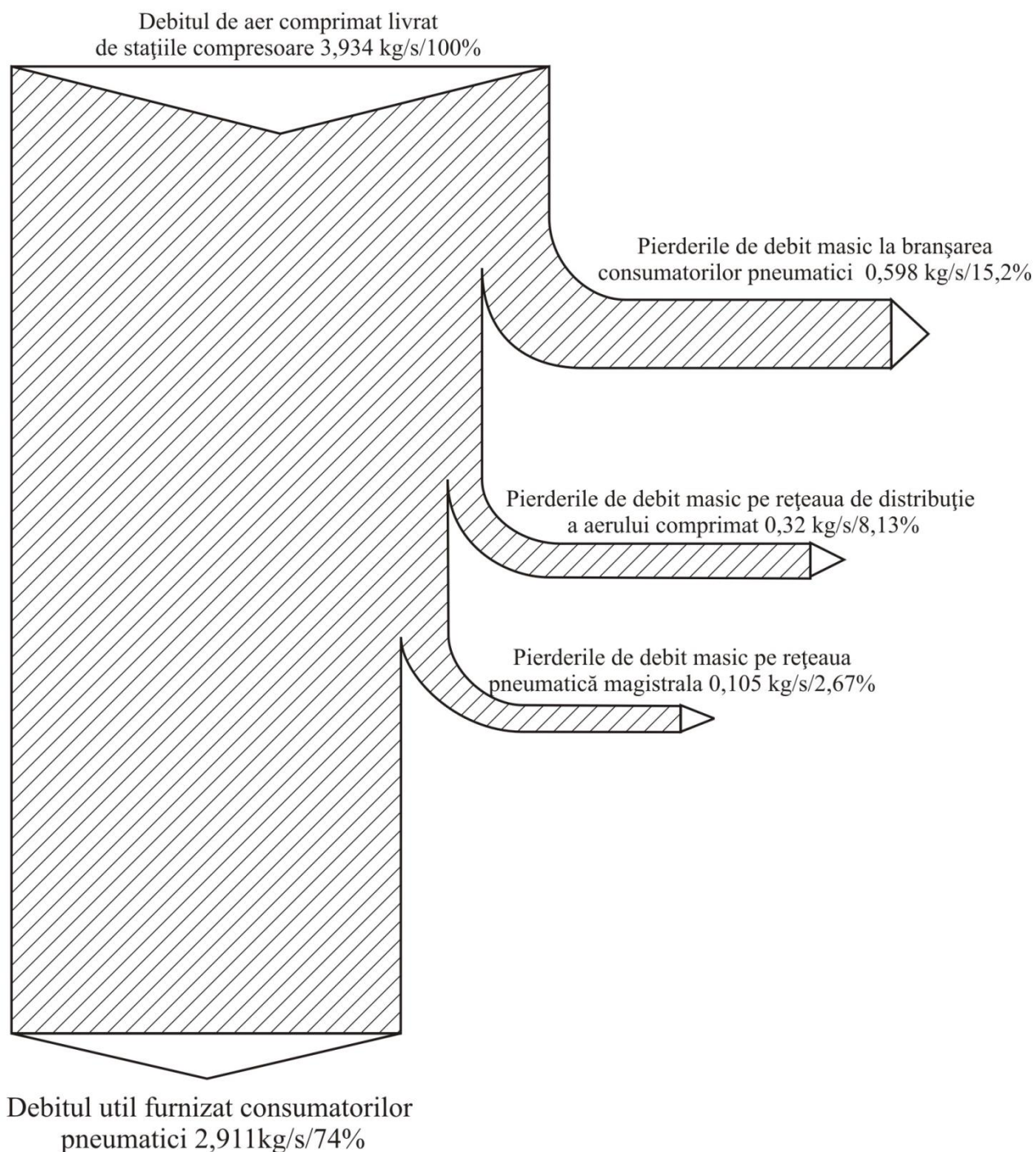


Fig. 2.12. Diagrama Sankey pentru analiza exergetică masică optimă

Pe baza unui program numeric de calcul s-au realizat grafice comparative referitoare la pierderile de debit și de putere pe tronsoanele semnificative ale rețelei. Rezultatele calculelor pentru analiza exergetică reală și pentru analiza exergetică a pierderilor impuse sunt centralizate în figurile 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 [A26].

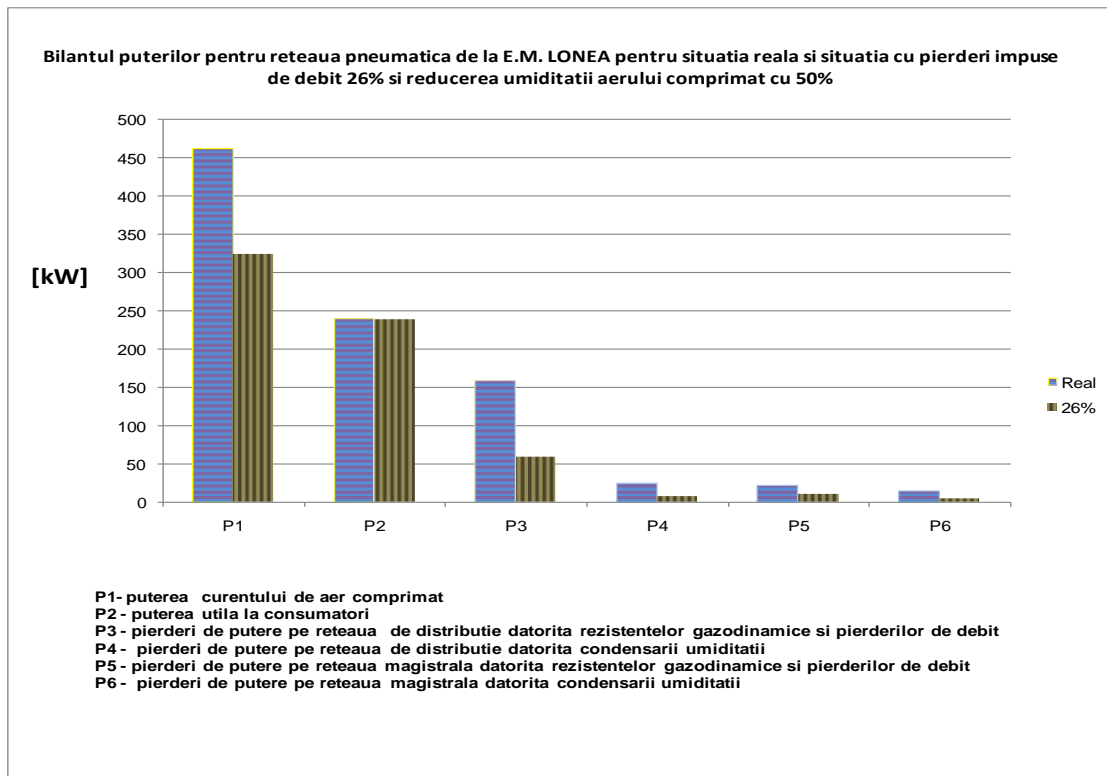


Fig. 2.13. Analiza exergetică a puterilor pentru rețeaua pneumatică în situația reală și situația cu pierderi impuse de debit 26% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%

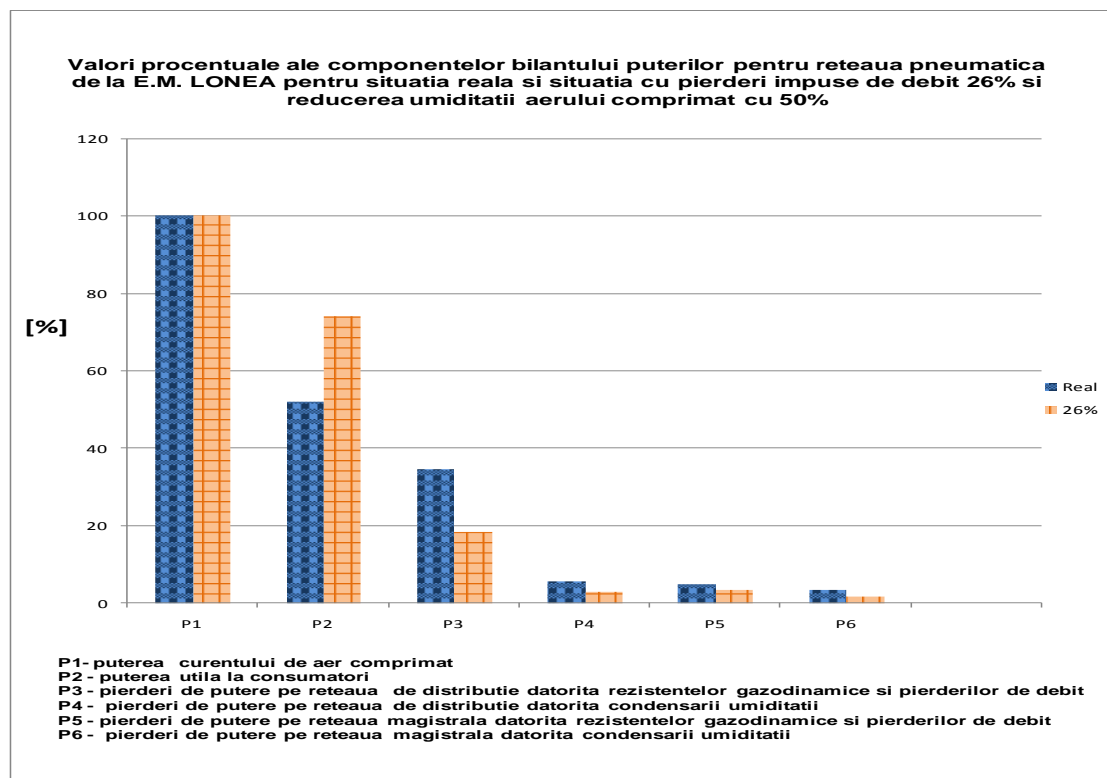


Fig. 2.14. Analiza exergetică procentuală a puterilor pentru rețeaua pneumatică în situația reală și situația cu pierderi impuse de debit 26% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%

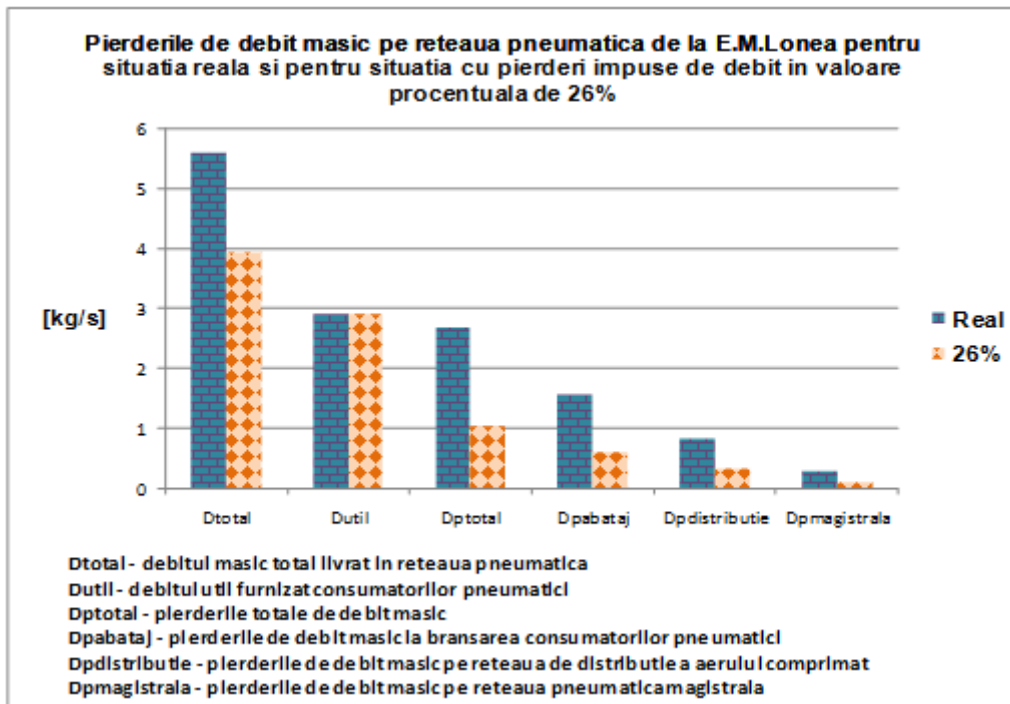


Fig. 2.15. Analiza exergetică a debitelor masice pentru rețeaua pneumatică în situația reală și situația cu pierderi impuse de debit 26% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%

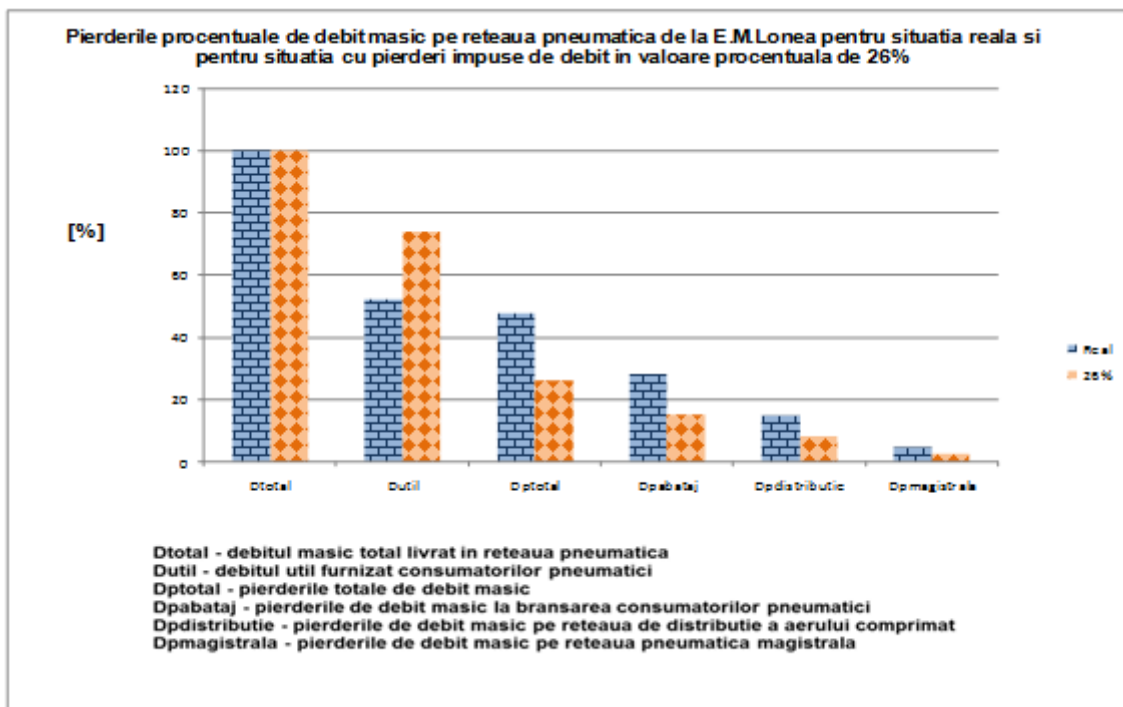


Fig. 2.16. Analiza exergetică procentuală a debitelor masice pentru rețeaua pneumatică pentru situația reală și situația cu pierderi impuse de debit 26% și reducerea umidității aerului comprimat cu 50%

Rezumativ în tabelul 2.2 se prezintă analiza exergetică reală și respectiv analiza exergetică cu pierderi impuse 25 % [A13].

Tabelul 2.2. Analiza exergetică reală. Analiza exergetică cu pierderi impuse 25%

Nr. crt.	Mărime comparată	Bilanț real		Bilanț pentru pierderi de debit impuse 25%		Diferențe înregistrate pe baza comparației între variante	
		Cantitate	%	Cantitate	%	Diferențe cantitative	Diferențe relative exprimate procentual %
BILANȚ MASIC							
1	Debit livrat de compresor	0,641 kg/s	100	0,42 kg/s	100	0,221 kg/s	34,47
2	Debit util	0,315 kg/s	49,14	0,315 kg/s	75	-	25,86
3	Pierderi de debit prin rețea	0,235 kg/s	36,66	0,1 kg/s	22,821	0,135 kg/s	$\frac{0,235 - 0,1}{0,235} * 100 = 57,44$
4	Pierderi de debit la consumatori	0,09 kg/s	14,04	0,009 kg/s	2,179	0,081 kg/s	$\frac{0,09 - 0,009}{0,09} * 100 = 90$
BILANȚUL PRESIUNILOR							
1	Pierderi de presiune pe rețea	0,451 bar	8,5	0,326 bar	0,098	0,125 bar	$\frac{0,451 - 0,326}{0,451} * 100 = 27,72$
2	Disponibil însumat de presiune la consumatori	4,844 bar	91,5	2,985 bar	90,2	1,859 bar	$\frac{4,844 - 2,985}{4,844} * 100 = 38,37$
BILANȚUL PUTERILOR TERMOFLUIDICE (kW_i)							
1	Puterea livrată de compresor	56,006 kW	100	36,696 kW	100	19,31	$\frac{56,006 - 36,696}{56,006} * 100 = 34,48$
2	Puterea utilă	28,513 kW	50,911	22,04 kW	60,06	6,473	$\frac{28,513 - 22,04}{28,513} * 100 = 22,7$

2.3.4. Interpretarea rezultatelor

Calculule efectuate pentru cazul real și pentru situația cu pierderi de debit impuse (optim) conduc la următoarele interpretări [A26]:

1. Pierderile de exergie pe rețeaua de distribuție (inclusiv consum) au pondere majoră, pierderile datorită rezistențelor gazodinamice și neetanșităților ajungând la o valoare de 159,549 kWh, reprezentând 34,468 %, iar pierderile datorită condensării umidității au valoarea de 25,59 kWh, reprezentând 5,528 %.

2. Pierderile de exergie pe rețeaua magistrală au pondere redusă, pierderile datorită rezistențelor gazodinamice și neetanșităților ajung la o valoare de 22,3 kWh, reprezentând 4,817 %, iar pierderile datorită condensării umidității au valoarea de 15,32 kWh, reprezentând 3,309 %.

3. Impunând o pierdere de debit de 26% și pierderi de presiune de 8% se reduc considerabil pierderile de exergie:

- pierderile de exergie pe rețeaua de distribuție (inclusiv consum) își păstrează ponderea semnificativă, pierderile datorită rezistențelor gazodinamice și neetanșităților ajung la o valoare de 50,173 kWh, reprezentând 18,235 %, iar pierderile datorită condensării umidității au valoarea de 8,969 kWh, reprezentând 2,764 %;

- pierderile de exergie pe rețeaua magistrală se repartizează astfel: pierderile datorită rezistențelor gazodinamice și neetanșităților ajungând la o valoare de 10,878 kWh, reprezintă 3,352 %, iar pierderile datorită condensării umidității au valoarea de 5,349 kWh, reprezentând 1,649 %.

4. Din bilanțul debitului masic al rețelei se observă că majoritatea pierderilor de debit se înregistrează pe la branșarea consumatorilor pneumatici (1,562 kg/s – 27,98%), pierderile pe rețeaua de distribuție având valoarea de 0,837 kg/s (14,99 %). Pierderile de debit masic pe rețeaua magistrală sunt reduse și au valoarea de 0,273 kg/s (4,89 %).

5. Impunând o pierdere de debit de 26 % și pierderi de presiune de 8% se obțin următoarele rezultate:

- pierderile de debit masic la branșarea consumatorilor au valoarea de 0,598 kg/s(15,2 %);
- pierderile de debit pe rețeaua de distribuție au valoarea de 0,32 kg/s(8,13 %);
- pierderile de debit pe rețeaua magistrală au valoarea de 0,105 kg/s(2,67 %)

2.3.5. Măsuri pentru creșterea eficienței energetice a rețelei pneumatice industriale

Măsuri cu investiții reduse

A. Verificarea neetanșităților pe rețeaua de distribuție și în punctele de consum, asigurându-se garniturile de etanșare corespunzătoare și elementele de branșare etanșe:

- reducerea pierderilor de exergie pe rețeaua de distribuție datorită rezistențelor gazodinamice și pierderilor de debit cu $\Delta p_{pdd} = 159,549 - 59,173 = 100,376$ kWh, respectiv cu $(100,376/159,549)*100 = 62,91$ %
- reducerea pierderilor de exergie datorită pierderilor de debit până la valoarea 76,758 kWh respectiv 48,11%
- reducerea pierderilor de exergie datorită pierderilor de presiune până la valoarea 23,618 kWh respectiv 14,8 %

B. Verificarea neetanșităților pe rețeaua magistrală, asigurându-se garniturile de etanșare corespunzătoare:

- reducerea pierderilor de exergie pe rețeaua magistrală datorită rezistențelor gazodinamice și pierderilor de debit cu $\Delta p_{pdm} = 22,3 - 10,878 = 11,422$ kWh, respectiv cu $(22,3/10,848)*100 = 51,22$ %.
- reducerea pierderilor de exergie datorită pierderilor de debit până la valoarea 8,735 kWh respectiv 39,17 %.
- reducerea pierderilor de exergie datorită pierderilor de presiune până la valoarea 2,687 kWh respectiv 12,05 %.

C. Reducerea umidității relative a aerului comprimat la refularea din compresor și montarea de dispozitive de condensare pe rețelele de transport și distribuție:

- reducerea pierderilor de exergie pe rețeaua de distribuție datorită condensării umidității cu $25,59 - 8,969 = 16,621$ kWh, reprezentând 64,95 %.
- reducerea pierderilor de exergie pe rețeaua magistrală datorită condensării umidității cu $15,32 - 5,349 = 9,971$, reprezentând 65,08 %.

Măsuri cu investiții modice

În ipoteza unei durate de peste 10 ani de exploatare a rezervelor din cadrul exploatării, o măsura capabilă să îmbunătățească performanțele energetice și calitative a utilizării energiei pneumatice se referă la înlocuirea rețelei pneumatice ramificate cu o rețea inelară având tronsoanele magistralei montate astfel încât să constituie un colector – distribuitor inelar de aer comprimat, care induce următoarele avantaje (fig. 2.17) [A13, A26]:

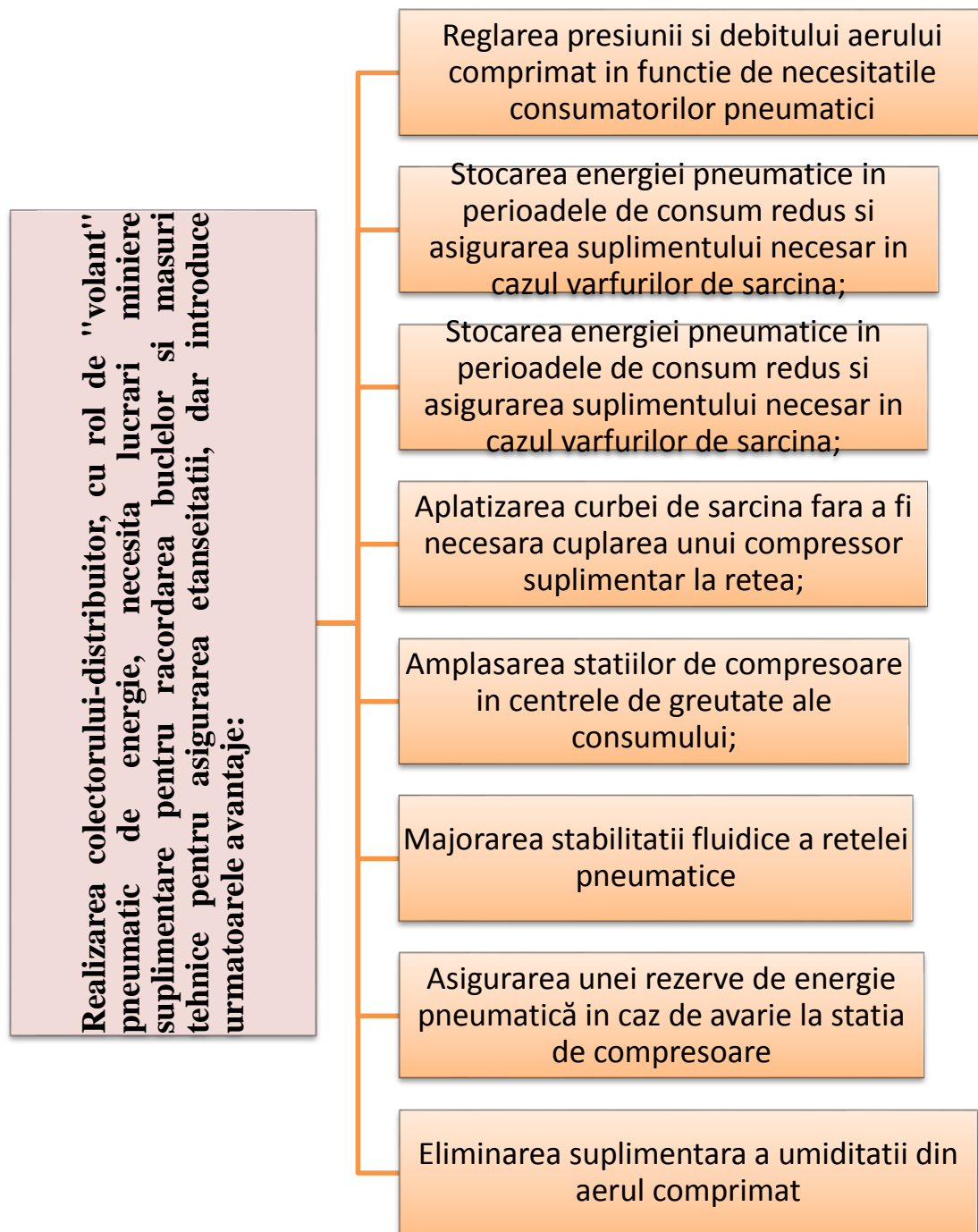


Fig. 2.17. Avantajele introduse cu ajutorul colectorului-distribuitor

Pe baza programului numeric de calcul au fost analizate comparativ pierderile pe tronsoanele de transport, pe tronsoanele de distribuție în situația reală și în situația cu pierderi impuse 25 %. (fig. 2.18, 2.19, 2.20, 2.21) [A13].

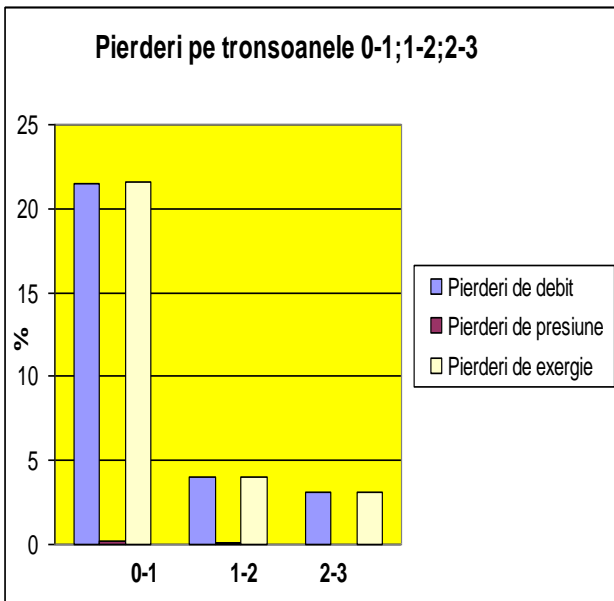


Fig. 2.18. Pierderi pe tronsoanele de transport

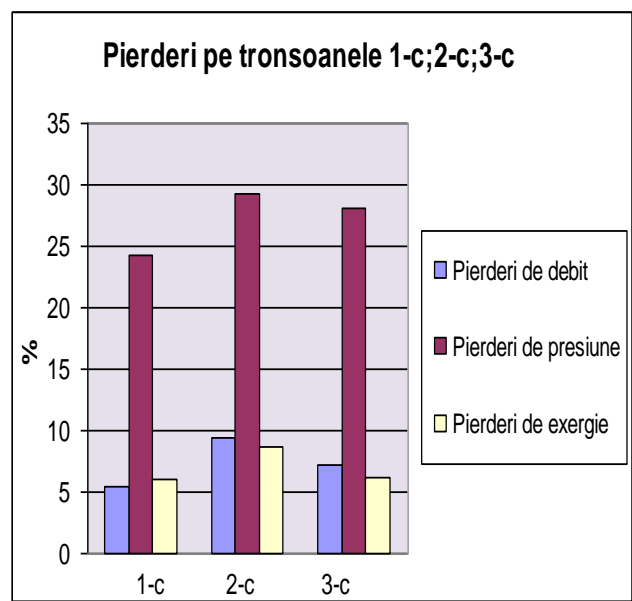


Fig. 2.19. Pierderi pe tronsoanele de distribuție

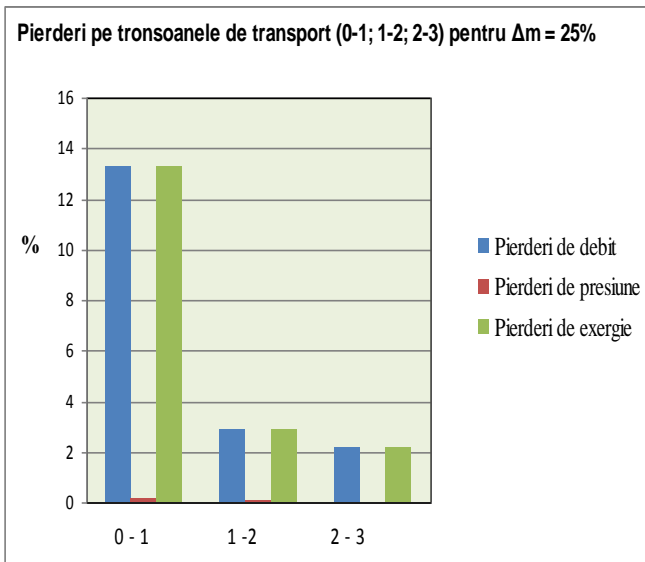


Fig. 2.20. Pierderi pe tronsoanele de transport pentru pierderi de debit impuse la 25%

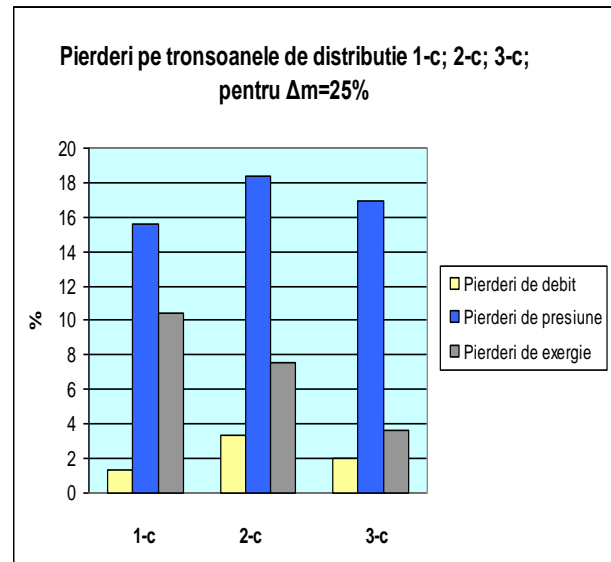


Fig. 2.21. Pierderi pe tronsoanele de distribuție pentru pierderi de debit impuse la 25%

În figurile 2.22. și 2.23. sunt vizualizate analizele comparative ale pierderilor pe tronsoanele de transport, respectiv pe tronsoanele de distribuție.

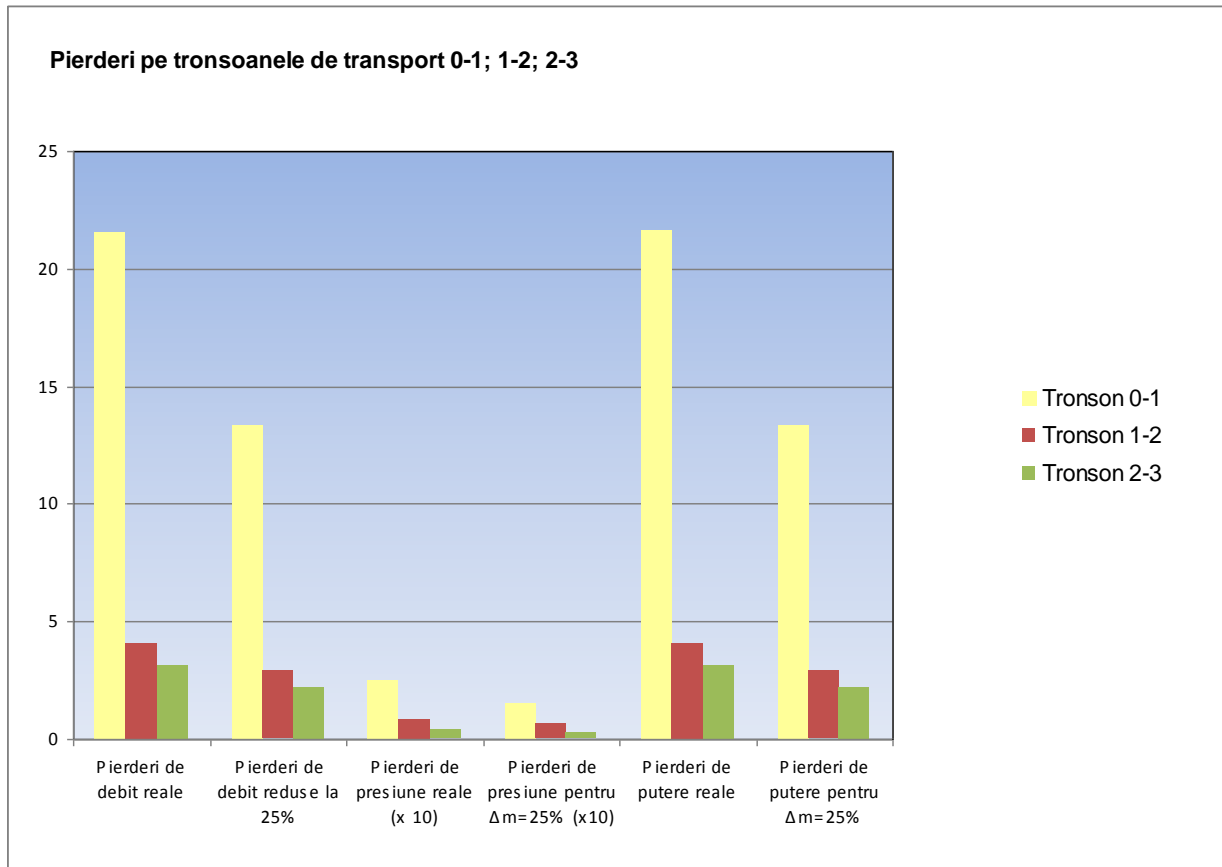


Fig. 2.22. Analiza comparativa a pierderilor pe tronsoanele de transport

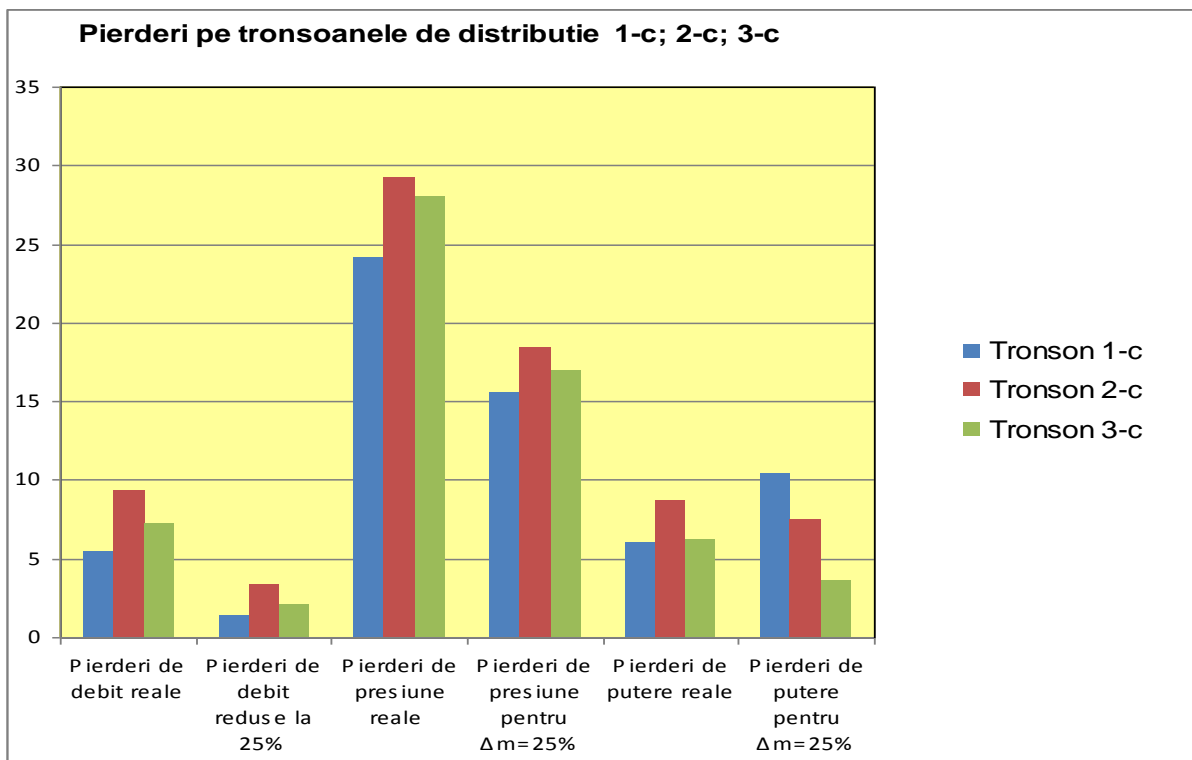


Fig. 2.23. Analiza comparativa a pierderilor pe tronsoanele de distribuție

Calculule efectuate pentru cazul real și pentru situația cu pierderi de debit impuse conduc la următoarele concluzii (conform tabelului 2.2 și a figurilor 2.18-2.23) [A13]:

- pentru rețea cele mai semnificative pierderi de exergie se înregistrează datorită pierderilor de debit prin neetanșeități – la o pierdere de debit de 50,702% (36,661% pierderi pe rețea și 14,041% pierderi la consumatori), corespunde o pierdere de exergie de 48,938 % (36,958% pierderi pe rețea și 12,34% pierderi la consumator); Influența pierderilor de presiune este nesemnificativă ca pondere în analiza exergetică al sistemului compresor-rețea-consumatori.
- impunând o pierdere de debit de 25% se obțin reduceri relative ale pierderilor de presiune(1,287%) și ale pierderilor de exergie(8,995%).
- din bilanțul debitului masic al rețelei se observă că majoritatea pierderilor de debit se înregistrează pe rețea – îmbinată cu flanșe (36,661%) comparativ cu cele de la consumatori (14,041%);
- reducând, prin măsuri tehnico-organizatorice pierderile de debit la 25%, economiile realizate sunt de 13,84% pe rețea și respectiv de 11,862% la consumatori;
- măsura reducerii pierderilor de debit se reflectă în analiza exergetică prin creșterea relativă a ponderii pierderilor de exergie la consumatori de la 12,34% la 16,104% și reducerea relativă a ponderii pierderilor de exergie pe rețea de la 36,598% la 23,839%.

Alte măsuri cu caracter general se referă la:

- acțiuni de eliminare a umidității din aerul comprimat refulat;
- asigurarea unei cronograme de consum a aerului comprimat pentru aplatizarea curbei de sarcină;
- îmbunătățirea etanșărilor pe rețea pentru a fi posibilă funcționarea la presiuni mai ridicate cu consumuri specifice reduse;
- reducerea pierderilor de debit prin neetanșeități, prin exploatarea și întreținerea conform normelor a rețelei pneumatice;
- introducerea defalcată a monitorizării consumului de aer comprimat.

2.4. EVALUAREA PERFORMANTELOR FUNCȚIONALE PENTRU O REȚEA DE AER COMPRIMAT

2.4.1. Formularea problemei

Se pune problema conceperii a 2 două scenarii de echipare a sistemelor pneumatice în vederea acoperirii în condiții de eficiență energetică și economică, a necesarului de energie pneumatică pentru 2 etape de dezvoltare a unei exploatări. Modelul de calcul poate fi extrapolat pentru orice rețea pneumatică industrială. În scopul algoritmicizării calcululelor, configurația rețelei pneumatice vizate în lucrare a fost transpusă într-o formă canonică adecvată abordării cu ajutorul unui program numeric de calcul, transpunerea a fost făcută fără a modifica parametrii termofluidodinamici ai tronsoanelor rețelei [A23]. Singura modificare constă în faptul că anumite tronsoane cu parametri geometrici invariabili au fost divizate în sectoare suplimentare, pentru a obține bucle de calcul cu număr identic de pași.

Parametrii cunoscuți: configurație rețea pneumatică, lungimi tronsoane, debitele de aer comprimat solicitate de consumatori, temperatura și presiunea aerului comprimat la ieșirea din stația de compresoare, exponentul politropic al curgerii pe tronson. Referirile se vor face la configurația rețelei canonizate din figurile 2.27 și 2.28.

Etapetele de calcul în cazul verificării au fost prezentate în cadrul paragrafului anterior ca și elementele de calcul, prin urmare nu se vor relua.

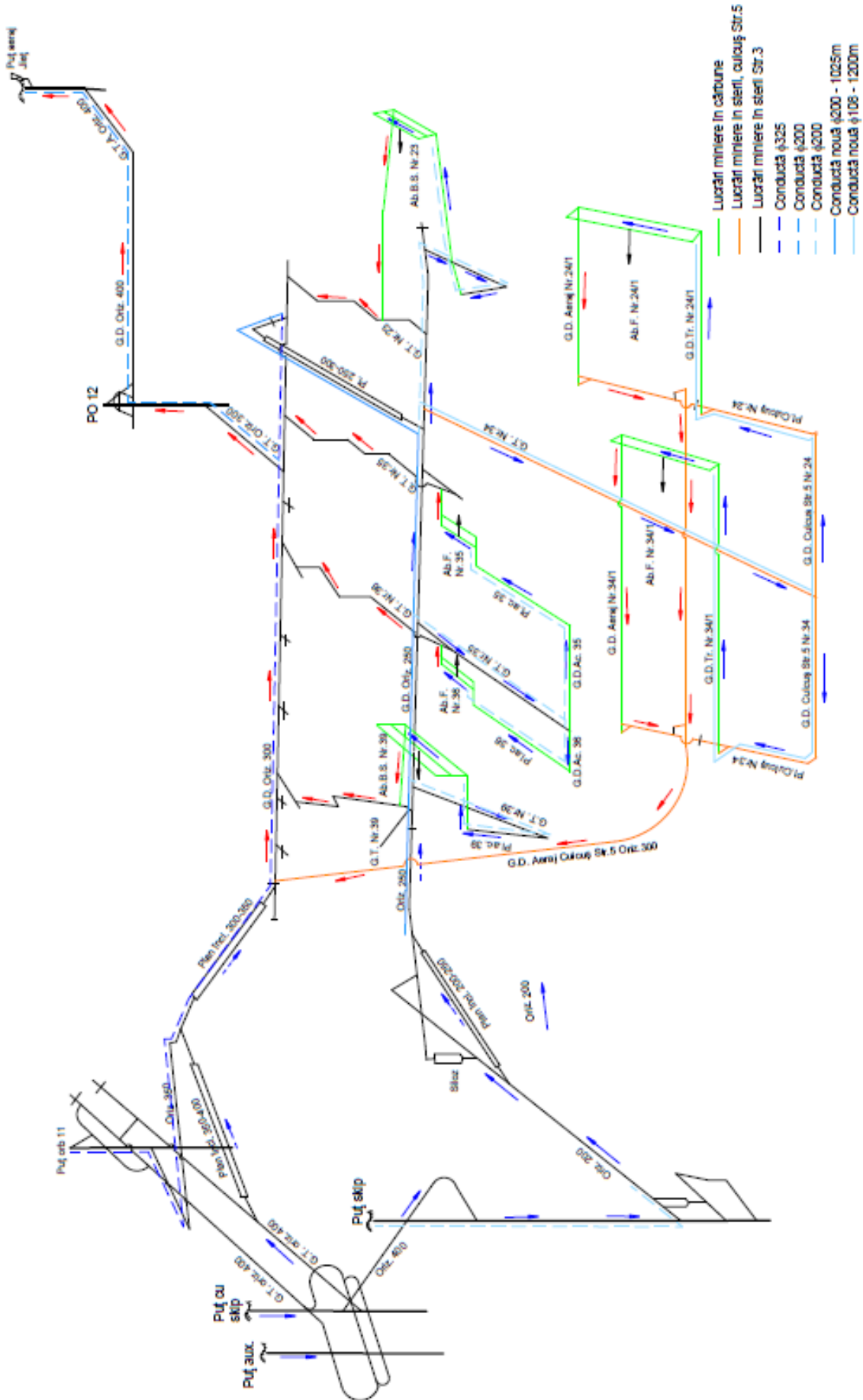


Fig.2.24. Planșa etapa 1, aer comprimat



Fig. 2.25. Planșa etapa 2, aer comprimat

Pe baza schemelor canonizate din figurile 2.27 și 2.28, cunoscând lungimea echivalentă a tronsonului, în m, diametrul interior al tronsonului, în m, coeficientul de rezistență fluidodinamică a tronsonului, grosimea obturării uniforme, (reducerea razei interioare a conductei în cazul unei obturări uniforme), temperatura aerului comprimat la ieșirea din rezervorul tampon, coeficienții de neetanșeități pentru îmbinări cu flanșe și pentru îmbinări mobile, coeficienții de echivalență ai consumatorilor, coeficienții de simultaneitate ai consumatorilor, s-a realizat un program numeric de calcul care să permită determinarea debitului masic util în kg/s. Valorile debitului masic util la consumatori s-a calculat corespunzător celor 2 etape de dezvoltare, valorile regăsindu-se în tabelul 1, ultima coloană.

2.4.2. Configurație rețea. Rezultate și concluzii

Configurația generală a rețelei pneumatice s-a obținut pe baza schemelor spațiale de aer comprimat și aeraj (planșele 2.24 și 2.25). În figura 2.26 [A23] se prezintă rețeaua pneumatică sistematizată iar în figurile 2.27 și 2.28 [A23] rețeaua pneumatică canonizată corespunzător celor două etape de dezvoltare. Consumatorii pneumatici sunt cei prezentați în paragraful anterior.

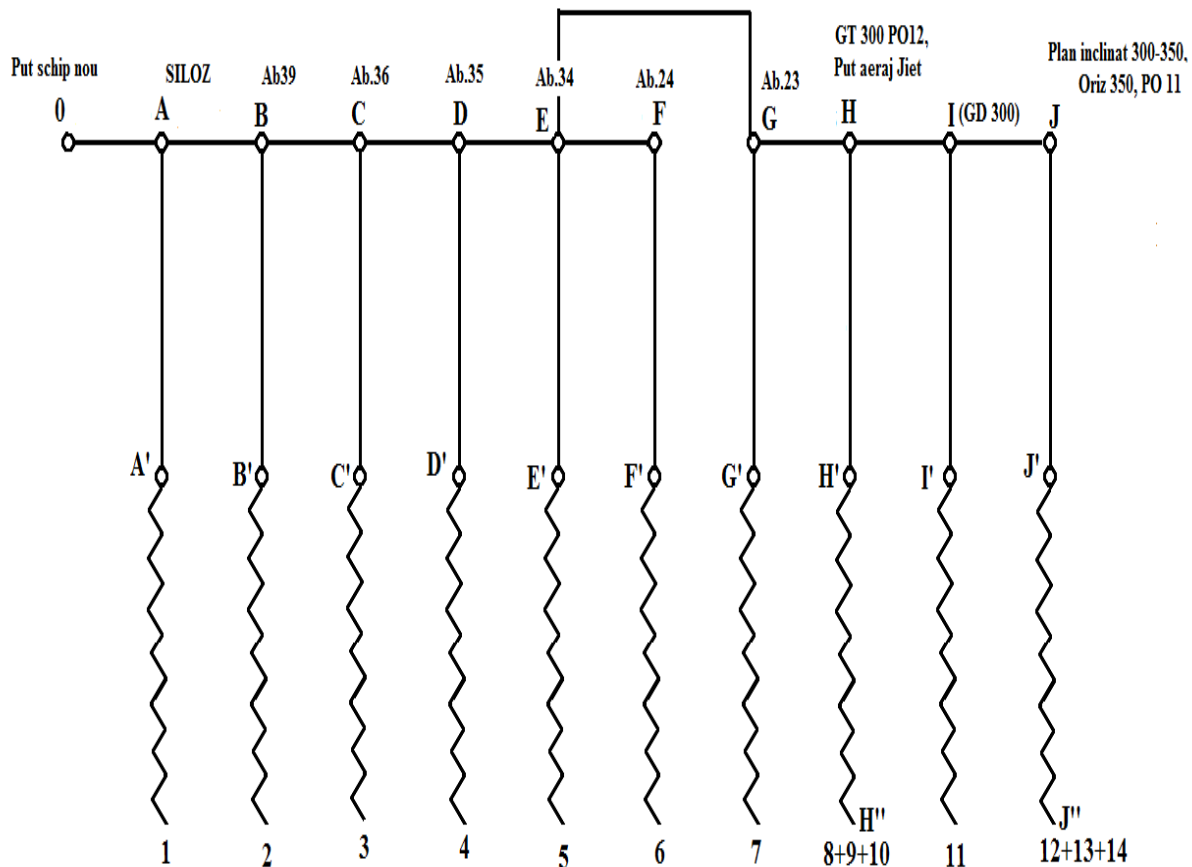


Fig. 2.26. Schema sistematizată a rețelei pneumatice din cadrul E.M.Lonea

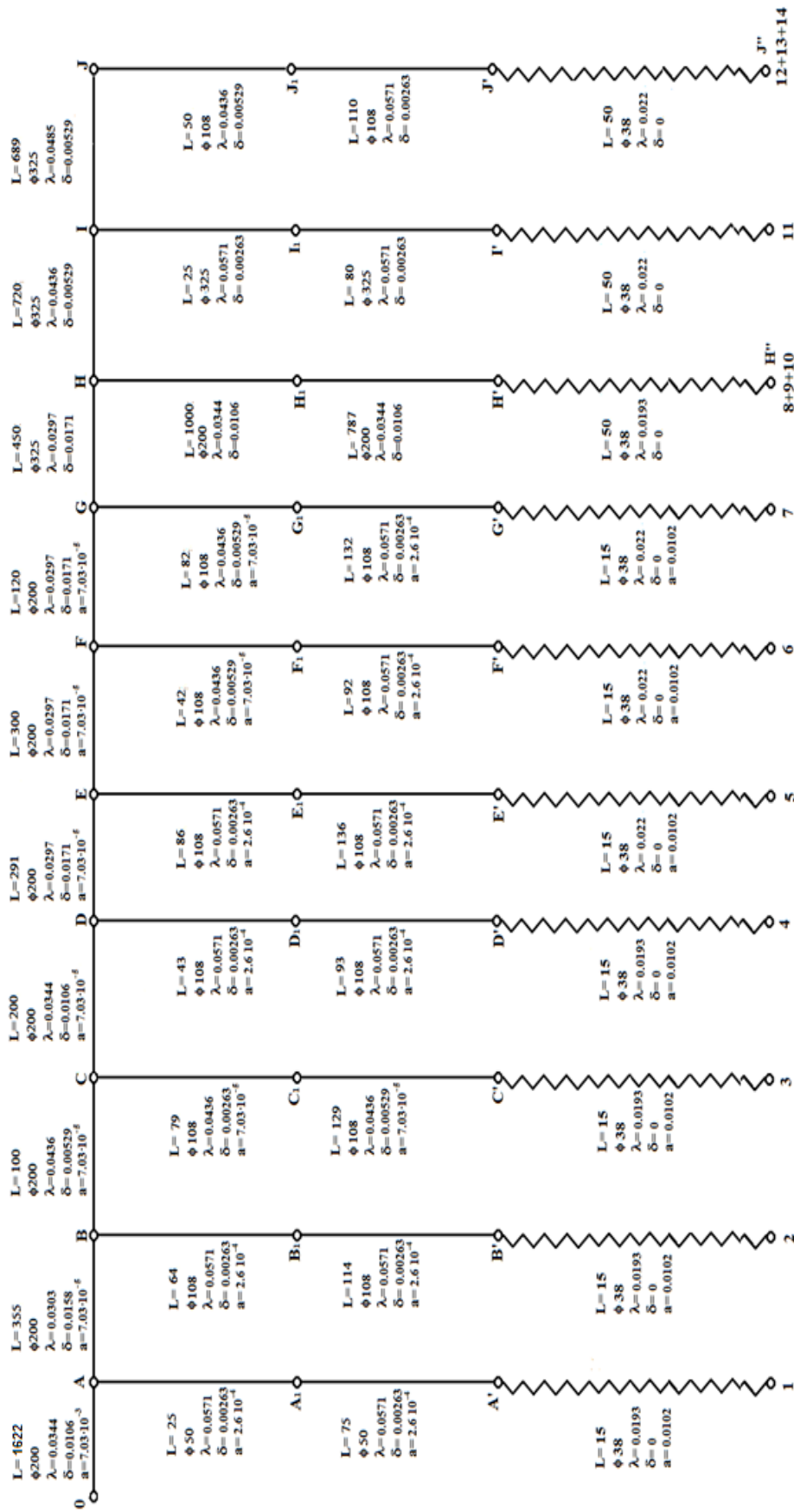


Fig. 2.27. Rețeaua pneumatică canonicată, etapa 1

Legendă: A₁, B₁, C₁, D₁, E₁, F₁, G₁, H₁, I₁, J₁ – puncte intermediare;
 A', B', C', D', E', F', G', H', I', J' – puncte de alimentare a furtunelor brașate la consumatori
 1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14 – puncte consum abataj și galerii
 H'', J'' – puncte comune consum.

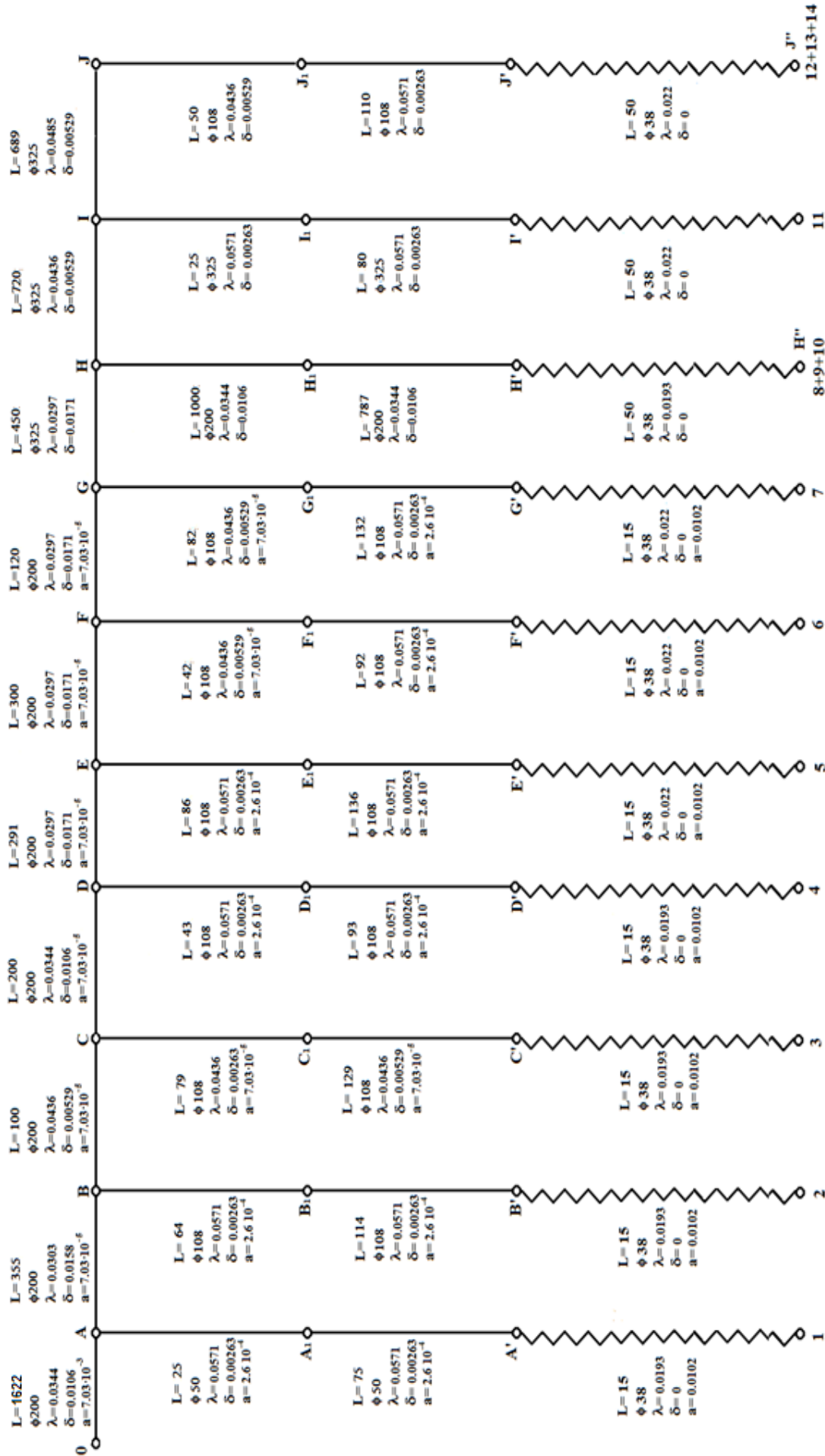


Fig. 2.28. Rețeaua pneumatică canonicizată, etapa a 2-a

Însumând toate valorile debitului masic de aer comprimat rezultat la diferiții consumatori prin rularea programului numeric de calcul, s-a obținut debitul masic util total, comparat apoi cu debitul total disponibil în cele 2 etape. S-au luat în considerare 2 ipoteze în privința numărului de compresoare elicoidale utilizate: situația limita de funcționare cu 9 ATLAS COPCO și 1 INGERSOLL RAND și situația din prezent, când se operează cu 5 compresoare elicoidale.

Etapa I:

a) Număr de compresoare elicoidale instalate în cadrul rețelei industriale: 9 ATLAS COPCO și 1 INGERSOLL RAND

- debit mediu real pe compresor $37 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min} = 0,7974 \text{ kg/s}$

- debit total disponibil $7,974 \text{ kg/s}$

- debit util rezultat în urma calculului pe baza datelor din prospecte și a condițiilor de exploatare $1,95 \text{ kg/s}$.

(condiție: debit total livrat > debitul util + pierderi).

b) Din datele furnizate de personalul tehnic, necesarul de aer comprimat este asigurat prin funcționarea unui număr de 5 compresoare, capabile să furnizeze în total $3,987 \text{ kg/s}$.

Ținând seama de debitul util și de debitul livrat rezultă că pot fi acoperite pierderi de debit în valoare de

$$\left(\frac{3,987 - 1,95}{3,987} \right) \cdot 100 = 51,091 \quad \%$$

Conform literaturii de specialitate pierderile de debit pe rețea la nivelul României se situează în intervalul (35-40) %. Valoarea de 51,091 % reprezintă maximul pierderilor care pot fi compensate. Prin realizarea și exploatarea rețelei conform cerințelor tehnice, pierderile de debit prin neetanșități pot fi reduse la 25 % .

Etapa a II-a:

a) Număr de compresoare elicoidale instalate: 9 ATLAS COPCO și 1 INGERSOLL RAND

- debit mediu real pe compresor $37 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{min} = 0,7974 \text{ kg/s}$

- debit total disponibil $7,974 \text{ kg/s}$

- debit util rezultat în urma calculului pe baza datelor din prospecte și a condițiilor de exploatare $1,948 \text{ kg/s}$. (condiție: debit total livrat > debitul util + pierderi).

b) din datele furnizate de personalul tehnic de la exploatarea minieră, necesarul de aer comprimat este asigurat prin funcționarea unui număr de 5 compresoare, capabile să furnizeze $3,987 \text{ kg/s}$.

Ținând seama de debitul util și de debitul livrat rezultă că pot fi acoperite pierderi de debit în valoare de

$$\left(\frac{3,987 - 1,948}{3,987} \right) \cdot 100 = 51,141 \quad \%$$

Valoarea de 51,141 % reprezintă maximul pierderilor care pot fi compensate.

Observatie generală:

Alimentarea rețelei magistrale realizându-se prin 2 puncte distincte (puț cu skip și puț aeraj Jieț) aferente celor 2 stații de compresoare permite asimilarea magistralelor, cu diametrele $\varnothing 325$ și $\varnothing 200$, cu un colector – distribuitor, care asigura o presiune constantă în punctele de branșare a rețelei de distribuție. Acest lucru oferă posibilitatea majorării eficienței energetice, în cazul unor cronograme de consum corelate corespunzător [A23].

2.5. METODĂ ANALITICĂ DE CALCUL A PIERDERILOR DE ENERGIE ÎN REȚELELE PNEUMATICE SUBTERANE

Se propune o metodă de calcul nouă, prin care se poate estima valoarea pierderilor de presiune pe lungimea conductei, căderea de presiune pe metru liniar de rețea, căderea de temperatură pe lungimea lucrării, coeficientul pierderilor de energie și determina costul energiei pneumatice pierdute pentru cazul rețelei pneumatice orizontale și verticale. În cadrul acestei metode noi, nu se recurge la medieri pe tronsonul considerat, fiind diferită semnificativ de cea prezentată în ultimele 2 paragrafe. Metoda propusă este validată printr-un studiu de caz. Rezultatele obținute diferă sensibil pentru cazul rețelei verticale de orizontale. Folosind metoda clasică se determină parametrii rețelei prin calcul iterativ, utilizând valori medii pe tronsonul de conductă cunoscând parametrii stării inițiale la ieșire din compresor și cei finali la ultimul consumator pneumatic. Aceasta metoda necesită măsurători de presiune și temperatura în punctele inițial și final al rețelei pneumatice, fiind semnificativ diferită de metoda propusă.

Pentru a justifica importanța studiului, reamintim că temperatura, presiunea, debitul de aer comprimat sunt parametri de bază ai rețelelor pneumatice iar determinarea lor este utilă și în același timp necesară în vederea funcționării raționale a consumatorilor de energie pneumatică.

Rețeaua de conducte poate fi extrem de complicată în extindere atât în plan orizontal cât și în plan vertical. Rezultatele obținute arată o pondere semnificativă a pierderilor de debit masic la branșarea consumatorilor (27,98%), pierderi majore pe rețeaua de distribuție (14,99%) și pierderi mai reduse pe rețeaua magistrală (4,89%) [B19]. Modificările energetice din rețea se datoresc pe de o parte variației energiei cinetice, potențiale și interne și pe de altă parte schimburilor energetice. Acest studiu se realizează în timp pentru o singură coordonată spațială.

Elementele de noutate ale studiului se referă la [A15]:

- calculul pierderilor de presiune în conductele de aer comprimat se realizează în funcție de parametrii inițiali fără a recurge la medieri pe tronsonul considerat cum se face de obicei;
- metode distincte de calcul a pierderilor de presiune și temperatura pentru cazul rețelei pneumatice orizontale și verticale. În vederea determinării căderii de temperatură se obține o soluție sub forma integrală (relația 2.36).

2.5.1. Cazul rețelei pneumatice orizontale

Parametrii fundamentali ai unei rețele pneumatice sunt diametrul și debitul acesteia. În funcție de acești parametri pierderile de energie în funcție de lungimea conductei și timp se calculează cu relația:

$$C_l = k_l \cdot \frac{\dot{V}^{2,852}}{d^5} \left[\frac{lei}{m \cdot h} \right] \quad (2.21)$$

unde:

$$k_l = 0,0187 \cdot 10^{-6} \left(\frac{p_1}{T_1} \right)^{2,852} \cdot \frac{T_2^{1,852}}{p_2^2} \cdot \frac{C_e}{\eta_{ad}} (0,098 \cdot T_2 - 13,5)^{0,148} \quad (2.22)$$

Pentru un diametru și debit cunoscute, costul energiei pneumatice pierdute depinde de parametrii aerului din mediul ambiant și de condițiile specifice ale instalației.

Presiunea de-a lungul conductei depinde de pierderile de presiune, care se pot calcula cu relația:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \frac{k+1}{k} \sqrt{1 - \frac{k+1}{k} \cdot \frac{\zeta \cdot \lambda \cdot l}{d \cdot R \cdot T_1} \cdot \frac{w_1^2}{2}} \right] \quad (2.23)$$

unde coeficientul de frecare din relația (2.23) depinde de rugozitatea conductei și de Re și este calculat cu relația:

$$\zeta = 0,0624 \cdot d^{-0,148} \cdot Re^{-0,148} \quad (2.24)$$

Parametrii p și T oarecare din rețea, trebuie găsiți la orice lungimi de conducte.

Datorită rețelei lungi de distribuție, pe aceasta apare o pierdere inerentă de presiune (energie). Imediat după compresor, răcirea este mai intensă datorită diferenței mai mari de temperatură între aerul comprimat și mediu și mai redusă în rest. Indicele politropic ce caracterizează transformarea este variabil. Măsurând parametrii inițiali și finali se poate determina un exponent politropic mediu.

Măsurătorile „in situ” făcute la un număr mare de stații de compresoare elicoidale [A32], [B27], au dus la concluzia că procesul este politropic foarte apropiat de adiabat, deci $n \approx k$. Rețeaua pneumatică încălzește aerul prin care trece, având o temperatură mai mare decât acesta.

Identic, se omite rezistența termică a peretelui întrucât grosimea peretelui este mică iar coeficientul de conducție al metalului este mare. În sistemele de aeraj vitezele aerului sunt mici în raport cu cele din alte ramuri industriale atât în puțuri, galerii direcționale și transversale și se încadrează în domeniul $0,2 \div 11,0$ m/s [A13],[B19]. Coeficientul de conducție al rocii pentru bazinul Văii Jiului a fost determinat experimental prin încercări de laborator, fiind cuprins între $\lambda = 1,2 \div 2,0$ W/(m·K) [B44].

Valoarea coeficientului de convecție rezultă din cercetările lui M.A. Miheev și W.H. McAdams sub forma criterială [B44]:

$$Nu = 0,0195 \cdot Re^{0,8} \quad (2.25)$$

de unde:

$$\alpha_e = 2,3 \cdot \frac{\dot{m}^{0,8} \cdot P^{0,2}}{S} \quad (2.26)$$

Pentru trei tipuri de lucrări standardizate s-au măsurat și determinat valorile debitului masic, perimetrul, secțiunea transversală și coeficientul de convecție (relația (2.26)). Valorile obținute se prezintă în tabelul 2.3. Temperatura în lungul conductei rezultă din egalitatea energiilor interne și externe:

$$dE = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p dt = \pi \cdot \alpha_e \cdot d_e (t_i - t_a) dl \quad (2.27)$$

Tabelul 2.3. Debitul masic, perimetrul, secțiunea transversală și coeficientul de convecție

Denumirea lucrării	Debitul masic [kg/s]	Perimetrul lucrării [m]	Aria secțiunii transversale [m ²]	Coeficient de convecție la suprafața corpurilor [W/(m ² ·K)]
PB-5,0 Puț betonat de 5 m	181 – 340	15,7	19,25	13,146 ÷ 21,766
GDZ-9,7 Galerie dublă zidită	87 – 167	11,6	9,7	13,93 ÷ 23,467
SB-2,8 Suitor betonat	25 – 47	5,9	2,8	15,549 ÷ 25,764

Căderea de temperatură pentru conducta cu diametru constant (conducte ermetic închise sudate sau flanșate foarte bine) se determină cu expresia:

$$\frac{dT}{dl} = \frac{\pi \cdot \alpha_e \cdot d_e (t_i - t_a)}{\dot{m} \cdot c_p} \quad \frac{K}{m} \quad (2.28)$$

2.5.2 Cazul rețelei pneumatice verticale. Studiu de caz

În realitate, în lucrările subterane aerul parcurge rețeaua cu intrare de la suprafață și se umidifica pe traseu comparativ cu aerul atmosferic, evoluând către o stare apropiată celei de saturație.

Prin transfer de căldură cu mediul înconjurător se produce evaporarea după relația:

$$r \cdot dx = c_v \cdot dT + p \cdot dv \quad (2.29)$$

Analizând această ecuație pe traseul unui puț minier cu lungimea dy se va determina funcția față de y (distanța de la suprafață până la elementul liber ales) x , dx , p , dp .

Admitem că umiditatea absolută x și presiunea p se modifică liniar:

$$x = x_1 + \Delta x_1 \cdot y \quad (2.30)$$

$$p = p_1 + \bar{p} \cdot y \quad (2.31)$$

Mai departe găsim:

$$\frac{x \cdot \Delta x_1}{R} dy = \frac{c_p}{R} dT - \frac{\bar{p} \cdot dy}{p_1 + \bar{p} \cdot y} \quad (2.32)$$

cu notațiile: $\frac{x \cdot \Delta x_1}{R} = D$; $\frac{c_p}{R} = Z$; $\frac{p_1}{\bar{p}} = \rho$.

sau

$$\frac{dT}{dy} - T f(y) = \frac{D}{Z} \quad (2.33)$$

în care: $f(y) = \frac{1}{Z(\rho + y)}$.

Integrala generală a ecuației găsite este:

$$T = \exp^{\int f(y) dy} \left[\frac{D}{Z} \int \exp^{-f(y) dy} + C \right] \quad (2.34)$$

Având în vedere că:

$$f(y) dy = \int \frac{dy}{Z(\rho + y)} = \frac{1}{Z} \ln Z(\rho + y) \quad (2.35)$$

$$T = \exp^{\frac{1}{Z} \ln(\rho + y)} \left[\frac{D}{Z} \int \exp^{-\frac{1}{Z} \ln Z(\rho + y)} dy + C \right] \quad (2.36)$$

La $Z = 0$, $T = T_1$ se determină constanta C și având în vedere că $Z = H$ (adâncimea lucrării verticale) se obține:

$$T = \left[Z(\rho + H)^{\frac{1}{Z}} \cdot (Z \cdot \rho)^{-\frac{1}{Z}} \right] T_1 + \frac{D[Z(\rho + H)]}{\Psi} - \frac{D[Z(\rho + H)]^{\frac{1}{Z}} \cdot (Z \cdot \rho)^{-\frac{1}{Z}}}{\Psi} \quad (2.37)$$

unde $\Psi = Z^2 - Z$.

În raportul $Z = \frac{c_p}{R}$, căldura specifică medie în atmosfera din subteran se poate calcula cu relația:

$$c_p = (1-x)c_{pa} + x \cdot c_{pv} = 1017 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (2.38)$$

pentru domeniul $p = 1$ bar și temperatura cuprinsă între $0 \div 50^\circ C$.

iar pentru constanta de natură R , se poate lua valoarea corespunzătoare aerului uscat (fără a influența semnificativ rezultatele).

Presiunea medie pe metru coloană de aer se calculează cu relația:

$$\bar{p} = 0,0475 \frac{\left(\frac{273}{T_1} + \frac{273}{T_2} \right) \frac{B}{760}}{1 - 0,0175 \frac{H}{T_2}} \frac{\text{mmHg}}{\text{m}} \quad (2.39)$$

În vederea validării metodei propuse sunt necesari parametrii de stare din cadrul unei stații de compresoare elicoidale împreună cu rețeaua pneumatică la care se urmăresc parametrii energetici care interesează.

Astfel, pe baza parametrilor de stare măsurați în cadrul unei stații de compresoare elicoidale (Atlas Copco GA 250) [A32] s-au determinat căderea de temperatură pe lungimea lucrării, căderea de presiune pe lungime, coeficientul pierderilor de energie și costul energiei pneumatice pierdute pentru cazul rețelei orizontale și verticale.

Mărimile măsurate în stația de compresoare elicoidale sunt:

- temperatura aerului la aspirație $14^\circ C$;
- temperatura aerului la ieșirea din compresor $88^\circ C$;
- temperatura aerului la intrarea în răcitor $87^\circ C$;
- temperatura aerului la ieșirea din răcitor $40^\circ C$;
- temperatura aerului la intrarea în rețeaua pneumatică $39,87^\circ C$
- presiunea aerului la aspirație $0,927$ bar
- presiunea aerului comprimat la refulare 5 bar;
- diferența de presiune în diafragmă 123 mmHg;
- temperatura aerului uscat $14^\circ C$;
- temperatura aerului umed $11^\circ C$;
- umiditatea relativă φ $\sim 70\%$;
- debitul volumic $0,7$ m³/s.

2.5.3 Cazul rețelei pneumatice orizontale. Studiu de caz

Debitul refulat de compresor s-a măsurat cu un dispozitiv diafragma-manometru diferențial cu Hg. Valoarea medie măsurată a fost 42 m³/min [A32] și este preluat prin rețeaua magistrală de

conducte cu diametrul de 100 mm și lungimea 100 m. Pe porțiunea analizată presiunea și temperatura rămân egale cu cele de la refulare. Parametrii de stare ai aerului la intrarea în tronsonul orizontal sunt 287 K și 0,927 bar [A32].

Costul energiei pneumatice pe baza informațiilor obținute de la beneficiar este $C_e = 0,5$.

Folosind relația (2.23) modificată corespunzător, pierderile de presiune pe tronsonul analizat se pot scrie:

$$\Delta p = p_1 \left[1 - \frac{k+1}{k} \sqrt{1 - \frac{k+1}{k} \frac{\lambda \cdot l}{d \cdot R \cdot T_1} \frac{\dot{V}^2}{15^2 \pi^2 d^4} \cdot \frac{1}{2}} \right] = 4,99 \text{ bar} \quad (2.40)$$

unde $\lambda = 0,0234$ pentru rugozitatea de 0,2 mm s-a găsit în [B26].

Pe tronsonul orizontal diferența de presiune devine $p = 5 - 4,99 = 0,01$ bar

Cu aplicare la GDZ-97 (tabelul 2.3) parametrii tehnici măsurați care interesează sunt:

$\dot{m} = 120 \text{ kg/s}$; $P = 11,6 \text{ m}$ și $S = 9,7 \text{ m}^2$. Folosind relația (2.26), se obține $\alpha_e = 17,824 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Căderea de temperatură pentru cazul rețelei orizontale devine conform relației (2.28):

$$\frac{dT}{dl} = 0,0013 \quad \frac{K}{m} = 0,13 \quad \frac{K}{100 \text{ m}}$$

În această situație, conform relației (2.22), ținând seama de căderea de temperatură/100 m și de pierderea de presiune pe rețeaua orizontală $k_l^o = 0,0422 \cdot 10^{-6}$.

Costul energiei pierdute pentru cazul rețelei orizontale, ținând seama de căderea de temperatură/100 m și de pierderea de presiune se determină prin relația (2.21):

$$C_l^o = 0,00152 \quad \frac{\text{lei}}{m \cdot h} = 1,52 \frac{\text{lei}}{\text{km} \cdot h} = 0,34 \frac{\text{Eur}}{\text{km} \cdot h} \quad (2.41)$$

Cazul rețelei verticale. Studiu de caz

Temperatura aerului în general crește în raport cu cea de la suprafață pe adâncimea lucrării miniere și se poate exprima cu relația (17), în care: $Z = c_p / R = 3,5$; $\Psi = Z^2 - Z = 8,75$. Parametrii de stare ai aerului la intrarea în tronsonul vertical sunt 287 K și 0,927 bar.

Gradientul de temperatură s-a determinat prin măsuratori repetate, media fiind 1 grad la 100 m adâncime de lucrare. Folosind relația (2.37) pentru adâncimea de 100 m, presiunea medie pe coloana de aer devine $\bar{p} = 0,0847 \text{ mmHg/m}$. Valorile ρ și D necesare calculului temperaturii

absolute sunt $\rho = 8382,526$; $D = \frac{r \cdot \Delta x_l}{R} = \frac{2500 \cdot 0,01}{287} = 0,0871$. S-a luat $\Delta x_l = 0,01$ din [B26].

Prin urmare cunoscând valorile parametrilor care intervin în relația (2.38), temperatura absolută devine la celălalt capăt al tronsonului 288,474 K. Valoarea temperaturii la intrare în tronsonul de rețea a fost 287 K (14°C). Se observă, ținând seama de valoare obținută la celălalt capăt al tronsonului ca temperatura la adâncimea de 100 m crește cu aproximativ 1,5°C, deci va fi 15,5°C. În consecință, căderea de temperatură pentru cazul rețelei verticale, devine conform relației (2.28):

$$\frac{dT}{dl} = 0,00123 \frac{K}{m} = 0,123 \frac{K}{100 m} \quad (2.42)$$

Coeficientul pierderilor de energie are valoarea pentru cazul rețelei verticale $k_l^v = 0,0444 \cdot 10^{-6}$.

Costul energiei pierdute pe rețeaua verticală ținând seama de relația (2.21) are valoarea:

$$C_l^v = 0,0016 \frac{lei}{m \cdot h} = 1,6 \frac{lei}{km \cdot h} = 0,36 \frac{Eur}{km \cdot h} \quad (2.43)$$

Pe baza rezultatelor obținute se pot desprinde următoarele concluzii:

- metoda propusă privind calculul pierderilor de presiune se pretează la configurații complexe de rețele pneumatice fără a fi necesară canonizarea rețelei, procedeu care nu se poate aplica pentru configurații inelare sau cu un grad ridicat de complexitate;
- pierderile de presiune în conductele de aer comprimat pot fi calculate în funcție de parametrii inițiali fără a recurge la medieri pe tronsonul considerat cum se face prin metodele clasice;
- costul energiei pierdute pe rețeaua verticală este sensibil mai mare decât în cazul rețelei orizontale datorită aportului de condensat.

2.6. ESTIMAREA VARIAȚIEI CĂDERII DE TEMPERATURĂ A AERULUI COMPRIMAT ÎN REȚEAUA PNEUMATICĂ

Din punct de vedere termodinamic rețelele pneumatice industriale constituie sisteme deschise care schimbă cu mediul exterior atât energie cât și masă (în cazul pierderilor de debit prin neetanșeități). În studiul [A16], se propune determinarea căderii de temperatură/metru în funcție de variația debitului volumic de aer comprimat și respectiv în funcție de variația diferenței de temperatură între interiorul și exteriorul conductei.

Transferul energetic dintre sistemul termodinamic deschis și mediul exterior se realizează sub formă de căldură și lucru mecanic precum și prin energia aferentă masei antrenate în transferul masei dintre sistem și mediul exterior.

Se studiază numai fenomenul de propagare a căldurii prin pereți cilindrici infiniți. Dacă peretele cilindric este infinit de lung atunci se poate evita apariția efectului de margine. Conductele de aer comprimat din instalațiile industriale la adâncimi mari de sute de metri pot provoca modificarea climatului subteran în sens negativ. În astfel de cazuri se reduc pierderile de căldură prin izolarea conductelor sau prin răcirea aerului.

2.6.1. Modelul matematic

Propagarea căldurii în regim staționar prin suprafață cilindrică fără izvoare interioare de căldură este reprezentată de ecuația lui Laplace, axa OZ corespunzând axului cilindrului.

Se admite ipoteza că temperatura este constantă în axul cilindrului și că ea prezintă variații numai de-a lungul razei.

Ecuația în acest caz este de forma [B41]:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2.44)$$

însoțită de ecuația cercului:

$$x^2 + y^2 = r^2 \quad (2.45)$$

Transformarea Laplace din coordonate carteziene în cele cilindrice (și în acest caz numai în funcție de rază) se face prin operația [B42]:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial x} = \frac{x}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \quad \text{și} \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \left(\frac{\partial r}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial T}{\partial r} \cdot \frac{\partial^2 r}{\partial x^2} \quad (2.46)$$

Din ecuația cercului rezultă:

$$\frac{\partial r}{\partial x} = \frac{x}{r}; \quad \frac{\partial^2 r}{\partial x^2} = \frac{y^2}{r^3} \quad (2.47)$$

obținându-se

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{x^2}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{y^2}{r^3} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.48)$$

și

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{y^2}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{x^2}{r^3} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.49)$$

de unde obținem ecuația:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.50)$$

scrisă în baza observației $T = T(r)$.

Cu condiția $r \neq 0$ se obține soluția:

$$T = A \ln r + B \quad (2.51)$$

care ne arată că temperatura variază logaritmic cu raza.

Pentru rezolvarea constantelor A și B se admit condițiile de unicitate de tip Dirichlet:

$$\begin{aligned} r = r_0; \quad T = T_0 \\ r = r_1; \quad T = T_1 \end{aligned}$$

rezultând câmpul de temperaturi:

$$T = T_0 + \frac{T_1 - T_0}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \ln \frac{r}{r_0} \quad (2.52)$$

izotermele fiind suprafețe cilindrice coaxiale și coaxiale cu axul cilindrului.

Densitatea fluxului termic se obține din ipoteza Fourier:

$$\dot{q} = -\lambda \text{ grad } T = \frac{\lambda}{r} \cdot \frac{T_0 - T_1}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \quad (2.53)$$

Fluxul termic ce străbate o suprafață cilindrică curentă de rază r este de forma:

$$\dot{Q} = 2\pi r L \frac{\lambda}{r} \cdot \frac{T_0 - T_1}{\ln \frac{r_1}{r_0}} = \frac{2\pi \lambda L (T_0 - T_1)}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \quad (2.54)$$

sau raportat la metru liniar de conductă cilindru:

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{Q}}{L} = \frac{2\pi \lambda (T_0 - T_1)}{\ln \frac{r_1}{r_0}} \left[\frac{W}{m} \right] \quad (2.55)$$

Dar în general pentru parametrii de climatizare interesează căderea de temperatură pe lungimea de conductă datorită destinderii aerului comprimat și a schimbului de căldură cu mediul prin care trece conducta. Astfel:

$$\frac{\Delta t}{\Delta L} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p} \left[\frac{^{\circ}C}{m} \right] \quad (2.56)$$

2.6.2. Studiu de caz. Rezultate

Relațiile teoretice deduse vor fi validate aplicativ la o instalație pneumatică. Se iau în considerație valori reale de la o instalație pneumatică industrială. Parametrii aerului la aspirație sunt $p_1 = 1,013$ bar și $t_1 = 20$ °C, iar la refulare $p_2 = 6$ bar și $t_2 = 60$ °C. Debitul compresorului măsurat cu un modul manometru diferențial-diafragmă este $\dot{V} = 0,725$ m³ / s sau

$\dot{V} = 0,725 \cdot 3600 = 2610$ m³ / h. Rețeaua pneumatică este formată din conducte cu diametrul de la 400 mm la 100 mm. Stația de compresoare este la suprafață, rețeaua pneumatică intră în subteran unde se ramifică la nivelul orizonturilor spre locurile de muncă, abataje și lucrări de investiții. Mai poate exista și o rețea de rezervă de alimentare a subteranului, folosită în cazul avarierii celei principale. Consumatorii pneumatici sunt de obicei: perforatoarele tip PR8 și P 90; ciocane de abataj tip CA 14; ventilatoare pneumatice; ventilatoare electropneumatice; trolii.

Consumul de energie la instalația pneumatică se modifică în funcție de parametrii aerului la aspirație și la variația presiunii din rețeaua în care acesta refulează. Diametrele conductelor din rețeaua pneumatică se prezintă în tabelul 2.4., unde d_i și d_e sunt diametrele interior și exterior.

Tabelul 2.4. Diametrele conductelor din rețeaua pneumatică [B36]

d_i (mm)	89	108	133	159	219	273	325	377	426
d_e (mm)	96	116	141	168	233	289	343	393	446

Se va determina variația căderii de temperatură/metru, în funcție de debitul volumic de aer comprimat, respectiv în funcție de diferența de temperatură între interiorul și exteriorul conductei. Aerul comprimat la ieșirea din stația de compresoare este cald cu temperatura cuprinsă între 40-60 °C. Densitatea medie a aerului comprimat este: $\rho = 6,47$ kg / m³, coeficientul de conducție termică pentru aer fiind $\lambda = 0,028$. În ipoteza comprimării izoterme pe un tronson de conductă (5 m) sau în cazul conductelor îngropate, temperatura exterioară (a mediului subteran) se consideră constantă și egală cu 20 °C [B34, B37]. Pe de altă parte având în vedere că rezistența termică a peretelui conductei este neglijabilă la grosimea de câțiva mm și că coeficientul de conducție termică a materialului conductei se apropie de 50 W/m·K, diferența temperaturilor $(T_0 - T_1) = \Delta T = 50 - 20 = 30$ °C.

Căderea de temperatură a aerului comprimat folosind relațiile (2.54) și (2.55) este:

$$\frac{\Delta t}{1m} = \frac{2\pi\lambda\Delta T}{\dot{V}\rho\cdot c_p \ln \frac{r_1}{r_0}} = 0,0148 \text{ } ^\circ\text{C}/m \tag{2.57}$$

sau pe un tronson: $0,0148 \cdot 5 = 0,074 \text{ } ^\circ\text{C}/5m$, iar la $1 \text{ km} = 14,8^\circ\text{C}$.

Aceasta valoare este doar orientativă. Pentru o vizualizare mai corectă a rezultatelor se va se va considera un interval de valori pentru diferența de temperatură între interiorul și exteriorul conductei.

Se consideră variabile diferența $T_0 - T_1 = \Delta T$ în funcție de condițiile climatice în domeniul de valori: 22; 25; 28; 30; 32; 35 $^\circ\text{C}$ și debitul volumic de are comprimat, care poate fi furnizat în domeniul de valori: 0,725; 1,45; 2,175; 2,9; 3,625. În figura 2.29 se prezintă matricea variației de temperatură/metru pe lungimea de conductă în funcție de debitul volumic și în funcție de diferența de temperatură:

$\Delta t =$	9.995×10^{-3}	0.011	0.013	0.014	0.015	0.016
	4.997×10^{-3}	5.679×10^{-3}	6.36×10^{-3}	6.815×10^{-3}	7.269×10^{-3}	7.95×10^{-3}
	3.332×10^{-3}	3.786×10^{-3}	4.24×10^{-3}	4.543×10^{-3}	4.846×10^{-3}	5.3×10^{-3}
	2.499×10^{-3}	2.839×10^{-3}	3.18×10^{-3}	3.407×10^{-3}	3.634×10^{-3}	3.975×10^{-3}
	1.999×10^{-3}	2.272×10^{-3}	2.544×10^{-3}	2.726×10^{-3}	2.908×10^{-3}	3.18×10^{-3}

Fig. 2.29. Matricea variației de temperatură/metru pe lungimea de conductă

În figura 2.30 se prezintă căderea de temperatură/metru pentru valori ale debitului volumic implementate constante și variația de temperatură variabilă în domeniul (22-35) $^\circ\text{C}$.

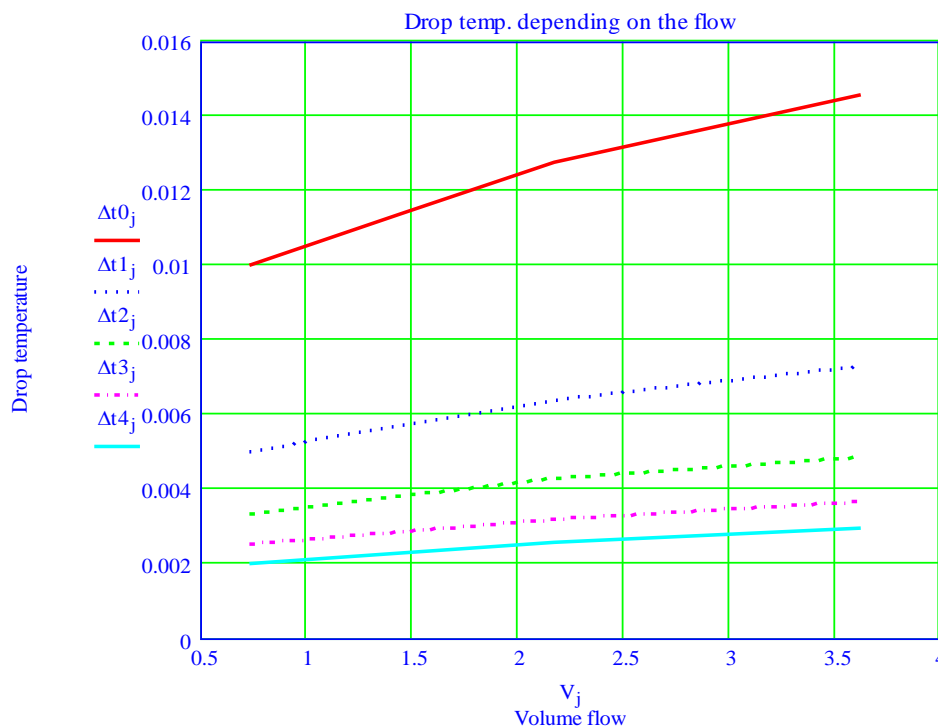


Fig. 2.30. Căderea de temperatură/metru în funcție de debitul volumic

În figura 2.31 se prezintă căderea de temperatură/metru pentru valori ale debitului volumic variabil în domeniul (0,175-3,625) m³/s și variația de temperatură impusă. Pe baza rezultatelor obținute în figurile 2.30 și 2.31 se pot formula următoarele constatări:

- Căderea de temperatură/metru prezintă o creștere liniar - logaritmică în funcție de debit odată cu creșterea diferenței de temperatură așa cum rezultă din figura 2.30.

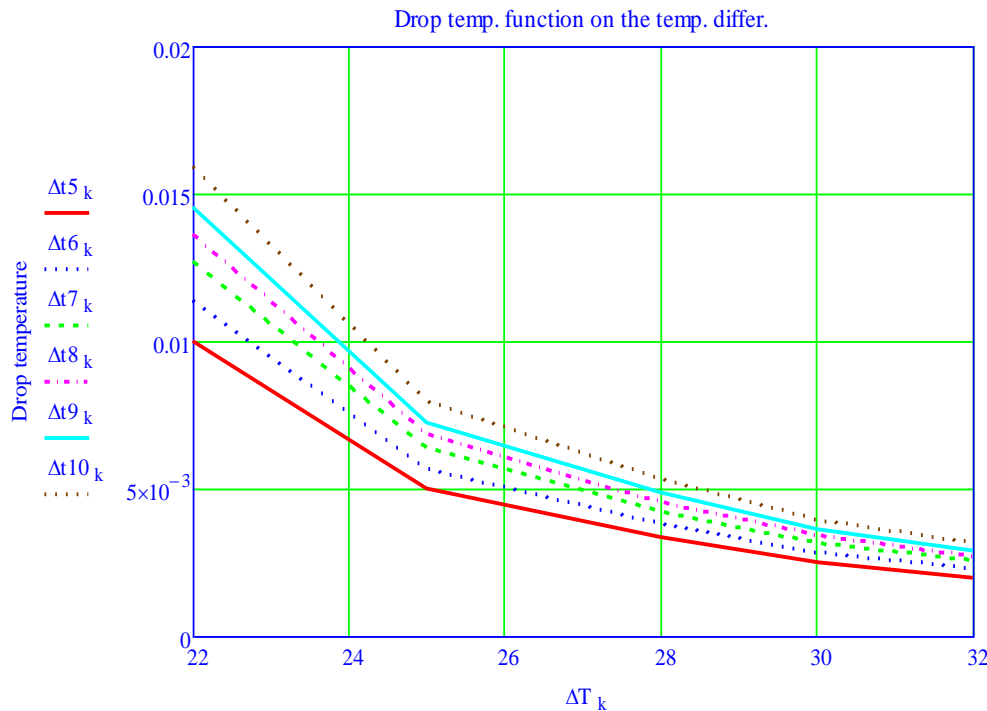


Fig. 2.31. Căderea de temperatură/metru în funcție de diferența de temperatură dintre interiorul și exteriorul conductei

- Pe măsură ce debitul volumic de gaz crește, căderea de temperatură/metru se micșorează după cum rezultă din figura 2.30.
- Pentru valori constante ale diferenței de temperatură între interiorul și exteriorul conductei, căderea de temperatură/metru scade odată cu creșterea debitului volumic de gaz după curbele prezentate în figura 2.31.

2.7. DETERMINAREA VARIAȚIEI COSTULUI ENERGIEI PIERDUTE ÎNTR-O ORĂ PE METRU LINIAR DE CONDUCTĂ LA CURGEREA AERULUI COMPRIMAT

2.7.1. Generalități

Se pune problema determinării costului energiei pierdute într-o oră/1 m liniar de conductă. De asemenea, ne propunem determinarea modului de variație a costului energiei pierdute într-o oră/1 m liniar de conductă, în funcție de trei parametri care intervin în proces: coeficientul de proporționalitate în costul energiei, debitul volumic și diametrul rețelei prin care curge fluidul [A16].

La dimensionarea rețelei pneumatice de alimentare a consumatorilor din subteran, problema de bază este întodeauna determinarea diametrului rețelei. Există o serie de metode mai simple, mai complicate, avînd un suport teoretic bine fundamentat, toate luând ca bază o anumită mărime

stabilită de experiență cum ar fi viteza de curgere a aerului pe conductă sau căderea de presiune pe unitatea de lungime (100 m; 1 km). Fără a afirma că aceste metode nu corespund din punct de vedere practic se amintește însă că ele nu iau în considerare durata de exploatare a unei conducte și costul de achiziționare, montaj și întreținere. Se cunoaște însă că o componentă principală a costului transportului o reprezintă cota de amortizare a instalației. Astfel, la instalații provizorii (săpări de puțuri, galerii, etc) cheltuielile de achiziționare raportate la unitatea de timp (sau la debitul transportat) sunt mai mari ca la instalațiile cu durată de serviciu mare, deci preponderent în costul total al transportului este partea aferentă instalației. În aceste cazuri se va prefera o conductă cu diametru mai mic, deci mai ieftină. Invers, la instalații de durată, diametrul poate fi luat mai mare, pierderile de energie pe care le cauzează un diametru mic putând ajunge pe o durată îndelungată la valori considerabile. Valorile diametrelor și a debitelor volumice în funcție de diferiți parametri ce intervin în construcția și exploatarea unei rețele de aer comprimat vor fi stabilite în cele ce urmează.

În vederea determinării coeficientului de proporționalitate în costul energiei se propune o relație de calcul care depinde de costul energiei/kWh practicat în fiecare țară, cost care în România este de 0,44 lei/kWh [A16].

2.7.2. Formularea temei

La baza raționamentului de efectuare a calculului se găsește ipoteza simplificatoare a curgerii izotermice, lucru care se întâmplă de altfel în realitate pe rețelele pneumatice la o oarecare distanță de compresor. De asemenea, se va asimila aerul comprimat cu un gaz perfect având constanta de natură $R = 287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.

Pentru determinarea costului energiei pierdute se pornește de la pierderile de presiune și de la viteza de curgere a aerului. Astfel, puterea necesară pentru transportul aerului se determină cu relația:

$$P_f = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (2.58)$$

Energia pierdută este numeric egală cu energia consumată (kWh) pe durata unei ore, care este unitatea de timp la care se referă raționamentul:

$$E_f = 1,306 \cdot 10^{-6} \lambda \frac{\dot{V}^3}{d^5} \cdot \frac{p}{T} \quad (2.59)$$

În ceea ce privește coeficientul de frecare la curgere, literatura de specialitate oferă o serie de tabele și relații de calcul [B43, B51]. Pentru regimul turbulent, coeficientului de frecare la curgere λ depinde în general de valoarea criteriului Reynolds a curentului și de rugozitatea relativă a conductei. În vederea determinării coeficientului de frecare la curgere λ se poate utiliza relația:

$$\lambda = 0,0624 \cdot d^{-0,148} \cdot \text{Re}^{-0,148} \quad (2.60)$$

sau

$$\lambda = 0,0143 \left[\frac{T_a (0,098 \cdot T - 13,5)}{p_a \cdot T} \right] \cdot \dot{V}_a^{-0,148} \quad (2.61)$$

unde \dot{V}_a se referă la debitul de aspirație.

Capacitatea energetică a aerului comprimat se definește ca lucrul mecanic maxim (exergia sa), și are loc izotermic, reversibil. Din punct de vedere a producerii energiei pneumatice, raportul între energia reținută de aer și cea cheltuită pentru producerea cantității respective de aer comprimat este definită prin randamentul izotermic. Rezultă că valoarea costului energiei pneumatice față de cea electrică se găsește în același raport:

$$C_p = \frac{C_e}{\eta_{iz}} \quad (2.62)$$

unde C_e și C_p în lei/kWh reprezintă costul unui kWh electric respectiv pneumatic.

Costul energiei pierdute într-o oră/1 m liniar de conductă se determină cu relația [B17]:

$$C_1 = E_f \cdot C_P = k_T \frac{V_a^{2,852}}{d^5} \quad (2.63)$$

unde k_T este un parametru care depinde de parametrii aerului aspirat p_a , T_a și de parametrii de pe rețea p_r , T_r . Acest parametru se denumește coeficient de proporționalitate în costul energiei, a cărui expresie este:

$$k_T = 0,0187 \cdot 10^{-6} \left(\frac{p_a}{T_a} \right)^{2,852} \cdot \frac{T_r^{1,852}}{p_r^2} \cdot \frac{C_e}{\eta_{iz}} (0,098 \cdot T_r - 13,5)^{0,148} \quad (2.64)$$

Prin urmare, pentru un diametru de conductă dat, costul energiei pierdute C_1 depinde exclusiv de parametrii mediului ambiant și de condițiile specifice ale instalației. Cei doi parametri care trebuie corelați debit și diametru nu intervin în acest coeficient, acești doi parametri fiind discutați în continuare.

Extrapolând, se va stabili domeniul de valori pentru coeficientul de proporționalitate în costul energiei k_T în funcție de plaja parametrilor la aspirație și la refulare pe baza valorilor măsurate la o stație de compresoare.

În continuare, se va determina costul energiei pierdute în funcție de trei variabile independente (coeficientul de proporționalitate în costul energiei, diametrul conductei și debitul volumic de aer comprimat). În acest sens se vor determina matricile de valori ale costului energiei pierdute pentru cele 2 valori extreme ale coeficientului de proporționalitate din costul energiei. În acest sens se vor parcurge 2 etape.

Elementele de noutate într-o primă etapă se referă la determinarea:

- matricilor de valori ale costului energiei pierdute pentru cele 2 valori extreme ale coeficientului de proporționalitate din costul energiei în funcție de diametrele conductelor de aer comprimat;
- dependenței costului energiei pierdute pentru valorile extreme ale coeficientului de proporționalitate în funcție de diametrele variabile ale rețelei;

În cea de-a doua etapă a studiului se vor determina:

- dependența costului energiei pierdute pentru valorile extreme ale coeficientului de proporționalitate în funcție de debitele volumice variabile de aer comprimat.

2.7.3. Rezultate. Concluzii

Se consideră o conductă de aer comprimat cu diametrul $d = 100$ mm. Compresorul aspiră aer la temperatura de 10 °C și refulează aerul la 45 °C. Presiunea de aspirație este considerată teoretic 1 bar, iar raportul de comprimare realizat $\pi = 6$. Cu aceste date sumare citite sau măsurate la o stație de compresoare, coeficientul de proporționalitate în costul energiei k_T se determină prin calcul (relatia 8), ținând seama de valoarea practică în România pentru 1kWh, $C_e = 0,44$ lei/kWh:

$$\begin{aligned} k_T &= 0,0187 \cdot 10^{-6} \left(\frac{p_a}{T_a} \right)^{2,852} \cdot \frac{T_r^{1,852}}{p_r^2} \cdot \frac{C_e}{\eta_{ad}} (0,098 \cdot T_r - 13,5)^{0,148} = \\ &= 0,0187 \cdot 10^{-6} \left(\frac{1 \cdot 10^5}{283} \right)^{2,852} \cdot \left(\frac{318^{1,852}}{(6 \cdot 10^5)^2} \right) \cdot \frac{0,44}{0,59} (0,098 \cdot 318 - 13,5)^{0,148} = 4,71 \cdot 10^{-8} \end{aligned}$$

Folosind relația (2.64), se determină pentru o singură valoare a coeficientului de proporționalitate, costul energiei pierdute într-o oră/1 m liniar de conductă ținând seama de valoarea măsurată a debitului volumic $\dot{V}_a = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$:

$$C_1 = 0,0471 \cdot \frac{0,8^{2,852}}{(100 \cdot 10^{-3})^5} = 2,49 \cdot 10^{-3} \frac{\text{lei}}{\text{m} \cdot \text{h}} = 2,49 \frac{\text{lei}}{\text{km} \cdot \text{h}}$$

Pentru a stabili domeniul (matricea) de valori pentru coeficientul de proporționalitate în costul energiei k_T în funcție de plaja parametrilor la aspirație și la refulare s-au măsurat valorile de presiune și temperatură la aspirație: $p_a = 0,981 \text{ bar}$, $T_a = 283 \text{ K}$. În funcție de necesarul de aer comprimat din subteran și de parametrii la refulare determinați experimental $p_r = 4; 5; 6; 7; 9 \text{ bar}$ și $T_r = 300; 310; 315; 330 \text{ K}$ s-a calculat matricea de valori a coeficientului de proporționalitate în costul energiei (fig. 2.32).

$$K_T = \begin{pmatrix} 8,902 \times 10^{-8} & 9,544 \times 10^{-8} & 9,873 \times 10^{-8} & 1,089 \times 10^{-7} \\ 5,697 \times 10^{-8} & 6,108 \times 10^{-8} & 6,318 \times 10^{-8} & 6,970 \times 10^{-8} \\ 3,957 \times 10^{-8} & 4,242 \times 10^{-8} & 4,388 \times 10^{-8} & 4,840 \times 10^{-8} \\ 2,907 \times 10^{-8} & 3,116 \times 10^{-8} & 3,224 \times 10^{-8} & 3,556 \times 10^{-8} \\ 1,758 \times 10^{-8} & 1,885 \times 10^{-8} & 1,950 \times 10^{-8} & 2,151 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$$

Fig. 2.32. Matricea de valori a coeficientului de proporționalitate în costul energiei

Deoarece domeniul de valori al coeficientului de proporționalitate în costul energiei k_T este foarte mic se vor lua în considerare doar valorile extreme $1,758 \cdot 10^{-8}$ și $1,089 \cdot 10^{-7}$. Matricea coeficientului de proporționalitate în costul energiei s-a determinat în funcție de variația admis-măsurată a parametrilor la refulare sub formă vectorială și de parametrii la aspirație considerați constanți. În vederea rezolvării temei propuse se va determina costul energiei pierdute într-o oră pe metru liniar de conductă în funcție de trei variabile independente (coeficientul de proporționalitate în costul energiei, diametrul conductei și debitul volumic de aer comprimat). În acest sens se vor determina matricile de valori ale costului energiei pierdute pentru cele 2 valori extreme ale coeficientului de proporționalitate din costul energiei. Studiul parcurge 2 etape. În prima etapă a studiului, se vor determina matricile de valori în 3D (fig. 2.33 și 2.34) ale costului energiei pierdute pentru cele 2 valori extreme ale coeficientului de proporționalitate din costul energiei, în funcție de diametrele conductelor de aer comprimat.

La o rețea industrială s-au realizat măsurători de debit volumic pe diferite diametre de conducte de aer comprimat. Astfel, s-au măsurat diametrele interioare ale rețelei pneumatice, valorile găsite fiind 89, 108, 159, 219, 273, 325 mm [A16]. În funcție de necesarul de aer comprimat, debitele volumice de aer comprimat s-au definit în plaja $0,5 - 2 \text{ m}^3/\text{s}$ cu un pas de 0,25.

În figura 2.35 se prezintă dependența costului energiei pierdute pentru valoarea maximă a coeficientului de proporționalitate în funcție de diametrul conductei, iar în figura 2.36 dependența costului energiei pierdute pentru valoarea minimă a coeficientului de proporționalitate în funcție de diametrul conductei. În cea de-a doua etapă a studiului, se va reprezenta dependența costului energiei fluidodinamice pierdute pentru valorile extreme ale coeficientului de proporționalitate în funcție de debitul volumic de aer comprimat (în figurile 2.37 și 2.38).

Diametrele interioare ale rețelei pneumatice prezintă aceleași valori 89, 108, 159, 219, 273, 325 mm, iar debitul variabil de aer comprimat s-a măsurat în intervalul $0,5 - 2 \text{ m}^3/\text{s}$ cu un pas de 0,25. Analizându-se comparativ situația curentă, cuantificând energia fluidodinamică pierdută s-au observat că există abateri semnificative de la valorile obținute în studiu. Acestea conduc ori la mărirea pierderilor de presiune, faptul cel mai frecvent întâlnit, ori la mărirea costului de investiție.

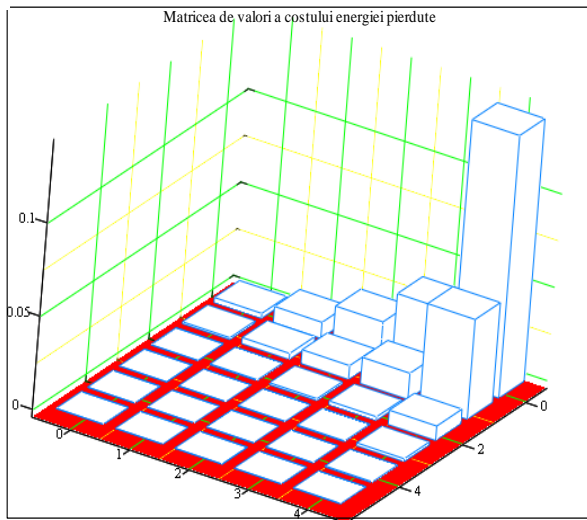


Fig. 2.33. Reprezentarea 3D a matricii de valori a costului energiei pierdute pentru valoarea maximă a coeficientului de proporționalitate

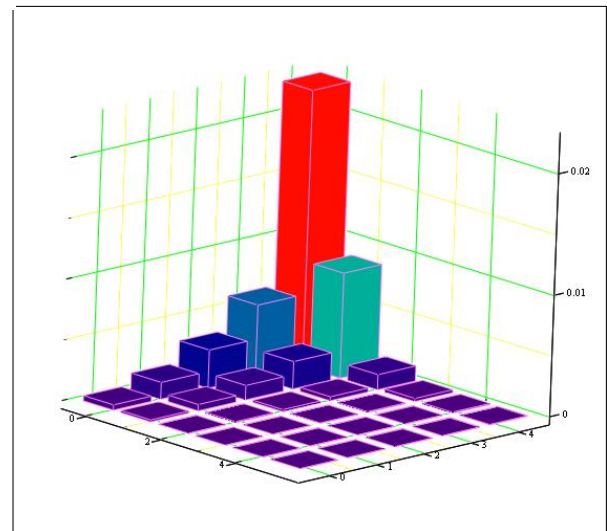


Fig. 2.34. Reprezentarea 3D a matricii de valori a costului energiei pierdute pentru valoarea minimă a coeficientului de proporționalitate

Examinând funcțiile a căror dependență s-a determinat se pot face următoarele constatări [A16]:

- Pe măsură ce presiunea din rețea crește coeficientul de proporționalitate în costul energiei scade;
- Pe măsură ce temperatura din rețea crește coeficientul de proporționalitate în costul energiei;
- Costul energiei pierdute scade polinomial odată cu creșterea diametrului conductei;
- Costul energiei pierdute în funcție de diametrul conductei și de debitul volumic crește sensibil odată cu creșterea coeficientului de proporționalitate;
- Costul energiei pierdute crește polinomial odată cu creșterea debitului volumic;
- Costul energiei pierdute în funcție de debitul volumic se reduce semnificativ odată cu creșterea diametrului conductei.

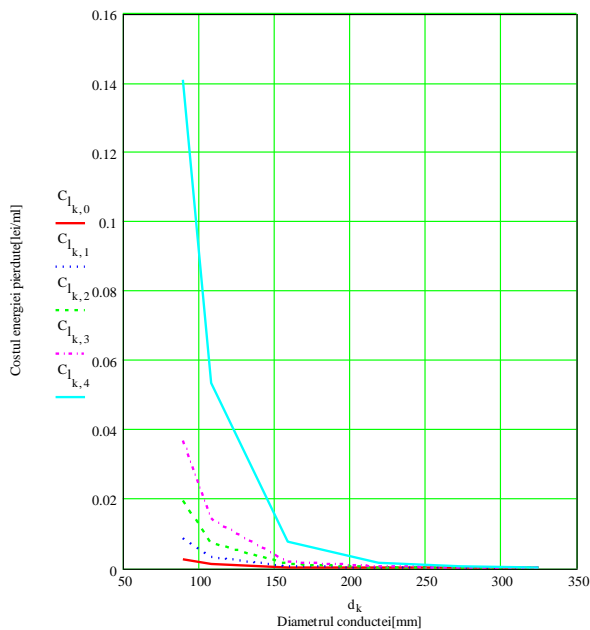


Fig. 2.35. Dependența costului energiei pierdute pentru valoarea maximă a coeficientului de proporționalitate în funcție de diametrul conductei

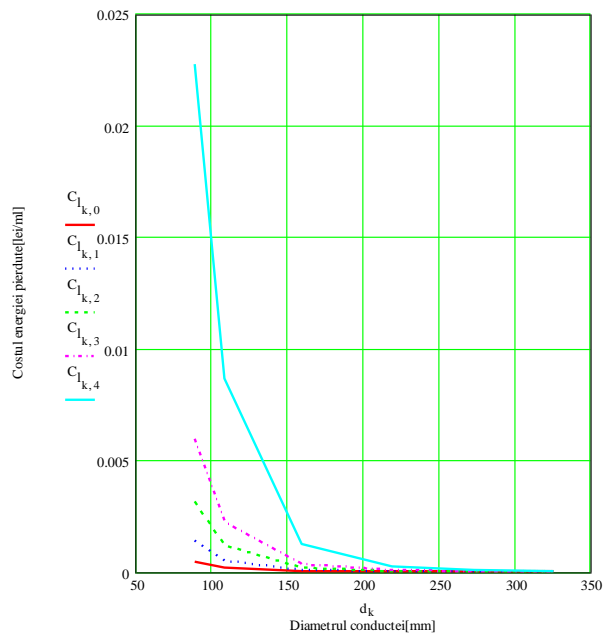


Fig. 2.36. Dependența costului energiei pierdute pentru valoarea minimă a coeficientului de proporționalitate în funcție de diametrul conductei

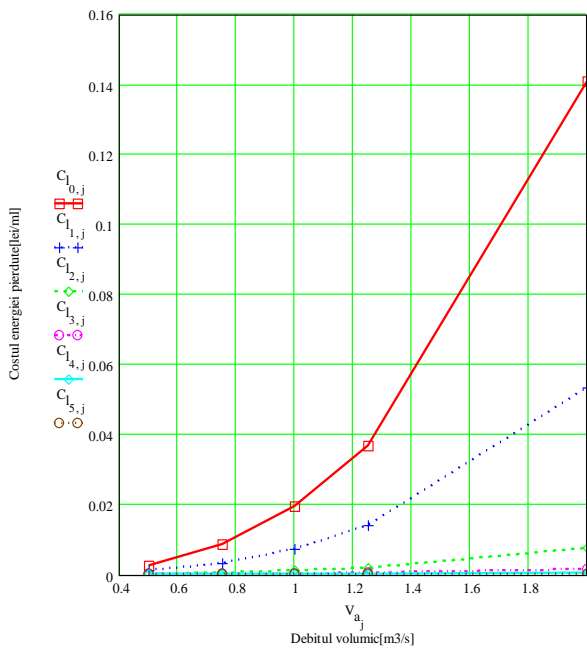


Fig. 2.37. Dependența costului energiei pierdute pentru valoarea maximă a coeficientului de proporționalitate în funcție de debitul volumic de aer

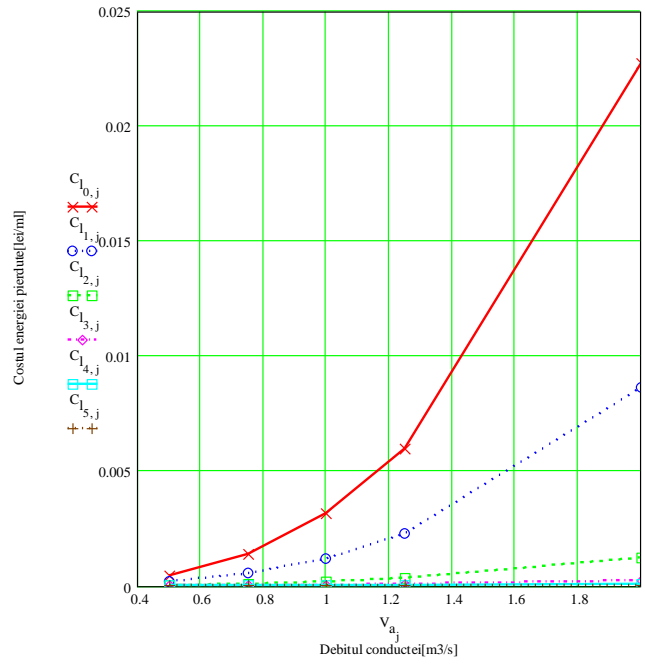


Fig. 2.38. Dependența costului energiei pierdute pentru valoarea minimă a coeficientului de proporționalitate în funcție de debitul volumic de aer

CAPITOLUL 3

SIMULAREA ȘI MODELAREA NUMERICĂ A PROCESULUI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ AER - ROCĂ ÎNCONJURĂTOARE

3.1. MODEL MATEMATIC DE DETERMINARE A COEFICIENTULUI DE SCHIMB DE CĂLDURA NESTAȚIONAR DIN LUCRĂRILE INDUSTRIALE

3.1.1. Conceperea modelului numeric

În cazul lucrărilor hidrotehnice, condițiile realizării parametrilor corespunzători stării de confort termic în procesul muncii trebuie să se desfășoare corespunzător normelor de activitate și în deplină siguranță. Astfel, în stabilirea și delimitarea unor zone climatice pentru diferite activități din aceste lucrări nu se pot lua în considerare totalitatea factorilor climatici utilizați în alte domenii din următoarele motive:

- schimbarea continuă a mediului de lucru odată cu înaintarea lucrării;
- posibilitatea mai dificilă de evacuare a căldurii de la instalațiile în funcțiune.

Se propune și validează o relație matematică prin care să se poată stabili domeniul de variație a temperaturii adimensionale în regim variabil. Obiectivul constă în realizarea unui model matematic prin care să se poată anticipa în funcție de condițiile geohidrotehnice modul de variație a coeficientului nestaționar de schimb de căldura pe baza determinării distribuției temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice, ca rezultat al schimbului de căldură aer-masiv de rocă.

Folosind funcțiile Bessel s-a determinat relația de calcul pentru temperatura adimensională a peretelui lucrării sub forma criterială [A12].

Elementele de noutate în studiu sunt următoarele:

- realizarea unui model de variație a coeficientului de schimb de căldură nestaționar în funcție de temperatura adimensională și de coeficientul de convecție al rocilor, fără a lua în studiu influența instalațiilor pneumatice și a mașinilor de lucru din subteran;
- ridicarea nomogramelor care prezintă dependența coeficientului de schimb de căldură nestaționar de invariantul Fo pentru diferite valori cunoscute ale invariantului $Bi = ct.$ frecvent întâlnite în practica lucrărilor hidrotehnice.

Procesul nestaționar complex al schimbului de energie în masivul de roci este reprezentat de ecuația diferențială a convecției termice, scrisă fără surse interioare de căldură [B10]:

$$c \cdot \rho \frac{\partial t(x,y,z,\tau)}{\partial \tau} = \text{div}[\lambda \text{grad}(x, y, z, \tau)] \quad (3.1)$$

Gradientul temperaturii în direcția radială este mult mai mare decât în direcția axei lucrării și în consecință:

$$\frac{\partial^2 t(r,\varphi,y,\tau)}{\partial y^2} = 0 \quad (3.2)$$

Sub formă adimensională, în funcție de variabilele r și τ , ecuația devine[B11]:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r,\tau)}{\partial r} \right] \quad (3.3)$$

unde s-a notat:

$$T = \frac{t-t_a}{t_r-t_a} \quad (3.4)$$

Variabilele independente își iau valori în domeniile:

$$r_0 \leq r \leq \infty; \quad 0 \leq \tau < \infty$$

cu condiția $r > r_0$. Deosebim 2 situații:

- pentru $\tau = 0$; $t = t_r$, rezultă $T = 1$;

- pentru $\tau > 0$ și $r \rightarrow \infty$; $t \rightarrow t_r$, iar $T = 1$.

Pentru $r = r_0$ schimbul de energie la suprafața pereților este:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} + \alpha T = 0 \quad (3.5)$$

Utilizând metoda Laplace se obține o ecuație de tip Bessel($\nu = 0$) de forma [B7]:

$$x^2 y'' + xy' - x^2 y = 0 \quad (3.6)$$

cu soluția generală:

$$y = AI_0(x) + BK_0(x) \quad (3.7)$$

După parcurgerea mai multor etape matematice rezultă temperatura adimensională la peretele lucrării sub forma criterială, dacă lucrarea trece de la forma cilindrică la forma sferică [A12]:

$$T_p = 1 - \frac{Bi}{Bi+1} \frac{r_0}{r} \left\{ \operatorname{erfc} \frac{\frac{r}{r_0}-1}{2\sqrt{Fo}} - e^{\left(\frac{r}{r_0}-1\right)(Bi+1)} e^{Fo(Bi+1)^2} \cdot \operatorname{erfc} \left[\sqrt{Fo}(Bi+1) + \frac{\frac{r}{r_0}-1}{2\sqrt{Fo}} \right] \right\} \quad (3.8)$$

Pentru $r = r_0$, ecuația (3.8) devine:

$$T_p = 1 - \frac{Bi}{Bi+1} \left[1 - e^{Fo(Bi+1)^2} \cdot \operatorname{erfc} \sqrt{Fo}(Bi+1) \right] \quad (3.9)$$

cu notațiile:

$$\operatorname{erfc} x = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-x^2} dx; \quad x = \sqrt{Fo}(Bi+1); \quad f(x) = 1 - e^{-x^2} \cdot \operatorname{erfc} x$$

$$T_p = 1 - \frac{Bi}{Bi+1} \cdot f(x) \quad (3.10)$$

unde s-au notat: $Bi = \frac{\alpha \cdot r_0}{\lambda}$; $Fo = \frac{\alpha \cdot \tau}{r_0^2}$.

Coeficientul de conducție termică este cuprins în intervalul $\lambda = (1,3 \dots 1,8) \frac{W}{mK}$

În regim variabil fluxul de căldură este o funcție complexă de forma:

$$Q = f(\tau, r, \varphi, y, \lambda, c, \rho, t_a, t_r, S) \quad (3.11)$$

Constantele termofizice ale rocilor pot fi la rândul lor în funcție de coordonatele temperaturilor, iar temperaturile funcții ale coordonatelor și timpului.

Fluxul de căldură este cunoscut din relația:

$$Q = \alpha(t_r - t_a)S \quad (3.12)$$

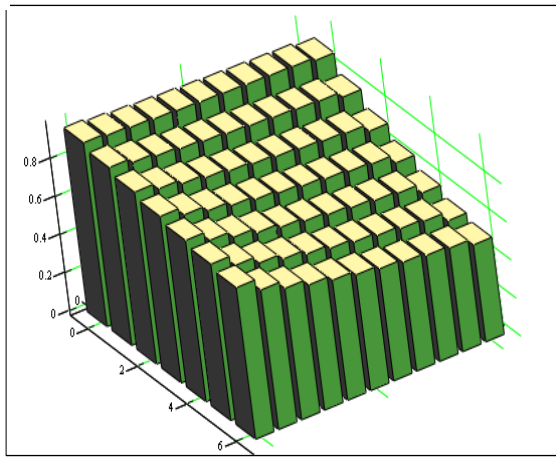
În vederea simplificării și cuantificării calculelor termice, facilitarea nomografierilor, prelucrarea datelor experimentale și modelarea degajărilor termice, formulele finale pot fi reduse la o formă obișnuită pentru calcule termice staționare în forma:

$$= k(t_r - t_a)S \text{ sau } k = \alpha \cdot \frac{t_r - t_a}{t_r - t_a} = \alpha \cdot T_p \quad (3.13)$$

3.1.2. Validarea modelului matematic. Rezultate

Ținând seama de specificitatea lucrărilor hidrotehnice s-au considerat valorile criteriilor adimensionale Bi și Fo în următoarele intervale de valori: $Bi = 1 \div 7$; $Fo = 0,001 \div 0,015$. Valoarea coeficientului de difuzie termică care intervine în criteriul Fo se cunoaște din literatura de specialitate și anume $a = (0,32 \div 1,65)10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Pe baza ecuației (3.9), se determină numeric matricea de valori a temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidroenergetice, ținând seama de mulțimea de valori a funcției de eroare și de intervalele criteriilor adimensionale Bi și Fo specifice, aceasta fiind prezentată în figura 3.1 [A12]. Modul de variație a temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice în funcție de criteriul Fo , pentru valori constante Bi poate fi pus în evidență în figura 3.2 [A12].

În vederea determinării coeficientului nestaționar de schimb de căldură se ia în calcul relația (3.13), pentru care se consideră o variație a coeficientului de convecție termică în limitele $\alpha = 12,5 \div 15 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$, cu un pas de 0,5 puncte. Ținând seama de nomograma de determinare a temperaturii adimensionale și de valorile coeficientului de convecție termică specific lucrărilor hidrotehnice, în figurile 3.3, 3.4, 3.5, 3.6, 3.7, 3.8 [A12] se prezintă nomogramele de variație a coeficientului nestaționar de schimb de căldură în funcție de criteriile Fo și Bi .



T_p

Fig. 3.1. Reprezentarea 3D a valorilor matricii temperaturii adimensionale

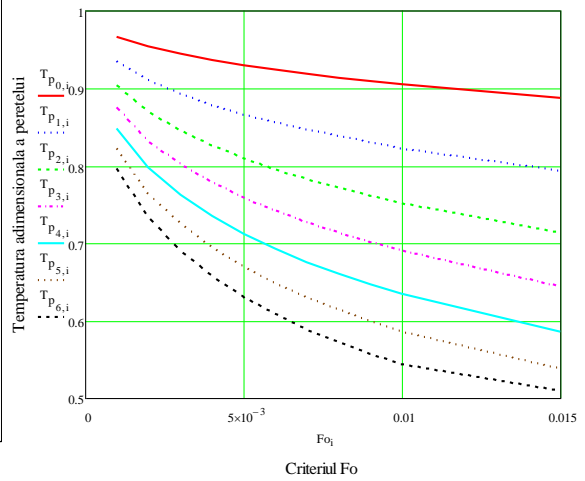


Fig. 3.2. Dependența temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice în funcție Fo variabil și Bi constant

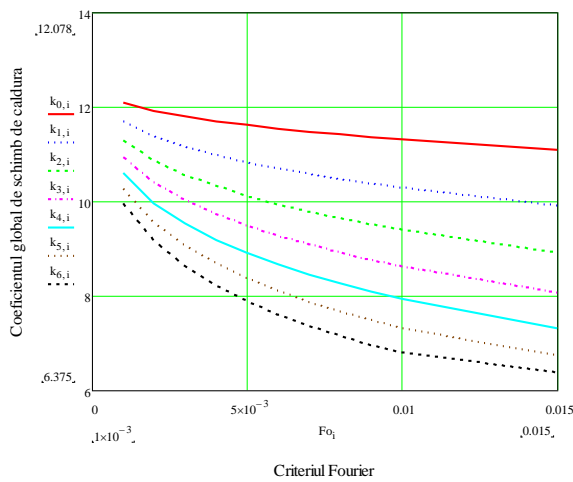


Fig. 3.3. Dependența dintre coeficientul de schimb de căldura nestaționară în funcție de criteriile Fo și Bi, pentru $\alpha = 12,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

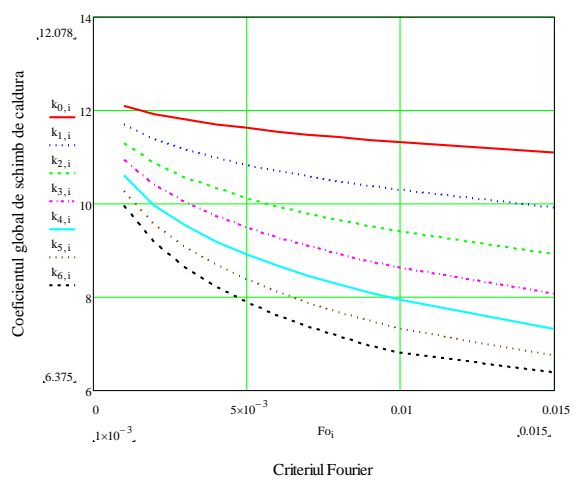


Fig. 3.4. Dependența dintre coeficientul de schimb de căldura nestaționară în funcție de criteriile Fo și Bi, pentru $\alpha = 13 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

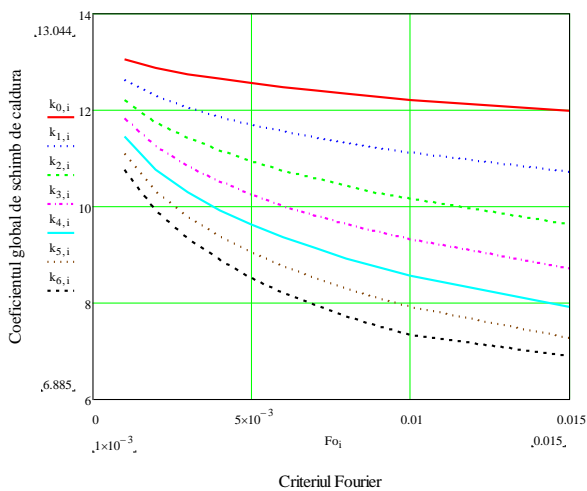


Fig. 3.5. Dependența dintre coeficientul de schimb de căldura nestaționară în funcție de criteriile Fo și Bi, pentru $\alpha = 13,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

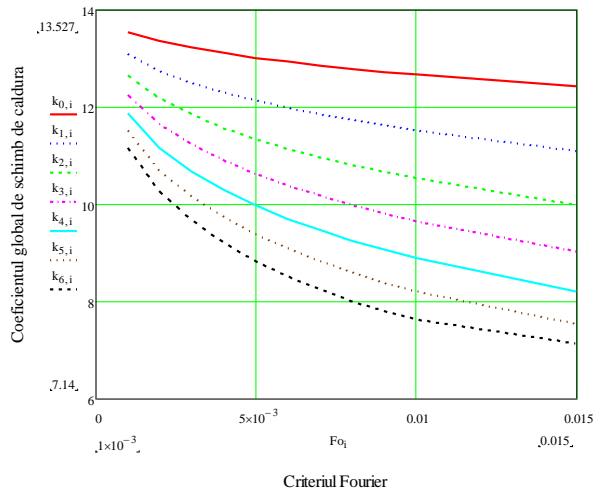


Fig. 3.6. Dependența dintre coeficientul de schimb de căldura nestaționară în funcție de criteriile Fo și Bi, pentru $\alpha = 14 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

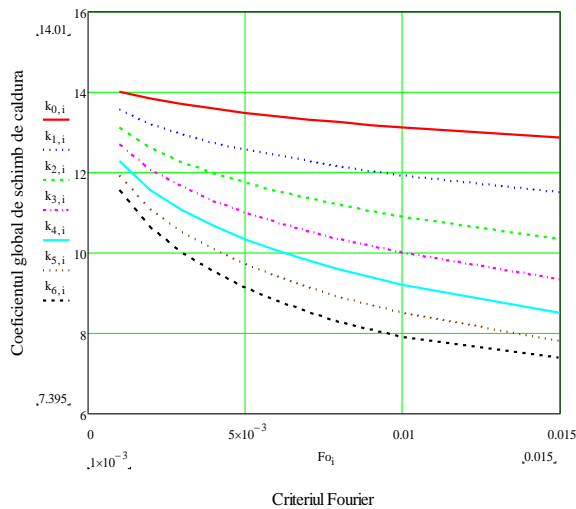


Fig. 3.7. Dependenta dintre coeficientul de schimb de căldură netaționar în funcție de criteriile Fo și Bi, pentru $\alpha = 14,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

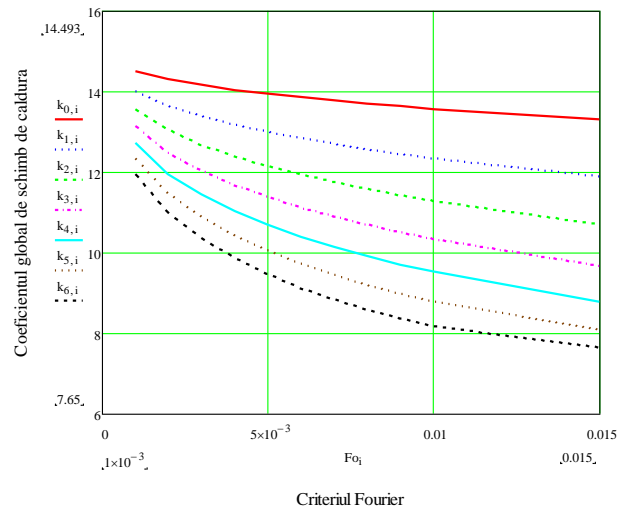


Fig. 3.8. Dependenta dintre coeficientul de schimb de căldură netaționar în funcție de criteriile Fo și Bi pentru $\alpha = 15 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$

Importanța determinării curbilor $Bi = ct.$ pentru condițiile concrete din lucrările hidrotehnice prezintă o problemă de cea mai mare însemnătate în stabilirea temperaturii adimensionale, necesară cuantificării modului de variație a coeficientului netaționar de schimb de căldură de-a lungul lucrării hidrotehnice. Ținând seama de matricile de valori obținute și de nomogramele ridicate se evidențiază următoarele aspecte:

- valorile $T(r, Bi, Fo)$ confirmă valabilitatea relației de transfer de căldură în regim variabil (3.13), deoarece domeniul real al acestuia este cuprins în intervalul $0 \div 1$, după cum se poate observa în figurile 3, 4, 5.
- temperatura adimensională a peretelui prezintă o scădere sensibilă în funcție de criteriile Fo și Bi, după cum se poate observa din figura 3.2;
- odată cu creșterea valorilor criteriului Bi, temperatura adimensională prezintă o scădere semnificativă;
- coeficientul de schimb de căldură netaționar prezintă o variație logaritmică în funcție de criteriile Fo și Bi;
- coeficientul de schimb de căldură netaționar prezintă o scădere odată cu creșterea coeficientului de convecție termică;
- plecând pe abscisa de la valori cunoscute ale invariantului Fo și intersectând curba Bi care interesează, obținem pe ordonata valoarea temperaturii adimensionale;
- cunoscând coeficientul de convecție termică a rocilor, plecând pe abscisa de la valori cunoscute ale invariantului Fo și intersectând curba Bi care interesează, obținem pe ordonata valoarea coeficientului netaționar de schimb de căldură căutat.

3.2. MODEL MATEMATIC VIZÂND DETERMINAREA FLUXULUI ADIMENSIONAL DE CĂLDURĂ DIN LUCRĂRILE HIDROENERGETICE

Pentru a justifica importanța studiului, reamintim că temperatura este un parametru de bază în excavațiile hidrotehnice și determinarea ei este utilă și în același timp necesară la:

- obținerea stării de confort termic la locurile de muncă în combinație cu viteza și umiditatea aerului;
- calculul debitului de aeraj necesar aerisirii lucrărilor hidrotehnice.

Studiul se adresează determinării fluxului adimensional de căldură necesar cuantificării variației de temperatură de-a lungul lucrării hidrotehnice. Determinarea temperaturii adimensionale a peretelui lucrării hidrotehnice se face pe baza unui model matematic prin care se cuantifică

interacțiunea termică aer-masiv de rocă. Modelul matematic ia în studiu ecuația de transfer termic (3.35) care reprezintă expresia temperaturii adimensionale a oricărui punct al masivului de rocă. Pentru ecuația (3.35) sunt propuse 2 soluții de rezolvare [A6]:

- metoda I de studiu utilizează funcțiile Bessel de ordinul 0, speța I, ordinul 1, speța I, ordinul 0, speța II, ordinul 1, speța a II-a, într-un utilitar dedicat. Rezultatele obținute în privința determinării temperaturii adimensionale sunt exprimate prin nomogramele 3.10 și 3.11, cu invarianții Bi și Fo în limitele specifice condițiilor hidrotehnice;

- metoda II presupune rezolvarea ecuației (3.35) prin metoda Gauss în 8 puncte. S-a ales metoda Gauss în 8 puncte deoarece aceasta este valabilă pentru orice integrală care verifică criteriile de convergență. Rezultatele obținute în privința determinării temperaturii adimensionale sunt exprimate prin nomogramele 3.12 și 3.13, cu invarianții Bi și Fo în limitele specifice condițiilor hidrotehnice. Sunt comparate rezultatele obținute prin cele 2 metode.

Pentru validarea rezultatelor obținute se realizează o aplicație numerică, pe baza nomogramelor ridicate [A6].

Necesitatea studiului rezidă din faptul că știind raportul dt/dL (grd/m) se poate aprecia efectul de încălzire sau răcire a debitului de aer printr-o lucrare hidrotehnică.

3.2.1 Relații de calcul. Model matematic în vederea stabilirii fluxului adimensional de căldură

Într-un sistem de curgere nestaționar unidimensional, valoarea fluxului unitar în W/m depinde de o coordonată curentă cum ar fi de exemplu axa lucrării hidrotehnice și de timp.

După Newton, valoarea fluxului unitar este:

$$q = \alpha \cdot (t_p - t_a) \cdot P \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.14)$$

Dar, expresia (3.14) este o consecință a conducției din masa marginală:

$$q = \lambda \cdot q' \cdot (t_r - t_a) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.15)$$

Astfel din relațiile (3.14) și (3.15) se poate scrie [B44]:

$$q' = P \cdot \frac{\alpha}{\lambda} \cdot \frac{t_p - t_a}{t_r - t_a} = P \cdot h \cdot \theta \quad (3.16)$$

unde se notează:

$$h = \frac{\alpha}{\lambda} \quad [\text{m}^{-1}] \quad (3.17)$$

coeficientul relativ de schimb de căldură care se obține cunoscând proprietățile termofizice din peretele lucrării hidrotehnice.

Temperatura adimensională a lucrării hidrotehnice se exprimă prin relația:

$$\theta = \frac{t_p - t_a}{t_r - t_a} \quad (3.18)$$

Temperatura adimensională a lucrării hidrotehnice pentru orice punct din masiv inclusiv la perete este dificil de determinat în mod exact. Cunoscând valoarea sau domeniul ei se poate apoi ușor determina valoarea căutată a temperaturii t_p din relația (3.18).

Un interes deosebit se acordă încălzirii aerului pe unitatea de lungime sau pe o lungime L de lucrare minieră. Cuantificarea variației de temperatură de-a lungul lucrării hidrotehnice se face utilizând relația:

$$\frac{dt}{dL} = \frac{\lambda \cdot q' \cdot (t_p - t_a)}{m \cdot c_p} \quad [\text{grd} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.19)$$

La curgerea aerului prin conducte se produc mișcări macroscopice transversale care determină curgerea turbulentă. Coeficientul convectiv aer - perete poate fi obținut cu o relație suficient de precisă pentru mai multe gaze, la curgerea turbulentă prin conducte cu rugozitate nu prea mare.

Aceasta este:

$$\alpha = 5,76 \cdot c_p^{0,81} \cdot \lambda^{0,19} \frac{w_0^{0,75}}{d_e^{0,25}} \quad (3.20)$$

unde w_0 are expresia:

$$w_0 = w \cdot \frac{p}{1,013} \cdot \frac{293,16}{T} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (3.21)$$

Temperatura t_a poate fi măsurată în cazul lucrărilor în execuție sau este prevăzută în proiect după necesități. Valoarea ei este pulsatorie în funcție de anotimp și de starea termică a mediului înconjurător.

Temperatura rocilor t_r rezultă din inversul gradientului geotermic.

$$\sigma = \frac{t_r - t_m}{H - y} \text{ [grad} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (3.22)$$

Ecuția sub formă adimensională în funcție de variabilă R și τ este [B44]:

$$\frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \theta}{\partial R} \quad (3.23)$$

cu condițiile $R > R_0$, $\tau > 0$.

Variabilele independente își iau valorile în domeniile:

$$\begin{aligned} R_0 < R < \infty \\ 0 \leq \tau < \infty \end{aligned}$$

Pentru $\tau = 0$; $t = t_R$ și $\theta(R, 0) = 1$

Pentru $\tau > 0$ și $R \rightarrow \infty$; $t \rightarrow t_R$ iar $\theta(R, \tau) = 1$

Condiția la limită devine (Newton-Fourier):

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial R} \Big|_{R=R_0} + \alpha \cdot \theta \Big|_{R=R_0} = 0; \quad \tau > 0$$

Se utilizează în continuare metoda Laplace:

$$F(s) = \int_0^\infty f(\tau) e^{-s\tau} d\tau \quad (3.24)$$

care constă în înlocuirea funcției $f(\tau)$ prin imaginea ei $F(s)$.

După înlocuiri se obține:

$$\omega \frac{d^2 F(R, s)}{dR^2} + \frac{\omega}{R} \cdot \frac{dF(R, s)}{dR} - s \cdot F(R, s) + 1 = 0 \quad (3.25)$$

Se notează $F(R, s) = y + \frac{1}{s}$ și $x^2 = R^2 \frac{s}{\omega}$ și prin schimbare de variabilă independentă și de funcție căpătăm ecuația tip Bessel ($\nu = 0$) de forma:

$$x^2 y'' + xy' - x^2 y = 0 \quad y = A I_0(x) + B k_0(x) \quad (3.26)$$

în care A și B sunt constante, iar $I(x)$ și $k(x)$ funcțiile lui Bessel cu argument pur imaginar.

Pentru $R \rightarrow \infty$, va trebui ca $A = 0$ și

$$B = - \frac{1}{s \left[k_0 \left(R_0 \sqrt{\frac{s}{\omega}} \right) + \frac{\lambda}{\alpha} \sqrt{\frac{s}{\omega}} \cdot k_1 \left(R_0 \sqrt{\frac{s}{\omega}} \right) \right]} \quad (3.27)$$

iar imaginea funcției căutate este:

$$F(R, s) = \frac{1}{s} - \frac{k_0 \left(R \sqrt{\frac{s}{\omega}} \right)}{s \left[k_0 \left(R_0 \sqrt{\frac{s}{\omega}} \right) + \frac{\lambda}{\alpha} \sqrt{\frac{s}{\omega}} \cdot k_1 \left(R_0 \sqrt{\frac{s}{\omega}} \right) \right]} \quad (3.28)$$

Dar, originalul lui $\frac{1}{s} = 1$ și restrânsă, ecuația ia forma:

$$\theta(R, s) = 1 - \frac{1}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} F(s) ds \quad (3.29)$$

Integrarea se face excluzând punctele speciale (Cauchy), adică după porțiunile R_1 , R_2 și R_3 :
Astfel integrala se desface pe cele trei contururi:

$$\int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} F(s) ds = \int_{-\infty}^0 F(s) ds + \int_{-\pi}^{+\pi} F(s) ds + \int_0^{\infty} F(s) ds \quad (3.30)$$

Suma lor devine:

$$\int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} F(s) ds = 2\pi i + 2 \int_0^{\infty} \left[\frac{k_0 \left(\frac{i\mu}{R_0} \cdot R \right)}{k_0(i\mu) + \frac{i\mu}{Bi} k_1(i\mu)} - \frac{k_0 \left(-\frac{i\mu}{R_0} \cdot R \right)}{k_0(-i\mu) - \frac{i\mu}{Bi} k_1(-i\mu)} \right]^{-\mu^2 F_0} e \frac{d\mu}{\mu} \quad (3.31)$$

în care s-a notat $\mu = R_0 \sqrt{\frac{s}{a}}$, iar cu Bi și F_0 criteriile Biot și Fourier.

Utilizând relațiile cunoscute din teoria funcțiilor Bessel:

$$k_0(x) = \frac{\pi}{2} \cdot i [I_0(ix) + iy_0(ix)] \quad k_1 \left(e^{\pm \frac{\pi}{2} i} \cdot x \right) = -\frac{\pi}{2} [I_1(x) \pm iy_1(x)] \quad (3.32)$$

$$y_0(e^{\pm \pi i} \cdot x) = y_0(x) + 2i I_0(x) \quad y_1(e^{\pm \pi i} \cdot x) = -y_1(x) - 2i I_1(x) \quad (3.33)$$

$$I_0(-x) = +I_0(x) \quad I_1(-x) = -I_1(x) \quad (3.34)$$

se obține expresia temperaturii adimensionale a oricărui punct al masivului de rocă răcit, în forma:

$$\theta(R, \tau) = \frac{4}{\pi^2 Bi} \int_0^{\infty} \frac{e^{-F_0 x^2}}{\left[J_0(x) + \frac{x}{Bi} J_1(x) \right]^2 + \left[y_0(x) + \frac{x}{Bi} y_1(x) \right]^2} \cdot \frac{dx}{x} \quad (3.35)$$

care a fost scrisă pentru $R = R_0$. În acest caz $\mu = x$.

Practic determinarea mulțimii de valori θ prin rezolvarea ecuației diferențiale (3.35) înseamnă rezolvarea problemei stabilirii valorilor temperaturii t_p din relația (3.18), temperatură necesară determinării stării de confort termic.

În vederea determinării temperaturii adimensionale din ecuația diferențială (3.35) se propun 2 metode de rezolvare.

3.2.2. Metoda I de soluționare a ecuației temperaturii adimensionale

Metoda I, care utilizează funcții Bessel corespunzătoare predefinite în utilitarul Mathcad. Este vorba despre funcțiile Bessel de ordinul 0, speța I, ordinul 1, speța I, ordinul 0, speța II, ordinul 1, speța a II-a. În cadrul metodei I, temperatura adimensională se va nota θ_1 (fig. 3.10 și 3.11). Se definesc valorile invarianților Bi și F_0 în limitele specifice domeniului (relația 3.36): $F_0 = 0,01 \div 0,1$; $Bi = 1,5 \div 7$. Aceste valori au rezultat din calcul ținându-se seama de tipul de lucrări hidrotehnice, pentru care se cunosc forma geometrică (secțiune, perimetru), debitele de aer, coeficientul de convecție la peretele lucrării, coeficientul de conducție în masivul de rocă, determinat experimental pe esantioane.

$$i := 0..xn - 1 \quad Fo_i := Fo_1 + i \cdot \frac{Fo_2 - Fo_1}{xn - 1} \quad j := 0..yn - 1 \quad Bi_j := Bi_1 + j \cdot \frac{Bi_2 - Bi_1}{yn - 1} \quad (3.36)$$

unde $Bi_1 = 0.01$ și $Bi_2 = 0.1$ și $Fo_1 = 1.5$ și $Fo_2 = 7$; $xn = 20$ și $yn = 20$.

Mulțimea de valori obținută pentru invarianții Bi și F_0 este prezentată în figura 3.9:

	0
0	0.01
1	0.014736842105263
2	0.019473684210526
3	0.024210526315789
4	0.028947368421053
5	0.033684210526316
6	0.038421052631579
7	0.043157894736842
8	0.047894736842105
9	0.052631578947368
10	0.057368421052632
11	0.062105263157895
12	0.066842105263158
13	0.071578947368421
14	0.076315789473684
15	0.081052631578947
16	0.085789473684211
17	0.090526315789474
18	0.095263157894737
19	0.1

	0
0	1.5
1	1.789473684210526
2	2.078947368421053
3	2.368421052631579
4	2.657894736842105
5	2.947368421052632
6	3.236842105263158
7	3.526315789473684
8	3.815789473684211
9	4.105263157894737
10	4.394736842105264
11	4.684210526315789
12	4.973684210526316
13	5.263157894736842
14	5.552631578947368
15	5.842105263157895
16	6.131578947368421
17	6.421052631578948
18	6.710526315789474
19	7

Fig. 3.9. Valorile criteriilor adimensionale Fo și Bi discretizate în funcție de i și j

Urmare a rezolvării ecuației (3.35) prin metoda I s-au obținut în figurile 3.10 și 3.11 dependențele temperaturii adimensionale θ_1 de invariții Fo și Bi [A6].

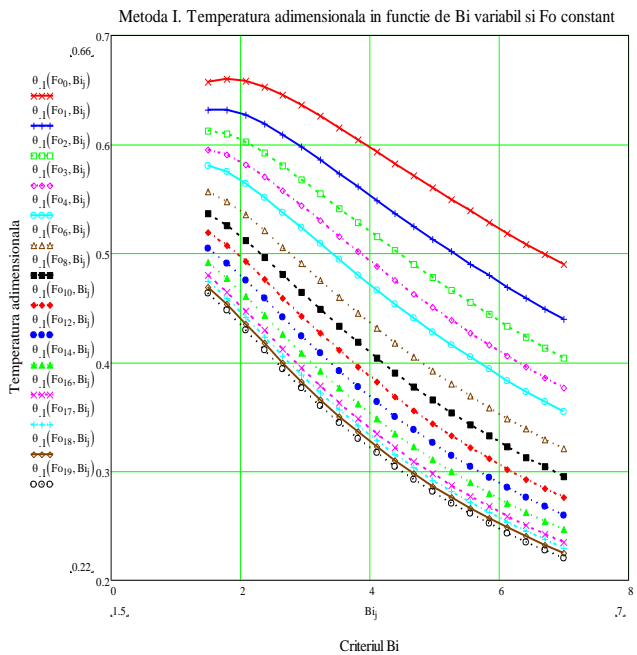


Fig. 3.10. Funcția $\theta_1(Fo, Bi)$ a temperaturii pentru Fo ct. și Bi variabil

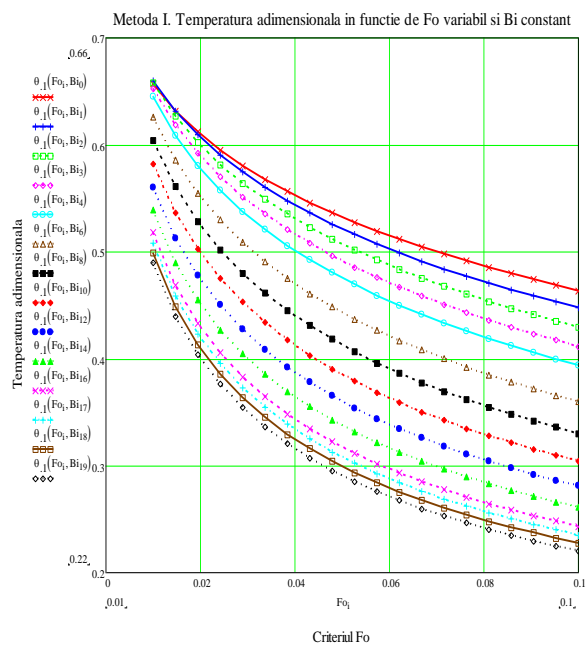


Fig. 3.11. Funcția $\theta_1(Fo, Bi)$ a temperaturii pentru Fo variabil și Bi ct.

3.2.3. Metoda Gauss în 8 puncte de cuantificare a temperaturii adimensionale

S-a ales metoda Gauss în 8 puncte deoarece aceasta este valabilă pentru orice integrală care verifică criteriile de convergență. Ecuația luată în studiu este așadar (3.35).

Integrala dată de relația (3.35) este o integrală improprie, funcția:

$$f(x, R, \tau) = \frac{e^{-Fo \cdot x^2}}{x \left\{ \left[J_0(x) + \frac{x}{Bi} J_1(x) \right]^2 + \left[y_0(x) + \frac{x}{Bi} y_1(x) \right]^2 \right\}} \quad (3.37)$$

este continuă (în raport cu x) pe intervalul de integrare nemărginit $(0, +\infty)$;

A fost reprezentată funcția $f(x, R, \tau)$ în raport cu x pentru valori Bi și Fo corespunzătoare domeniului studiat.

Pentru a rezolva integrala căutată vom folosi metoda Gauss în 8 puncte. În aceste condiții vom realiza următoarea schimbare de variabilă:

$$x = \frac{b-a}{2} y + \frac{b+a}{2}; \quad dx = \frac{b-a}{2} dy \Rightarrow \quad (3.38)$$

$$\int_a^b f(x, R, \tau) dx = \frac{b-a}{2} \int_{-1}^1 f\left(\frac{b-a}{2} y + \frac{b+a}{2}, R, \tau\right) dy$$

În continuare dacă aplicăm formula de cvadratură a lui Gauss, obținem:

$$\int_a^b f(x, R, \tau) dx = \frac{b-a}{2} \sum_{i=1}^n A_i \cdot f\left(\frac{b-a}{2} y_i + \frac{b+a}{2}, R, \tau\right); \quad n = 8 \quad (3.39)$$

unde: y_i sunt rădăcinilor polinomului Legendre $P_n(y)$, iar A_i sunt soluțiile sistemului următor:

$$\begin{cases} A_1 + A_2 + \dots + A_8 = 2 & ; & m = 1 \\ A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_8 y_8 = 0 & ; & m = 2 \\ A_1 y_1^2 + A_2 y_2^2 + \dots + A_8 y_8^2 = \frac{2}{3} & ; & m = 3 \\ \vdots & & \\ A_1 y_1^7 + A_2 y_2^7 + \dots + A_8 y_8^7 = \frac{2}{7} & ; & m = 7 \end{cases}$$

$$\text{Obs: } A_1 y_1^{m-1} + A_2 y_2^{m-1} + A_3 y_3^{m-1} \dots + A_m y_m^{m-1} = \begin{cases} \frac{2}{m}; & m - \text{impar} \\ 0; & m - \text{par} \end{cases}$$

În urma rezolvării sistemului prezentat anterior, obținem:

$$\begin{cases} y_8 = -y_1 = 0,9602898564 \quad 97336; & y_7 = -y_2 = 0,7966664774 \quad 13627; \\ y_6 = -y_3 = 0,5255324099 \quad 16329; & y_5 = -y_4 = 0,1834346424 \quad 95650; \end{cases} \quad (3.40)$$

$$\begin{cases} A_1 = A_8 = 0,1012285362 \quad 90376 \\ A_2 + A_7 = 0,2223810344 \quad 53374 \\ A_3 + A_6 = 0,3137066458 \quad 77887 \\ A_4 + A_5 = 0,3626837833 \quad 78362 \end{cases} \quad (3.41)$$

În aceste condiții pentru R și τ fixat, avem:

$$\int_a^b f(x, R, \tau) dx \cong \frac{b-a}{2} \sum_{i=1}^n A_i \cdot f\left(\frac{b-a}{2} y_i + \frac{b+a}{2}, R, \tau\right); \quad n = 8 \quad (3.42)$$

Restul formulei de cvadratură a lui Gauss, pentru $f \in C^{16}[-1, 1]$ este:

$$R_8(f) = \frac{2^{17} \cdot (8!)^4}{(16!)^3 \cdot 17} \cdot f^{(16)}(\zeta); \quad \zeta \in (-1, 1)$$

Procedura de rezolvare a integralei prin metoda Gauss presupune un raționament descris prin relațiile (37) și (38): se definesc punctele Gauss, limitele de integrare, pasul de integrare, numărul de puncte, funcțiile Bessel, variabila complexă în funcție de care depinde funcția ce urmează a fi integrată, indexul de incrementare, intervalele de integrare obținute în urma discretizării, variabila de acumulare obținută în urma discretizării, etc.

În cadrul metodei Gauss, temperatura adimensională se va nota θ_2 (fig. 3.12, 3.13) [A6].

$$a := 0.1 \quad b := 100 \quad xa(y, a, b) := \frac{b - a}{2} \cdot y + \frac{b + a}{2} \tag{3.43}$$

$$aa := a \quad bb := b \quad n := 10000 \quad ii := 0..n \quad h := \frac{bb - aa}{n} \quad rr_{ii} := aa + h \cdot ii$$

$$\text{Gauss}(Fa0, Bia) := \begin{cases} sa \leftarrow 0 \\ \text{for } ii \in 0..n - 1 \\ sa \leftarrow sa + \frac{rr_{ii+1} - rr_{ii}}{2} \cdot \sum_{i=0}^7 \left(Aa_i \cdot z(xa(Ta_i, rr_{ii}, rr_{ii+1}), Fa0, Bia) \right) \\ sa \end{cases} \tag{3.44}$$

$$\theta_2(Fa0, Bia) := \frac{4}{\pi^2 \cdot Bia} \cdot \text{Gauss}(Fa0, Bia)$$

În urma rezolvării ecuației (3.36) prin metoda Gauss s-au obținut în figurile 6 și 7 dependențele temperaturii adimensionale θ_2 de invarianții Fo și Bi.

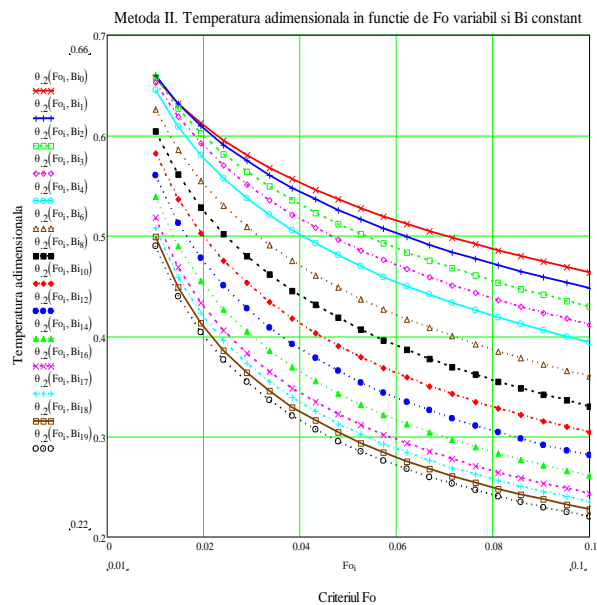
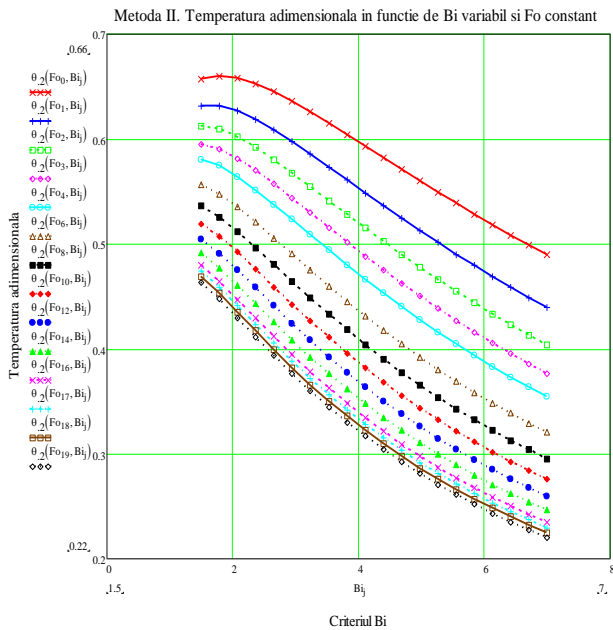


Fig. 3.12. Funcția $\theta_2(Fo, Bi)$ a temperaturii adimensionale pentru Fo ct. și Bi var.

Fig. 3.13. Funcția $\theta_2(Fo, Bi)$ a temperaturii adimensionale pentru Fo var. constant și Bi ct.

Pentru a verifica corectitudinea dependențelor temperaturii adimensionale de invarianții Fo și Bi, în urma soluționării ecuației (3.36) prin cele 2 metode, se observă că graficele care prezintă variația funcțiilor $\theta_1(Fo, Bi)$ și $\theta_2(Fo, Bi)$ trec exact prin aceleași puncte, adică se suprapun. Prin urmare, folosind 2 metode diferite s-a obținut același rezultat.

Pe baza nomogramelor ridicate în figurile 3.10-3.13 se pot deduce următoarele concluzii [A6]:

- cunoscând valoarea exactă a invariantului Bi pe abscisă, și curbele Fo, se poate cu ușurință stabili valoarea exactă a temperaturii adimensionale;

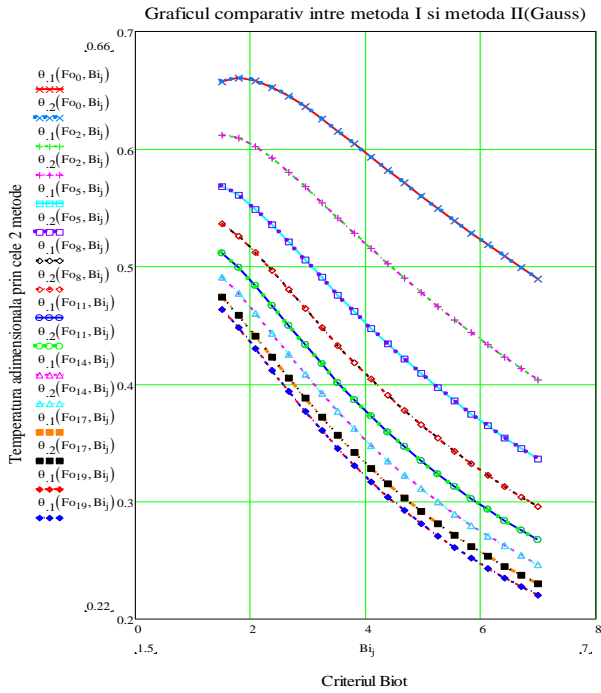


Fig. 3.14. Comparativ funcțiile $\theta_1(Fo, Bi)$ și $\theta_2(Fo, Bi)$ pentru Fo constant și Bi variabil

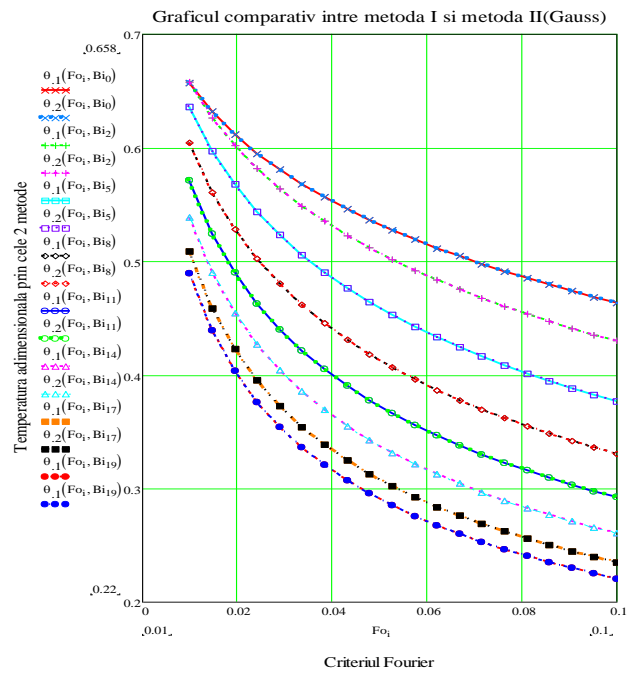


Fig. 3.15. Comparativ funcțiile $\theta_1(Fo, Bi)$ și $\theta_2(Fo, Bi)$ pentru Fo variabil și Bi constant

- cunoscând valoarea exactă a invariantului Fo pe abscisă și curbele Bi , se poate cu ușurință stabili valoarea exactă a temperaturii adimensionale;
- pe măsură ce Fo crește, temperatura adimensională scade;
- pentru Fo constant temperatura adimensională scade odată cu creșterea invariantului Bi ;
- pe măsură ce Bi crește, temperatura adimensională scade;
- pentru Bi const. temperatura adimensională scade odată cu creșterea invariantului Fo ;
- curbele $Bi = ct$ formează un snop convergent în punctul 1 de pe ordonată.

Aplicație numerică

În aplicație s-a urmărit determinarea invariantilor Bi și Fo pentru condițiile specifice hidrotehnice, după care folosind nomograma din figura 3.12 s-a apreciat valoarea temperaturii adimensionale în vederea calculului temperaturii peretelui.

Se consideră o galerie minieră dublu armată metalic standardizată pentru care se cunosc: debitul de aer $\dot{m} = 90 \text{ m}^3/\text{s}$; perimetrul lucrării $P = 11,487 \text{ m}$; diametrul echivalent $d_e = 3,482 \text{ m}$; aria secțiunii $S = 10 \text{ m}^2$. Aerul care circulă prin acesta are parametrii $p = 1 \text{ bar}$, temperatura $T = 293 \text{ K}$ ($t_a = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) și viteza $w \cong 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Viteza devine conform relației (3.21), $w_0 = 0,919 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Ținând seama de valoarea coeficientului de conducție $\lambda = 1,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{grad}^{-1}$ și de căldura specifică izobară a aerului $c_p = 1006 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{grad}^{-1}$ coeficientul convectiv α devine conform relației (3.20) $\alpha = 4,39 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{grad}^{-1}$. După (3.17), $h = 2,582 \text{ m}^{-1}$. $Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} = 4,495$;

$$Fo = \frac{\omega \cdot \tau}{R^2} = 0,028$$

S-a considerat difuzivitatea termică în domeniul $a = (0,32 \div 1,65) \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, alegându-se spre exemplu $a = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ și timpul $\tau = 48$ ore. S-a ales valoarea $\tau = 48$ ore, deoarece la începutul excavației hidrotehnice schimbul de căldură este mai intens. Temperatura rocii t_r s-a putut determina în peretele lucrării hidrotehnice până la adâncimea de 3 m și a fost $t_r = 23,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Folosind nomograma din figura 3.12, ținând seama pe abscisă de $Bi = 4,495$ intersectăm curba $F_0 = 0,028$ (cea de-a cincea curbă cu albastru deschis și cerceulețe (cu o aproximație de 0,004)), apoi mergând pe ordonată se citește simplu valoarea $\theta = 0,435$.

Temperatura la peretele lucrării hidrotehnice este conform relației (3.18) $t_p = 21,52 \text{ }^\circ\text{C}$, iar pe baza relației (3.16), fluxul adimensional de căldură devine $q' = 12,901$.

Un interes deosebit se acordă încălzirii aerului pe lungimea de lucrare minieră.

Astfel, aplicând relația (3.18) obținem [A6]:

$$\frac{dt}{dL} = 0,0001 \text{ [grd} \cdot \text{m}^{-1}] \text{ sau } \frac{dt}{dL} = 0,1 \text{ [grd} \cdot \text{km}^{-1}]$$

3.3. STUDIUL SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎN REGIM VARIABIL DINTRE O CONDUCTĂ CILINDRICĂ CU GROSIME LIMITATĂ ȘI MASIVUL DE ROCĂ

Se pune problema determinării distribuției temperaturii solului pentru diferite distanțe din interiorul unei lucrări hidrotehnice de formă cilindrică. Explorarea câmpului de temperaturi este utilă la calculul schimbului de căldură rocă-aer. Prin diseminarea rezultatelor obținute se poate ajunge la un model matematic care să fie aplicabil pentru o diversitate de condiții naturale și la variate forme geometrice care se apropie mai mult sau mai puțin de forma cilindrică.

Se construiește un model matematic al schimbului de căldură în regim nestaționar care să permită determinarea distribuției temperaturii. Cunoașterea spectrului de izoterme din jurul cilindrului lucrării este utilă în cuantificarea fluxului termic ce străbate solul. Rezolvarea ecuației de transfer termic se face prin metoda numerică a lui Newton, folosind funcții Bessel.

Relația de determinare a distribuției câmpului de temperaturi prezintă o sferă cuprinzătoare de cercetare cu caracter aplicativ cum ar fi:

- în cadrul instalațiilor frigorifice folosite la săparea puțurilor de mină sau la alte lucrări hidrotehnice care se execută în terenuri stabile și instabile cu nisipuri curgătoare;
- la construcția tunelurilor subterane;
- la consolidarea prin înghețare a solurilor instabile în lucrările magistrale de transport subteran;
- la depozitele subterane și camerele subterane sau în construcția de poduri;
- la determinarea stării de confort termic din subteranul minelor, în sensul furnizării de date asupra distribuției temperaturii în masivul de rocă din jurul lucrării hidrotehnice până la peretele acesteia.

Lucrarea hidrotehnică fiind de formă cilindrică va fi asimilată unui inel cilindric infinit lung prin care are loc un transfer radial de căldură [B42].

În interiorul lucrării hidrotehnice se află aer, lucrarea fiind poziționată într-un mediu solid. Între aerul din interiorul inelului și exteriorul acestuia se realizează un transfer de căldură într-un sens sau altul în principal radial, cel axial fiind neglijabil. Transferul de căldură de la roca caldă prin inelul supus procesului de răcire și de aici la aerul din lucrarea miniera este de cele mai multe ori în regim nestaționar, deci izotermele depind atât de rază cât și de timp. Spre exemplu, acest schimb energetic se produce la executarea unor lucrări în terenuri instabile, consolidând rocile acvifere prin înghețare. În regim staționar problema se rezolvă numai parțial, dar în regim variabil necesită anumite condiții limita.

Elementele de noutate constau în [A7]:

- realizarea unui model matematic a transferului de căldură în regim variabil care să permită cuantificarea exactă a distribuției valorilor temperaturii adimensionale a masivului de roca în funcție de raza curentă a cilindrului lucrării pentru valori cunoscute ale invariantilor Bi , F_0 , și ale coeficientului relativ de schimb de căldură;

- soluționarea numerică a ecuației de transfer termic în regim variabil (3.67), folosind metoda Newton, care prezintă soluții pentru o multitudine de valori Fo, Bi, h, r_1, r_0 ;
- nomogramele ridicate, permit plecând pe abscisa de la valori cunoscute ale razei cilindrului lucrării și intersectând curbele Bi și Fo , care interesează, citirea simplă pe ordonată a valorii temperaturii.

3.3.1. Model matematic

Lucrarea urmărește stabilirea unui model matematic al transferului de căldură în regim variabil prin care să se poată cuantifica în funcție de condițiile existente modul de variație a temperaturii adimensionale ca rezultat al schimbului de căldură aer-masiv de rocă în funcție de raza curentă a lucrării considerată de forma cilindrică.

Se consideră o conductă circulară, schimbul de energie realizându-se numai radial.

Aerul din interior are temperatura t_a iar masivul de roci din exteriorul conductei temperatura t_r . Prin urmare, t_r este temperatura naturală a rocilor neatinse cu exploatarea.

În sistemul coordonatelor cilindrice, ecuația conducerii termice are forma cunoscută [B41]:

$$\frac{\partial T(r, \varphi, y, \tau)}{\partial \tau} = a \left[\frac{\partial^2 T(r, \varphi, y, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T(r, \varphi, y, \tau)}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T(r, \varphi, y, \tau)}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T(r, \varphi, y, \tau)}{\partial y^2} \right] \quad (3.45)$$

În literatura de specialitate se admite ca ultimii doi termeni să fie considerați nuli și atunci ecuația de bază a conducerii termice în regim variabil pentru corpuri solide, fără surse interioare de căldură sub formă adimensională ia forma [B44]:

$$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T(r, \tau)}{\partial r}; \quad \begin{cases} r_0 \leq r \leq \infty \\ 0 \leq \tau \leq \infty \end{cases} \quad (3.46)$$

în care s-a notat $T = \frac{t - t_a}{t_r - t_a}$ temperatura adimensională care satisface condiția inițială: $t(r, 0) = t_r$ și

deci $T(r, 0) = 1$, și condițiile la limită neomogene, astfel: $t(\infty, \tau) = t_r$ pentru care $T(\infty, \tau) = 1$.

$$\left. \frac{T(r, \tau)}{\partial r} \right|_{r=r_0} + h \cdot T(r, \tau) \Big|_{r=r_0} = 0 \quad (3.47)$$

unde: $h = \frac{\alpha}{\lambda} [m^{-1}]$ este coeficientul relativ de schimb de căldură.

Deoarece condițiile sunt neomogene soluția este de forma:

$$T(r, \tau) = V(r) + W(r, \tau) \quad (3.48)$$

în care $V(r)$ satisface ecuația (3.46) și condițiile la limită $T(r_1, 0) = 0$, iar $W(r, \tau)$ în condițiile la

limită omogene $W(r_1, \tau) = 0$ și $\left. \frac{\partial W}{\partial r} \right|_{r=r_0} - h \cdot W \Big|_{r=r_0} = 0$.

unde:

$$V(r) = 1 + \frac{h r_0 \ln \frac{r}{r_1}}{1 + h r_0 \ln \frac{r_1}{r_0}} \quad (3.49)$$

După parcurgerea mai multor etape se poate scrie:

$$W(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot W_n(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot X_n(r) \cdot e^{-a \cdot \mu_n^2 \cdot \tau} \quad (3.50)$$

Soluția generală este [B9]:

$$X(r) = A \cdot J_0(\mu r) + B \cdot y_0(\mu r) \quad (3.51)$$

Pentru determinarea lui A și B rezultă sistemul:

$$\begin{cases} A \cdot J_0(\mu r_1) + B y_0(\mu r_1) = 0 \\ A \cdot [h \cdot J_0(\mu r_0) - \mu \cdot J_0'(\mu r_0)] + B[h \cdot y_0(\mu r_0) - \mu \cdot y_0'(\mu r_0)] = 0 \end{cases} \quad (3.52)$$

care este soluție nulă numai dacă determinantul sistemului este nul, adică:

$$h[J_0(\mu r_1) \cdot y_0(\mu r_0) - J_0(\mu r_0) y_0(\mu r_1)] + \mu[y_0(\mu r_1) \cdot J_0'(\mu r_0) - J_0(\mu r_1) \cdot y_0'(\mu r_0)] = 0 \quad (3.53)$$

Folosind formulele de recurență:

$$J_0'(X) = -J_1(X); \quad y_0'(X) = -y_1(X)$$

și ecuația (3.53):

$$\frac{X}{r_0 \cdot h} = \frac{J_0(X) y_0 \cdot \left(\frac{r_1}{r_0} \cdot X\right) - J_0 \cdot \left(\frac{r_1}{r_0} \cdot X\right) \cdot y_0(X)}{J_0 \cdot \left(\frac{r_1}{r_0} \cdot X\right) y_1(X) - J_1(X) y_0 \left(\frac{r_1}{r_0} \cdot X\right)} \quad (3.54)$$

Această ecuație poate fi rezolvată pe cale grafică, sau folosind un program specializat în calcule numerice (e.g. Mathcad)[B55] rezultând o infinitate de valori X_1, X_2, \dots, X_n pozitive. De asemenea, rezultă și o infinitate de valori proprii $\mu_1, \mu_2 \dots \mu_n$. Corespunzător acestor valori proprii se obțin funcțiile X_n sub forma:

$$X_n(r) = J_0(\mu_n r) y_0(\mu_n r_1) - J_0(\mu_n r_1) y_0(\mu_n r) \quad (3.55)$$

care reprezintă funcțiile proprii ale problemei la limită.

Norma funcțiilor $X_n(r)$ este.

$$\|X_n(r)\|^2 = \frac{r_0 \cdot X_n(r_0)}{2\mu_n^2} [(h^2 \cdot r_0 + \mu_n^2 \cdot r_0) X_n(r_0) + \mu_n \cdot r_1 (h \cdot \varphi_n(r_0) - \varphi_n'(r_0))] \quad (3.56)$$

în care s-a notat:

$$\varphi_n(r_0) = J_1(\mu_n \cdot r_1) y_0(\mu_n \cdot r_0) - J_0(\mu_n \cdot r_0) y_1(\mu_n \cdot r_1) \quad (3.57)$$

$$\varphi_n'(r_0) = \mu_n [J_1(\mu_n r_0) y_1(\mu_n r_1) - J_1(\mu_n r_1) y_1(\mu_n r_0)] \quad (3.58)$$

Se obține relația (pentru $k = -\mu_n^2$) $T_n'' + \mu_n^2 \cdot a \cdot T = 0$, cu soluția generală [B11]:

$$T_n(\tau) = c_n \cdot e^{-a \mu_n^2 \tau} \quad (3.59)$$

sau pentru $c_n = 1$:

$$T_n(\tau) = e^{-a \mu_n^2 \tau}$$

Parcurgând mai multe etape de calcul obținem:

$$W(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cdot W_n(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cdot X_n(r) \cdot e^{-a \mu_n^2 \tau} \quad (3.60)$$

este soluția acestei ecuații verificând condițiile la limită. Constantele c_n se determină astfel ca (27) să satisfacă și condiția inițială, utilizând ortogonalitatea funcțiilor $X_n(r)$.

Pentru $\tau = 0$ din (3.60) și condiția inițială obținem:

$$W(r, 0) = -\frac{h \cdot r_0 \ln \frac{r}{r_1}}{1 + h \cdot r_0 \ln \frac{r_1}{r_0}} = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cdot X_n(r) \quad (3.61)$$

Notând:

$$A = -\frac{h \cdot r_0}{1 + h r_0 \ln \frac{r_1}{r_0}} \quad (3.62)$$

Formula (3.60) devine:

$$A \cdot \ln \frac{r}{r_1} = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cdot X_n(r) \quad (3.63)$$

iar valorile c_n sunt date de:

$$c_n = \frac{A}{\|X_n\|^2} \int_{r_0}^{r_1} r \cdot X_n(r) \ln \frac{r}{r_1} dr \quad (3.64)$$

Folosind calculul prin părți și recurența se obține:

$$c_n = -\frac{2h}{(h^2 r_0 + \mu_n^2 r_0) X_n(r_0) + \mu_n r_1 [\varphi_n(r_0) - \varphi_n'(r_0)]} \quad (3.65)$$

Ținând seama de $X_n(r)$ și (3.65) în (3.60) avem

$$W(r, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cdot X_n(r) \cdot e^{-a\mu_n^2 \tau} = 2 \cdot h \sum_{n=1}^{\infty} \frac{J_0(\mu_n r) y_0(\mu_n r_1) - J_0(\mu_n r_1) y_0(\mu_n r) \cdot e^{-4\mu_n^2 \tau}}{(h^2 r_0 + \mu_n^2 r_0) X_n(r_0) + \mu_n r_1 [h \cdot \varphi_n(r_0) - \varphi_n'(r_0)]} \quad (3.66)$$

Soluția generală a ecuației de transfer de căldură sub formă criterială este:

$$T(r, \tau) = V(r) + W(r, \tau) = 1 + \frac{Bi \ln \frac{r}{r_1}}{1 + Bi \ln \frac{r_1}{r_0}} + Bi \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[J_0(\mu_n r) y_0(\mu_n r_1) - J_0(\mu_n r_1) y_0(\mu_n r) \cdot e^{-4\mu_n^2 \tau}]}{(h \cdot Bi + \mu_n^2 r_0) X_n(r_0) + \mu_n r_1 [h \cdot \varphi_n(r_0) - \varphi_n'(r_0)]} \quad (3.67)$$

Relația (3.67) s-a stabilit în cazul transferului de căldură în regim variabil între curentul de aeraj și masivul de roca poziționat în jurul unei lucrări hidrotehnice de formă cilindrică cu extindere radială limitată. Cu ajutorul relației (3.67) se poate stabili distribuția temperaturilor solului în funcție de raza cilindrului lucrării.

3.3.2. Algoritm de calcul în vederea soluționării ecuației de transfer termic în regim variabil. Discuții

Pentru rezolvarea ecuației de transfer termic în regim variabil (3.67), deopotrivă se vor determina soluțiile ecuației de transfer termic (3.54) și reprezentarea funcțiilor proprii ale problemei la limită, ecuația (3.55) [A7].

Astfel, în vederea determinării soluțiilor numerice ale ecuației de transfer termic (3.54) se vor considera cunoscute: $r_0 = 4$, $r_1 = 6$, $h = 12,574$, aceste valori fiind întâlnite frecvent în cadrul lucrărilor hidrotehnice din Valea Jiului. Folosindu-se un program de calcul numeric se parcurg următoarele etape:

1. Alegerea punctelor de start prin intermediul unui algoritm iterativ de forma [A7]:

$$X_{\text{init}} := 0.1 \quad X_{\text{final}} := 100 \quad nn := 30 \quad i := 0..nn - 1 \quad X_{a_i} := X_{\text{init}} + i \cdot \frac{X_{\text{final}} - X_{\text{init}}}{nn - 1}$$

2. Rezolvarea ecuației de transfer termic (3.54) în necunoscuta X , considerând în variabila tampon X_b valorile $X_0, X_1, \dots, X_{nn-1}$.

$$X_b := \begin{cases} \text{for } i \in 0..nn - 1 \\ \left| \begin{array}{l} X_b \leftarrow X_{a_i} \\ A_{1_i} \leftarrow \text{root}(Fa(X_b), X_b) \end{array} \right. \\ A_1 \end{cases}$$

3. Se calculează valoarea μ :

$$\mu := \begin{cases} \text{for } i \in 0..nn-1 \\ A_{I_i} \leftarrow \frac{X_{b_i}}{r_0} \\ A_I \end{cases}$$

4. Se generează un vector Y_b de dimensiune $nn-1$; toate valorile vectorului Y_b sunt egale cu zero. Acest vector se utilizează la reprezentarea grafică a soluțiilor notate cu (X_b, Y_b) a ecuației $Fa(X) = 0$.

$$Y_b := \begin{cases} \text{for } i \in 0..nn-1 \\ C_{I_i} \leftarrow 0 \\ C_I \end{cases}$$

unde $Fa(X) = 0$ reprezintă ecuația de transfer termic (3.54) scrisă în mod corespunzător. Corectitudinea raționamentului algoritmului de calcul se poate verifica urmărind soluțiile obținute în figura 1 pentru $Y_b = 0$.

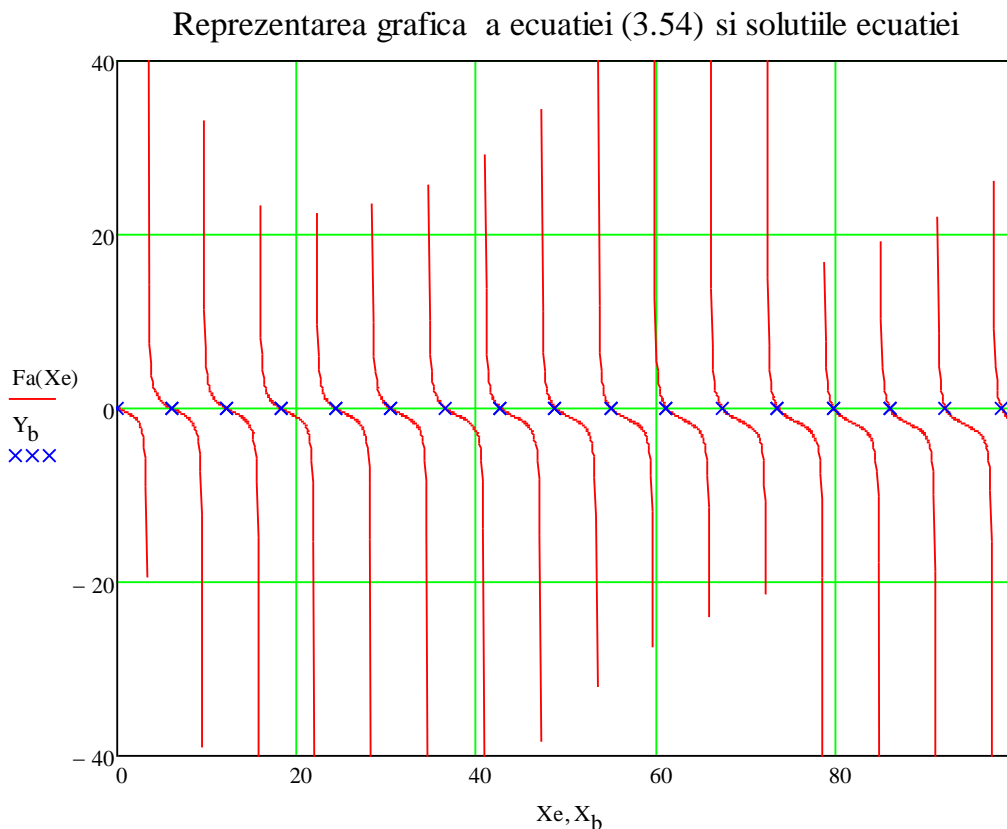


Fig. 3.16. Funcția $Fa(X)$ în raport cu X și soluțiile ecuației $Fa(X) = 0, Y_b = 0$

Din figura 3.16 se observă că există toate soluțiile pentru ecuația $Fa(X) = 0, Y_b = 0$. Reprezentarea funcțiilor proprii ale problemei la limită se pot vizualiza în figura 3.17, conform relației (3.55), după cum urmează [A7]:

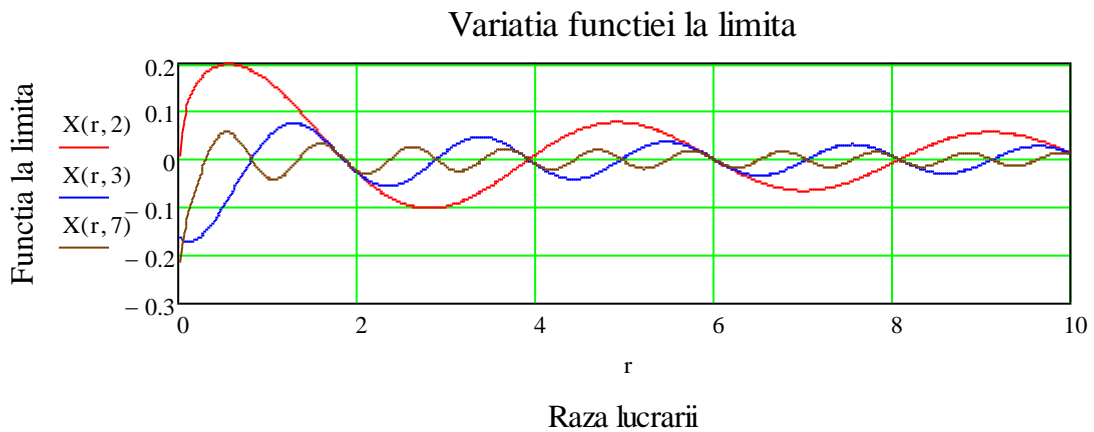


Fig. 3.17. Variația funcțiilor la limită după ecuația (3.55)

Pe baza programului specializat de calcul anterior descris, rulat pentru diferite situații frecvent întâlnite în practică, cunoscând r_0 , r_1 și h se vor ridica pe baza ecuației de transfer termic în regim variabil (34) nomogramele care reprezintă funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru 2 situații distincte și anume:

a) Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Fo variabil și Bi constant (fig. 3.18, 3.19) [A7]:

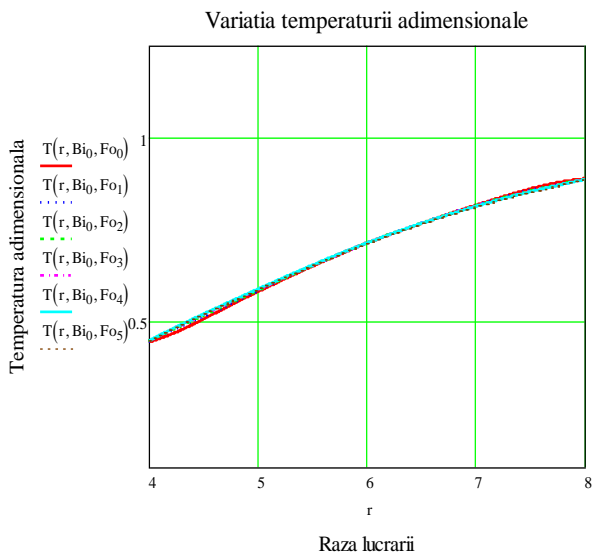


Fig. 3.18. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi constant ($Bi=1$) și Fo variabil ($Fo = 0,01;0,03;0,05;0,07;0,09; 0,1$), $h = 12,57$

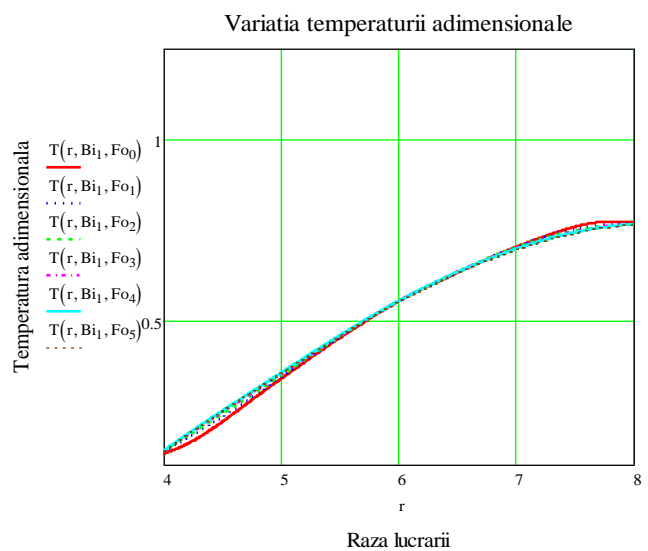


Fig. 3.19. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi constant ($Bi=4$) și Fo variabil ($Fo= 0,01;0,03;0,05;0,07;0,09; 0,1$), $h = 12,57$

b) Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Fo constant și Bi variabil (fig. 3.18 - 3.23) [A7].

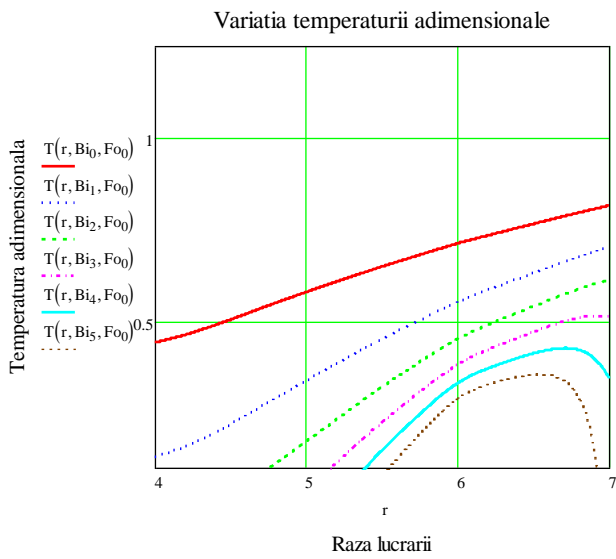


Fig. 3.20. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil $Bi = 1,2,3,4,5,6$ și constant ($Fo = 0,01$), $h = 12,57$

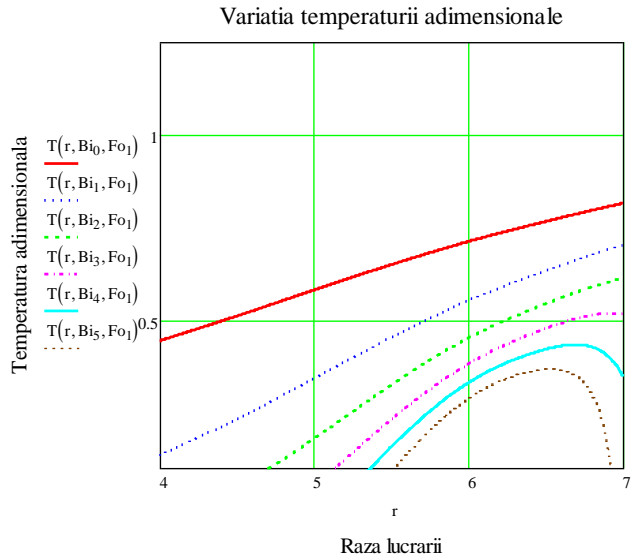


Fig. 3.21. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil $Bi = 1,2,3,4,5,6$ și Fo constant ($Fo = 0,03$), $h = 12,57$

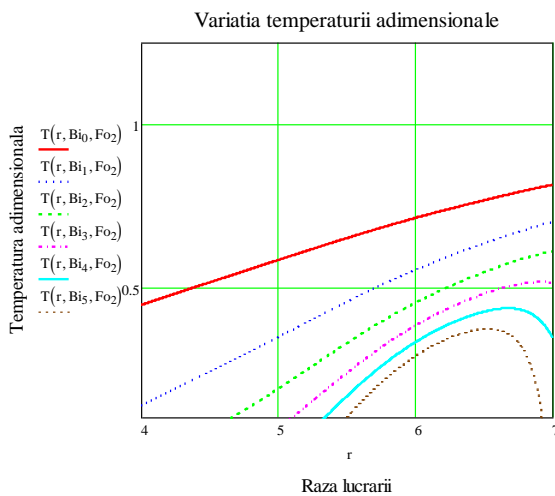


Fig. 3.22. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil ($Bi = 1,2,3,4,5,6$) și Fo constant ($Fo=0,05$), $h = 12,57$

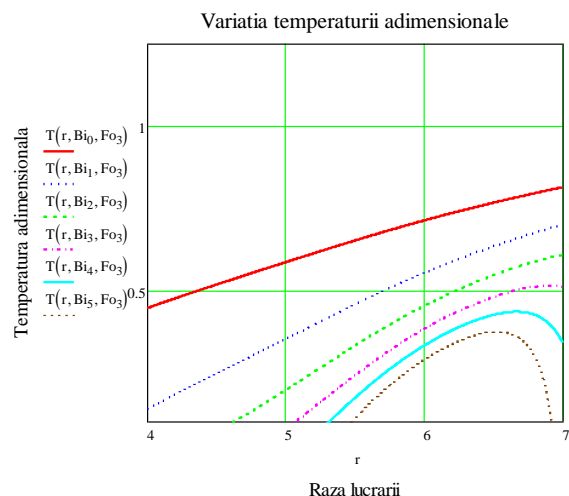


Fig. 3.23. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil ($Bi = 1,2,3,4,5,6$) și Fo constant ($Fo=0,07$), $h = 12,57$

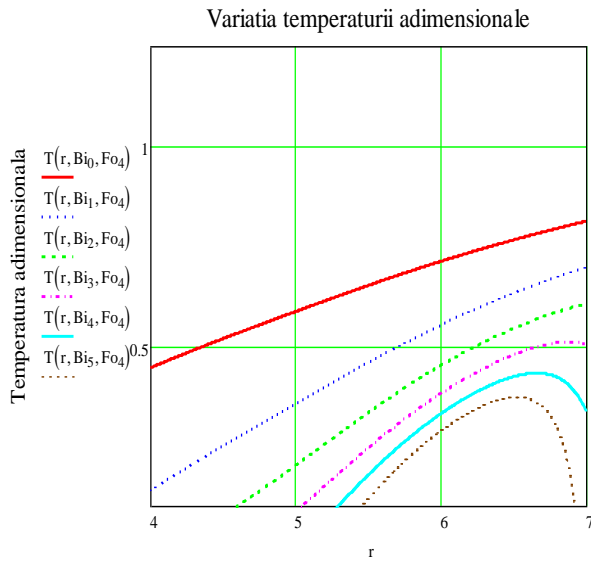


Fig. 3.24. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil ($Bi = 1,2,3,4,5,6$) și Fo constant ($Fo=0,09$), $h = 12,57$

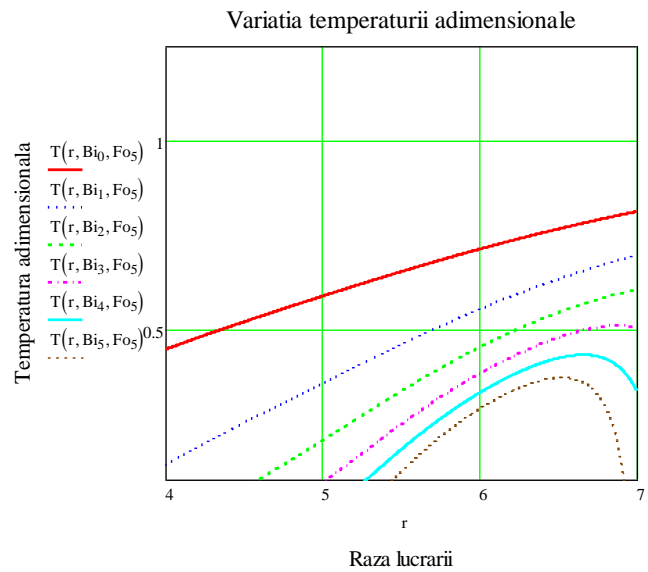


Fig. 3.25. Funcția $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru Bi variabil ($Bi = 1,2,3,4,5,6$) și Fo constant ($Fo = 0,1$) $h = 12,57$

Coeficientul relativ de schimb de căldura h depinde de coeficientul de conducție și de convecție, acesta variind în funcție de condițiile din subteran conform literaturii de specialitate în limitele $\lambda = 0,5 \div 3$ ($W m^{-1} K^{-1}$); $\alpha = 12 \div 25$ ($W m^{-2} K^{-1}$).

Bazându-ne pe un raționament similar, repetând algoritmul matematic de calcul în mod corespunzător se pot obține nomogramele care reprezintă funcțiile $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru o mulțime de valori h . (de exemplu $h = 7$, valoare minimă, respectiv $h = 48$, valoare maximă sau orice alte valori intermediare în funcție de condițiile din subteran). Invariantii Fo și Bi rămân în aceleași limite. Spre exemplu, în figurile 3.26 și 3.27 s-au ridicat nomogramele care prezintă dependența $T(r, Bi, Fo, h)$ pentru $h = 7$ și respectiv pentru $h = 48$ [A7].

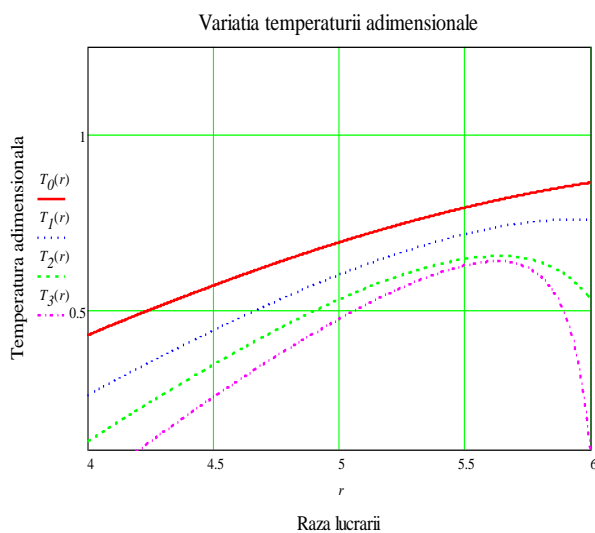


Fig. 3.26. Variația temperaturii adimensionale în funcție de raza lucrării pentru $Bi = 2,3,4,5$ și $Fo = 0,1$; $h = 7$

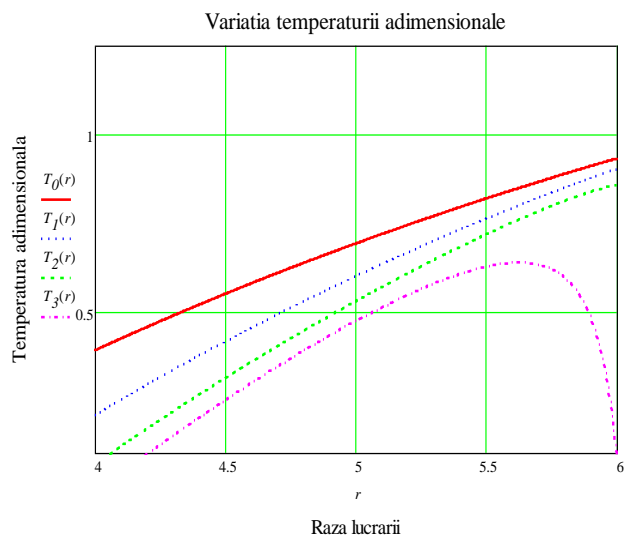


Fig. 3.27. Variația temperaturii adimensionale în funcție de raza lucrării pentru $Bi = 2,3,4,5$ și $Fo = 0,1$; $h = 48$

Pe baza nomogramelor ridicate în figurile 3.18 - 3.27 [A7] se pot efectua următoarele constatări:

1. Valorile obținute privind temperatura adimensională sunt cuprinse în intervalul $(0 \div 1)$, ceea ce dovedește corectitudinea raționamentului aplicat în privința modelului matematic de transfer termic în regim variabil.
2. Realizând o comparație între nomogramele din figurile 3.18 și 3.19 se pot observa diferențe nesemnificative între curbele $Bi = ct.$, și $Fo = var.$ fapt care arată că nomogramele sunt puțin sensibile la modificarea Fo ;
3. Cunoscând valoarea exactă a razei lucrării hidrotehnice pe abscisă și curbele Fo și Bi din nomogramele din figurile 3.20 – 3.27 se poate cu ușurință stabili valoarea exactă a temperaturii adimensionale;
4. Pentru r constant temperatura adimensională scade odată cu creșterea invariantului Bi (fig. 3.20 – 3.27);
5. Comparând nomogramele din figurile 3.25 – 3.27 se observă că odată cu majorarea coeficientului relativ de schimb de căldură, curbele Bi și Fo se apropie de partea superioară a intervalului $0 - 1$, sau altfel spus pentru o valoare r constantă, cu Fo și Bi cunoscuți, valoarea temperaturii adimensionale crește odată cu majorarea coeficientului relativ de schimb de căldură.
6. Majorând λ și micșorând α , valoarea temperaturii adimensionale crește.

Prin modelul matematic obținut se urmărește rezolvarea ecuației de transfer termic în regim variabil (3.67) care reprezintă expresia temperaturii adimensionale a oricărui punct al masivului de rocă. Pe baza nomogramelor ridicate, plecând pe abscisa de la valori cunoscute ale razei cilindrului lucrării și intersectând curbele Bi și Fo , care interesează, obținem pe ordonată valoarea $T(r, \tau)$. Valorile $T(r, \tau)$ determinate confirmă valabilitatea relației de transfer de căldură în regim variabil (3.67), deoarece domeniul real al acesteia este $T(r, \tau) = (0 \div 1)$.

Ecuația (3.54) prezintă soluții numerice pentru o multitudine de valori r_0, r_1, h frecvent întâlnite în practică lucrărilor subterane. Prin modificarea (majorarea) numărului de puncte nn astfel încât să existe toate soluțiile pentru ecuația $Fa(X) = 0, Y_b = 0$. și repetarea programului numeric de calcul cu etapele anterior descrise este posibilă ridicarea unor familii de nomograme care reprezintă dependența $T(r, \tau) = f(Bi, Fo, r, r_1, h)$ în funcție de valorile concrete din alte date de proiectare.

Importanța nomogramelor ridicate în figurile 3.18 - 3.27 rezidă din faptul că permit aprecierea spectrului câmpului de temperaturi în funcție de raza lucrării hidrotehnice, fapt care permite rezolvarea problemei de reglare a regimului termic.

3.4. PARTICULARITĂȚI ALE PARAMETRILOR AERULUI DIN LUCRĂRILE HIDROTEHNICE

Sunt studiați doi parametri importanți din lucrările hidrotehnice. Pe de o parte se studiază influența umidității curentului de aer asupra temperaturii, obținându-se astfel creșterea temperaturii pe unitatea de lungime. Pe de altă parte se calculează coeficientul de convecție în lucrările hidrotehnice în funcție de debitul de aer și de geometria lucrării hidrotehnice. În unele lucrări hidrotehnice sau încăperi hidroenergetice cu activitate productivă umezeala aerului influențează starea de confort. Umezeala influențează fiziologia organismului și produce influențe negative asupra funcționării tehnice a instalațiilor din aceste încăperi.

Presiunea aerului în aceste lucrări nu variază semnificativ, ea fiind în jurul celei atmosferice. Mai rar, acolo unde lucrările se execută la adâncimi mari există modificări semnificative ale presiunii. Din cauza presiunii foarte scăzute din aceste încăperi, este posibilă evaporarea apei la temperaturi mai mici decât temperatura corespunzătoare presiunii barometrice.

Mai mult, aerul natural sau cel care circulă prin ventilație este în contact cu anumite suprafețe deschise de apă sau cu pereți foarte umezi sau pe care curge apă într-un strat foarte subțire. Când vaporii de apă se răcesc sub temperatura de rouă, ei se condensează pe suprafețele cu care sunt în contact. Cantitatea de condensat are o acțiune defavorabilă asupra mașinilor și utilajelor.

În această lucrare se determina influența umidității aerului asupra temperaturii pe drumul parcurs de curentul de aer și valoarea coeficientului convectiv dintre aer și corpurile care-i delimitează curgerea. Valoarea acestui coeficient este foarte puțin cunoscută și de aceea, considerăm că este utilă determinarea sa atât pentru cei care lucrează în astfel de condiții de climat cât și pentru proiectanții instalațiilor de climatizare.

3.4.1. Elaborarea metodei de calcul

Umiditatea aerului se calculează cu relația cunoscută [A2]:

$$x = 10^{-3} \cdot d = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot f(t)}{B - \varphi \cdot f(t)} \left[\frac{\text{kg vapor}}{\text{kg aer uscat}} \right] \quad (3.68)$$

Dar în apropiere de starea de condensare, vaporii de apă nu mai respectă legea gazelor perfecte, prin urmare nu pot fi considerați gaz real, fapt pentru care s-au scris o multitudine de ecuații.

În această ipoteză reluăm ecuația lui E. Schmidt:

$$v = \frac{R \cdot T}{p} - \frac{b}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}} - p^2 \cdot \left[\frac{c}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_2}} - \frac{d}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_3}} \right] \quad (3.69)$$

Ecuația Clapeyron pentru aerul uscat este:

$$p_a \cdot V = m_a \cdot R_a \cdot T \quad (3.70)$$

Din cele două ecuații rezultă conținutul de umiditate [A2]:

$$x = \frac{p_v}{p_a} \cdot \left\{ 1 + \frac{b \cdot v_v^{-1}}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}} + p_v^2 \cdot v_v^{-1} \cdot \left[\frac{c}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_2}} + \frac{d}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_3}} \right] \right\} = \frac{m_v}{m_a} \cdot \frac{R_v}{R_a} \quad (3.71)$$

și

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot f(t)}{B - \varphi \cdot f(t)} \cdot \left\{ 1 + \frac{b \cdot v_v^{-1}}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}} + p_v^2 \cdot v_v^{-1} \cdot \left[\frac{c}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_2}} + \frac{d}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_3}} \right] \right\} \quad (3.72)$$

În relația (3.72) vom neglija termenii ultimei paranteze, obținând:

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot f(t)}{B - \varphi \cdot f(t)} \cdot \left(1 + \frac{b \cdot v_v^{-1}}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}} \right) \quad (3.73)$$

3.4.2. Soluționarea problemei

Din literatura de specialitate se consideră cunoscute $b = 0,9172$ și $n_1 = 2,82$ și pentru $t = 20^{\circ}\text{C}$, obținem:

$$1 + \frac{b \cdot v_v^{-1}}{\left(\frac{T}{100}\right)^{n_1}} = 1 + \frac{0,9172 \cdot 57,8^{-1}}{\left(\frac{293}{100}\right)^{2,82}} = 1,01$$

Pentru a observa modificarea umidității aerului pe o lungime $\Delta y = 120$ m de lucrare hidrotehnică cu un anumit debit \dot{m} , cu suprafața S , perimetrul P și raza lucrării R_0 , autorul a executat măsurători la ambele capete ale lucrării hidrotehnice, iar valorile obținute s-au trecut în tabelul 3.1. S-a considerat ca aerul este într-o stare apropiată de cea de saturație.

Variația de temperatură pe un metru de parcurs de aer datorită umidității se obține folosind relația:

$$\Delta T = \frac{r}{c_p} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta y} = \frac{2500 \cdot 10^3}{1011,6} \cdot \frac{0,00057}{120} = 0,01173 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}} \quad (3.74)$$

Tabelul 3.1. Variația temperaturii aerului

Mărime	1
Debitul și geometria lucrării	
\dot{m} [kg/s]	29,08
R_0 [m]	1,59
S [m ²]	6,5
P [m]	8,19
$c_p \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$	1011,6
Analiza aerului umed	
B [mmHg]	725,3
t_1 [°C]	16,4
t'_1 [°C]	15,58
φ_1 [%]	92,3
x_1	0,0113
t_2 [°C]	16,0
t'_2 [°C]	15,9
φ_2 [%]	98,3
x_2	0,0118
Δx [m]	0,00057

Plecând de la ecuația criterială A.N. Șcerban:

$$Nu = \xi \cdot A \cdot Re^m \quad (3.75)$$

Pentru cazul ventilației turbulente se poate considera pentru $\xi = 1$, ținând seama de Nu și Re :

$$\alpha = 2,44 \cdot \frac{\dot{m}^{0,8} \cdot P}{S} \quad (3.76)$$

Folosind expresia (3.76) s-au calculat valorile coeficientului de convecție, valori care se prezintă în tabelul 3.2.

Pe baza tabelului 3.1 s-a construit graficul din figura 3.28 [A19].

Pe lângă transferul de căldură, există și un transfer de masă, care se calculează folosind relația (3.77):

$$\alpha' = \beta \cdot r \cdot \frac{p_v' - p_v}{t_p - t_a} \quad (3.77)$$

Dacă se acceptă $\beta = 0,01$, din literatura de specialitate și $\varphi > 0,8$, atunci coeficientul mediu prin transfer de masă devine $\alpha' \cong 3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$. De asemenea, se mai poate folosi și o altă relație criterială, ajungându-se la același rezultat:

$$Nu = 0,46 \cdot Re^{0,57} \quad (3.78)$$

Tabelul 3.2. Valorile coeficientului de convecție

Tipul lucrării hidrotehnice	Debitul [kg/s]	Perimetrul lucrării [m]	Aria secțiunii transversale [m ²]	Coeficientul de convecție [W/(m ² ·K)]
Puț betonat	116 - 490	12,5 – 18,84	12,65 – 28,26	13,75 – 20,85
Galerie dublă metalică	47 – 167	7,25 – 11,48	5,2 – 10,0	12,61 – 24,23
Plane înclinate	63 – 150	11,83 – 12,09	8 – 10	12,74 – 21,93
Suitori	25 - 92	5,9 – 8,2	2,8 -5,3	14,29 – 25,64

Coeficientul de convecție α din criteriul Nusselt depinde de temperatura, de proprietățile fizice ale aerului și de regimul de curgere.

Explicitând relația (3.78), pentru lucrările hidrotehnice s-a determinat relația:

$$\alpha = 0,45 \cdot \frac{\lambda_a}{\nu_a^{0,58}} \cdot \frac{w^{0,58}}{d^{0,42}} = k(t) \frac{w^{0,58}}{d^{0,42}} \quad (3.79)$$

Coeficientul de temperatura $k(t)$ are valori cuprinse în intervalul [B44]

$$k(t) = 6,986 \div 7,1812 \frac{J}{m^{2,16} \cdot s^{0,42} \cdot K}$$

Ținând cont de proprietățile fizice ale aerului în intervalul de temperatură, de viteza aerului cuprinsă între 0.2 ÷ 8 m/s și de tabelele 3.1 și 3.2 s-a construit graficul din figura 3.29 [A19].

Figurile 3.28 și 3.29 obținute, corelează parametrii necesari obținerii stării de confort termic în lucrările hidrotehnice, în tunele sau în depozitele subterane. Figura 3.29 furnizează date privind coeficientul convectiv în funcție de geometria lucrării hidrotehnice și de debitul masic. Acestea sunt deosebit de importante în cazul proiectării instalațiilor de climatizare.

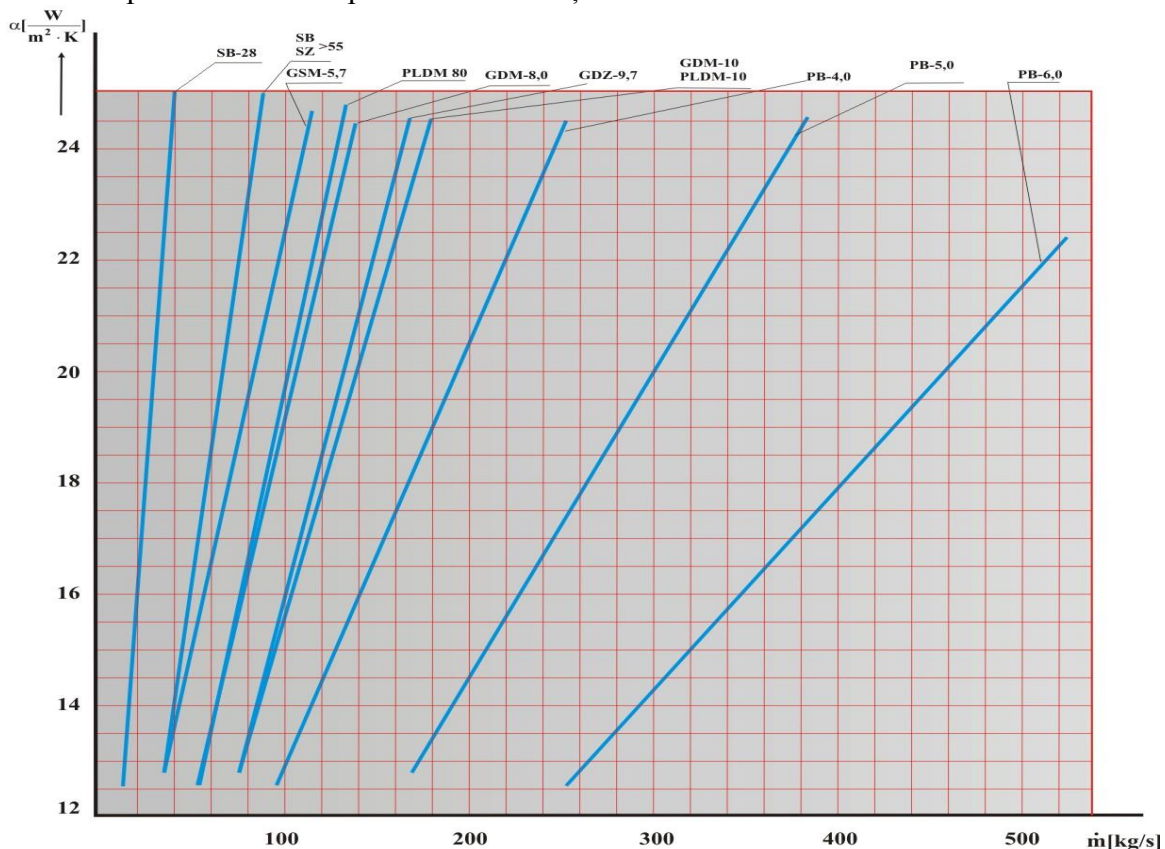


Fig. 3.28. Dependența coeficientului de conducție de debitul masic pentru diferite tipuri de galerii

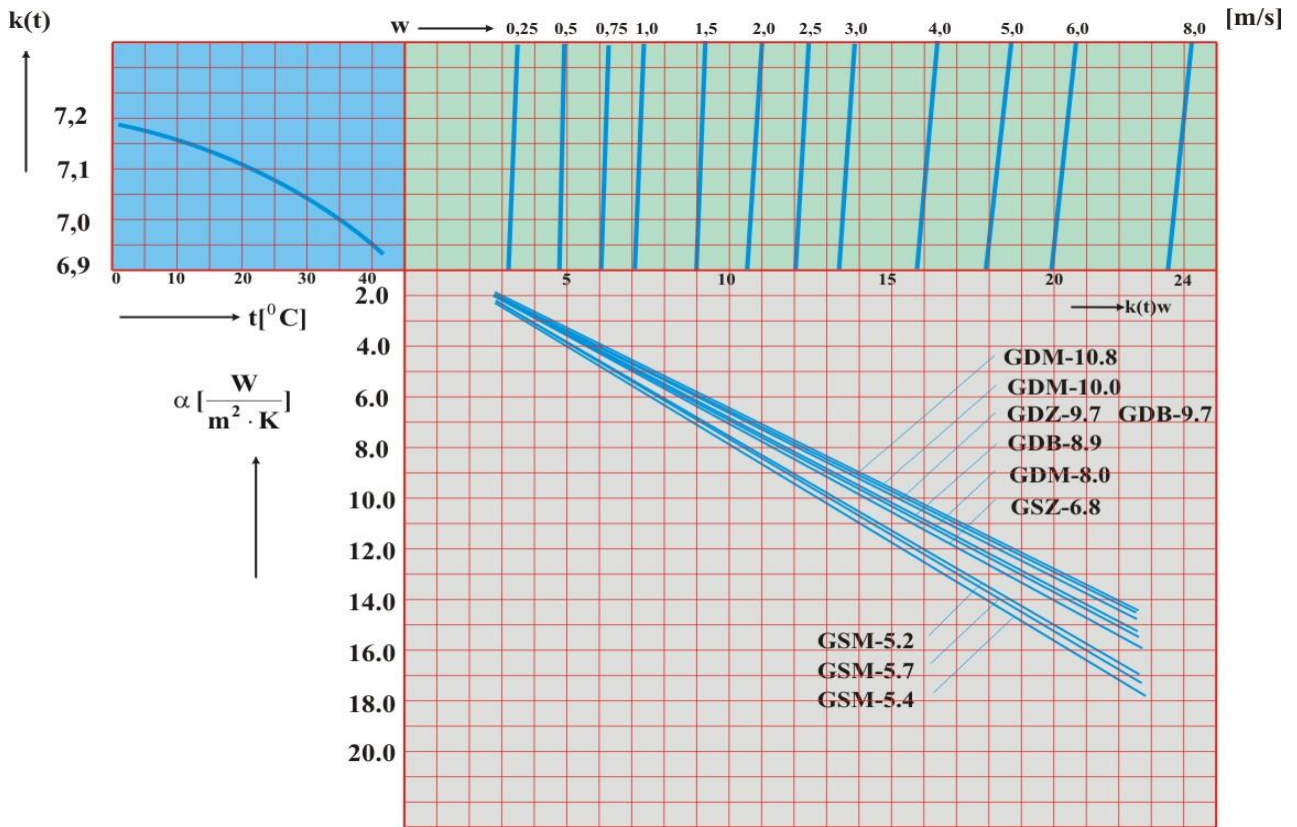


Fig. 3.29. Coeficientul convectiv în funcție de geometria lucrării hidrotehnice și de debitul masic

CAPITOLUL 4

ABORDAREA TERMOENERGETICĂ A INSTALAȚIILOR DIN PUNCTELE TERMICE ȘI A COMPONENTELOR DE REȚEA

4.1. DETERMINAREA INDICATORILOR SPECIFICI DE PERFORMANȚĂ PENTRU O REȚEA SACET

4.1.1. Aspecte introductive

Se pune problema evaluării performanțelor punctelor termice din cadrul unui sistem urban de termoficare pe baza indicatorilor energetici calitativi. În prezent, evaluarea performanțelor energetice ale unui sistem de termoficare se concentrează asupra aspectelor calitative, astfel încât în locul randamentului se preferă consumuri energetice specifice. Pentru a putea elabora măsurile pentru îmbunătățirea eficienței modului în care se utilizează energie termică s-a realizat un program numeric de calcul care a permis determinarea energiei intrate în punctul termic, a energiei utile a instalației de încălzire, energie utilă apă caldă, energie pierdută pe conducte și la consumatori, energie pierdută în punctul termic. Pe baza valorilor obținute s-a efectuat o analiză termooenergetică din care au rezultat măsuri pentru îmbunătățirea eficienței la consumatorii de căldură și măsuri pentru creșterea eficienței în sistemele de transport și distribuție a căldurii [A29].

S-au determinat variația indicatorilor specifici de performanță pentru anii 2010-2011 și 2011-2012: consumul specific de căldură, cererea specifică de căldură stabilindu-se domeniul de variație a încărcării eficiente a rețelelor aferente punctelor, valoarea costurilor anuale relative[A29].

4.1.2. Metodă și program numeric de calcul. Rezultate

În vederea determinării mărimilor termooenergetice necesare s-au realizat măsurători in situ ale parametrilor de calcul, aceștia fiind o parte a mărimilor de intrare [A29]. Celelalte mărimi de calcul au fost luate în mod corespunzător din literatura de specialitate. Parametrii mășurați au fost: debitul masic al agentului termic livrat de CET PAROȘENI; debitul caloric al agentului termic; temperaturile agentului termic pe tur și retur; presiunea agentului termic. Debitele și temperaturile au fost măsurate cu ajutorul debitmetrului ultrasonic FLUXUS – ADM 6725, dotat cu 2 seturi de senzori ultrasonici pentru debite și 2 seturi pentru temperaturi. Deoarece între indicațiile debitmetrului ultrasonic cu care s-au efectuat măsurătorile și debitmetrul din punctul termic s-au înregistrat uneori diferențe pozitive sau negative, pentru a elimina unele erori, în calcule am introdus media celor 2 măsurători. Pentru calculul energiei termice livrate instalației de încălzire și pentru prepararea apei calde s-a procedat la măsurarea următorilor parametri: debitul masic al agentului termic pe turul și returul schimbătorului aferent instalației de încălzire; debitul caloric al agentului termic pe turul și returul schimbătorului aferent instalației de încălzire; debitul masic al agentului termic pe turul și returul circuitului primar al schimbătorului aferent preparării apei calde; debitul caloric al agentului termic pe turul și returul circuitului primar al schimbătorului aferent preparării apei calde; debitul masic al agentului termic pe turul circuitului secundar al schimbătorului aferent preparării apei calde; debitul caloric al agentului termic pe turul circuitului secundar al schimbătorului aferent preparării apei calde; temperaturile agentului termic pe tur și retur - circuit primar, circuit secundar; presiunea agentului termic- circuit primar, circuit secundar.

Pe baza măsurătorilor precizate s-au calculat pe baza programului numeric de calcul: debitul caloric orar intrat în punctul termic; debitul caloric orar livrat instalației de încălzire; debitul caloric orar livrat instalației de preparare a apei calde; pierderea de căldură în punctul termic. Calculul pierderilor de căldură pe rețeaua de transport și la consumatori s-a realizat pe baza valorilor căldurii facturate la consumatori (furnizate de beneficiar) și a valorilor căldurii la ieșirea din punctul termic.

Datele măsurate și rezultatele calculelor sunt centralizate în tabelele 4.3 și 4.4. Parametrii caracteristici mediului exterior și atmosferei din punctul termic au fost determinați cu ajutorul unui

termometru înregistrator ULTRACUST- Termophil 4444; Senzor de temperatură, LASCAR EL-USB-TC, K, J, and T-type și USB Data Logger; psihrometru Assmann; barometrul aneroid. Pierderile de căldură în mediul ambiant prin suprafețele exterioare ale schimbătoarelor de căldură și ale conductelor au fost calculate pe baza determinărilor experimentale realizate cu următoarele aparate: termometru digital în infraroșu tip Fluke 576; cameră de termoviziune în infraroșu 2D THERMO HiTESTER 3460-50. Pe baza măsurătorilor și a calculelor efectuate s-au obținut componentele analizei termoenergetice, valorile calculate sintetizându-se în tabele centralizatoare pentru analiza real orară și real anuală de-a lungul anilor 2010-2011 și 2011-2012 puncte termice. În tabelele 4.1 și 4.2 [A29] se prezintă rezultatele obținute, completate cu diagramele Sankey corespunzătoare analizei reale anuale pentru anii 2010-2011 și 2011-2012 (fig. 4.1 și 4.2) [A29].

Tabelul 4.1. Analiza energetică reală pe anul 2010-2011

ENERGIE INTRATĂ ÎN CONTUR			ENERGIE IEȘITĂ DIN CONTUR		
Denumire	Gcal/an	%	Denumire	Gcal/an	%
Energie intrată în punctul termic	40809,4	100	Energie utilă		
			Energie utilă instalație de încălzire	27664,719	67,79
			Energie utilă apă caldă	4309,477	10,56
			Total energie utilă	31974,196	78,35
			Energie pierdută		
			Energie pierdută pe conducte și la consumatori	7929,275	19,43
			Energie pierdută în punctul termic	905,969	2,22
			Total energie pierdută	8835,244	21,65
TOTAL	40809,4	100	TOTAL	40809,4	100

Tabelul 4.2. Analiza energetică reală pe anul 2011-2012

ENERGIE INTRATĂ ÎN CONTUR			ENERGIE IEȘITĂ DIN CONTUR		
Denumire	Gcal/an	%	Denumire	Gcal/an	%
Energie intrată în punctul termic	35606,1	100	Energie utilă		
			Energie utilă instalație de încălzire	25828,694	72,54
			Energie utilă apă caldă	2859,173	8,03
			Total energie utilă	28687,867	80,57
			Energie pierdută		
			Energie pierdută pe conducte și la consumatori	6401,984	17,98
			Energie pierdută în punctul termic	516,289	1,45
			Total energie pierdută	6918,273	19,43
TOTAL	35606,1	100	TOTAL	35606,1	100

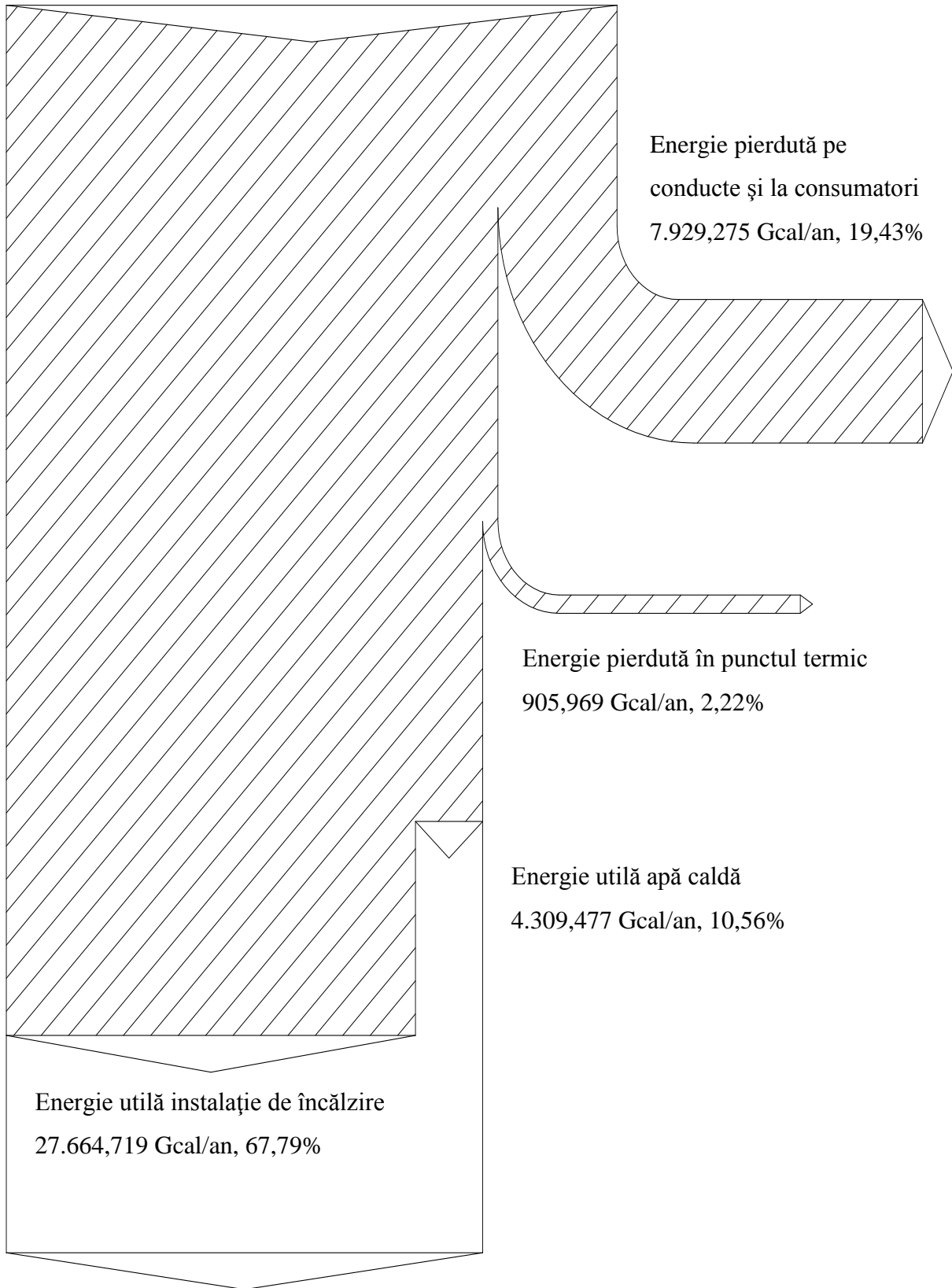
TABEL 4.3. DATE EXPERIMENTALE 2010-2011

Nr.crt.	Punct termic	Energie intrată în PT		Energie utilă inst. de încălzire		Energie utilă apă caldă		Total energie utilă		Energie pierdută pe conducte și la consumatori		Energie pierdută în punctul termic		Total energie pierdută	
		Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%
1	PT-1	0,901	100	0,553	61,429	0	0	0,553	61,429	0,31	34,356	0,038	4,215	0,348	38,571
2	PT-2	0,067	100	0,064	95,222	0	0	0,064	95,222	0,0022	3,285	0,001	1,493	0,0032	4,778
3	PT-3A	0,217	100	0,185	85,236	0,02	9,312	0,205	94,368	0,0092	4,25	0,003	1,382	0,012	5,632
4	PT-4	0,188	100	0,067	35,793	0,019	9,984	0,086	45,777	0,098	52,145	0,004	2,128	0,102	54,223
5	PT-5	0,103	100	0,067	64,593	0	0	0,067	64,593	0,033	32,494	0,003	2,913	0,036	35,407
6	PT-6	0,154	100	0,067	43,406	0,0056	3,668	0,072	47,074	0,075	48,783	0,0064	4,143	0,082	52,926
7	PT-7	0,188	100	0,09	47,974	0,032	16,912	0,122	64,886	0,06	31,923	0,006	3,191	0,066	35,114
8	PT-8	0,327	100	0,159	48,505	0,014	4,366	0,173	52,871	0,14	42,93	0,014	4,199	0,154	47,129
9	PT-9B	0,054	100	0,032	59,054	0	0	0,032	59,054	0,02	37,064	0,002	3,882	0,022	40,946
10	PT-9C	0,158	100	0,067	42,192	0	0	0,067	42,192	0,084	53,479	0,0068	4,329	0,091	57,808
11	PT-10	0,642	100	0,522	81,361	0	0	0,522	81,361	0,109	16,926	0,011	1,713	0,12	18,639
12	PT-10A	0,292	100	0,182	62,379	0,099	33,995	0,281	96,373	0,0073	2,5	0,0033	1,127	0,011	3,627
13	PT-11A	0,778	100	0,452	58,157	0,22	28,335	0,673	86,492	0,096	12,351	0,009	1,157	0,105	13,508
14	PT-11B	0,462	100	0,302	65,277	0	0	0,302	65,277	0,138	29,797	0,023	4,926	0,16	34,723
15	PT-12	0,862	100	0,697	80,834	0	0	0,697	80,834	0,148	17,194	0,017	1,972	0,165	19,166
16	PT-13	0,461	100	0,259	56,251	0,118	25,552	0,377	81,803	0,072	15,594	0,012	2,603	0,084	18,197
17	PT-14	0,508	100	0,336	66,142	0,172	33,858	0,508	100	0	0	0	0	0	0
18	PT-15	0,592	100	0,468	79,031	0,099	16,647	0,566	95,678	0,022	3,646	0,004	0,676	0,026	4,322
19	PT-15A	0,375	100	0,191	50,821	0,085	22,671	0,276	73,582	0,099	26,418	0	0	0,099	26,418
20	PT-17	0,576	100	0,492	85,464	0	0	0,492	85,464	0,07	12,105	0,014	2,431	0,084	14,536
21	PT-18A	0,521	100	0,434	83,326	0	0	0,434	83,326	0,086	16,481	0,00063	0,122	0,087	16,674
22	PT-18B	0,268	100	0,193	72,108	0	0	0,193	72,108	0,067	24,907	0,008	2,985	0,075	27,892
23	PT-19	0,058	100	0,058	100	0	0	0,058	100	0	0	0	0	0	0
24	PT-23	0,107	100	0,052	48,667	0,021	19,851	0,073	68,519	0,029	26,808	0,005	4,673	0,034	31,481
25	PT-24 BLOC SOCIAL	0,161	100	0,106	65,636	0,049	30,431	0,155	96,067	0,0053	3,312	0,001	0,621	0,0063	3,933
26	PT-25	0,220	100	0,178	80,846	0	0	0,178	80,846	0,032	14,609	0,01	4,545	0,042	19,154
27	PT-26 PAROHIE	0,029	100	0,024	81,569	0,002	6,893	0,026	88,462	0,0033	11,538	0	0	0,0033	11,538
28	PT-27 KEOPS	0,048	100	0,032	66,217	0,014	30,099	0,046	96,315	0,0017	3,685	0	0	0,0017	3,685
29	PT SC.NR.1 S. NOU	0,146	100	0,078	53,569	0,032	21,634	0,11	75,203	0,031	21,372	0,005	3,425	0,036	24,797
30	Casa Cruceru	0,005	100	0,0048	95,291	0	0	0,0048	95,291	0,00023	4,71	0	0	0,00023	4,71
33	TOTAL	9,469	100	6,4118	67,71717	1,0016	10,57823309	7,4128	78,28906	1,84823	19,5197761	0,20713	2,18756931	2,05573	21,7112531

TABEL 4.4. DATE EXPERIMENTALE 2011-2012

Nr.crt.	Punct termic	Energie intrată în PT		Energie utilă de încălzire		Energie utilă apă caldă		Total energie utilă		Energie pierdută pe conducte și la consumatori		Energie pierdută în punctul termic		Total energie pierdută	
		Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%	Gcal/h	%
1	PT-1	0,774	100	0,441	57,003	0	0	0,441	57,003	0,3	38,787	0,033	4,21	0,333	42,997
2	PT-2	0,073	100	0,068	93,678	0	0	0,068	93,678	0,0035	4,817	0,0011	1,505	0,0046	6,322
3	PT-3A	0,198	100	0,173	87,145	0,018	9,25	0,191	96,395	0,0041	2,09	0,003	1,515	0,0071	3,605
4	PT-4	0,131	100	0,081	61,931	0,022	17,066	0,103	78,997	0,0025	18,715	0,003	2,29	0,028	21,003
5	PT-5	0,059	100	0,038	64,153	0	0	0,038	64,153	0,019	32,621	0,0019	3,226	0,021	35,847
6	PT-6	0,103	100	0,04	38,686	0,0033	3,214	0,043	41,9	0,056	54,518	0,0037	3,582	0,06	58,1
7	PT-7	0,166	100	0,088	53,296	0,031	18,632	0,119	71,929	0,041	24,457	0,006	3,614	0,047	28,071
8	PT-8	0,215	100	0,151	70,191	0,014	6,413	0,165	76,605	0,044	20,279	0,0067	3,116	0,05	23,395
9	PT-9B	0,054	100	0,029	53,282	0	0	0,029	53,282	0,023	47,28	0,0024	4,412	0,025	46,718
10	PT-9C	0,112	100	0,035	31,632	0	0	0,035	31,632	0,072	64,118	0,0047	4,25	0,077	68,368
11	PT-10	0,613	100	0,553	90,264	0	0	0,553	90,264	0,049	7,942	0,011	1,794	0,06	9,736
12	PT-10A	0,267	100	0,164	61,253	0,093	34,951	0,257	96,204	0,007	2,672	0,003	1,124	0,01	3,796
13	PT-11A	0,683	100	0,375	54,92	0,205	29,946	0,58	84,866	0,086	12,645	0,017	2,489	0,103	15,134
14	PT-11B	0,421	100	0,223	52,903	0	0	0,223	52,903	0,184	43,734	0,014	3,363	0,198	47,097
15	PT-12	0,682	100	0,668	82,657	0	0	0,668	82,657	0,124	15,363	0,016	1,98	0,014	17,343
16	PT-13	0,247	100	0,169	68,495	0,03	12,068	0,199	80,564	0,041	16,606	0,007	2,834	0,048	19,436
17	PT-14	0,199	100	0,143	72,11	0,049	24,392	0,192	96,501	0,055	2,797	0,0014	0,702	0,007	3,499
18	PT-15	0,559	100	0,445	79,564	0,098	17,546	0,543	97,109	0,012	2,175	0,004	0,716	0,016	2,891
19	PT-15A	0,329	100	0,185	56,098	0,059	17,97	0,244	74,068	0,072	21,922	0,013	4,01	0,085	25,932
20	PT-17	0,602	100	0,507	84,206	0	0	0,507	84,206	0,08	13,302	0,015	2,492	0,095	15,794
21	PT-18A	0,542	100	0,43	79,281	0	0	0,43	79,281	0,11	20,35	0,002	0,369	0,112	20,719
22	PT-18B	0,328	100	0,226	78,573	0	0	0,266	78,573	0,05	17,26	0,012	4,167	0,062	21,427
23	PT-19	0,069	100	0,067	97,299	0	0	0,067	97,299	0,0014	2,124	0,0004	0,577	0,0018	2,701
24	PT-23	0,092	100	0,064	69,96	0	0	0,064	69,96	0,024	25,692	0,004	4,378	0,028	30,03
25	PT-24 BLOC SOCIAL	0,133	100	0,124	93,307	0,00048	3,644	0,129	96,952	0,0032	2,465	0,001	0,752	0,004	3,048
26	PT-25	0,213	100	0,151	70,959	0	0	0,151	70,959	0,054	25,285	0,008	3,756	0,062	29,041
27	PT-26 PAROHIE	0,032	100	0,029	89,336	0	0	0,029	89,336	0,0028	8,789	0,0006	1,875	0,0034	10,664
28	PT-27 KEOPS	0,060	100	0,045	75,275	0,012	20,821	0,058	96,096	0,0018	3,071	0,0005	0,833	0,0023	3,904
29	PT-28 GRAD. CONSTR.	0,129	100	0,113	87,399	0,014	10,64	0,126	98,039	0,0015	1,186	0,001	0,775	0,0025	1,961
30	PT-29 SC.NR.1 S. V ECHI	0,087	100	0,085	98,095	0	0	0,085	98,095	0,0014	1,675	0,0002	0,23	0,0016	1,905
31	PT SC.NR.1 S. NOU	0,163	100	0,096	58,764	0,024	14,917	0,12	73,68	0,039	23,866	0,004	2,454	0,043	26,32
32	Casa Cruceru	0,004	100	0,00442	99,785	0	0	0,00442	99,785	0,0000095	0,215	0	0	0,0000095	0,215
33	TOTAL	8,340	100	6,01042	72,06445	0,67278	8,066577622	6,72742	80,66122005	1,5147095	18,16124403	0,2006	2,40517773	1,6113095	19,31947

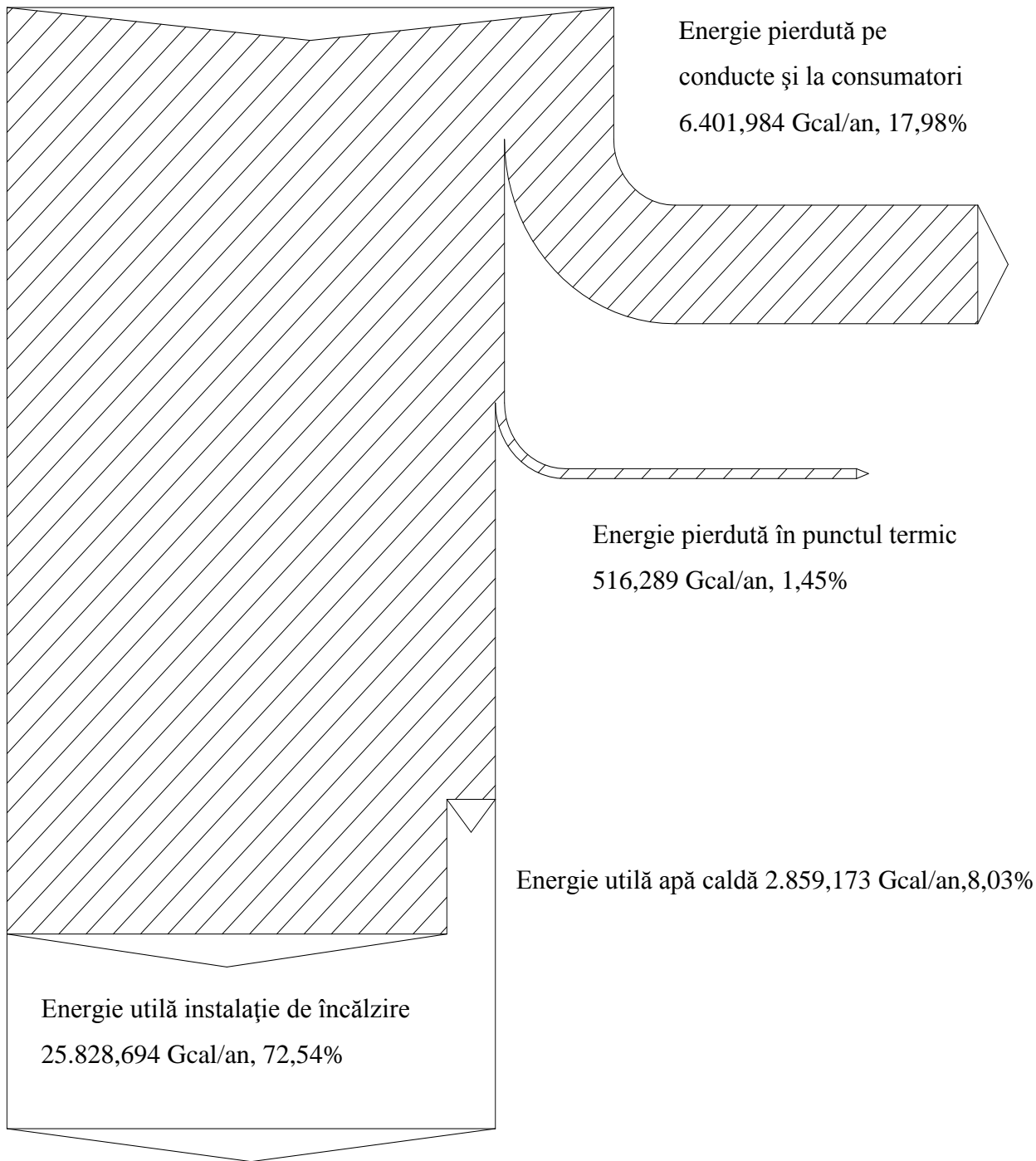
Energie intrată în punctul termic 40.809,44 Gcal/an, 100%



Total energie utilă 31.974,196 Gcal/an, 78,35%

Fig. 4.1. Diagrama Sankey a analizei reale anuale 2010-2011

Energie intrată în punctul termic 35.606,14 Gcal/an, 100%



Total energie utilă 28.687,867 Gcal/an, 80,57%

Fig. 4.2. Diagrama Sankey a analizei reale anuale 2010-2011

În tabelul 4.5 se prezintă rezumativ energia pierdută la nivelul SACET pentru anii 2010-2011 și 2011-2012, iar figura 4.3 valorile comparative pentru energiile pierdute în punctele termice, pe conductele de distribuție și totale pentru SACET, la nivelul anilor 2010-2011 și 2011-2012 [A29].

Tabelul 4.5. Energia pierdută la nivelul SACET pentru anii 2010-2011 și 2011-2012

Punct termic	En. pierdută în punctul termic 2010-2011	En. pierdută pe conducte și la consumatori 2010-2011	Total energie pierdută 2010-2011	En. pierdută în punctul termic 2011-2012	En. pierdută pe conducte și la consumat. 2011-2012	Total energie pierdută 2011-2012
	%	%	%	%	%	%
PT-1	4,215	34,356	38,571	4,21	38,787	42,997
PT-2	1,493	3,285	4,778	1,505	4,817	6,322
PT-3A	1,382	4,25	5,632	1,515	2,09	3,605
PT-4	2,128	52,145	54,223	2,29	18,715	21,003
PT-5	2,913	32,494	35,407	3,226	32,621	35,847
PT-6	4,143	48,783	52,926	3,582	54,518	58,1
PT-7	3,191	31,923	35,114	3,614	24,457	28,071
PT-8	4,199	42,93	47,129	3,116	20,279	23,395
PT-9B	3,882	37,064	40,946	4,412	42,28	46,718
PT-9C	4,329	53,479	57,808	4,25	64,118	68,368
PT-10	1,713	16,926	18,639	1,794	7,942	9,736
PT-10A	1,127	2,5	3,627	1,124	2,672	3,796
PT-11A	1,157	12,351	13,508	2,489	12,645	15,134
PT-11B	4,926	29,797	34,723	3,363	43,734	47,097
PT-12	1,972	17,194	19,166	1,98	15,363	17,343
PT-13	2,603	15,594	18,197	2,834	16,606	19,436
PT-14	0	0	0	0,702	2,797	3,499
PT-15	0,676	3,646	4,322	0,716	2,175	2,891
PT-15A	0	26,418	26,418	4,01	21,922	25,932
PT-17	2,431	12,105	14,536	2,492	13,302	15,794
PT-18A	0,122	16,481	16,674	0,369	20,35	20,719
PT-18B	2,985	24,907	27,892	4,167	17,26	21,427
PT-19	0	0	0	0,577	2,124	2,701
PT-23	4,673	26,808	31,481	4,378	25,692	30,03
PT-24	0,621	3,312	3,933	0,752	2,465	3,048
PT-25	4,545	14,609	19,154	3,756	25,285	29,041
PT-26	0	11,538	11,538	1,875	8,789	10,664
PT-27	0	3,685	3,685	0,833	3,071	3,904
PT-28.	0	0	0	0,775	1,186	1,961
PT-29	0	0	0	0,23	1,675	1,905
PT Scoala	3,425	21,372	24,797	2,454	23,866	26,32
Casa Cru.	0	4,71	4,71	0	0,215	0,215

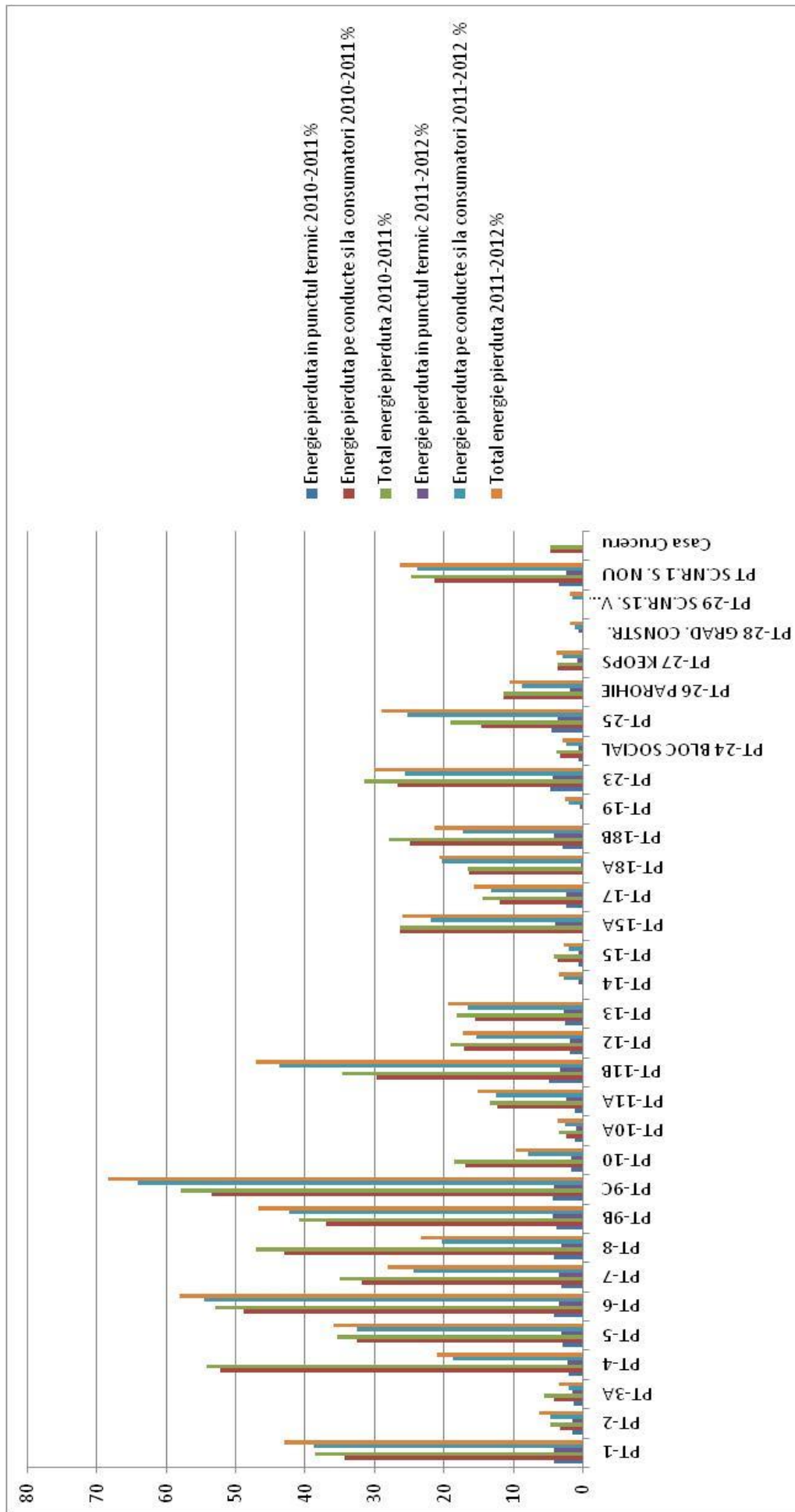


Fig. 4.3. Valori comparative pentru energiile pierdute în punctele termice, pe conductele de distribuție și totale pentru SACET, la nivelul anilor 2010-2011 și 2011-2012

4.1.3. Măsuri pentru modernizarea și eficientizarea sistemelor centralizate de alimentare cu căldură

a). Măsuri pentru îmbunătățirea eficienței la consumatorii de căldură

Măsurile pentru îmbunătățirea eficienței modului în care se consumă energia termică de către clienții racordați la sistemul centralizat de alimentare cu căldură sunt următoarele: montarea de ferestre de tip termopan pentru o izolare cât mai bună a apartamentelor, în vederea reducerii necesarului de energie termică pentru încălzire; montarea de robinete termostate care să asigure un consum cât mai mic de energie pentru asigurarea confortului termic; curățarea caloriferelor în vederea asigurării unui transfer optim de la rețeaua de alimentare către consumatorii de energie termică; înlocuirea caloriferelor acolo unde ele nu mai corespund din punct de vedere al calității și, simultan, măsurile de curățare nu ar duce la o eficiență în transferul termic suficient de ridicată; înlocuirea țevilor de distribuție verticală a căldurii din interiorul imobilelor, prin aplicarea soluției de distribuție orizontală, adaptată perfect ideii de contorizare individuală a consumatorilor de energie termică; executarea de lucrări de creștere a calității izolației imobilelor.

b). Măsuri pentru creșterea eficienței în sistemele de transport și distribuție a căldurii

Măsurile de creștere a eficienței în sistemul de transport și distribuție a energiei termice sunt următoarele:

Pentru rețeaua primară: redimensionarea conductelor de termoficare care transportă energia termică de la centrală la punctele termice, în concordanță cu previziunile privind necesarul maxim orar de căldură al consumatorilor; asigurarea unei izolații corespunzătoare pentru minimizarea pierderilor de transport.

Pentru punctele termice:

- înlocuirea completă a instalațiilor din dotarea punctelor termice cu echipamente moderne, dimensionate pentru noile valori ale cererii de energie termică; montarea de convertizoare de frecvență pentru asigurarea turației variabile a pompelor;
- introducerea unei instalații pentru recircularea apei calde de consum; introducerea automatizării pentru toate punctele termice;
- introducerea conducerii automate a procesului de distribuție a energiei termice funcție de necesarul estimat la consumatori (dispecerizarea); îmbunătățirea izolației termice a conductelor din punctul termic; curățarea sistematică a plăcilor de depuneri, menținând rezistența termică a schimbătoarelor sub valoarea $R^*_{sd} = 0,0006 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$, efectele fiind următoarele: reducerea pierderilor de căldură către mediul ambiant, micșorarea consumului de agent primar, majorarea sensibilă a randamentului energetic; asigurarea încărcării la sarcină nominală a aparatelor schimbătoare de căldură.

Pentru rețelele secundare:

- redimensionarea rețelelor secundare în conformitate cu consumurile previzionate pentru anii următori; introducerea unei conducte de recirculare pentru asigurarea calității în alimentarea cu apă caldă de consum; înlocuirea tuturor conductelor cu țevi preizolate, prevăzute cu fir de însoțire, capabile să asigure randamente foarte ridicate în procesul de distribuție a energiei termice [B35].

Conductele preizolate asigură: reducerea pierderilor de energie și, implicit, scăderea costurilor de transport; rezistență, siguranță și stabilitate în exploatare; au durabilitate în funcționare de circa 30 de ani; necesită un ritm scăzut de reparații curente și întreținere comparativ cu conductele izolate în mod clasic; siguranță la foc; nu produc zgomote și vibrații; sistemul de control al pierderilor de fluide, respectiv firul de semnalizare, cu care sunt dotate conductele preizolate, va semnaliza și localiza automat defectele de izolație sau avariile [B31].

4.1.4. Evaluarea performanțelor energetice ale SACET în perioada 2010-2012

Pentru a avea un reper de comparație, în tabelul 4.6 se prezintă consumul specific de energie la nivelul sistemelor de termoficare în câteva state europene [B1, B40].

Tabelul 4.6. Consumul specific de energie termică la nivelul unor state europene dezvoltate

Statul European		SUEDIA	DANEMARCA	GERMANIA	BELGIA	FRANTA
Consum specific de energie	kW _t caldura consumata/kW _t caldura livrata	1,08 – 1,12	1,11 – 1,14	1,12 – 1,15	1,12 – 1,16	1,15 – 1,22

Pe baza determinărilor experimentale s-a calculat consumul specific de căldură pentru punctele termice măsurate. Rezultatele au fost centralizate în tabelul 4.7 [A29].

Tabelul 4.7. Consumul specific de căldură la punctele termice măsurate din cadrul SACET

Nr.crt.	Punct termic	Consum specific de căldură 2010 ÷ 2011	Consum specific de căldură 2011 ÷ 2012
		kW _t căldură consumată/kW _t căldură livrată	kW _t căldură consumată/kW _t căldură livrată
1	PT-1	1,627895301	1,754298333
2	PT-2	1,050181818	1,067482175
3	PT-3A	1,05967709	1,037398848
4	PT-4	2,186875506	1,265868049
5	PT-5	1,548159531	1,558783867
6	PT-6	2,124332449	2,386646467
7	PT-7	1,541176246	1,390266192
8	PT-8	1,891412921	1,305402737
9	PT-9B	1,69337878	1,8768
10	PT-9C	2,370127606	3,161396574
11	PT-10	1,229090199	1,107865987
12	PT-10A	1,037630909	1,039456937
13	PT-11A	1,156175022	1,178328542
14	PT-11B	1,531929894	1,890239457
15	PT-12	1,237097637	1,209818718
16	PT-13	1,222446866	1,241250801
17	PT-14	1	1,036256339
18	PT-15	1,045174967	1,029767997
19	PT-15A	1,359035902	1,350106812

20	PT-17	1,170088018	1,187559165
21	PT-18A	1,200093978	1,261334598
22	PT-18B	1,386811448	1,27269748
23	PT-19	1	1,027754878
24	PT-23	1,459459459	1,42939502
25	PT-24 BLOC SOCIAL	1,040936723	1,033239751
26	PT-25	1,236924547	1,409270262
27	PT-26 PAROHIE	1,130434783	1,119371815
28	PT-27 KEOPS	1,038256956	1,040626649
29	PT-28 GRAD. CONSTR.	-	1,019998529
30	PT-29 SC.NR.1S. V ECHI	-	1,019417148
31	PT SC.NR.1 S. NOU	1,329732948	1,357214419
32	Casa Cruceru	1,049414162	1,002158662
33	TOTAL	1,277315953	1,264058629

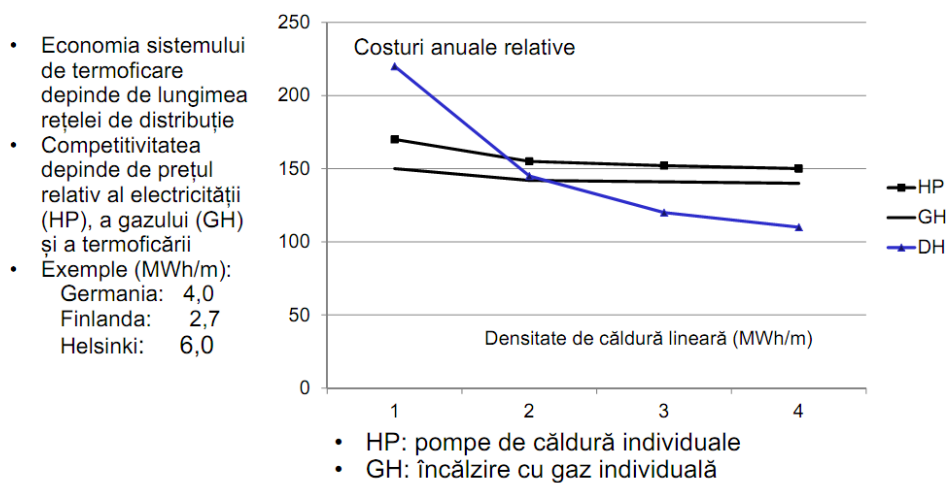
În tabelul 4.7 valorile bolduite sunt în afara domeniului de variație eficient, iar celelalte valori se încadrează spre limita inferioară a intervalelor cu eficiență ridicată. Aceste valori favorabile se datorează încărcării eficiente a rețelelor aferente punctelor din tabel atât din punct de vedere al lungimii rețelei cât și a numărului de consumatori. Pentru celelalte puncte cu consum specific de energie ridicat, singura soluție de eficientizare constă în branșarea unui număr de consumatori adecvat. Stabilirea zonelor unitare de încălzire răspunde perfect dezideratului impus de un consum specific redus de energie.

Pentru a completa cu componenta economică, evaluarea performanțelor punctelor termice din cadrul SACET, s-a calculat cererea specifică de căldură (tabelul 4.8) [A29], comparându-se cu valorile existente la sistemele de termoficare din UE (figura 4.4).

Tabelul 4.8. Cererea specifică de căldură prntru 2010-2011 și 2011-2012 din cadrul SACET

Nr. crt.	Punct termic	Cererea specifică de caldură 2010 ÷ 2011	Cererea specifică de caldură 2011 ÷ 2012
		MWh/m	MWh/m
1	PT-1	1,393786401	1,19577901
2	PT-2	0,055111417	0,060129023
3	PT-3A	0,378957864	0,345777222
4	PT-4	0,1645688	0,11467294
5	PT-5	0,057008859	0,032600212
6	PT-6	0,230312254	0,154040014
7	PT-7	0,243191595	0,214733004
8	PT-8	0,248831485	0,163604799
9	PT-9B	0,943594167	0,948826667
10	PT-9C	1,204714026	0,853974499

11	PT-10	1,59112611	1,519252812
12	PT-10A	2,238666667	2,047
13	PT-11A	1,579392823	1,386536372
14	PT-11B	1,351454927	1,231520615
15	PT-12	0,582176831	0,545706357
16	PT-13	1,195629492	0,640608426
17	PT-14	3,952579926	1,551465428
18	PT-15	0,586813166	0,554102297
19	PT-15A	0,770240432	0,6761684
20	PT-17	0,624484848	0,652673401
21	PT-18A	1,909725044	1,986700525
22	PT-18B	0,680320194	0,731090358
23	PT-19	0,303485	0,36261225
24	PT-23	0,565532828	0,486252525
25	PT-24	11,23243333	9,278966667
26	PT-25	1,856693548	1,797616935
27	PT-26	6,0697	6,6976
28	PT-27	6,6976	8,372
29	PT-28	-	10,79988
30	PT-29	-	9,10455
31	PT SC.1	0,812707447	0,907337766
32	Casa Cruceru	2,109744	1,854398
33	TOTAL	0,7304	0,635



Sursa: Arcieves of Finnish Aalto team

Sursa: www.helen.fi

Fig. 4.4. Influența densității de căldură liniară asupra costurilor anuale relative [B59]

Se observă că valoarea costurilor anuale relative în cadrul SACET se încadrează în domeniul eficient pentru punctele termice încărcate cu potențialul termic apropiat de potențialul nominal al punctului și cuplate la rețele cu dimensiuni economice. Pentru celelalte puncte termice nerespectarea încărcării economice majorează costurile anuale relative cu 60%. Prezentarea sintetică a unor măsuri capabile să asigure o evoluție sustenabilă pentru SACET, este vizualizată în figura 4.5.

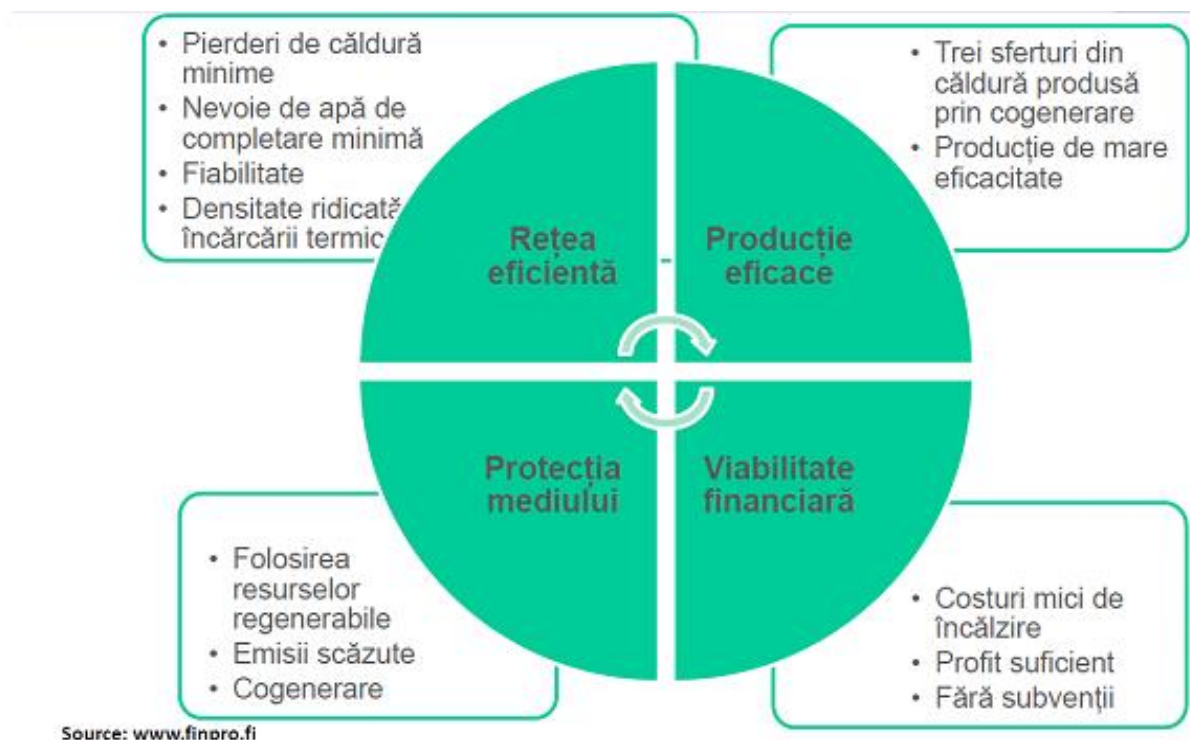


Fig. 4.5. Aspecte economice ale rețelelor de termoficare. Criterii generale pentru dezvoltarea durabilă a SACET [B59]

4.1.5. Stabilirea performanțelor SACET pe baza indicatorilor energetici calitativi

Documentele statistice referitoare la sistemele de termoficare din România, evidențiază faptul că pierderile totale de energie termică au o valoare medie încadrată în domeniul $20 \div 45$ %. În urma determinărilor experimentale, efectuate în perioada 2010 ÷ 2012 la componentele SACET, au rezultat următoarele valori:

a. Pierderi totale de energie termică la nivelul sistemului

- pierderi totale de energie termică, în punctele termice, pe rețeaua de distribuție și la utilizatori, în sezonul 2010 ÷ 2011, în valoare de **21,65** %;
- pierderi totale de energie termică, în punctele termice, pe rețeaua de distribuție și la utilizatori, în sezonul 2011 ÷ 2012, în valoare de **19,43** %;

Rezultă că la această categorie de pierderi SACET se încadrează la limita inferioară a valorilor medii naționale.

b. Pierderi totale de energie termică la nivelul punctelor termice

Tabelul 4.9. Pierderi de energie termică în PT [A10]

Nr.crt	2010 ÷ 2011		2011 ÷ 2012	
	Interval de variație a pierderilor [%]	Pondere puncte termice încadrate în interval [%]	Interval de variație a pierderilor [%]	Pondere puncte termice încadrate în interval [%]
1	1 ÷ 7	30	1 ÷ 7	35,48
2	10 ÷ 20	26,7	10 ÷ 20	19,36
3	20 ÷ 45	30	20 ÷ 45	35,48
4	> 45	13,3	> 45	9,68

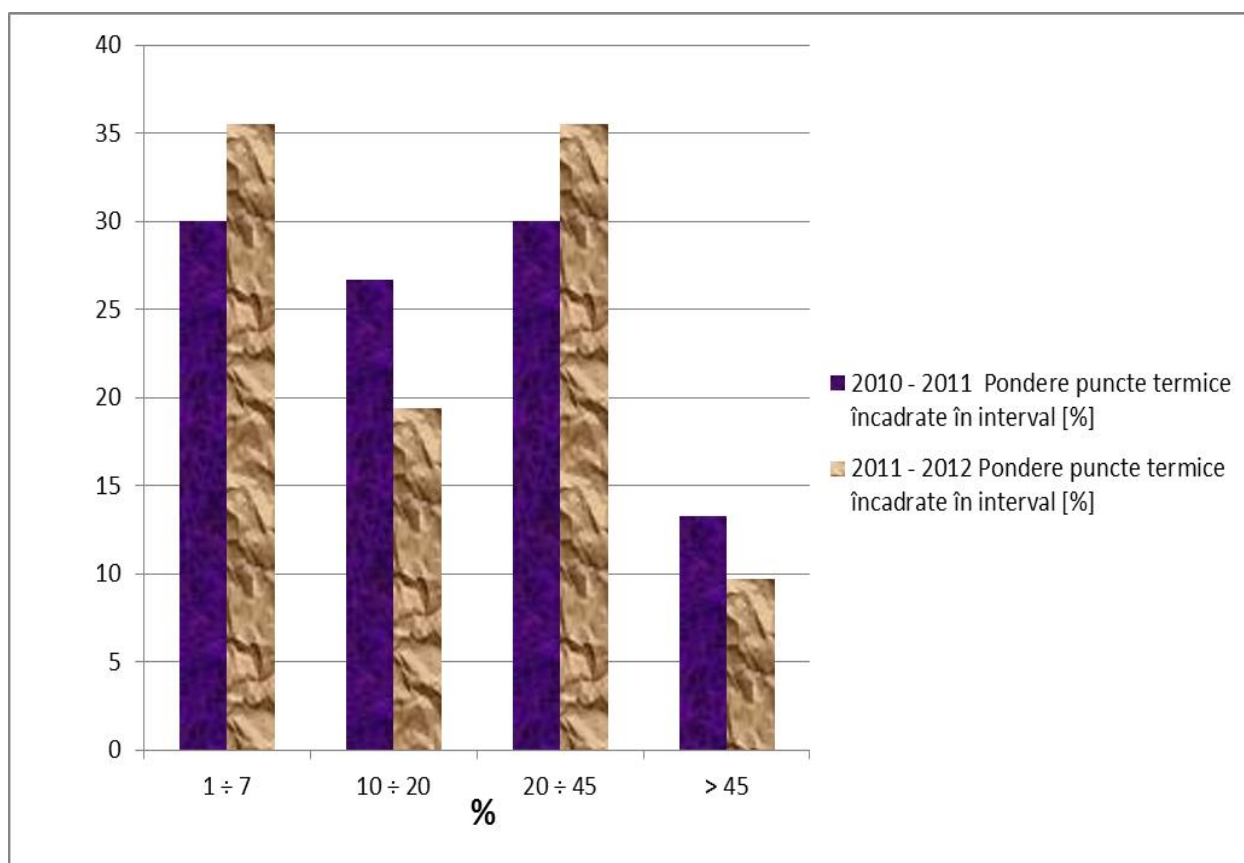


Fig. 4.6. Prezentare comparativă a pierderilor aferente subsistemelor punct termic – rețea de distribuție – utilizatori de energie termică [A29]

Din tabelul 4.9 și din figura 4.6, rezultă că 54,84 % dintre punctele termice au pierderi mai reduse decât media națională, 35,48 % se încadrează în media națională, iar 9,68 % depășesc media națională.

În figura 4.7 se prezintă o analiză comparativă a consumului specific de căldură pe anii 2010 și 2011 în cadrul societății analizate, iar în figura 4.8. variația cererii specifice de căldură la punctele termice în sezoanele 2010÷2011 și 2011÷2012 [A29].

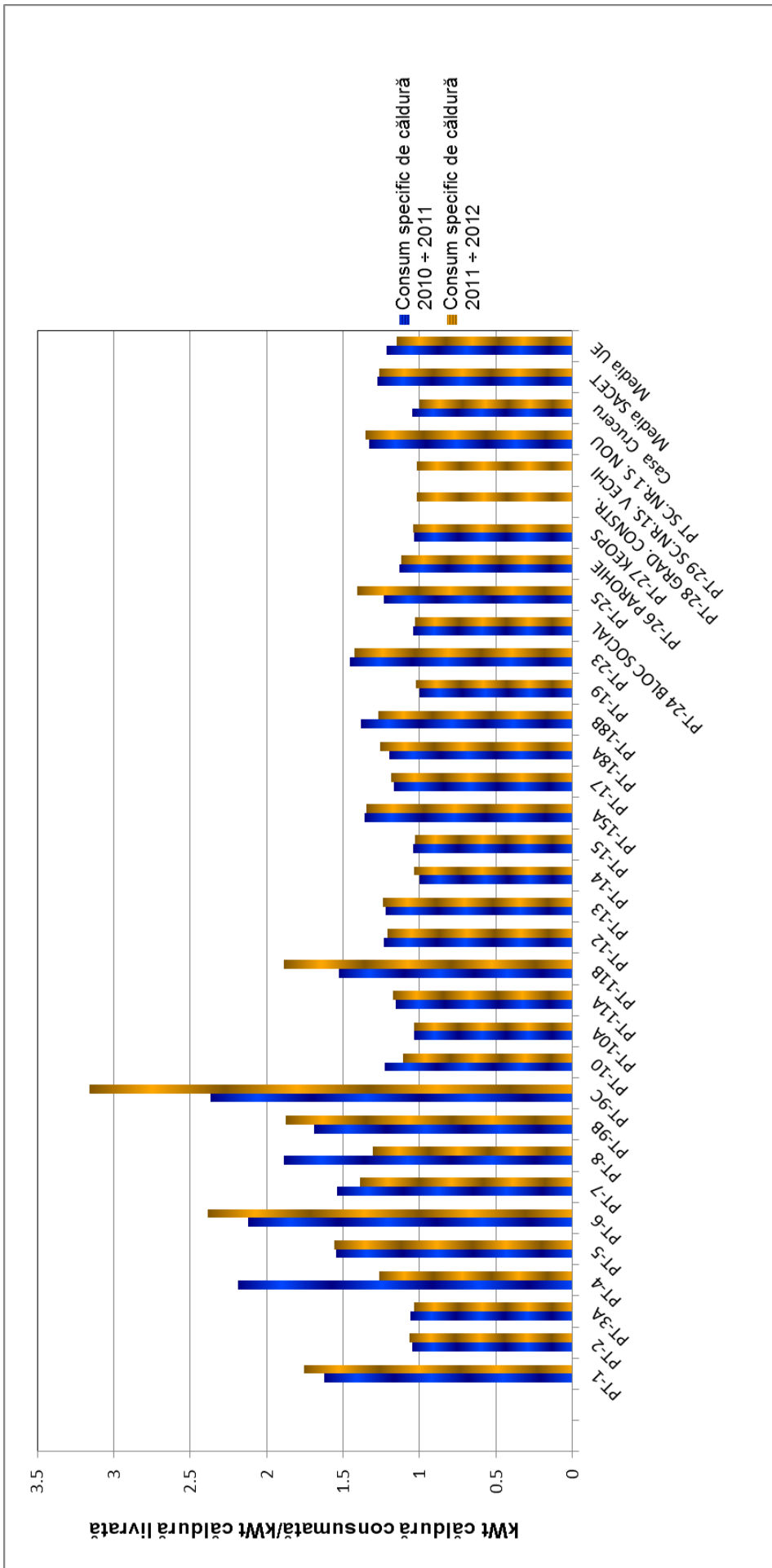


Fig. 4.7. Variația consumului specific de căldură la punctele termice în sezoanele 2010÷2011 și 2011÷2012

Din figura 4.7 rezultă că 53,13 % dintre punctele termice aferente SACT Petroșani se încadrează în valoarea medie europeană referitoare la consumul specific de căldură.

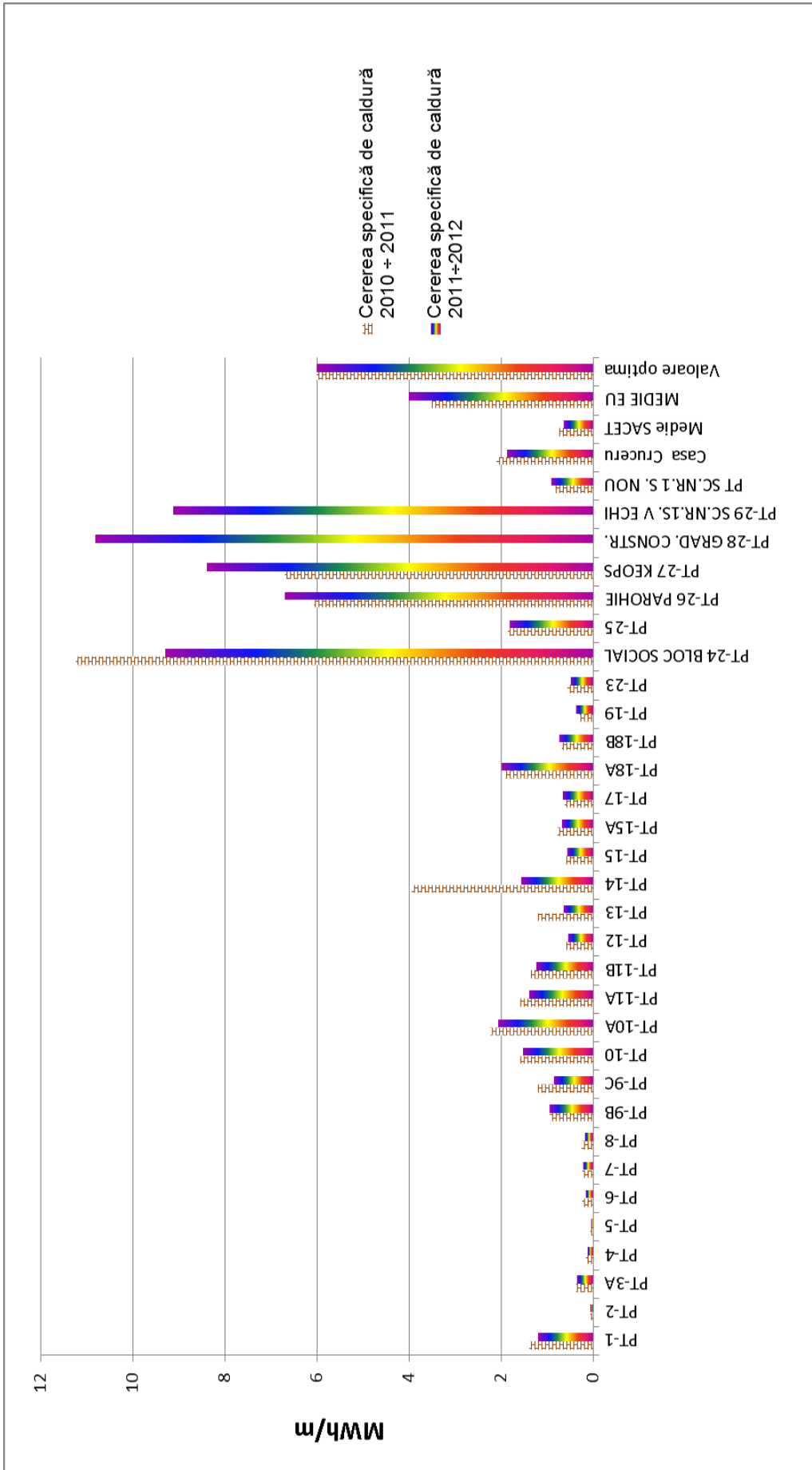


Fig. 4.8. Variația cererii specifice de căldură la punctele termice în sezoanele 2010-2011 și 2011-2012

Din figura 4.8 rezultă că punctele termice care se încadrează în media europeană și în valoarea optimă sunt punctele termice cu rețele de distribuție de lungime redusă și cu utilizatori corespunzători sarcinii nominale a punctului. Valorile reduse pentru celelalte puncte termice se datorează debransării unui număr mare de utilizatori [A29].

4.2. CUANTIFICAREA ENERGETICĂ A INEFICIENȚELOR TERMODINAMICE DIN SISTEMELE DE DISTRIBUȚIE A APEI CALDE

4.2.1. Elaborarea modelului de calcul

Evaluarea performanței energetice a sistemelor de termoficare implică analiza completă a subsistemelor componente. În acest context comportamentul conductelor de transport și distribuție a apei calde de consum ocupă o pondere importantă.

Sunt dezvoltate scenarii de rehabilitare termică pentru rețelele de distribuție a apei calde atât din punct de vedere energetic cât și al impactului asupra mediului [B56]. Metoda de studiu se bazează pe ecuațiile de transfer termic corespunzător a patru situații abordate în raport cu obiectivele lucrării. Simularea celor 4 cazuri s-a efectuat utilizându-se un program numeric de calcul. Rezultatele obținute atât din punct de vedere energetic cât și privind impactul asupra mediului au fost prezentate grafic.

Pentru evaluarea comportamentului energetic al sistemelor de distribuție a apei calde, în diferite ipoteze de alcătuire și funcționare, sunt prezentați următorii indicatori: cantitatea de căldură acumulată în conducte (apă și material); evoluția temperaturii apei calde în conducte, în regim staționar; cantitatea de căldură cedată de apa caldă stagnantă către mediul ambiant, până la atingerea temperaturii minime de confort; pierderea specifică de căldură pentru conducte de apă caldă în regim dinamic; grosimea minimă a izolației termice în funcție de conductivitatea termică a materialului termoizolant și de clasa de izolare.

Evaluarea indicatorilor enunțați s-a făcut prin aplicarea ecuațiilor de analiză termică adaptate condițiilor funcționale specifice, considerând parametrii geometrici și fizici corespunzători materialului analizat și ipotezelor de lucru. Pentru temperaturi, au fost utilizate valorile normalizate prin standardele naționale și normele europene, respectiv 60 °C și 10 °C pentru temperaturile apei calde și reci și 40 °C temperatura minimă de confort pentru utilizarea apei calde de consum. Ecartul de temperatură a mediului ambiant, aferent zonei analizate a fost de la +10 °C la -10 °C.

Calculul a fost efectuat atât pentru conducte neizolate cât și pentru conducte izolate în regim de curgere staționar, în funcție de clasele de izolare impuse pentru conductele de apă caldă prin Norma europeană EN 12828 - "Sisteme de încălzire în clădiri".

Calculul temperaturii apei calde în conducte în regim staționar

În intervalele de stagnare dintre două utilizări, volumele de apă reținute în conductele fără recirculare cedează căldură mediului exterior. În funcție de timpul de staționare și nivelul de izolare termică, temperatura poate să scadă sub limita temperaturii de confort, considerată de 40°C.

Evoluția temperaturii în timp, în funcție de caracteristicile materialului, se exprimă prin relația [B31]:

$$\theta_f = \theta_{amb} + (\theta_{ac} - \theta_{amb}) \cdot e^{-\frac{K \cdot S}{m \cdot c} \cdot \tau} \quad (4.1)$$

Cantitatea de căldură cedată mediului ambiant de către apa caldă, în regim staționar, până la atingerea temperaturii minime admisibile $t_{min} = 40$ °C, corespunzător timpului de stagnare, se calculează prin aplicarea relației:

$$Q = m_{apa} \cdot c_{apa} \cdot (\theta_{ac} - \theta_f) \quad (4.2)$$

Pierderi specifice de căldură pentru conducte de apă caldă în regim dinamic

În regim dinamic, pierderile de căldură raportate la unitatea de lungime se calculează cu relația:

$$q = K \cdot \Delta\theta \quad (4.3)$$

Cedarea specifică de căldură de la apă spre mediul ambiant este influențată de regimul de curgere, iar coeficientul global de transmisie termică se determină diferențiat după cum urmează:

Pentru conducte neizolate:

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_j \cdot h_j} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_j \cdot \ln \frac{D_e}{D_j}} + \frac{1}{\pi \cdot D_e \cdot h_e}} \quad (4.4)$$

în care h_i este coeficientul de transfer de căldură superficial la interior:

$$h_i = 2538 \cdot \frac{v^{0,8}}{D_i^{0,2}} \quad (4.5)$$

$$h_e = 9,4 + 0,052(\theta_{ac} - \theta_{amb}) \quad (4.6)$$

(pentru conducte izolate se adoptă $h_e = 10$).

Pierderile specifice se determină pentru pași succesivi ai ecartului $\theta_{acc} - \theta_{amb}$ egali cu 5°C între limitele maxime și minime pentru θ_{ac} : $60^\circ\text{C} - 40^\circ\text{C}$ ($\theta_{amb} = 20^\circ\text{C}$).

Pentru conducte izolate s-a folosit Norma europeană EN 12828 - "Sisteme de încălzire în clădiri", nivelul de izolare termică al conductelor purtătoare de apă caldă (agent termic și apă caldă de consum) fiind diferențiat în șase clase cu valori minime impuse pentru coeficientul global de transmisie termică după cum urmează: Clasa de izolare 1: $K = 3,3 D_e + 0,22$ [W/m grad]; Clasa de izolare 2: $K = 2,6 D_e + 0,20$ [W/m grad]; Clasa de izolare 3: $K > 2,0 D_e + 0,18$ [W/m grad]; Clasa de izolare 4: $K = 1,5 D_e + 0,16$ [W/m grad]; Clasa de izolare 5: $K = 1,1 D_e + 0,14$ [W/m grad]; Clasa de izolare 6: $K = 0,8 D_e + 0,12$ [W/m grad].

4.2.2. Simularea numerică a celor 4 scenarii analizate. Rezultate

Pe baza relațiilor termodinamice prezentate s-au întocmit programe numerice de calcul care evidențiază variațiile performanțelor energetice ale rețelei pentru diferite diametre și clase de izolare. Programele numerice de calcul s-au realizat pentru diametrele exterioare: $D_{108} = 108$ mm; $D_{89} = 89$ mm; $D_{76} = 76$ mm; $D_{63} = 63$ mm [A11].

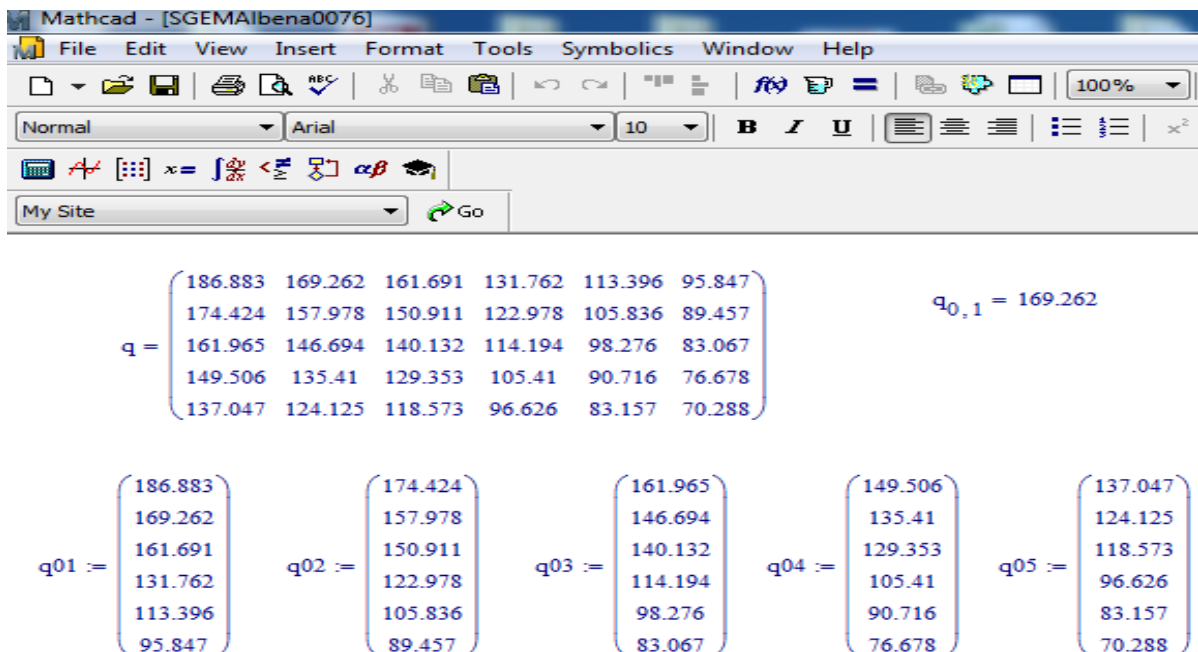


Fig. 4.9. Captură de ecran cu matricea de valori a pierderilor specifice de căldură corespunzător unuia dintre scenarii

Variațiile pierderilor specifice de căldură (W/m) pentru conducte izolate conform celor 6 clase de izolare sunt prezentate în figurile 4.10 - 4.13 [A11]. Rezultatele obținute în figurile 4.10-4.13 sunt în concordanță cu cele prezentate, în alte coordonate, din literatura de specialitate.

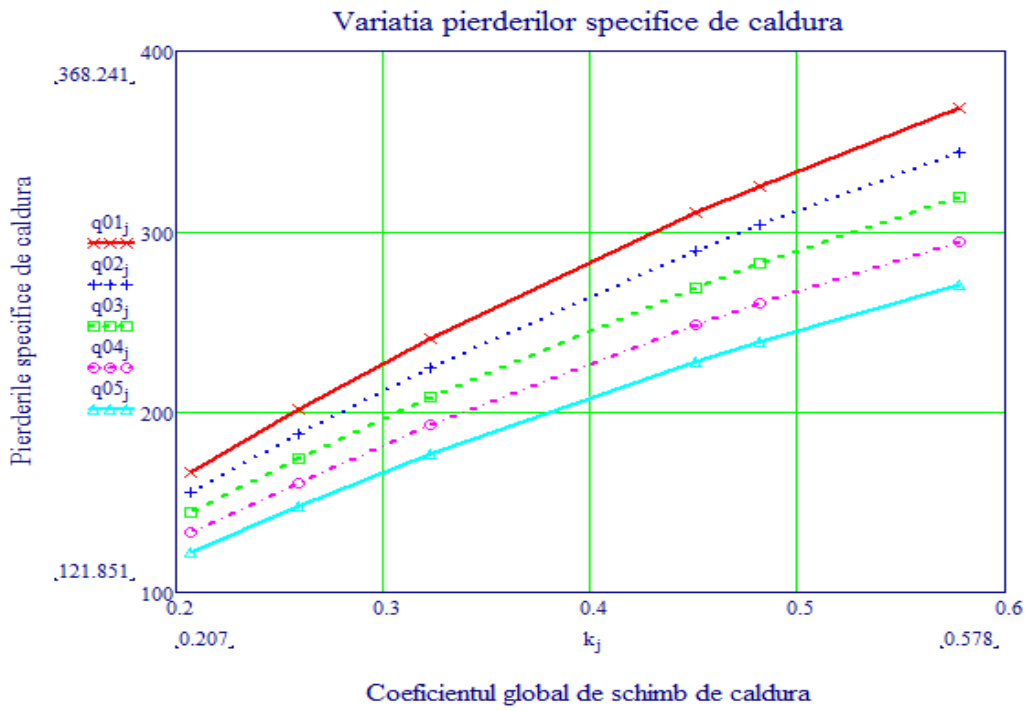


Fig. 4.10. Variația pierderilor specifice de căldură în funcție de coeficientul de schimb de căldură pentru diametrul exterior al conductei $d_e = 0,109$ m și ecartul de temperatură 20°C

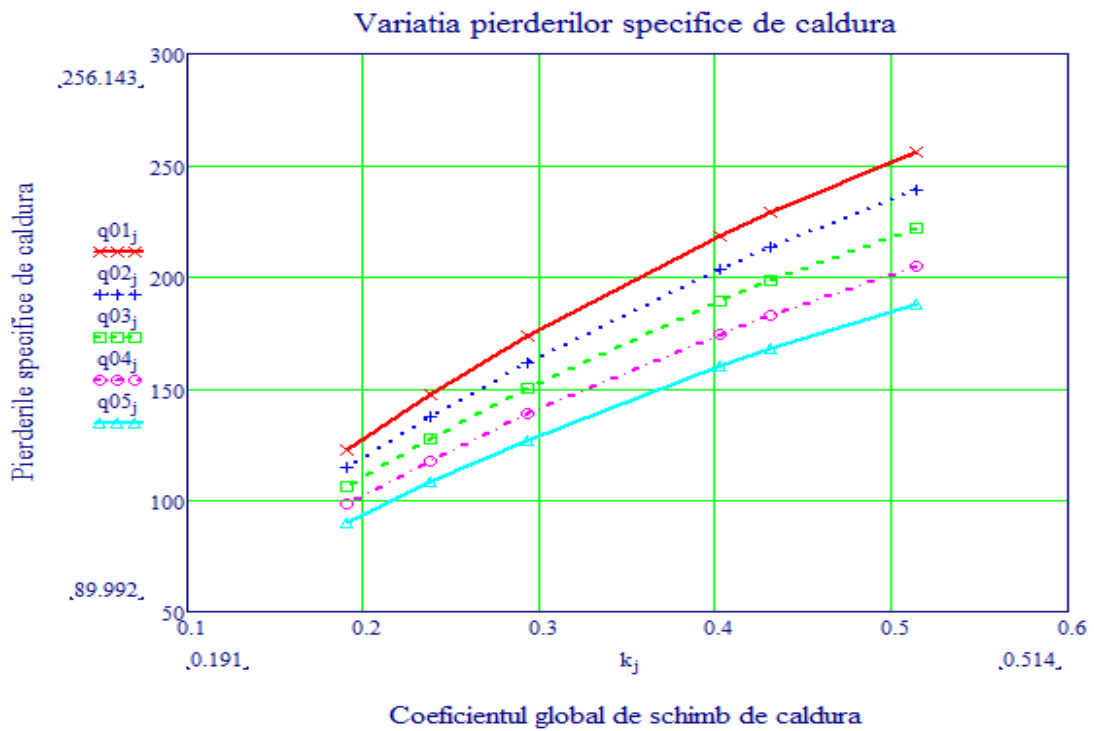


Fig. 4.11. Variația pierderilor specifice de căldură în funcție de coeficientul de schimb de căldură pentru diametrul exterior al conductei $d_e = 0,089$ m și ecartul de temperatură 20°C

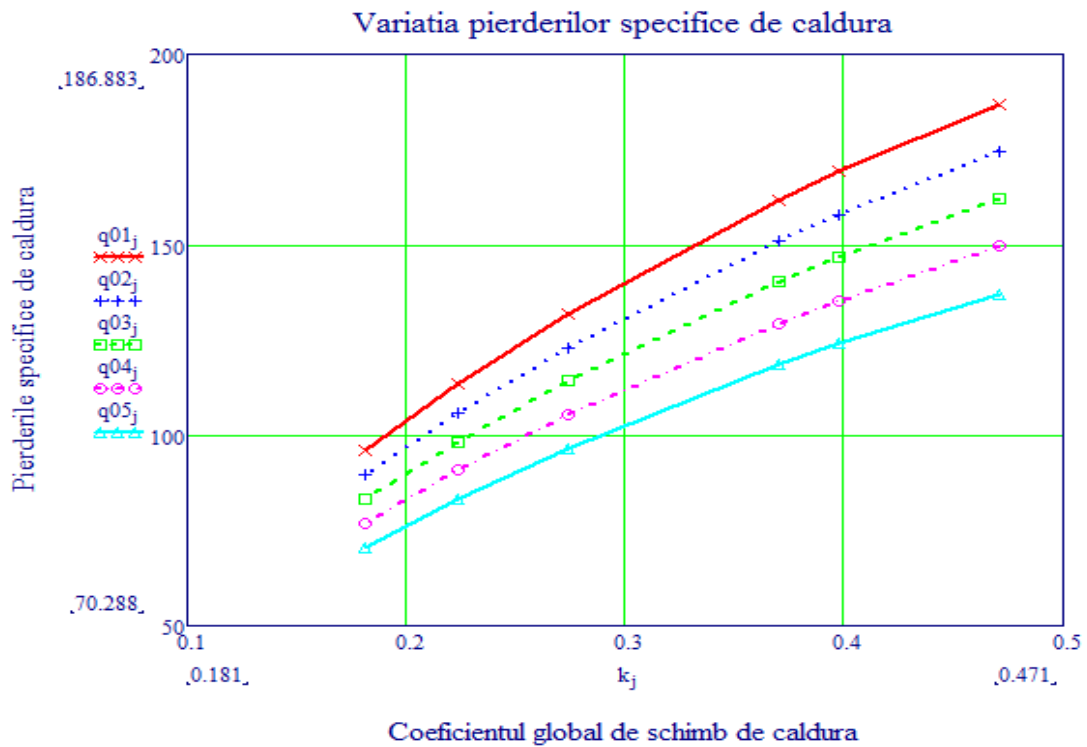


Fig. 4.12. Variația pierderilor specifice de căldură în funcție de coeficientul de schimb de căldură pentru diametrul exterior al conductei $d_e = 0,076$ m, $d_i = 0,065$ și ecartul de temperatură 20 °C

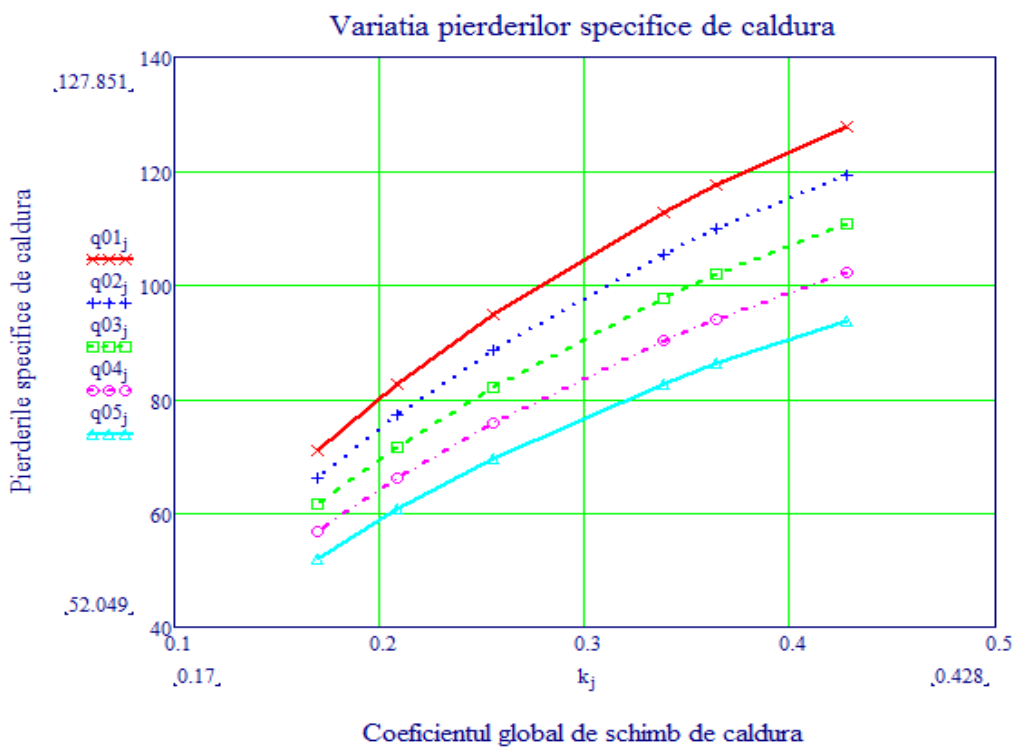


Fig. 4.13. Variația pierderilor specifice de căldură în funcție de coeficientul de schimb de căldură pentru diametrul exterior al conductei $d_e = 0,063$ m, $d_i = 0,051$ m și ecartul de temperatură 20 °C

Pe baza datelor din figurile 4.10 - 4.13 s-au calculat diferențele dintre pierderile specifice de putere termică pentru conducta neizolată și pentru conducta izolată. Amplificând diferențele rezultate cu lungimile corespunzătoare celor 4 diametre diferite s-au obținut economiile de putere termică. (fig. 4.14) [A11].

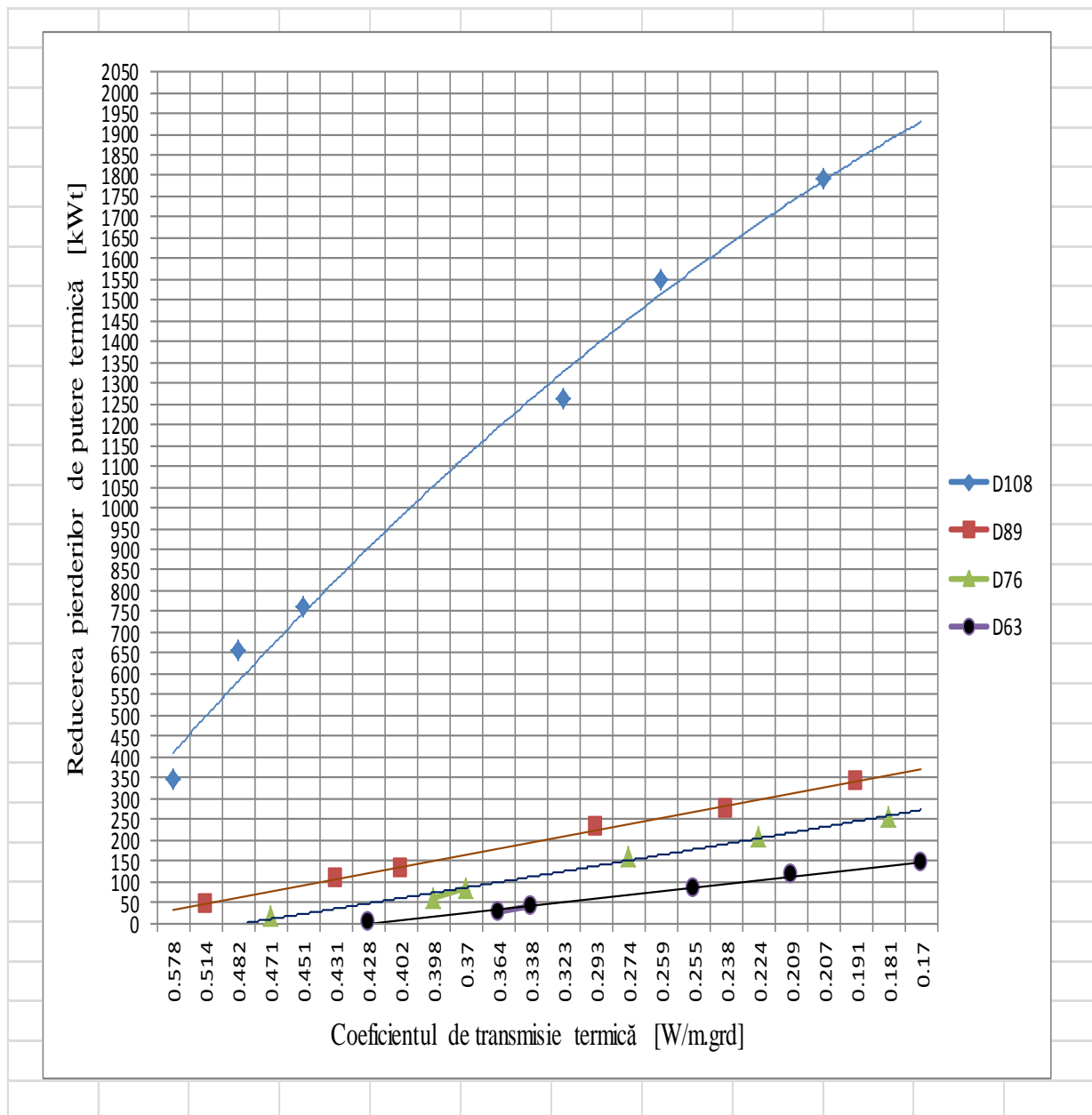


Fig. 4.14. Reducerea pierderilor de putere termică în funcție de coeficientul de transmisie termică și de diametrul conductei

Din figura 4.14 rezultă o diferență considerabilă între reducerile aferente diametrelor D76, D89, D63 în comparație cu D108. Explicația se referă la faptul rețelele corespunzătoare diametrelor D76, D89, D63 sunt aproximativ egale, în timp ce lungimea corespunzătoare diametrului D108 este de 4 ori mai mare. Un alt efect se referă și la suprafața de transfer termic mai mare la diametrul D108. Pe baza programelor numerice de calcul, a datelor experimentale și a diagramelor prezentate în figurile 4.10 - 4.14, s-au calculat economiile minime și maxime de putere termică. În funcție de emisiile CO₂ de la sursa de energie termică s-au calculat valorile emisiilor aferente economiilor determinate anterior. Calculele finale evidențiază în figura 4.15 următoarele efecte, în plan energetic și ambiental, corespunzătoare soluțiilor de izolare anterior precizate:

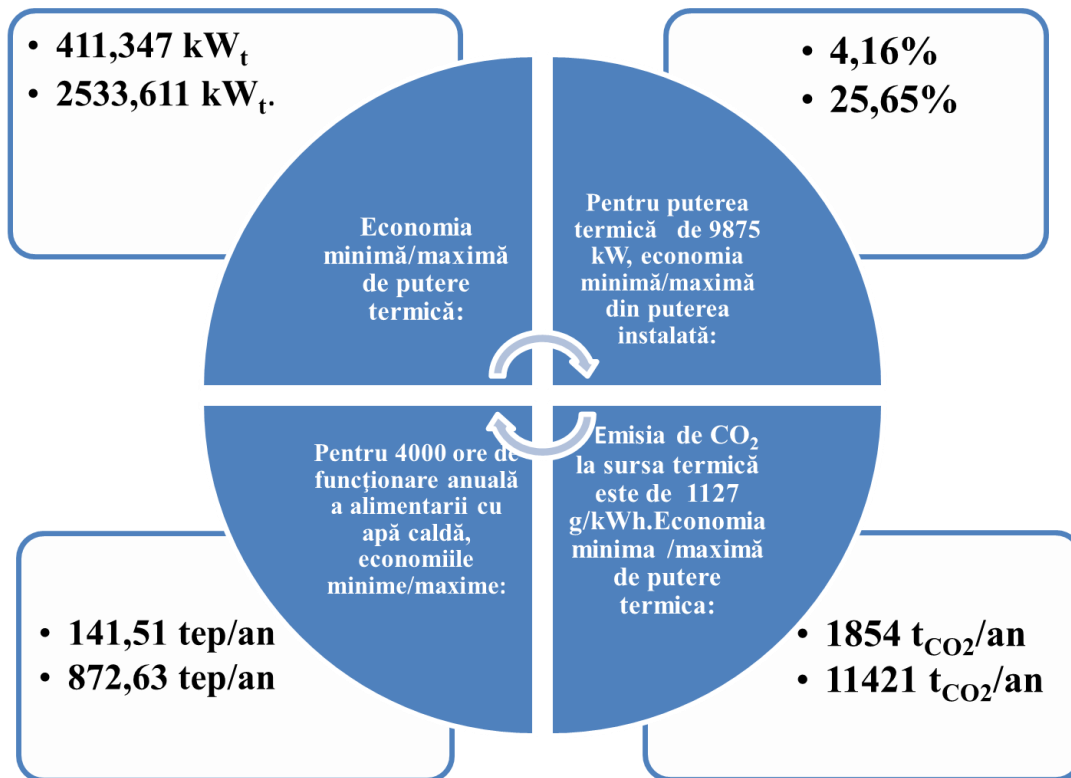


Fig. 4.15. Efecte în plan energetic și ambiental, corespunzătoare soluțiilor de izolare

Decizia referitoare la soluția de reabilitare a rețelei studiate trebuie luată corelând informațiile energetice și ambientale cu costurile investițiilor și cu durata de recuperare în funcție de economiile realizate și de reducerea impactului ambiental.

CAPITOLUL 5

ANALIZA PERFORMANTELOR CANTITATIVE ȘI CALITATIVE A ECHIPAMENTELOR TERMICE DIN CADRUL UNOR GRUPURI ENERGETICE

5.1. ASPECTE JUSTIFICATIVE

Elaborarea unor măsuri de creștere a eficienței energetice și de reducere a consumurilor specifice presupune analizarea situației reale și optime a transformatorului de energie. Se abordează modul în care poate fi soluționată problematica elaborării soluțiilor optime privind utilizarea căldurii sub formă de abur și apă caldă pentru o variantă tehnologică dată. Prezentul capitol are ca obiect stabilirea cantităților de căldură reale și optime care intră și ies în/dintr-un generator de apă caldă/abur, determinarea parametrilor de performanță energetică, stabilirea măsurilor de creștere a eficienței energetice și a efectelor în plan energetic. Acestea stau la baza calculelor tehnico-economice realizate cu scopul alegerii soluțiilor tehnologice optime. Auditurile energetice s-au efectuat pe baza ghidurilor în vigoare [B12, B14, B32], anumite componente fiind calculate prin metode originale, respectându-se prevederile ISO 50.001, vizând calitatea și managementul energiei. Contribuția proprie se referă la identificare zonelor cu pierderi de energie din cadrul centrelor de consum energetic (CCE), în exprimarea analitică a acestora și cuantificarea valorică a lor [A20, A25]. Propunerile referitoare la creșterea eficienței energetice a proceselor analizate, pentru cazul creării de consumatori-tampon de energie electrică, precum și pentru recuperarea, valorificarea resurselor energetice secundare reprezintă contribuții personale, studiile urmărind aspectele sinergice referitoare la energie/protecția mediului. Transformarea energiei chimice a combustibilului prin arderea acestuia în energie termică este însoțită de o serie de pierderi energetice. Pentru aceasta este nevoie de o serie de date de calcul de intrare obținute prin măsurare "in situ". Calculul mărimilor energetice de intrare și ieșire s-a realizat prin conceperea unor programe numerice de calcul. În vederea determinării ponderii pierderilor de energie, o parte din parametrii necesari calculului s-au determinat experimental utilizând aparatura de laborator existentă în cadrul colectivului de *Procese termice și fluidice*, o parte s-au calculat (de exemplu coeficientul global de transfer de căldură, etc) iar o altă parte s-au determinat consultând literatura de specialitate (entalpii, călduri specifice, etc). În studiu s-au luat în considerare regimurile real orar și optim orar de funcționare. Pentru acestea s-au determinat prin calcul mărimile termoenergetice (căldurile) reale de intrare, energia (căldura) utilă reală și mărimile termoenergetice reale (căldurile) de ieșire. Astfel, determinarea cantității de gaz natural consumat s-a bazat pe indicațiile contoarelor montate la utilizatori iar debitul de apă caldă/abur livrat de generatorul de apă caldă/abur s-a determinat experimental utilizând un debitmetru ultrasonic Fluxus ADM 6725 dotat cu senzori de temperatură pe agentul cald și agentul rece. Măsurarea compoziției gazelor de ardere, a temperaturii gazelor de ardere, a excesului de aer, a vitezei de curgere a gazului și a debitului volumic de gaze de ardere s-a făcut utilizând un gazoanalizor Testo 350 echipat cu un tub Pitot-Prandtl. Pentru stabilirea debitului de aer s-a utilizat un anemometru cu cupe. Temperatura și umiditatea aerului s-a determinat utilizând un termometru ULTRACUST- Termophil 4444 și un psihometru Asman sau un aparat multifuncțional tip Voltcraft. Determinarea puterii calorifice inferioare a gazului natural/cărbunelui s-a realizat în laborator utilizând calorimetrul Junkers, respectiv bomba calorimetrică. Temperatura medie a pereților generatorului de apă/abur s-a stabilit utilizând o camera de termoviziune în infraroșu HIOKI 2D THERMO HiTESTER 3460-50. Unitatea de referință pentru cantitățile de căldură determinate se referă la o oră sau un an. Pe baza valorilor cantităților de căldură obținute s-au stabilit parametrii termoenergetici de performanță corespunzători regimului real/optim de funcționare, Ținând seama de valorile parametrilor de performanță s-au propus măsuri de creștere a eficienței energetice și de reducere a consumului specific de combustibil, efectele obținute cuantificându-se concret în plan energetic.

5.2. ANALIZA ENERGETICĂ REALĂ ȘI OPTIMĂ LA GENERATOARE DE APĂ CALDĂ/ABUR

Se pune problema determinării parametrilor energetici și a cuantificării efectelor în plan energetic prin măsurile propuse de economisire a energiei, pentru un generator de apă caldă/abur. Ținând seama de cele precizate în paragraful 5.1, în continuare se vor prezenta rezumativ rezultatele obținute pentru 4 situații distincte: analiza energetică *real orară* pentru *generatorul de apă caldă*, analiza energetică *optim orară* pentru *generatorul de apă caldă*, analiza energetică *real orară* pentru *generatorul de abur*, analiza energetică *optim orară* pentru *generatorul de abur*.

5.2.1. Analiza energetică reală și optimă a unui generator de apă caldă

Instantanee în care se relizează măsurarea unor mărimi energetice la generatorul de apă caldă se prezintă în figurile 5.1-5.4 [A25]. Rulând programul numeric de calcul pentru situația reală și cea optimă s-au determinat mărimile termoenergetice orare de intrare și ieșire, rezultatele obținute fiind prezentate atât ca valoare cât și procentual în diagrame Sankey (fig. 5.5, 5.6, 5.7, 5.8) [A25].



Fig. 5.1 Măsurare compoziție gaze de ardere și debit masic apă caldă

```

\SOURCE=Measuring data set from received data[05]
\START : 14.10.2009 12:21:20
\PARAMS
Par.Record : Par.Record 09
Meas. Point No.: A:1
Pipe
Outer Diameter : 61,2 mm
Wall thickness : 5,6 mm
Roughness : 1,0 mm
Pipe Material : Carbon Steel
Lining : WITHOUT LINING
Medium
Medium Temperat. : 70 C
Fluid pressure : 1,00 bar
Transducer Type : M2N73831
Sound Path : 4 NUM
Transd. Distance : 90,0 mm
Damping : 6 S
Full-Scale val. : 100,00 kg/s
Current Loop : 4/20 mA
Storage Rate : 00:00:10 SAMPLES
Physic. Quant. : MASS Flow
Unit Of Measure : [kg/s]/[kg]
Numb. of Meas. val : 92

```

*DATE	TIME	MEASURE [kg/s]	Q_POS [kg]	Q_NEG [kg]	T1 [°C]	F
14.10.2009	12:21:20	0,25	+455998734,00		?UNDEF	
14.10.2009	12:21:30	0,21	+455998736,00		55,8	
14.10.2009	12:21:40	0,22	+455998738,00		56,3	
14.10.2009	12:21:50	0,21	+455998740,00		56,7	
14.10.2009	12:22:00	0,21	+455998742,00		57,1	
14.10.2009	12:22:10	0,21	+455998744,00		57,6	
14.10.2009	12:22:20	0,21	+455998746,00		58,0	
14.10.2009	12:22:30	0,20	+455998748,00		58,4	
14.10.2009	12:22:40	0,21	+455998750,00		58,8	
14.10.2009	12:22:50	0,21	+455998753,00		59,2	
14.10.2009	12:23:00	0,21	+455998755,00		59,5	
14.10.2009	12:23:10	0,24	+455998757,00		59,9	
14.10.2009	12:23:20	0,33	+455998760,00		60,2	
14.10.2009	12:23:30	0,41	+455998764,00		60,6	
14.10.2009	12:23:40	0,47	+455998769,00		61,0	
14.10.2009	12:23:50	0,51	+455998774,00		61,3	
14.10.2009	12:24:00	0,52	+455998779,00		61,6	
14.10.2009	12:24:10	0,43	+455998783,00		62,0	
14.10.2009	12:24:20	0,47	+455998788,00		62,4	
14.10.2009	12:24:30	0,48	+455998793,00		62,7	
14.10.2009	12:24:40	0,47	+455998797,00		63,0	
14.10.2009	12:24:50	0,47	+455998802,00		63,4	
14.10.2009	12:25:00	0,45	+455998807,00		63,7	
14.10.2009	12:25:10	0,43	+455998811,00		64,0	
14.10.2009	12:25:20	0,40	+455998815,00		64,3	
14.10.2009	12:25:30	0,40	+455998819,00		64,6	
14.10.2009	12:25:40	0,40	+455998823,00		64,8	
14.10.2009	12:25:50	0,40	+455998827,00		65,1	
14.10.2009	12:26:00	0,39	+455998831,00		65,3	

Fig. 5.2. Valori debite masice apă caldă (coloana 3)

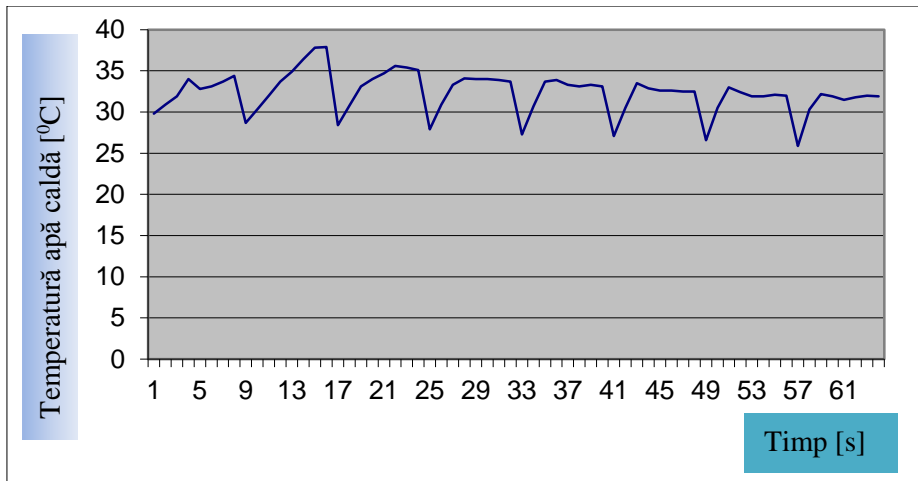


Fig. 5.3. Variația temperaturii pereților generatorului de apă caldă

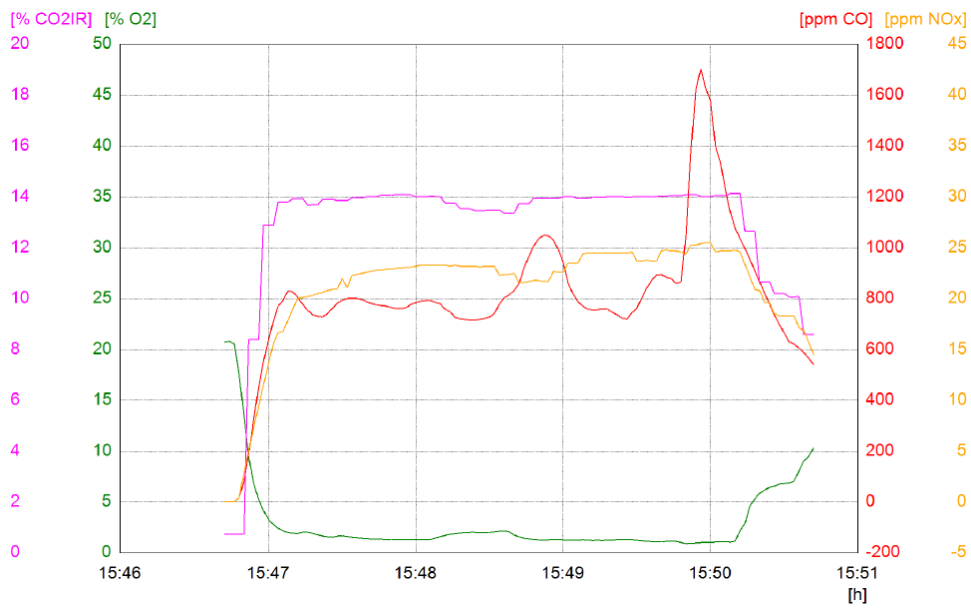


Fig. 5.4. Variația emisiilor gazelor de ardere la generatorul de apă caldă, CO₂, O₂, CO, NO_x

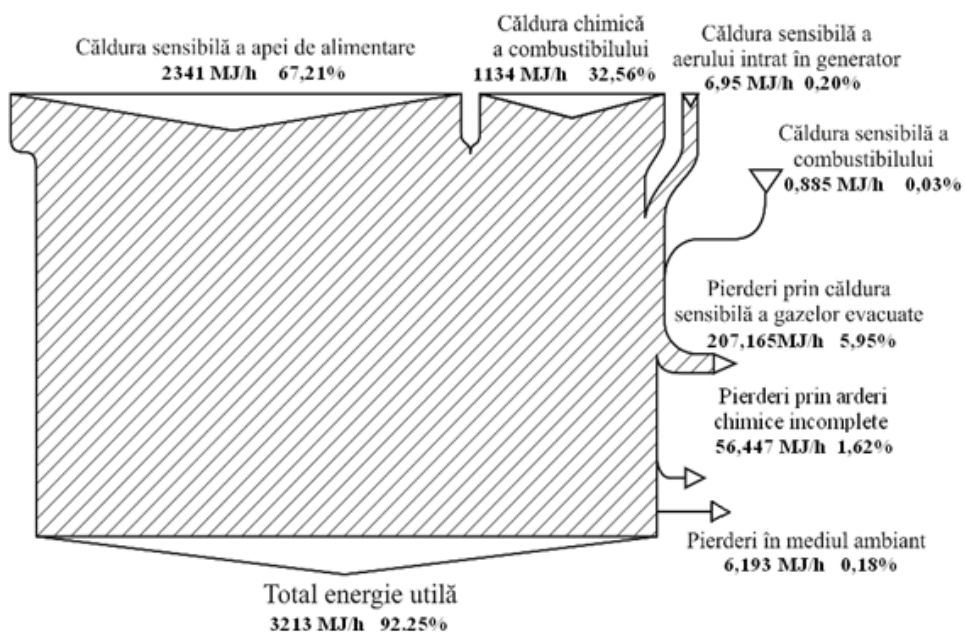


Fig. 5.5. Diagrama Sankey analiză energetică reală a generatorului de apă caldă

Parametrii de performanță calculați se prezintă în figura 5.6.

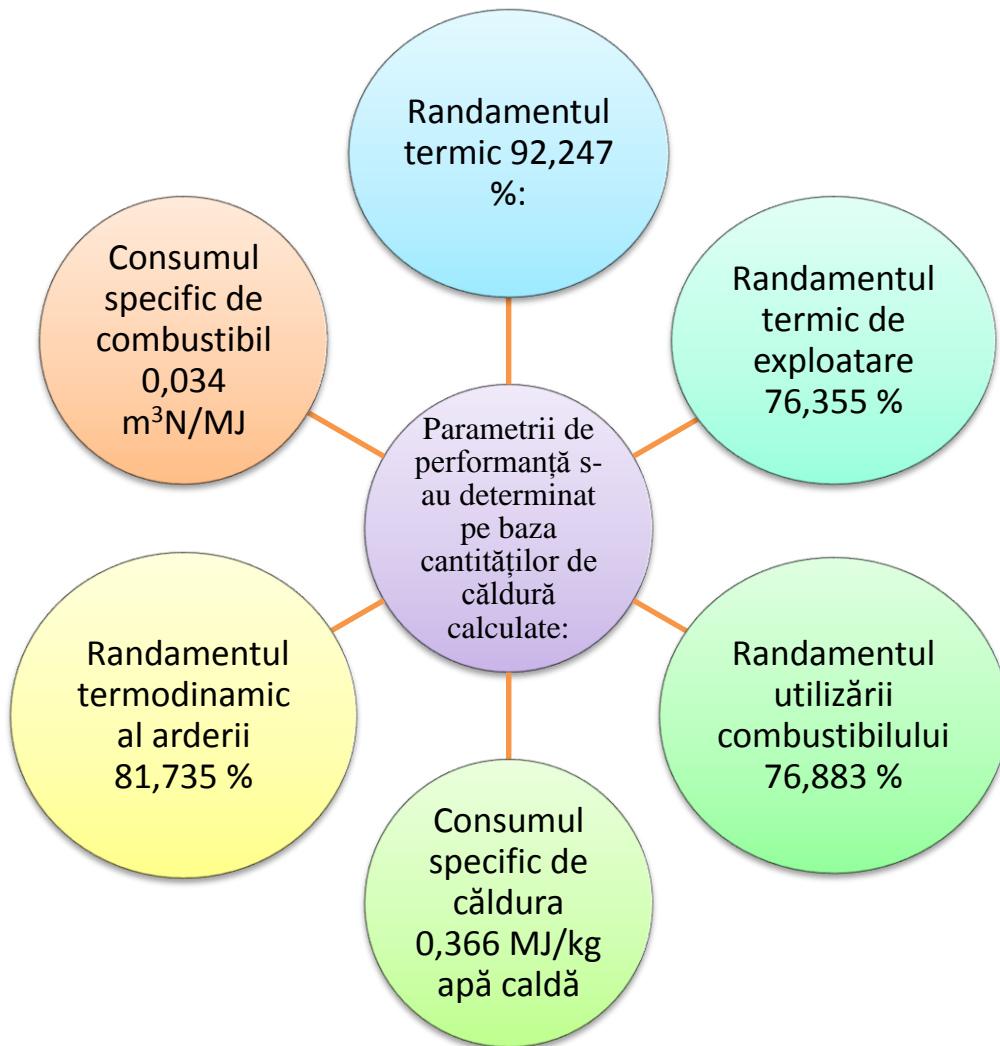


Fig. 5.6. Parametrii de performanță ai generatorului de apă caldă

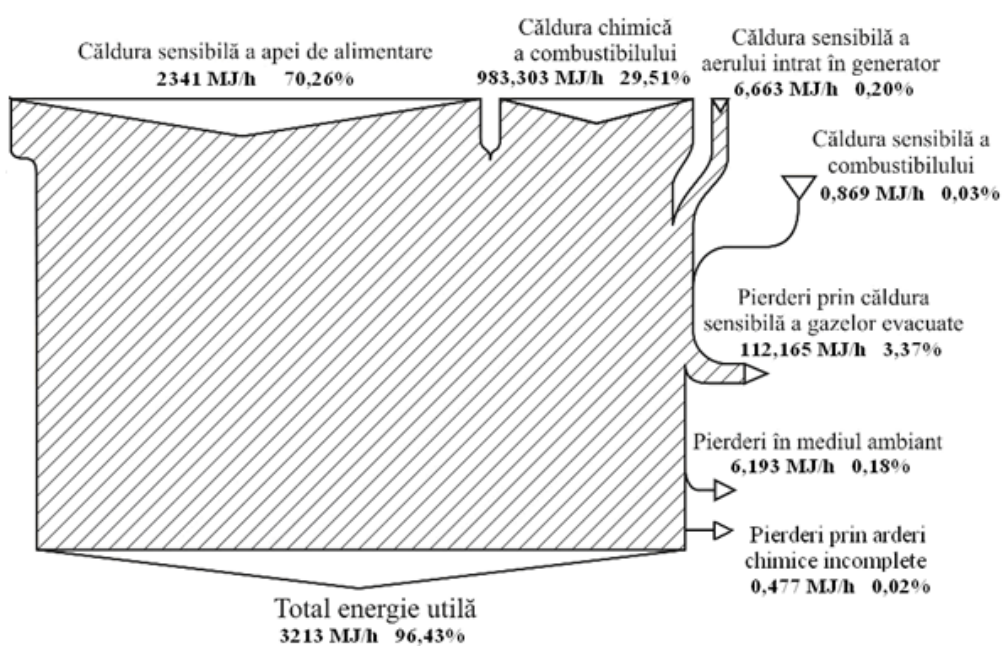
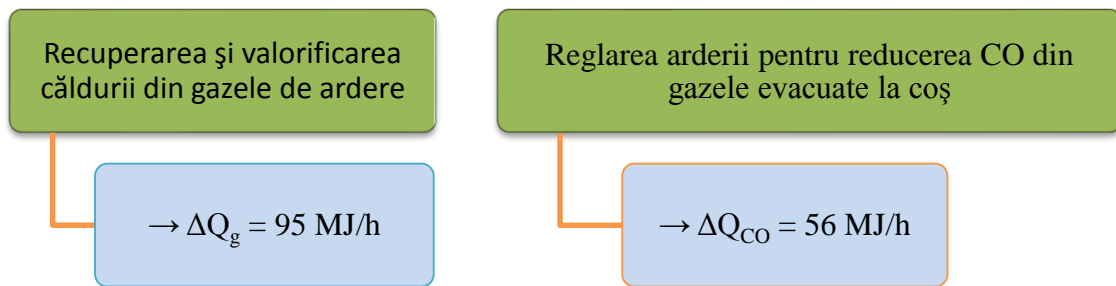


Fig. 5.7. Diagrama Sankey a analizei energetice optime pentru generatorul de apă caldă

Măsuri propuse pentru generatorul de apă caldă [A25]

Efecte în plan energetic:

Combustibil economisit $\Delta C_c = 150,697 \text{ MJ/h} = 0,0036 \text{ tep/h}$

Pentru 1500 ore anuale de funcționare $\Delta C_{\text{anual}} = 5,4 \text{ tep/an}$

Consum specific de combustibil $C_{sc} = 0,0234 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{MJ}$

Reducerea consumului specific $\Delta C_{sc} = 0,0106 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{MJ}$

Majorarea randamentului termic $\Delta \eta = 4,18 \%$

5.2.2. Analiza energetică reală/optimă a generatorului de abur

Pentru întocmirea analizei energetice optime se vor analiza rezultatele măsurărilor în ceea ce privește datele de exploatare la diverse debite și valorile pierderilor obținute în analiza energetică reală a generatorului de abur. Sunt parcurse etapele prezentate în cadrul paragrafului 5.2.1, în acest caz luându-se în studiu și pierderile prin purjă. Rulând programul numeric de calcul, special conceput, sunt determinate pentru cazul real și optim cantitățile de căldură care parcurg procesele. Rezultatele sunt prezentate în figurile 5.8 și 5.9 [A33].

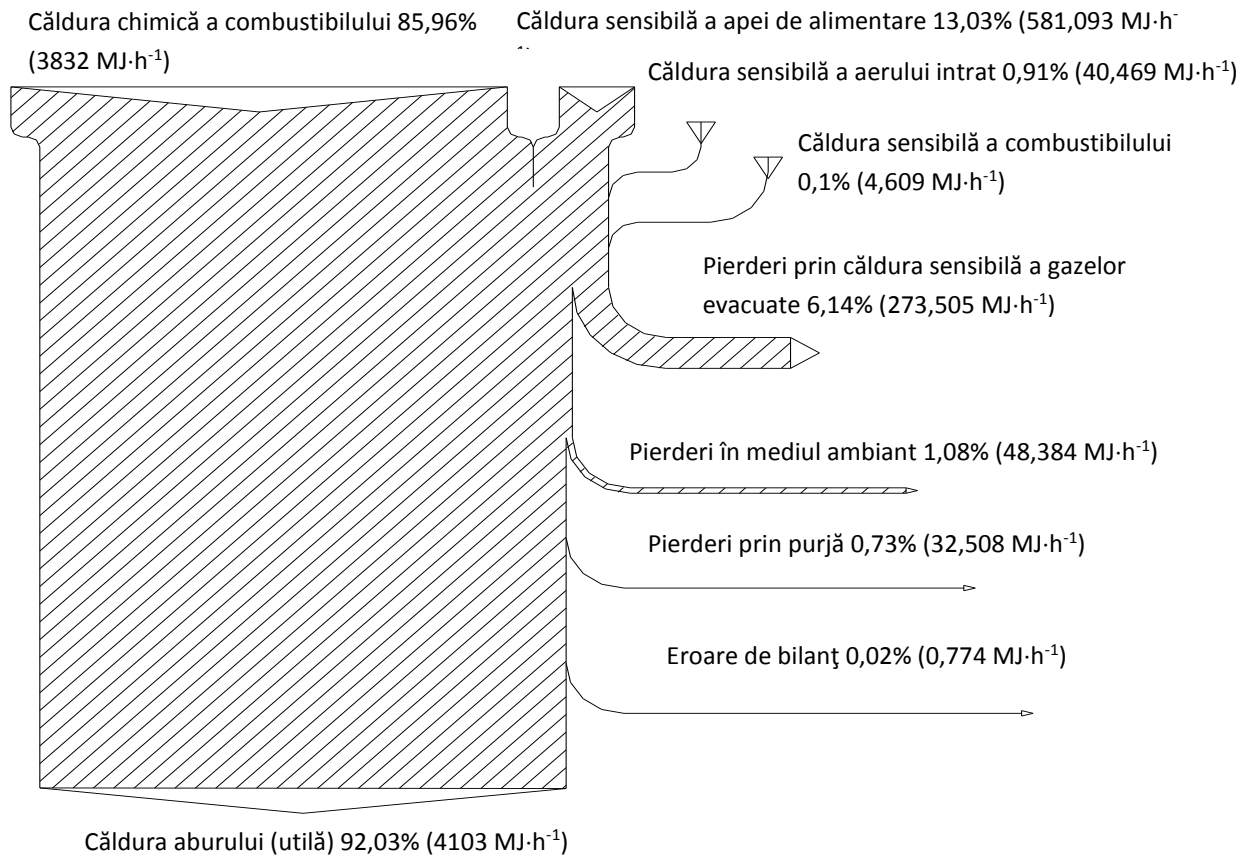


Fig. 5.8. Diagrama Sankey a analizei energetice reale pentru generatorul de abur

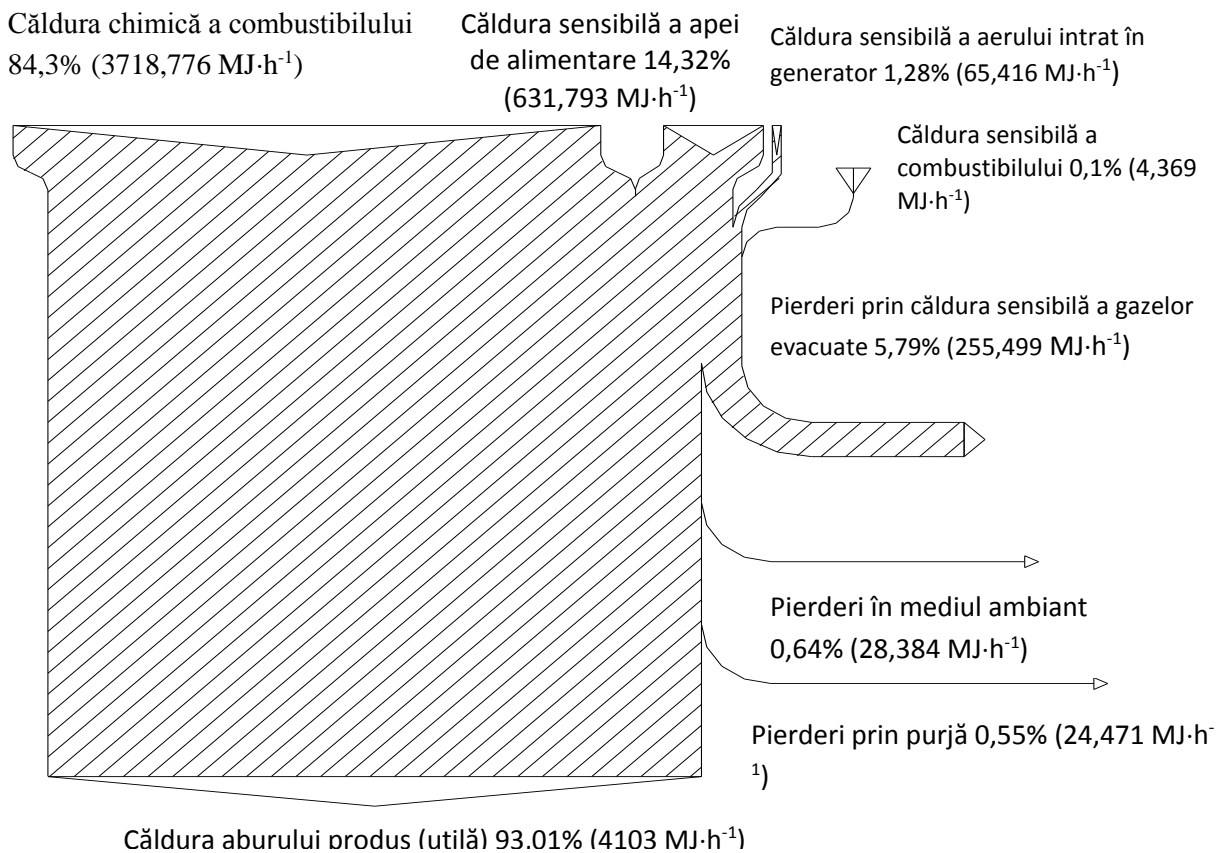


Fig. 5.9. Diagrama Sankey a analizei energetice optime a generatorului de abur

Măsurii tehnico-organizatorice pentru majorarea eficienței energetice a generatoarelor de abur

1. Recuperând 90% din condens, față de 75% actual, temperatura apei de alimentare se majorează la 100 °C față de 92 °C, entalpia specifică devenind $i_a = 418,7$ kJ/kg. Căldura sensibilă a apei de alimentare devine 631,793, MJ/h, economia de căldură fiind de 50,70 MJ/h.

2. Prin recuperarea suplimentară a condensului se reduce debitul purjei, economia de căldură fiind de 8,037 MJ/h.

3. Alimentând arzătoarele de gaz cu aer cald (~ 40 °C), provenit de la recuperarea căldurii aferente răcirii compresoarelor, consumul de căldură (din arderea combustibilului) se reduce cu 15,947 MJ/h.

4. Eficiența energetică a generatorului de abur se poate majora sensibil prin stabilirea unor cronograme de consum care să reducă vârfurile de sarcină. Menținând sarcina termică în limitele $3400 \div 5400$ MJ/h, valoarea consumului specific de căldură se încadrează în limitele $1,08 \div 1,09$ MJ/MJ, reducându-se cu 1,36%.

Prin aplicarea MTO de mai sus se estimează că economia de combustibil va fi de $2,36 \text{ m}_N^3 / h$ sau $5647 \text{ m}_N^3 / an$.

Curbele caracteristice ale generatorului de abur

Efectuând calculele elementelor supuse analizei termoenergetice pentru diferite sarcini termice ale generatorului de abur (25%, 50%, 75%, 100%) s-au ridicat curbele caracteristice (fig. 5.10 și 5.11) [A33].

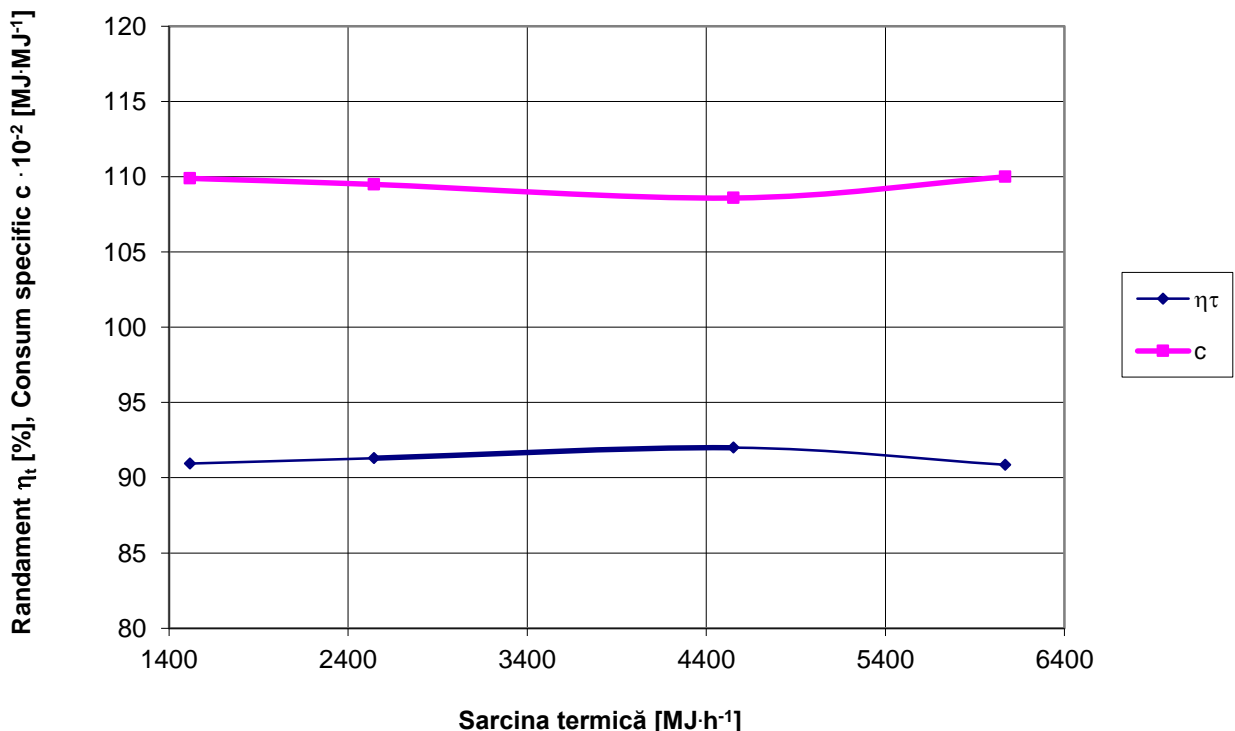


Fig. 5.10. Variația randamentului și a consumului specific funcție de sarcina termică pentru generatorul de abur

Din figura 5.10 se poate observa că pe măsură de consumul specific de combustibil scade randamentul se îmbunătățește.

Tabelul 5.1. Caracteristicile generatorului de abur supus analizei

Debitul de abur D [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]	650	1300	1950	2600
Sarcina termică Q_D-Q_A [$\text{MJ}\cdot\text{h}^{-1}$]	1517	2544	4551	6069
Consumul de căldură aferent combustibilului Q_c [$\text{MJ}\cdot\text{h}^{-1}$]	1668	3160	4947	6679
Randamentul termic brut h_t [%]	90,95	91,3	92	90,87
Consumul specific c [$\text{MJ}\cdot\text{MJ}^{-1}$]	1,099	1,095	1,086	1,10

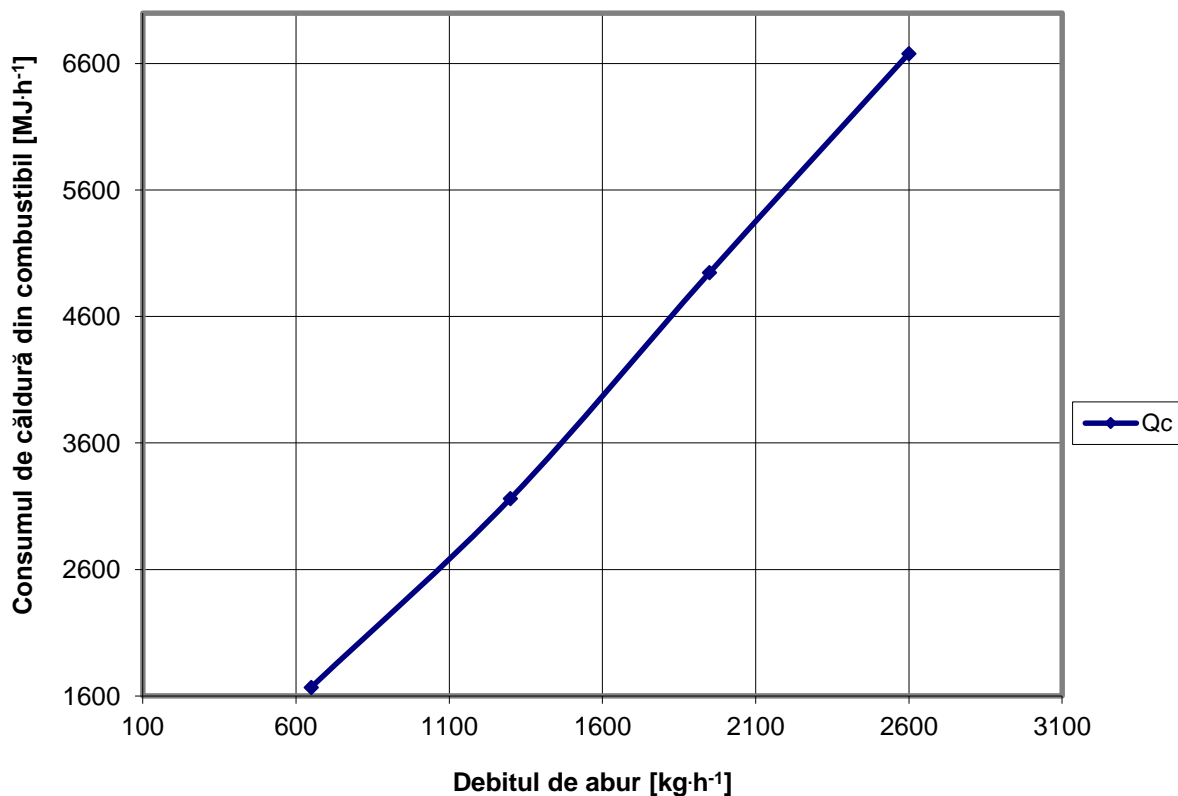


Fig. 5.11. Caracteristica termică a generatorului de abur

Pe baza curbelor ridicate se pot face interpretări referitoare la corelațiile dintre performanțele energetice ale generatorului de abur.

5.3. CONTRIBUȚII PRIVIND CUANTIFICAREA PERFORMANȚELOR UNUI GRUP ENERGETIC ÎN VEDEREA DETERMINĂRII UNOR INDICATORI ENERGETICI NECESARI CALIFICĂRII PRODUCȚIEI DE ENERGIE ELECTRICĂ ÎN COGENERARE DE ÎNALTĂ EFICIENȚĂ

5.3.1. Scop și finalitate

Eficiența energetică este un obiectiv major al oricărui agent economic, mai ales în contextul în care, pe fondul scăderii resurselor energetice, prețul acestora este în continuă creștere. Când se discută despre eficiența energetică, aproape toată lumea se gândește la utilizarea eficientă a energiei, uitând de un alt aspect important și anume producerea eficientă a energiei electrice.

S-a pus problema realizării unor teste de performanță la diverse configurații de funcționare a unui bloc energetic de 150 MW, în 2 situații distincte:

- la condensare pură; regim cu minim tehnic (115 MW), regim nominal (150 MW), regim intermediar (130 MW) [A20];

- în cogenerare (în termoficare); regim nominal (150 MW și sarcină termică consum mediu iarnă 40-50 Gcal/h); regim sarcină termică la consum mediu iarnă 40-50 Gcal/h și energie electrică în regim intermediar (130 MW); regim termic 40-50 Gcal/h și minimum de energie electrică 115 MW [A20].

S-a realizat calculul principalilor parametri de funcționare, eficiența energetică și consumurile specifice pe bloc, atât pentru a scoate în evidență caracteristicile energetice ale acestora și de a analiza dacă acestea se încadrează în parametri proiectați, cât mai cu seamă în vederea calificării producției de energie electrică în cogenerare de înaltă eficiență.

Calculul paramerilor termoenergetici pe blocul energetic a presupus realizarea unei analize energetice distincte în cogenerare respectiv la condensatie pură pe generatorul de abur, pe turbină și apoi pe grupul energetic, corespunzător celor 3 paliere de sarcină indicate de beneficiar. În final, s-au calculat indicatorii de înaltă eficiență ai blocului în cogenerare, (tabelul 5.2):

Tabelul 5.2. Indicatori de înaltă eficiență ai blocului în cogenerare

Indicatori	Unitate de măsură
Factorul de reducere a puterii electrice, β ;	-
Indice de termoficare	kWh/Gcal
Indice de cogenerare,	kW_e/kW_t
Raportul dintre energia electrică și energia termică produsă în regim de cogenerare maximă, C,	-
Total sarcină termică, Max C,	kWt

Inițial, s-a delimitat conturul analizei energetice, s-au efectuat măsurători și s-au interpretat datele pe generatorul de abur, turbină, boilere de bază și circuit regenerativ în vederea determinării parametrilor de stare și de proces, valori care au stat la baza calculului mărimilor termoenergetice pentru determinarea indicatorilor energetici ai grupului la funcționarea în cogenerare și la condensatie pură, distinct pentru cele 6 paliere de sarcină.

Determinarea indicatorilor de performanță ai blocului (generator de abur și turbină) și a indicatorilor necesari calificării producției de energie electrică în cogenerare de înaltă eficiență pentru grupul energetic a presupus:

- | | |
|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| - pentru generatorul de abur: | - determinarea randamentului generatorului abur prin metoda directă |
| | - măsurători emisii poluanți |
| | - analiza chimică (elementară) a probelor de de cărbune, zgură și cenușă |
| | - putere calorifică a probelor de cărbune |
| | - masa combustibilă din probele de zgură și cenușă |
| | - exces de aer pe traseul gazelor de arse, înainte și după PAR, după electrofiltru |
| | - consumuri specifice de combustibili convențional (pe unitatea de producție a generator de aburului). |

- | | |
|-------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| - pentru turbină: | - determinarea prin calcul a debitului de abur viu la intrarea în turbină |
| | - determinarea randamentului global și intern pe fiecare corp în parte |
| | - consum specific brut de căldură brut |
| | - bilanțurile termice pe sistemul regenerativ, sistemul de etanșare turbină inclusiv ejectori de bază și de etanșare |
| | - determinarea debitului de apă de răcire în condensator |
| | - determinarea parametrilor condensatorului |
| | - bilanțul termoeenergetic generator de abur- turbină |
| | - realizarea schemelor sinoptice cu precizarea parametrilor mășurați și determinați pentru cele 6 sarcini. |

S-a constatat că nu sunt disponibile informații cu privire la debitele de abur de la prizele turbinei, prin urmare acestea s-au calculat analitic, trebuind analizată turbina cu circuitul regenerativ al acestuia, circuit pentru care se vor realiza calcule în vederea determinării debitelor și entalpiilor în punctele semnificative din punct de vedere a analizei energetice.

5.3.2. Calculul componentelor energetice pe generatorul de abur, turbină, grup energetic și indicatori de eficiență energetică în cogenerare, 130 MW și 47,75 Gcal/h

Deoarece numărul datelor de calcul la funcționarea în cele 6 regimuri era extrem de ridicat au fost concepute programe numerice de calcul, acestea fiind rulate în detaliu pentru fiecare regim de funcționare. Rezultatele obținute s-au sintetizat în tabelele 5.3- 5.5 [A20]. Din dorința a nu încărca în mod repetitiv lucrarea, se prezintă numai tabelele recapitulative cu energiile de intrare și de ieșire pe generatorul de abur, puterile intrate și ieșite pe turbină, energiile intrate și ieșite pe grupul energetic, indicatorii energetici, corespunzători funcționării în cogenerare pentru un singur regim de funcționare (din cele 6), cel corespunzător la 130 MW și 47,75 Gcal/h. Pentru celelalte 5 regimuri, metodologia este aproape similară cu anumite diferențe la funcționarea în condensatie pură, valorile obținute fiind total diferite.

Instantanee cu secvențe ale programului numeric de calcul se prezintă în figura 5.12.

Pentru evidențierea rezultatelor obținute la cele 6 paliere de sarcină (3 cogenerare și 3 condensatie) au fost ridicate diagrame, generator de abur - cogenerare (fig. 5.14, 5.15, 5.16), turbină - cogenerare (fig. 5.17, 5.18, 5.19), generator de abur - condensatie (fig. 5.20, 5.21, 5.22), turbină - condensatie (fig. 5.23, 5.24, 5.25), care să evidențeze variația parametrilor semnificativi, corespunzător regimurilor de funcționare în cogenerare și condensatie [A20].

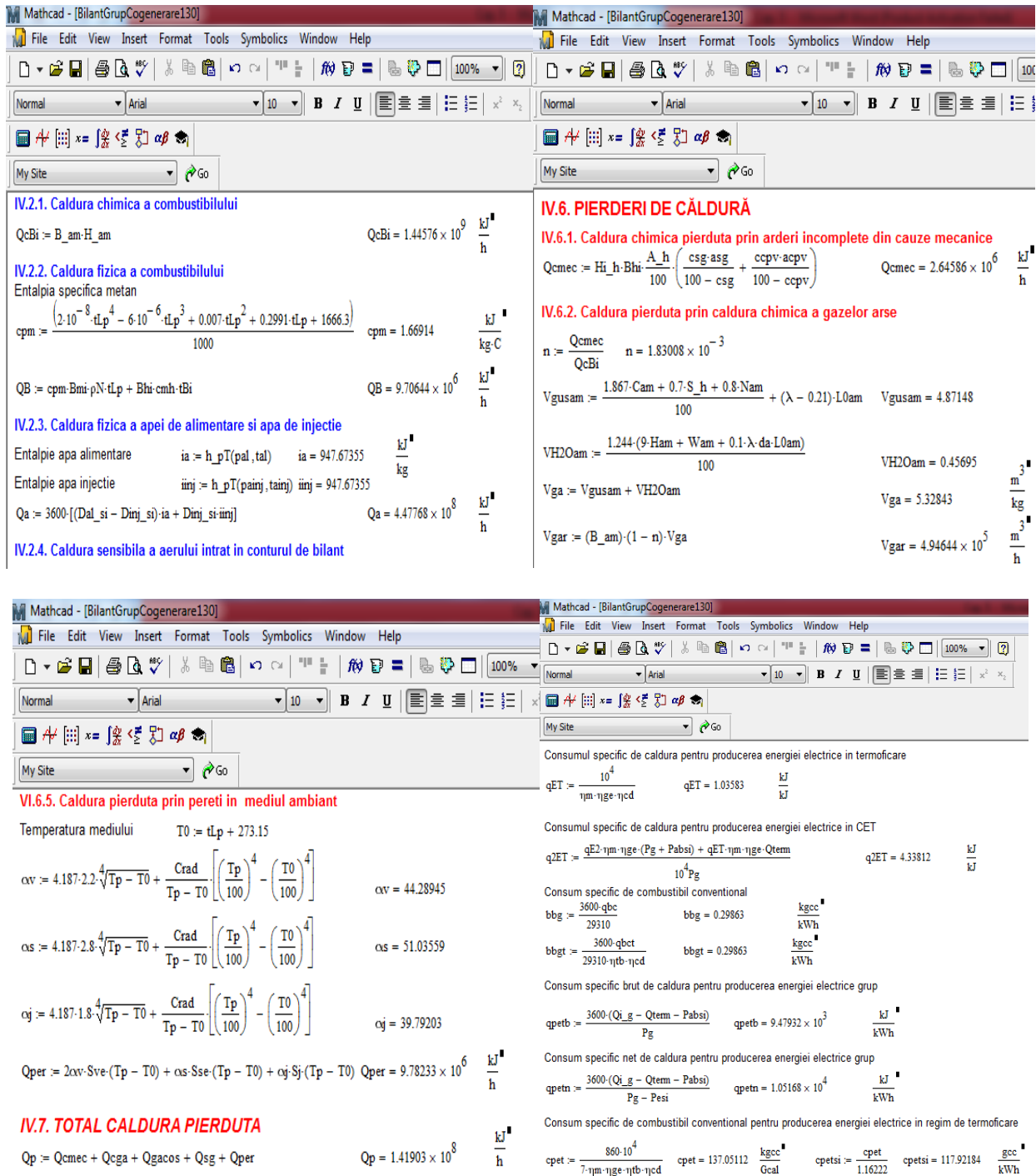


Fig. 5.12. Instantanee cu programul numeric de calcul

Schema termică simplificată, la funcționarea în cogenerare pentru la 130 MW și 47,75 Gcal/h, pe care s-au figurat punctele de măsură respectiv mărimile termotehnice obținute în urma rularii programului numeric de calcul, se prezintă în figura 5.13 [A20].

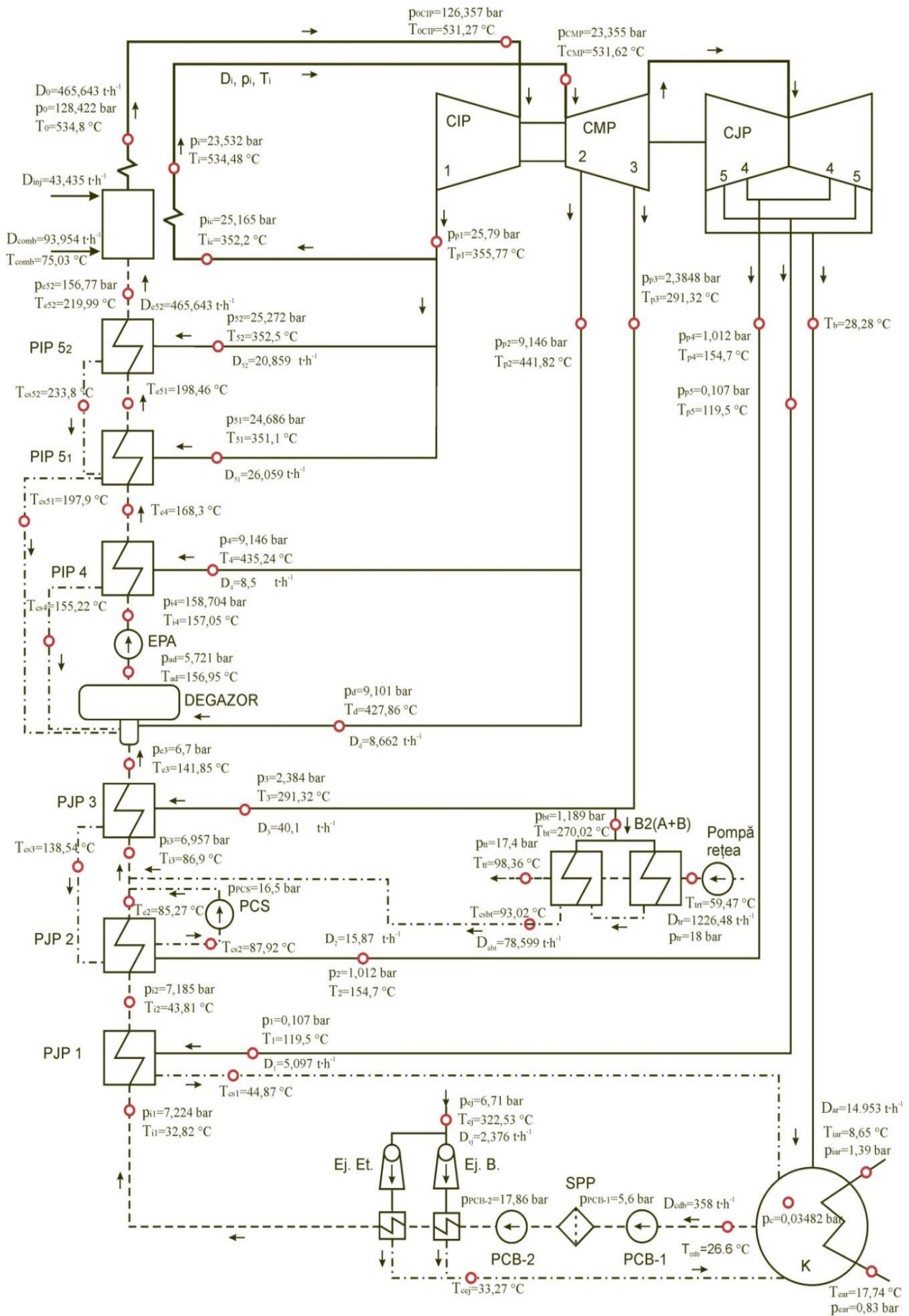


Fig. 5.13. Schema pentru analiza energetică generator abur-turbină, 130 MW, cogenerare

Cogenerare 130 MW, sarcină termoficare 47,75 Gcal/hTabelul 5.3. Bilanț termoeenergetic real orar generator de abur 130MW,
sarcină termoficare 47,75 Gcal/h

ENERGIE INTRATĂ ÎN CONTUR			ENERGIE IEȘITĂ DIN CONTUR		
Denumire	MJ·h ⁻¹	%	Denumire	MJ·h ⁻¹	%
CĂLDURĂ INTRATĂ			CĂLDURĂ UTILĂ		
Căldura chimică a combustibilului Q_{cBi}	1.445.760,00	76,03	Căldura aburului produs Q_D	1.598.560	84,07
Căldura fizică a combustibilului Q_B	9.706,44	0,51	Căldura recuperată în SCI și SCAA $Q_{recsci}, Q_{recscaa}$	165.642	8,71
Căldura fizică a apei de alimentare și apei de injecție Q_a	441.277,00	23,21	Total căldură utilă Q_u	1.764.202	92,78
Căldura fizică a aerului intrat în contur Q_L	4.827,89	0,25	CĂLDURĂ PIERDUTĂ		
TOTAL (Q_i)	1.901.571,33	100,00	Pierderi prin arderi incomplete din cauze mecanice Q_{emec}	2.645,86	0,14
			Pierderi prin căldura chimică a gazelor nearse Q_{cga}	85,056	0,004
			Pierderi cu căldura sensibilă a gazelor de ardere Q_{gacos}	110.314,00	5,80
			Pierderi de căldură prin zgura extrasă Q_{sg}	19.075,30	1,00
			Pierderi de căldură prin pereți în mediul ambiant Q_{per}	9.782,33	0,51
			Eroare de bilanț ΔQ	-4.533,22	-0,24
			Total pierderi Q_p	137.369,33	7,22
			TOTAL (Q_e)	1.901.571,33	100,00

Tabelul 5.4. Bilanț termoeenergetic real orar turbină 130MW,
sarcină termoficare 47,75 Gcal/h

PUTERI INTRATE			PUTERI IEȘITE		
Denumire	MW	%	Denumire	MW	%
Puterea termică cu aburul viu P_{ta}	475,471	99,13	PUTERI UTILE		
Putere termica intrată cu apa de adaos	0,370	0,08	Puterea la bornele generatorului P_g	130,000	27,10
Putere termica recuperată în schimbatoarele ejectoarelor P_{ej}	1,920	0,40	Puterea recuperată cu apa de alimentare P_{cdr}	122,577	25,55
Puterea intrată cu pompele de alimentare	1,902	0,40	Puterea evacuată la servicii interne	12,205	2,54
TOTAL	479,663	99,60	Puterea evacuată la termoficare	55,528	11,58
			TOTAL UTIL	320,310	66,78
			PIERDERI		
			Pierderi mecanice ΔP_m	1,950	0,41
			Pierderi în generator ΔP_g	1,361	0,28
			Pierderi la condensator ΔP_{cd}	158,078	32,96
			Pierderi în conducte	2,405	0,50
			Pierderi datorate pierderilor de debit în circuitul regenerativ ΔP_{pd}	1,713	0,36
			Pierderi de căldura în circuitul regenerativ	3,576	0,75
			Neînchidere de bilanț ΔP_{div}	-9,730	-2,03
			TOTAL PIERDERI	159,353	33,22
			TOTAL	479,663	100,00

Tabelul 5.5. Bilanț termoeenergetic real orar grup 130 MW,
sarcină termoficare 47,75 Gcal/h

ENERGIE INTRATĂ IN CONTUR			ENERGIE IEȘITA DIN CONTUR		
Denumire	MW	%	Denumire	MW	%
Căldura chimică a combustibilului Q_{cBi}	401,600	97,99%	Puterea la bornele generatorului P_g	130,000	31,72%
Căldura fizică a combustibilului Q_B	2,696	0,66%	Putere evacuată la servicii interne	12,205	2,98%
Căldura fizică a aerului intrat în contur Q_L	1,341	0,33%	Putere evacuată la termoficare	55,528	13,55%
Căldura intrată cu apa de adaos	0,370	0,09%	TOTAL UTIL	197,733	48,25%
Caldura recuperată în ejectoare	1,920	0,47%	Pierderi prin arderi incomplete din cauze mecanice Q_{mec}	0,735	0,18%
Puterea intrată cu pompele de alimentare	1,902	0,46%	Pierderi prin căldura chimică a gazelor nearse Q_{cga}	0,024	0,006%
TOTAL ENERGIE INTRATĂ	409,829	100,00%	Pierderi cu căldura sensibilă a gazelor de ardere Q_{gacos}	30,643	7,48%
			Pierderi de căldură prin zgura extrasă Q_{sg}	5,299	1,29%
			Pierderi de căldură prin pereți în mediul ambiant Q_{per}	2,717	0,66%
			Pierderi mecanice ΔP_m	1,950	0,48%
			Pierderi în generator ΔP_g	1,361	0,33%
			Pierderi la condensator ΔP_{cd}	158,078	38,57%
			Pierderi datorate pierderilor de debit în circuitul regenerativ ΔP_{pd}	1,713	0,42%
			Pierderi în conducte (generator de abur - CIP -CMP - CJP)	2,405	0,59%
			Pierderi de căldură în circuitul regenerativ	3,576	0,87%
			Neînchidere de bilanț ΔP_{bil}	3,596	0,88%
			TOTAL PIERDERI	212,096	51,75%
			TOTAL IEȘIT	409,829	100,00%

În tabelul 5.6 se prezintă indicatorii energetici, la sarcina de 130 MW și sarcină termoficare 47,75 Gcal/h (funcționare în cogenerare).

Tabelul 5.6. Indicatori energetici, 130 MW,
sarcină termoficare 47,75 Gcal/h

Mărime	Valoare	Unitate de măsură
Debit abur viu	465,643	t·h ⁻¹
Debit abur termoficare	78,599	t·h ⁻¹
Debit abur servicii interne	14	t·h ⁻¹
Randament mecanic	98,54	%
Randamentul generatorului	98,96	%
Randament generator de abur,	92,78	%
Consum specific de combustibil generator abur	105,94	(g c.c.)·(kg abur) ⁻¹
Consum specific de căldură al turbinei CPT	2,194	kJ·kJ ⁻¹
Randament energetic brut	12,825	MW
Randament energetic net	48,25	%
Randament conducte	34,25	%
Consum specific brut de căldura pentru producerea energiei electrice grup	99	%
	9245,55	kJ·kWh ⁻¹

Consum specific net de căldura pentru producerea energiei electrice grup	10510,32	
Consum specific de combustibil grup	311,749	(g c.c.)·(kWh) ⁻¹
Consum specific de abur al turbinei	2,943	(kg abur)·(kWh) ⁻¹
Consum specific de combustibil convențional pentru producerea energiei termice	159,49	(kg c.c.)·Gcal ⁻¹
Consum specific de combustibil convențional pentru producerea energiei electrice în regim de termoficare	137,16	(g c.c.)·kWh ⁻¹

În tabelul 5.7, se exprimă indicatorii de înaltă eficiență Bloc 4 în cogenerare, calculați în mod corespunzător fiecărui regim de funcționare [A20].

Tabelul 5.7. Indicatori de înaltă eficiență Bloc 4 în cogenerare

Nr. crt.	Denumirea	$P_g=115 \text{ MW},$ $D_{\text{term}}=79,099 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$	$P_g=130 \text{ MW},$ $D_{\text{term}}=78,599 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$	$P_g=150 \text{ MW},$ $D_{\text{term}}=80,358 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$
1	Factorul de reducere a puterii electrice β	0,1389	0,1389	0,1373
2	Indice de termoficare, kWh/Gcal	546,06	545,03	544,04
	Indice de cogenerare, kW _e /kW _t	0,4696	0,4687	0,4679
3	Raportul dintre energia electrică și energia termică produsă în regim de cogenerare maximă C,	0,888	0,920	0,921
4	Total sarcină termică (Max C), kWt	218746,076	249366,536	291196,834

Diagrame generator de abur în cogenerare, 3 paliere de sarcină.

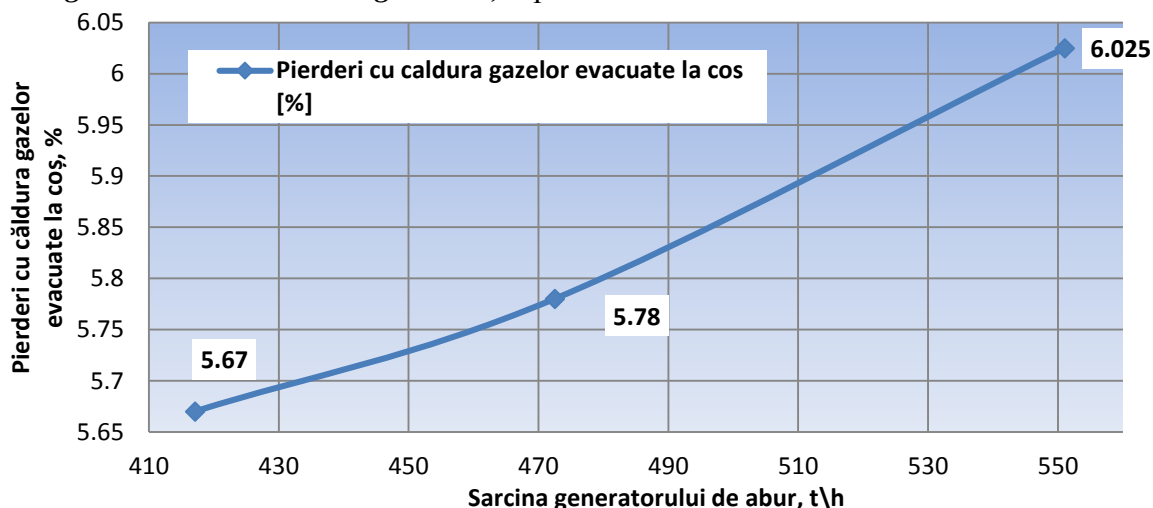


Fig. 5. 14. Variația pierderilor de căldură la coș în funcție de sarcina generatorului de abur

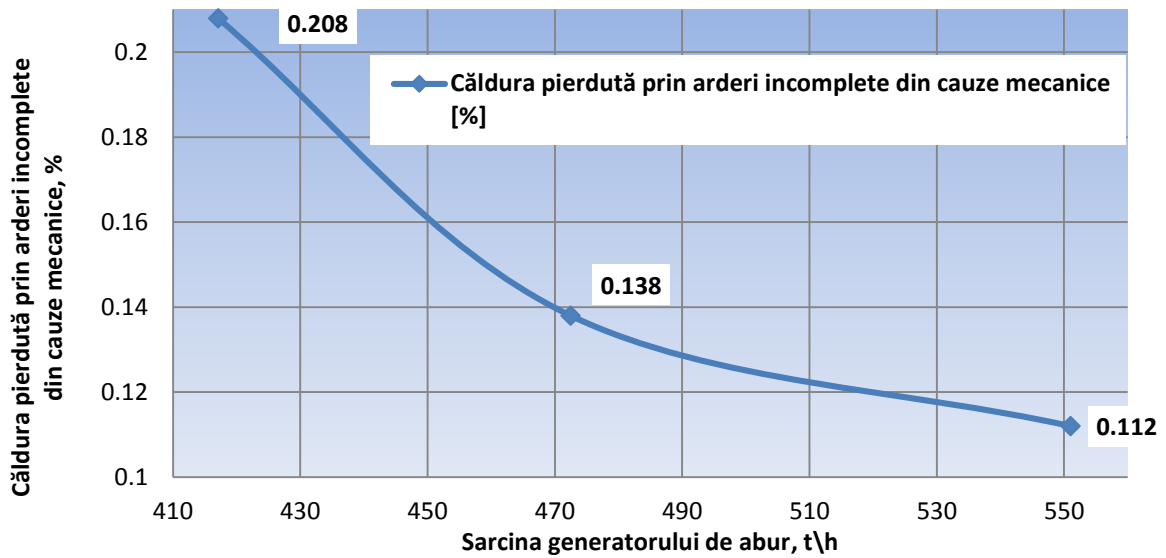


Fig. 5.15. Variația pierderilor de căldură funcție de sarcina generatorului de abur

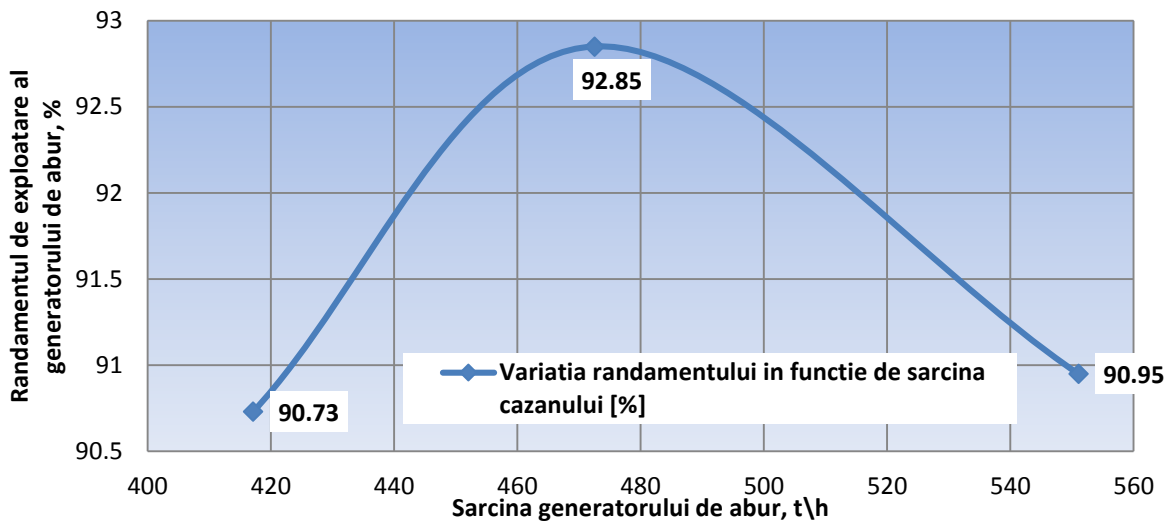


Fig. 5.16 Variația randamentului funcție de sarcina generatorului de abur

Diagrame turbina în cogenerare, 3 paliere de sarcină.

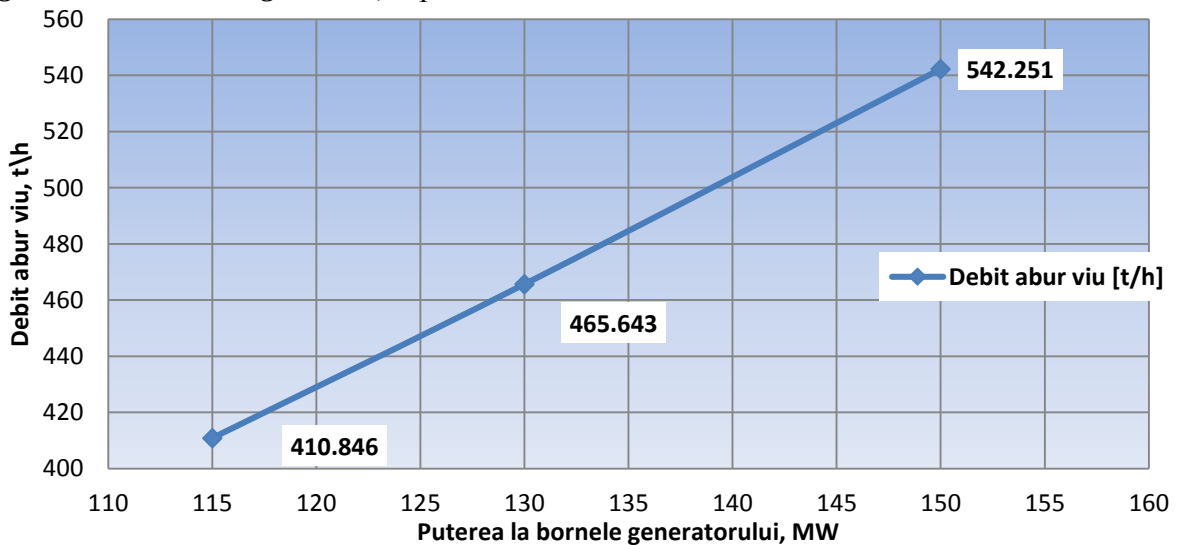


Fig. 5.17. Debit abur viu în funcție de puterea pe bloc

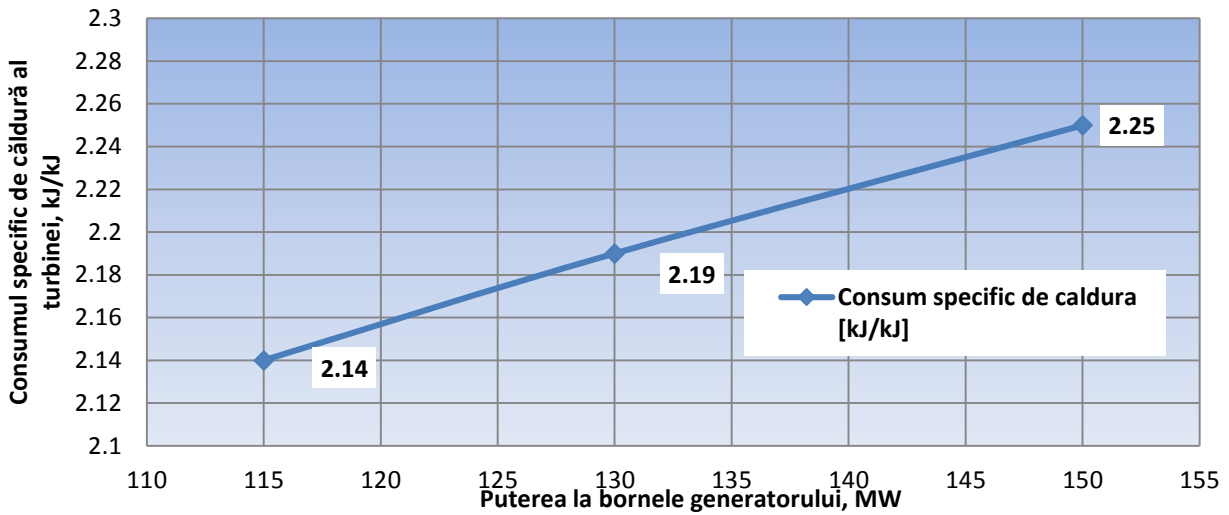


Fig. 5.18. Consum specific de căldură în funcție de puterea pe bloc

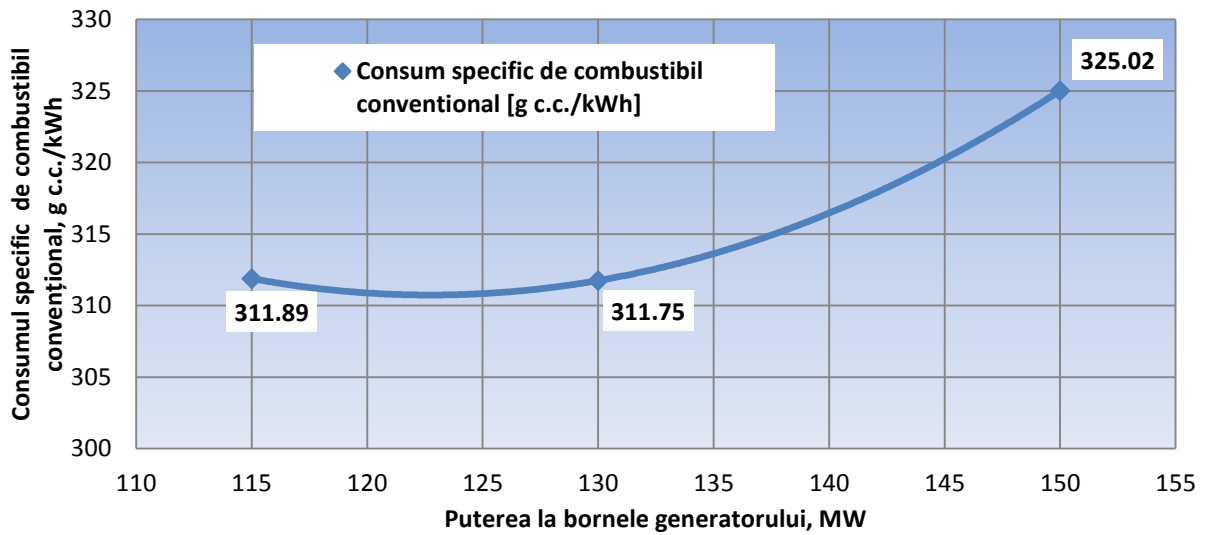


Fig. 5.19. Consum specific de combustibil convențional în funcție de puterea blocului

Diagrame generator de abur în condensatie, 3 paliere de sarcină.

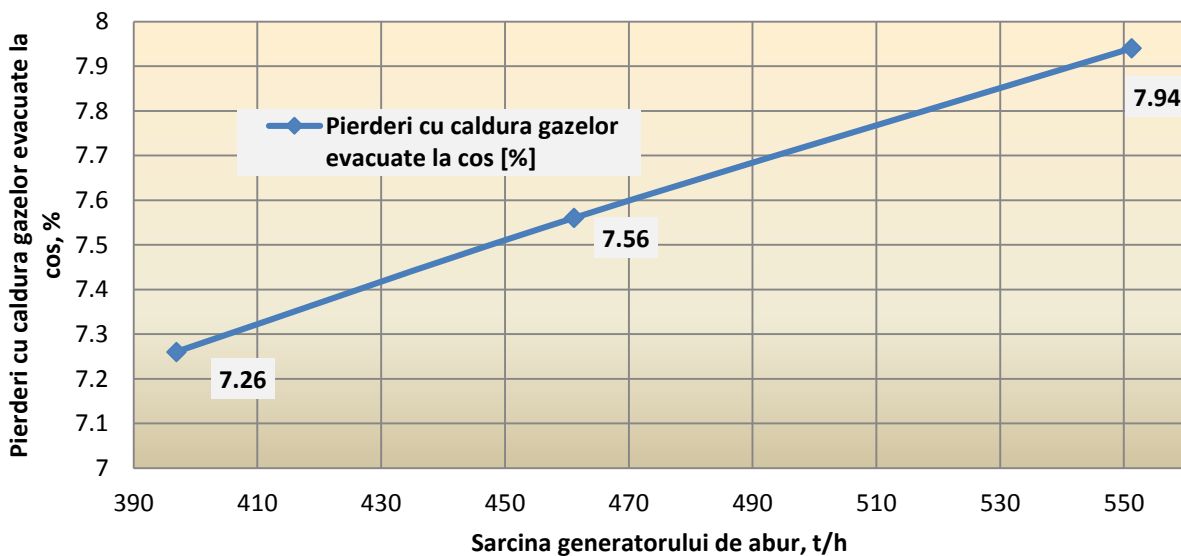


Fig. 5.20. Variația pierderilor de căldură la coș în funcție de sarcina generatorului de abur

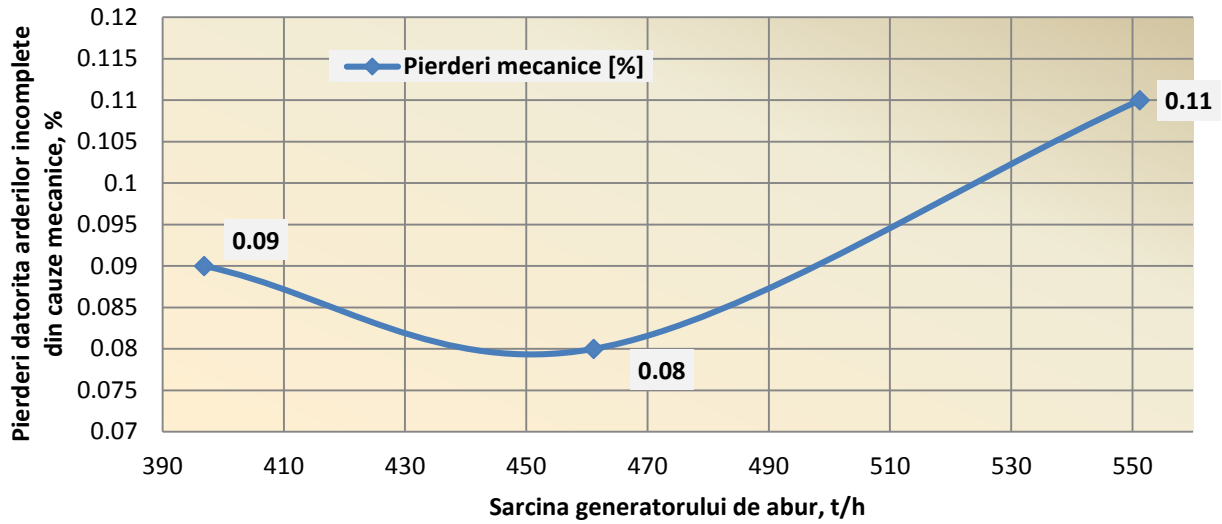


Fig. 5.21. Variația pierderilor de căldură în funcție de sarcina generatorului de abur

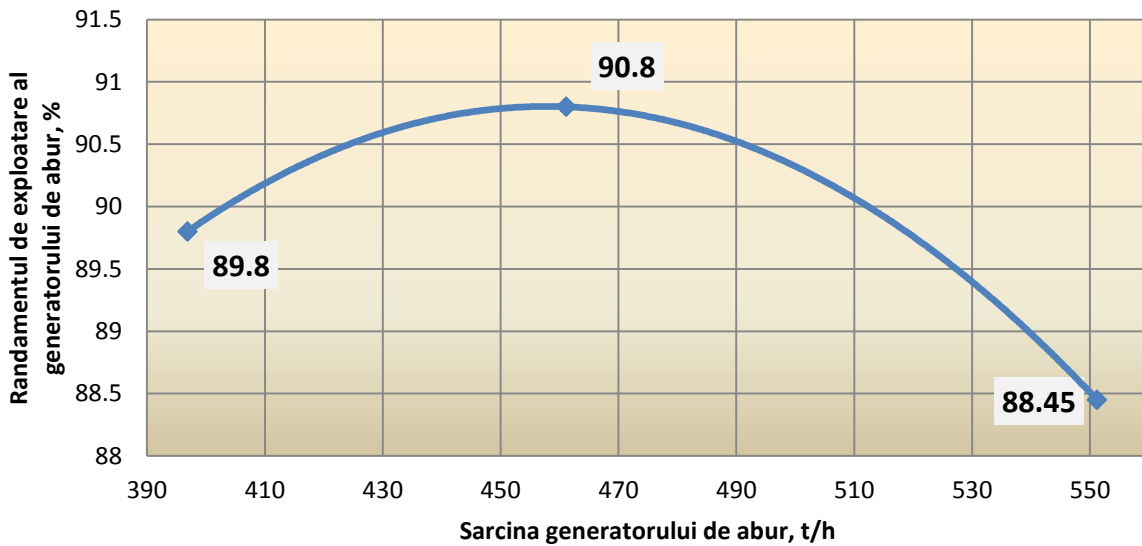


Fig. 5.22. Variația randamentului în funcție de sarcina generatorului de abur

Diagrame turbina în condensare, 3 paliere de sarcină.

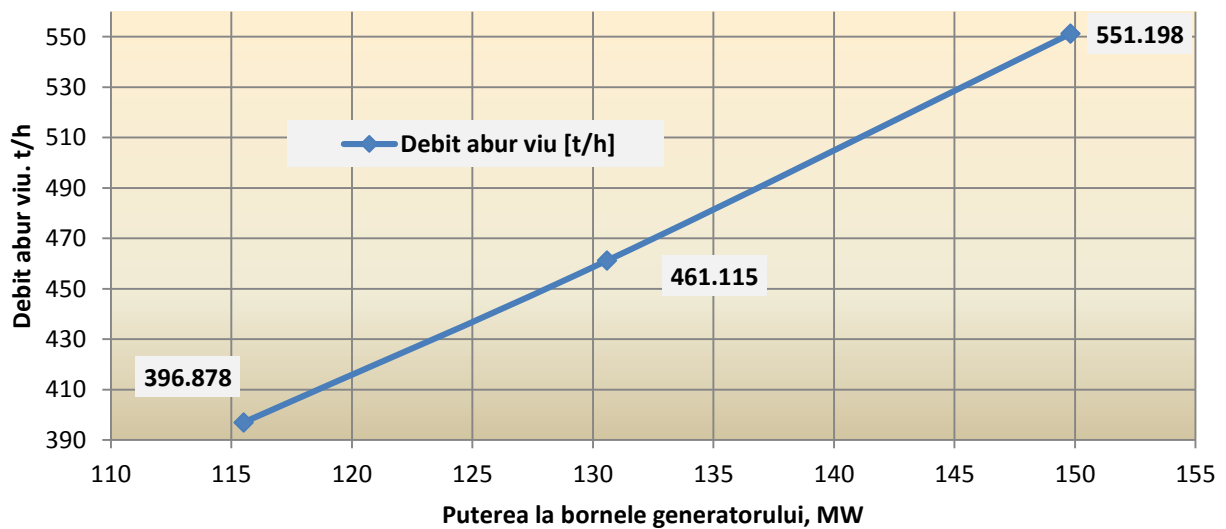


Fig. 5.23. Debit abur viu în funcție de puterea pe bloc

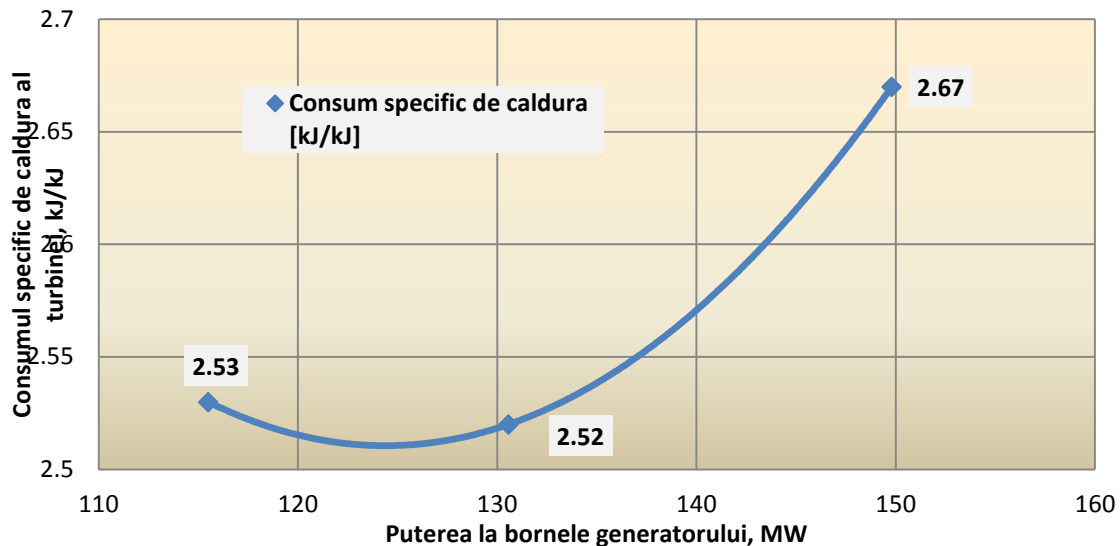


Fig. 5.24. Consum specific de căldură în funcție de puterea pe bloc

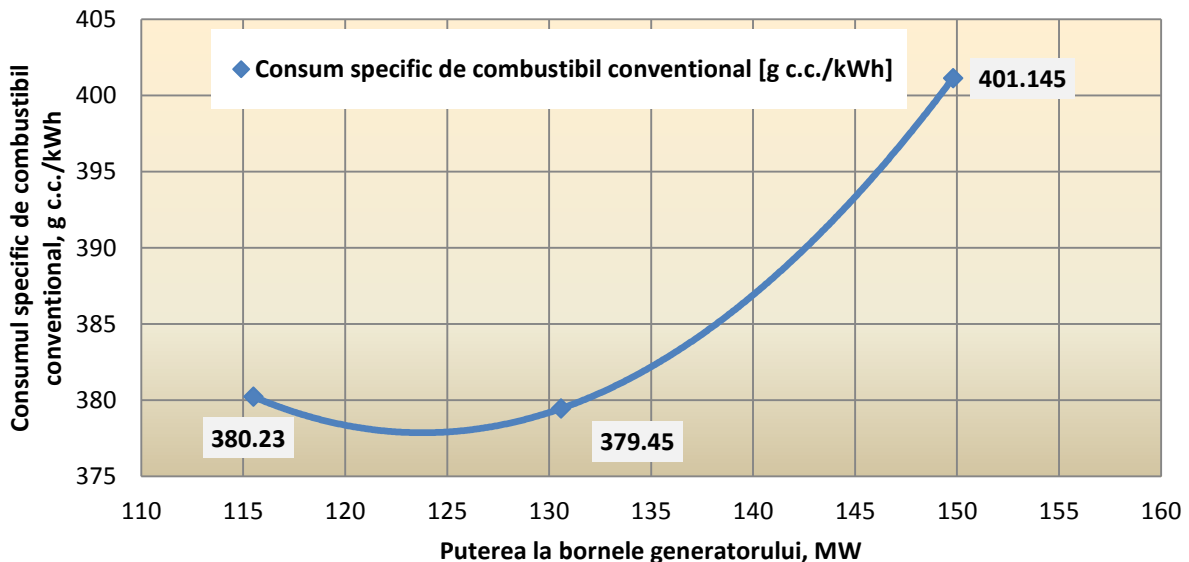


Fig. 5.25. Consum specific de combustibil convențional în funcție de puterea pe bloc

5.3.3. Concluzii. Observații. Recomandări

Pe baza determinărilor experimentale și a rezultatelor analizei termoenergetice reale orare se constată că:

- la funcționarea în condensatie pe cele trei paliere de sarcina s-a evidențiat o pierdere de presiune mare de circa 2,2 bar între supraîncălzitor și CMP, fapt neîntâlnit la funcționarea în cogenerare (0,18 bar). Prin urmare recomandăm o verificare a senzorului de presiune corespunzator;
- pe baza măsurărilor obținute cu aparatura proprie în focar și pe traseul gazelor arse se consideră că procesul de ardere decurge în condiții normale, (excesul de aer și CO-ul se găsesc în limitele date de producător), generatorul de abur fiind etanș;
- s-a constatat o neconcordanță în privința valorii temperaturii la priza 4 la regimul de 150 MW condensatie, fapt pentru care se recomandă verificarea senzorului de temperatură;
- comparând valorile randamentului garantat de producatorul turbinei cu cele obținute în ambele regimuri s-au constatat următoarele:
 - pentru CIP acestea sunt sensibil micșorate;
 - pentru CMP sunt semnificativ mai mici;
 - pentru CJP valorile sunt în limite normale;

- la funcționarea în cogenerare, valorile depresiunii în condensator și temperatura condensatului de bază au fost cele adecvate, fapt care a arătat o răcire și etanșeitate concordante;
- parametrii inițiali ai aburului viu și ai aburului supraîncălzit intermediar au fost în limite normale;
- temperatura apei de alimentare la ieșirea din PIP 5₂ s-a găsit în limite normale între 213,47 și 228,17 °C la funcționarea în condensatie, respectiv 215,16 și 225,98 °C la funcționarea în cogenerare;
- la funcționarea în condensatie pură funcționarea condensatorului a fost mai puțin corespunzătoare, fapt confirmat prin:
 - debitul de apă de răcire ce a trecut prin țevile condensatorului nu a fost suficient pentru realizarea unei răcirii bune, temperaturile obținute fiind semnificativ mai mari cu precădere în cazul funcționării la 150 MWh;
 - presiunea absolută în condensator a avut valori mult mai mari cuprinse între 0,08951 și 0,19367 bar, față de 0,04 bar, conform literaturii de specialitate, în timp ce la funcționarea în cogenerare valorile absolute ale presiunii din condensator pe cele trei paliere de sarcină au fost în limitele 0,0288 și 0,0447 bar.
 - prin rezultatele obținute s-a constatat o diferență între presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii de buraj și presiunea din condensator, acesta din urmă având o valoare mai mare;
 - valoarea ridicată a presiunii din condensator implică o nerealizare completă a destinderii, prin urmare temperatura la buraj este ridicată;
 - apreciem că valoarea subrăcirii este ridicată, fapt care indică o problemă de etanșeitate a condensatorului;
 - încărcarea termică a condensatorului, a fost cuprinsă între 135,564 și 191,019 MWh, la funcționarea în cogenerare, respectiv între 185 și 262,759 MWh la funcționarea în condensatie;
 - coeficientul global de schimb de căldură a avut valori între 1580-1710 W·(m²·grd)⁻¹, la funcționarea în condensatie, respectiv 1370-1560 W/(m²·grd) la funcționarea în cogenerare, valori pe care le apreciem ca fiind bune.
 - randamentul generatorului de abur pentru funcționarea în cogenerare a avut valori cuprinse în limitele 91,05 și 92,78 %, respectiv la funcționarea în condensatie limitele au fost cuprinse în intervalul 88,45 și 90,8 %, valori pe care le apreciem ca fiind bune;
 - consum specific brut de căldură pentru producerea energiei electrice grup, la funcționarea în cogenerare a fost cuprins între 9245,55 și 9886,04 kJ·kWh⁻¹, iar la funcționarea în condensatie a fost între 11071,52 și 11929,99 kJ·kWh⁻¹;
 - randamentul energetic brut a avut valori între 45,52 și 48,94%, la funcționarea în cogenerare și respectiv 31,86 și 34,75% la funcționarea în condensatie;
 - consumul specific de combustibil convențional pentru producerea energiei electrice în regim de termoficare a avut valori cuprinse între 137,16 și 140,12 g.c.c.·kWh⁻¹;
 - consumul specific de combustibil convențional pentru producerea energiei termice a avut valori cuprinse între 159,49 și 162,93 kg.c.c. Gcal⁻¹;
 - consumul specific net de căldură pentru producerea energiei electrice pe grup a avut valori cuprinse între 10505,84 și 10875,33 kJ·kWh⁻¹ la funcționarea în cogenerare, respectiv 11071,52-11929,99 kJ·kWh⁻¹ la funcționarea în condensatie;
 - consumul specific de abur al turbinei a fost cuprins între 2,843 și 3,051 (kg abur)·(kWh)⁻¹ la funcționarea în cogenerare, respectiv între 3,410 și 3,664 (kg abur)·(kWh)⁻¹ la funcționarea în condensatie;
 - consumul specific de combustibil convențional pe bloc a avut valori cuprinse între 311,749 și 326,388 g.c.c.·(kWh)⁻¹ la funcționarea în cogenerare, valori pe care le apreciem ca fiind foarte bune, respectiv între 379,451 și 401,145 g.c.c.·(kWh)⁻¹ la funcționarea în condensatie. În ceea ce privește valorile obținute la funcționarea în condensatie acestea se datorează și înrăutățirii vidului în condensator care a fost între 0,08951 și 0,19367 bara;
 - asigurarea duratei de funcționare a termoficării pe o perioadă de 4320 h/an conduce la valori maxime ale factorului $C_{cog} = 0,3...0,5$. Prin urmare, calculele realizate pe baza valorilor determinate

experimental se încadrează în plaja performanței maxime a cogenerării (0,4679-0,4696). O micșorare a impactului dat de performanțele mai modeste ale turbinei pe CMP asupra indicatorilor energetici ai grupului se poate parțial realiza printr-o funcționare cât mai îndelungată în regim de cogenerare;

- valorile nerselor din zgură și cenușă determinate experimental au valori scăzute ceea ce arată o conducere corectă a procesului de ardere;

- la funcționarea în condensatie s-au obținut valori ridicate ale pierderilor prin gazele de ardere (între 7,26 și 7,94%), fapt ce evidențiază o funcționare deficitară a PAR.

Obs. Performanțele modeste ale turbinei pe CMP (model vechi de turbină) conduc la un consum specific de abur relativ ridicat, fapt care afectează randamentul grupului energetic, deși performanțele energetice ale generatorului de abur sunt la limita superioară pe plan mondial, atât la funcționarea în cogenerare cât și în condensatie.

Pe baza măsurărilor realizate la condensator pe apa de răcire la funcționarea în condensatie, considerăm că debitul de apă de răcire nu este suficient. De asemenea, depresiunea din condensator a condus la o micșorare a utilului, aspecte care, împreună cu o funcționare cu eficiență redusă la CMP a condus la o micșorare sensibilă a indicatorilor energetici.

Considerăm că prin indicatorii energetici obținuți la funcționarea grupului generator de abur-turbină în cogenerare aceștia sunt foarte buni, situându-ne în media europeană, valori sensibil mai scăzute ale indicatorilor obținându-se la funcționarea în condensatie.

CAPITOLUL 6

EVALUAREA EFICIENȚEI TERMOENERGETICE PENTRU CUPTOARE INDUSTRIALE ȘI AUTOCLAVE

6.1. FUNDAMENTARE METODOLOGICĂ

În acest capitol sunt determinate performanțele termoenergetice pentru unele tipuri de cuptoare industriale (un cuptor de calcinare a varului, un cuptor de polimerizare vopsea și un cuptor de uscarea, un cuptor tunel și un cuptor cameră pentru arderea teracotelor,) și autoclave. Prin compararea analizei termoenergetice real orare/șarjă și optim orare/șarjă au fost desprinse măsuri de economisire a energiei cu/fără costuri suplimentare. Se va aplica o metodă de analiză termoenergetică distinctă având la bază realizarea unui program numeric de calcul pentru fiecare tip de cuptor supus analizei. Datorită destinației diferite pentru tipurile de cuptoare analizate, programele numerice de calcul au fost elaborate în mod diferit și au ținut seama atât de analiza termoenergetică cât și de cea de material. Indicatorii termoenergetici de performanță obținuți sunt comparați cu cei furnizați în prospectele firmelor constructoare, norma tehnică, respectiv conceptul BAT. Studiul se justifică din perspectiva reducerii consumului de energie electrică, termică precum și din orizontul obținerii în urma desfășurării corecte a proceselor termice a materialelor finite (arse, preîncălzite, vopsite prin polimerizare) de înaltă calitate și durabilitate. În vederea realizării programelor numerice de calcul au fost determinați, experimental, analitic și din literatura de specialitate, parametrii de stare și parametrii de proces pentru fiecare din mărimile de intrare și ieșire, aceste date fiind completate cu cercetări proprii, specifice fiecărei situații. Modul de concepere a programului numeric de calcul pentru fiecare transformator de energie poate reprezenta un prototip prin care se pot stabili expeditiv și corect valoarea mărimilor termoenergetice care intră în analiză și indicatorii termoenergetici de performanță [A24, A27, A28, A30, A31]. De asemenea, pentru fiecare tip de consumator termic au fost propuse măsuri destinate majorării performanțelor energetice, măsuri fără investiții, măsuri cu investiții reduse, măsuri cu investiții mari. Valoarea acestora pot constitui puncte de reper în cuantificarea și compararea valorilor obținute cu cele de proiect.

6.2. ANALIZA ENERGETICĂ A UNUI CUPTOR DE CALCIANRE, ÎN REGIM DE PROBE ȘI REGIM NOMINAL

6.2.1. Procedura de lucru

Oxidul de calciu sau varul nestins (CaO) este o substanță solidă, greu fuzibilă, de culoare albă. Materia primă folosită pentru fabricarea varului este calcarul, denumit în industrie și piatră de var. Calcarul utilizat trebuie să conțină minimum 95% CaCO_3 , restul fiind impurități mai ales de argilă și nisip. Procesul de obținere a varului conține, în principiu, următoarele etape de bază: obținerea calcarului; stocarea și prelucrarea calcarului; furnizarea combustibilului gazos; calcinarea calcarului; prelucrarea varului obținut de la cuptor în produse derivate; stocare, manipulare, transport var.

Calcarul se obține în cariere, aici este pregătită materia primă pentru calcinarea în cuptor, la fracția granulometrică cerută de cuptorul de var, și anume, 40 – 80 mm. Calcarul are următoarele caracteristici chimice: $\text{PC} = 46,23\%$; $\text{CaCO}_3 > 97\%$; $\text{MgCO}_3 < 1,5\%$; $\text{SiO}_2 < 1\%$; $\text{Fe}_2\text{O}_3 < 0,5\%$; $\text{Al}_2\text{O}_3 < 0,5\%$; umiditate $< 1\%$.

Cuptorul de calcinare, este un cuptor vertical de ultima generație fiind bazat pe o tehnologie de recuperare regenerativă a căldurii. Cuptorul are trei cuve, care lucrează alternativ prin ardere și preîncălzire.

Se pune problema realizării unei analize termooenergetice real orare în scopul determinării randamentului termooenergetic, a randamentului termic brut și a consumului de căldură [B50] din perspectiva apropierii acestora de limitele aferente conceptului BAT și a normei tehnice.

Analiza termooenergetică a vizat 2 regimuri de funcționare: *regimul de probe și punere în funcțiune* și *regimul nominal*. În continuare, se vor prezenta succint etapele parcurse în cadrul regimului de funcționare în probe, pentru regimul nominal etapele sunt similare, diferențe existând în privința datelor de intrare, ieșire și a rezultatelor obținute prin rularea programului numeric de calcul. Sunt comparați indicatorii energetici de performanță obținuți în cele 2 situații vizate, cu cei prevăzuți în limitele aferente conceptului BAT și a normei tehnice. În finalul subcapitolului se propun măsuri destinate majorării performanțelor energetice ale cuptorului de calcinare. Reacția endotermică de calcinare necesită cantitatea specifică de căldură $q_e = 3182 \text{ kJ/kg var}$ [A27].

În tabelul 6.1 se prezintă mărimile termooenergetice care intră în conturul analizat (regimul în probe).

Tabelul 6.1. Mărimile termooenergetice care intră în conturul analizat, la regimul în probe

Nr. crt	Mărime	Valoare	Unitate de măsură
1	Debit masic calcar	9000	kg/h
2	Debit masic var ieșit din cuptor	4500	kg/h
3	Căldura specifică a CaCO ₃	0,808	kJ/kg·K
4	Căldura specifică a CaO (var)	0,77	kJ/kg·K
5	Consum de gaz	575,2	m ³ _N /kg
6	Putere calorifică superioară la 0°C	40958,65	kJ/m ³
7	Putere calorifică superioară la 15°C	38748,59	kJ/m ³
8	Putere calorifică inferioară la 0°C	36871,4	kJ/m ³
9	Putere calorifică inferioară la 15°C	34930,82	kJ/m ³
10	Putere calorifică inferioară de calcul	34930,82	kJ/m ³
11	Debit de aer intrat în cuptor (combustie + răcire)	26986	m ³ /h
13	Suprafața pereți pe etaje în total	61,43+56,144+58,32 +68,904+69,984	m ²
14	Temperatura medie a pereților etaj 2	66,84	°C
15	Temperatura medie a pereților etaj 3	72,28	°C
16	Temperatura medie a pereților etaj 4	78,45	°C
17	Temperatura medie a pereților etaj 5	51	°C
18	Temperatura medie a pereților etaj 6	47	°C
19	Temperatura mediului ambiant	30,2	°C
20	Presiunea mediului ambiant	99880	N/m ²
21	Temperatura gazului metan la alimentarea în focar	20	°C
22	Entalpia combustibilului	33,488	kJ/m ³ _N
23	Entalpia gazelor de ardere	296,71	kJ/m ³ _N
24	Entalpia aerului	162,8	kJ/m ³ _N
25	Volumul gazelor de ardere	27586	m ³ /h
26	Temperatura de ardere a calcarului	900	°C
27	Suprafața neetanseită	21,7	m ²
28.	Volumul gazelor evacuate la coș	53159	m ³ /h
29	Temperatura de preîncălzire a calcarului	598	°C

Cu gazoanalizorul Testo 350 echipat cu un tub Pitot-Prandtl s-au măsurat următorii parametri, utilizați apoi în cadrul programului numeric de calcul (tabelele 6.2 și 6.3) [A27]:

- compoziția gazelor de ardere, utilă în stabilirea pierderilor datorate arderii chimice incomplete;
- determinarea pierderilor de căldură;
- temperatura gazelor reziduale ($^{\circ}\text{C}$), valoare utilă în exprimarea pierderilor prin căldura gazelor evacuate la coș;
- presiunea gazelor reziduale (N/m^2);
- presiunea inițială (N/m^2);
- coeficientul de exces de aer λ , util în determinarea prin calcul a aerului minim necesar arderii.

Tabelul 6.2. Detalii cu valorile parametrilor măsurați cu gazoanalizorul Testo

1	Date / time	sec	Runt	mbar	delt	m/s	Vitezi	% O2	ppm CO	% CO2IR	ppm NOx	m/s	Vitezi	ppm NO2	ppm SO2	% eta	lambda	% qA	l/min	Pon	°C	Tamb	mbar	Pabs	m ³ /h	Del
2	05.11.2013 11:14:09	0	0,00	0,0	0,0	21,50	0	1,29	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
3	05.11.2013 11:14:10	1	0,00	0,0	0,0	21,52	0	1,29	0,2	0,0	0,2	0,0	0,2	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
4	05.11.2013 11:14:11	2	0,00	0,0	0,0	21,53	0	0,95	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0	-	-	-	-	0,98	18,7	978	978				
5	05.11.2013 11:14:12	3	0,00	0,0	0,0	21,57	0	0,95	0,2	0,0	0,2	0,0	0,2	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
6	05.11.2013 11:14:13	4	0,00	0,0	0,0	21,58	0	0,95	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
7	05.11.2013 11:14:14	5	0,00	0,0	0,0	21,59	0	0,95	0,1	0,0	0,1	0,0	0,1	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
8	05.11.2013 11:14:15	6	0,00	0,0	0,0	21,59	0	0,95	0,2	0,0	0,2	0,0	0,2	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
9	05.11.2013 11:14:16	7	0,00	0,0	0,0	21,60	0	0,95	0,2	0,0	0,2	0,0	0,2	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978				
10	05.11.2013 11:14:17	8	-0,01	1,3	21,59	0	0,82	0,2	1,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0	-	-	-	-	1,01	18,7	978	978	378			
11	05.11.2013 11:14:18	9	-0,01	1,3	21,57	0	0,82	0,2	1,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0	-	-	-	-	1,01	18,7	978	978	378			
12	05.11.2013 11:14:19	10	-0,60	10,4	21,50	0	0,82	0,3	10,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0	-	-	-	-	0,99	18,7	978	978	2940			
13	05.11.2013 11:14:20	11	-0,60	10,4	21,41	0	0,82	0,3	10,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0	-	-	-	-	0,99	18,7	978	978	2940			
14	05.11.2013 11:14:21	12	-0,30	7,4	21,25	0	0,82	0,4	7,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978	2080			
15	05.11.2013 11:14:22	13	-0,30	7,4	21,25	0	0,82	0,4	7,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978	2080			
16	05.11.2013 11:14:23	14	-0,31	7,5	21,16	0	2,21	0,4	7,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0	-	-	-	-	0,97	18,7	978	978	2120			
17	05.11.2013 11:14:24	15	-0,31	7,5	20,92	0	2,21	0,4	7,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0	-	-	-	-	0,97	18,7	978	978	2120			
18	05.11.2013 11:14:25	16	-0,31	7,5	20,75	0	2,21	0,5	7,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978	2123			
19	05.11.2013 11:14:26	17	-0,23	6,5	20,52	0	2,21	0,5	6,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978	1832			
20	05.11.2013 11:14:27	18	-0,23	6,5	20,29	0	2,21	0,6	6,5	0,6	0,6	0,6	0,6	1	-	-	-	-	1,00	18,7	978	978	1832			
21	05.11.2013 11:14:28	19	-0,32	7,7	20,06	0	2,21	0,7	7,7	0,7	0,7	0,7	0,7	1	-	-	-	-	0,99	18,7	978	978	2162			
22	05.11.2013 11:14:29	20	-0,32	0,4	19,83	0	5,46	0,7	0,4	0,7	0,7	0,7	0,7	1	88	17	12	9,99	18,7	978	978	124				
23	05.11.2013 11:14:30	21	-0,24	0,4	19,35	0	5,46	0,7	0,4	0,7	0,7	0,7	0,7	1	92	12	9	1,00	18,7	978	978	107				
24	05.11.2013 11:14:31	22	-0,24	0,4	19,18	0	5,46	0,8	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8	1	92	11	8	1,00	18,7	978	978	107				
25	05.11.2013 11:14:32	23	-0,28	0,4	19,01	0	5,46	0,8	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8	1	93	10	7	0,98	18,7	978	978	115				
26	05.11.2013 11:14:33	24	-0,23	0,4	18,86	0	5,46	0,8	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8	1	93	9	7	0,98	18,7	978	978	104				
27	05.11.2013 11:14:34	25	-0,23	0,4	18,72	0	5,46	0,8	0,4	0,8	0,8	0,8	0,8	1	93	9	7	0,98	18,7	978	978	104				
28	05.11.2013 11:14:35	26	-0,21	0,3	18,60	0	7,83	0,8	0,3	0,8	0,8	0,8	0,8	1	94	8	6	0,98	18,7	978	978	84				
29	05.11.2013 11:14:36	27	-0,21	0,3	18,49	0	7,83	0,8	0,3	0,8	0,8	0,8	0,8	1	94	8	6	0,98	18,7	978	978	84				
30	05.11.2013 11:14:37	28	-0,27	0,3	18,18	0	7,83	0,7	0,3	0,7	0,7	0,7	0,7	1	94	7	6	0,97	18,7	978	978	96				

Tabelul 6.3. Detalii cu valorile parametrilor măsurați cu gazoanalizorul Testo

1	Date / time	sec	Runt	mbar	delt	m/s	Vitezi	% O2	ppm CO	% CO2IR	ppm NOx	m/s	Vitezi	ppm NO2	ppm SO2	% eta	lambda	% qA	l/min	Pon	°C	Tamb	mbar	Pabs	m ³ /h	Debit
2	05.11.2013 11:28:32	0	-0,11	0,2	18,99	0	7,80	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0	97,5	9,66	2,5	0,00	19,5	978	978	593				
3	05.11.2013 11:28:33	1	-0,10	0,2	19,02	0	7,80	0,1	0,2	0,1	0,1	0,1	0,1	0	97,5	9,78	2,5	1,34	19,5	978	978	565				
4	05.11.2013 11:28:34	2	-0,10	0,2	18,90	0	7,80	0,5	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5	0	97,7	9,25	2,3	1,34	19,5	978	978	565				
5	05.11.2013 11:28:35	3	-0,11	0,2	18,93	0	8,95	1,5	0,2	0,5	0,5	0,5	0,5	0	97,5	9,34	2,5	1,06	19,5	978	978	565				
6	05.11.2013 11:28:36	4	-0,11	0,2	19,00	1	8,95	1,4	0,2	0,4	1	0,4	0,4	1	97,4	9,71	2,6	1,06	19,5	978	978	565				
7	05.11.2013 11:28:37	5	-0,11	0,2	19,27	1	8,95	1,3	0,2	0,3	1	0,3	0,3	1	97,0	11,21	3,0	1,02	19,4	978	978	565				
8	05.11.2013 11:28:38	6	-0,11	0,2	19,56	1	8,95	1,1	0,2	0,1	0	0,1	0,1	0	96,5	13,39	3,5	1,01	19,4	978	978	565				
9	05.11.2013 11:28:39	7	-0,11	0,2	19,81	1	8,95	2,0	0,2	0,0	0	0,0	0,0	0	95,8	16,28	4,2	1,01	19,4	978	978	565				
10	05.11.2013 11:28:40	8	-0,12	4,6	20,03	1	4,62	2,0	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	1,03	19,4	978	978	12977			
11	05.11.2013 11:28:41	9	-0,12	4,6	20,19	1	4,62	2,0	4,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	1,03	19,4	978	978	12977			
12	05.11.2013 11:28:42	10	-0,11	4,4	20,19	1	4,62	1,0	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	1,00	19,4	978	978	12440			
13	05.11.2013 11:28:43	11	-0,11	4,4	20,69	1	4,62	1,0	4,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	1,00	19,4	978	978	12440			
14	05.11.2013 11:28:44	12	-0,13	4,8	20,82	1	4,62	1,0	4,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,98	19,4	978	978	13543			
15	05.11.2013 11:28:45	13	-0,13	4,8	20,84	1	4,62	1,0	4,8	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,98	19,4	978	978	13543			
16	05.11.2013 11:28:46	14	-0,04	2,7	20,86	1	2,48	0,0	2,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,99	19,5	978	978	7520			
17	05.11.2013 11:28:47	15	-0,57	10,0	21,06	1	2,48	0,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,98	19,4	978	978	28359			
18	05.11.2013 11:28:48	16	-0,57	10,0	21,05	1	2,48	0,0	10,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,98	19,4	978	978	28359			
19	05.11.2013 11:28:49	17	-0,73	11,4	21,03	1	2,48	0,0	11,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,82	19,5	978	978	32147			
20	05.11.2013 11:28:50	18	-0,77	11,7	20,99	1	2,48	0,0	11,7	0,0	0,0	0,0	0,0	0	-	-	-	-	0,78	19,4	978	978	33080			
21	05.11.2013 11:28:51	19	-0,77	11,7	20,83	0	2,48	0,1	11,7	0,1	0,1	0,1	0,1	0	-	-	-	-	0,78	19,4	978	978	33080			
22	05.11.2013 11:28:52	20	-0,71	11,3	20,40	0	2,48	0,4	11,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0	-	-	-	-	0,84	19,4	978	978	31921			
23	05.11.2013 11:28:53	21	-0,71	0,7	19,70	0	4,23	0,6	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0	92,9	14,88	7,1	0,84	19,4	978	978	2092				
24	05.11.2013 11:28:54	22	-0,68	0,7	18,65	0	4,23	1,0	0,7	1,0	1,0	1,0	1,0	1	95,4	8,25	4,6	0,94	19,5	978	978	2035				
25	05.11.2013 11:28:55	23	-0,68	0,7	17,70	0	4,23	1,3	0,7	1,3	1,3	1,3	1,3	1	96,7	5,91	3,3	0,94	19,5	978	978	2035				
26	05.11.2013 11:28:56	24	-0,58	0,7	17,70	0	4,22	1,3	0,7	1,3	1,3	1,3	1,3	1	96,4	5,91	3,6	1,01	19,5	978	978	1894				
27	05.11.2013 11:28:57	25	-0,58	0,7	16,79	0	4,22	1,5	0,7	1,5	1,5	1,5	1,5	1	97,2	4,65	2,8	1,01	19,5	978	978					

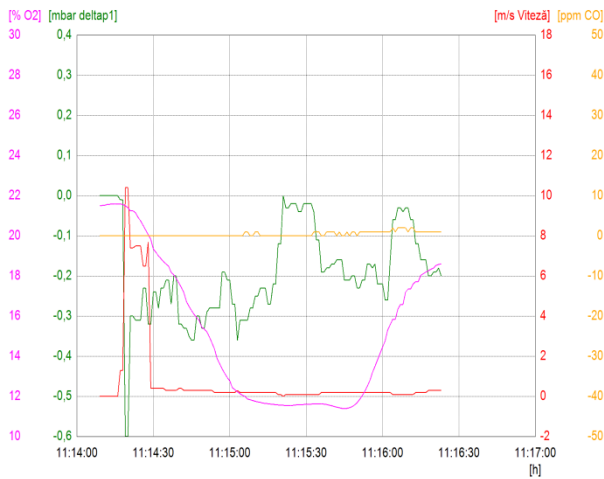


Fig. 6.1. Variația simultană a O_2 , CO, presiunii barometrice, vitezei gazului, în funcție de timp

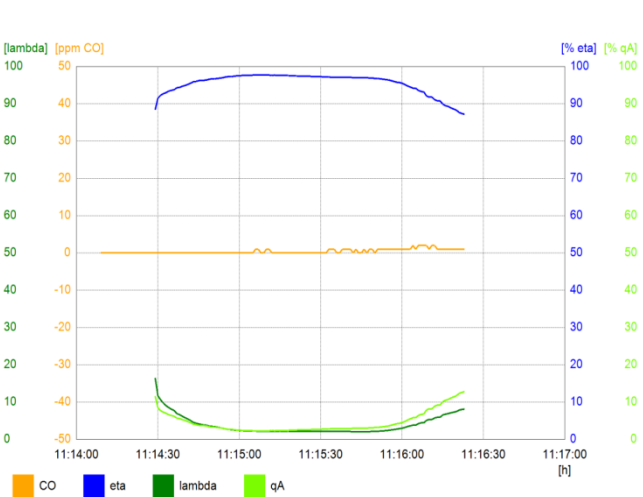


Fig. 6.2. Variația simultană a randamentului arderii, pierderilor de căldură, excesului de aer, CO, presiunii barometrice, vitezei gazului, în funcție de timp

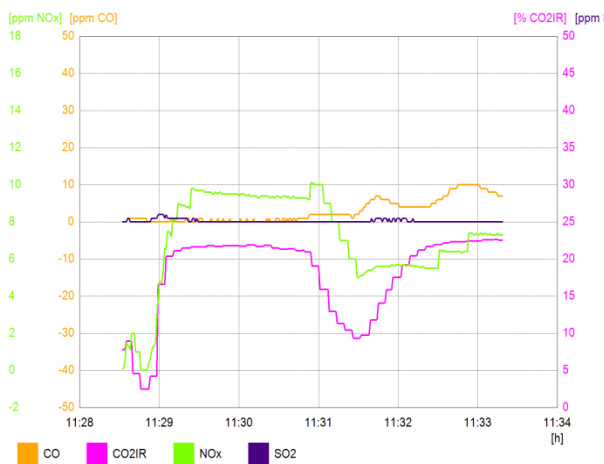


Fig. 6.3. Variația simultană a randamentului arderii, pierderilor de căldură, excesului de aer, NO_x , CO, CO_{2IR} , SO_2 , în funcție de timp

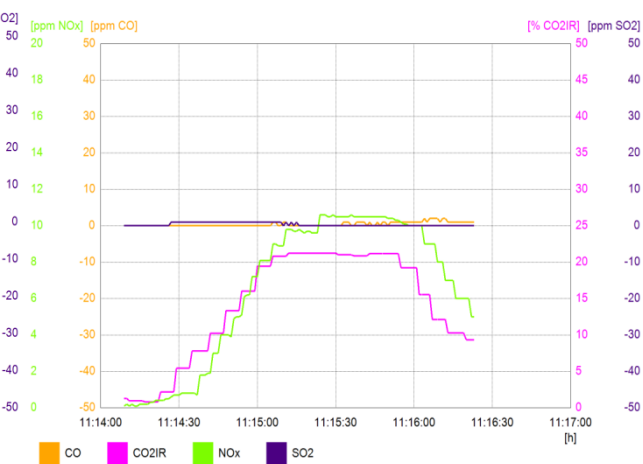


Fig. 6.4. Variația simultană a randamentului arderii, pierderilor de căldură, excesului de aer, NO_x , CO, CO_{2IR} , SO_2 , în funcție de timp

În vederea determinării valorilor de temperatură a pereților pe cele 5 etaje s-au realizat măsurători cu o cameră în infraroșu 2D THERMO HiTESTER 3460-50 de la Hioki. Valorile din termograme sunt utile în stabilirea pierderilor de căldură prin pereții cuptorului. După cum se poate observa în caroiajul figurilor (termogramelor) 6.5; 6.6, temperatura pe suprafața cuptorului de calcinare a varului se determină simultan în 64 puncte. În vederea unei interpretări cât mai apropiate de realitate pentru fiecare termogramă s-a făcut o medie aritmetică a celor 64 de valori, media temperaturilor fiind trecută în figurile 6.5 și 6.6 [A27].

T med=41,01

39,9	38,1	38,5	38,9	39,3	39,6	39,7	39,6
43,1	38,1	37,4	37,9	38	38,3	38,4	41,5
43,2	42,9	40,1	38,4	38,3	39,3	42,1	43,1
42,8	43,1	43,6	43,4	43,4	43,7	43,4	42,8
41,8	42,1	42,3	42,7	42,5	42,6	42,4	42,3
41,6	41,4	41,7	41,7	41,5	41,5	41,4	41,3
41,1	41,1	41,2	41,1	40,7	41,1	41	40,9
40,7	40,8	40,7	40,6	40,6	40,8	40,8	40,8

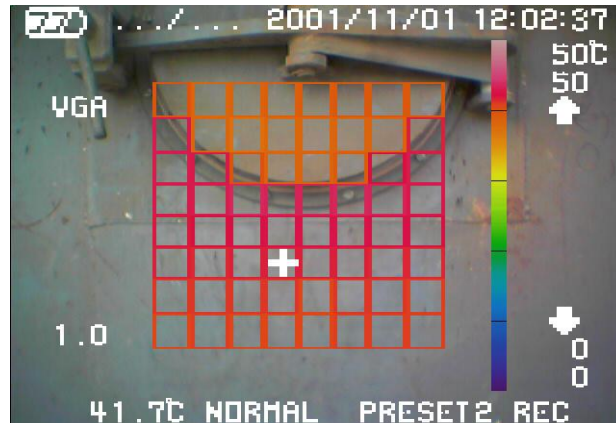


Fig. 6.5. Instantaneu cu valorile de temperatură (64 pătrațele), etaj II

T med=93,60

64	85,3	97	97,9	98,6	99	95,5	86,2
42,3	73,4	98,6	99,3	99,5	99,8	96,5	85,9
41,4	79,7	102,2	102,7	102,7	103	100	87,7
41,7	83,1	106,9	107,9	107,7	107,9	105	89,8
59	94,7	111,1	111,8	111,8	112,3	109,2	92,1
53,1	93,6	114,6	114,9	115,5	115,8	112,1	94,3
50,2	85	115,4	115,7	118,5	116,9	101	87,4
68,9	76,9	78,3	88,4	120,7	114,1	74,3	75,2

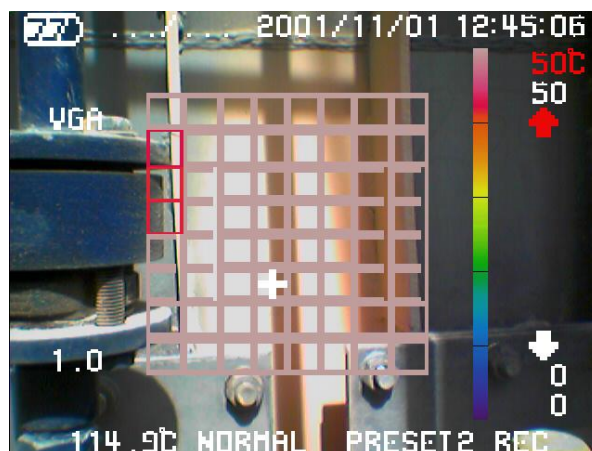


Fig. 6.6. Instantaneu cu valorile de temperatură (64 pătrațele), etaj VI

6.2.2. Rezultate comparative. Indicatori de eficiență energetică

Urmare a rulării programelor numerice de calcul su fost determinate valoric și procentual cantitățile de căldură reale orare pentru cele 2 regimuri vizate, rezultatele fiind prezentate în figurile 6.7, 6.8 [A27].

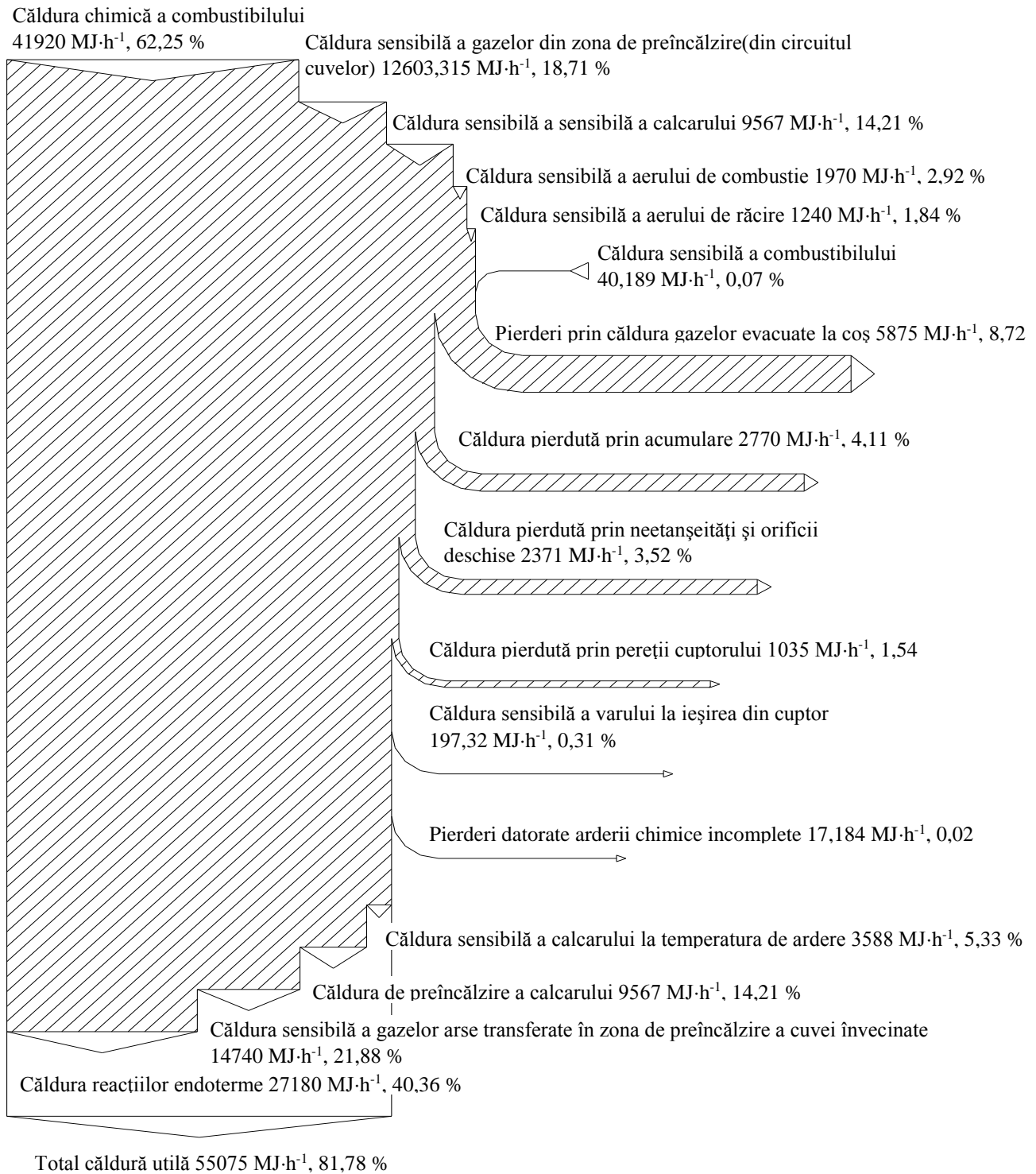


Fig. 6.7. Diagrama Sankey pentru cuptorul de calcinare, în probe

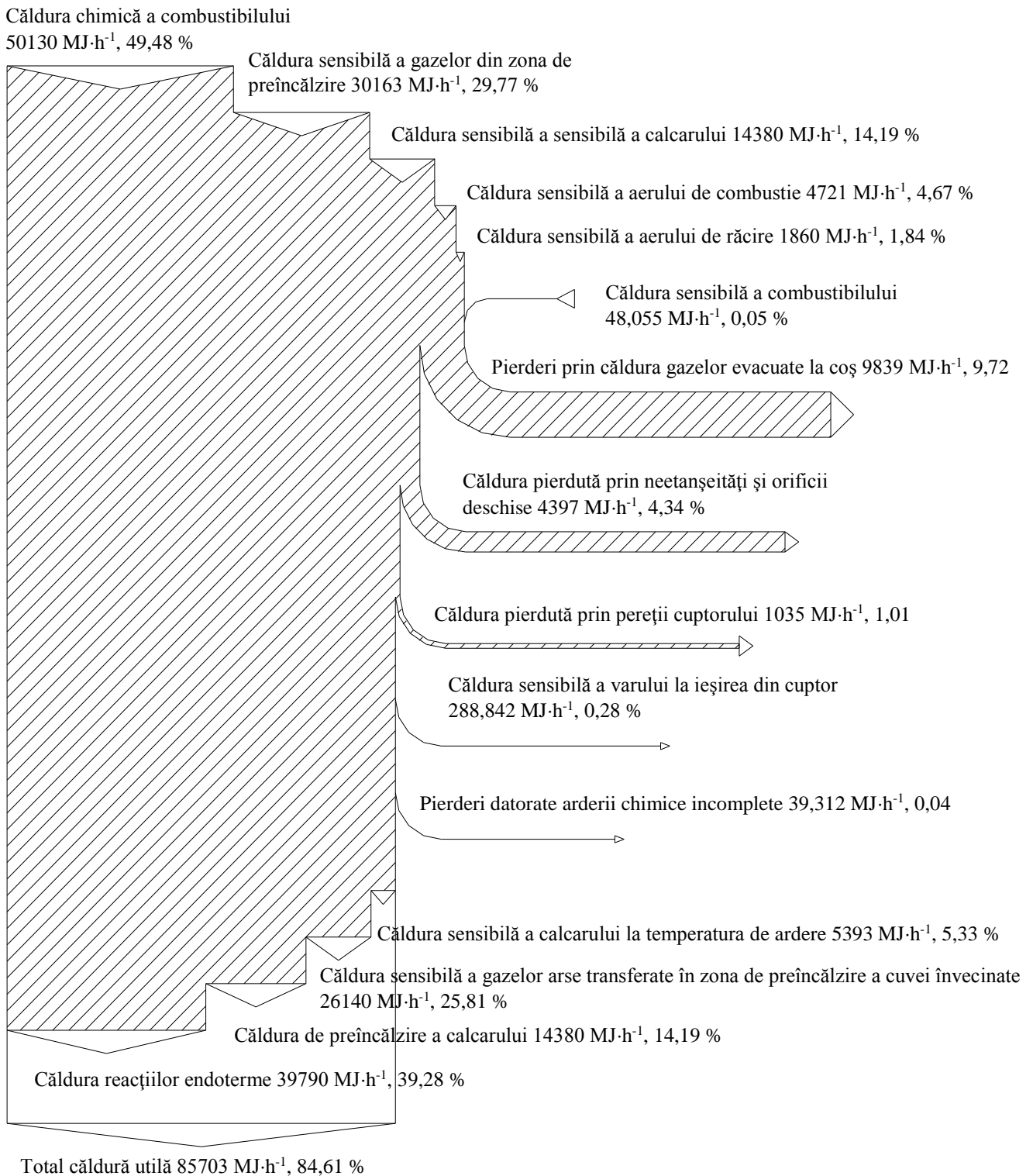


Fig. 6.8. Diagrama Sankey pentru cuptorul de calcinare, la încărcarea nominală

Valorile comparative cu parametrii de performanță la regimul în probe și la regimul nominal, se prezintă în figura 6.9.

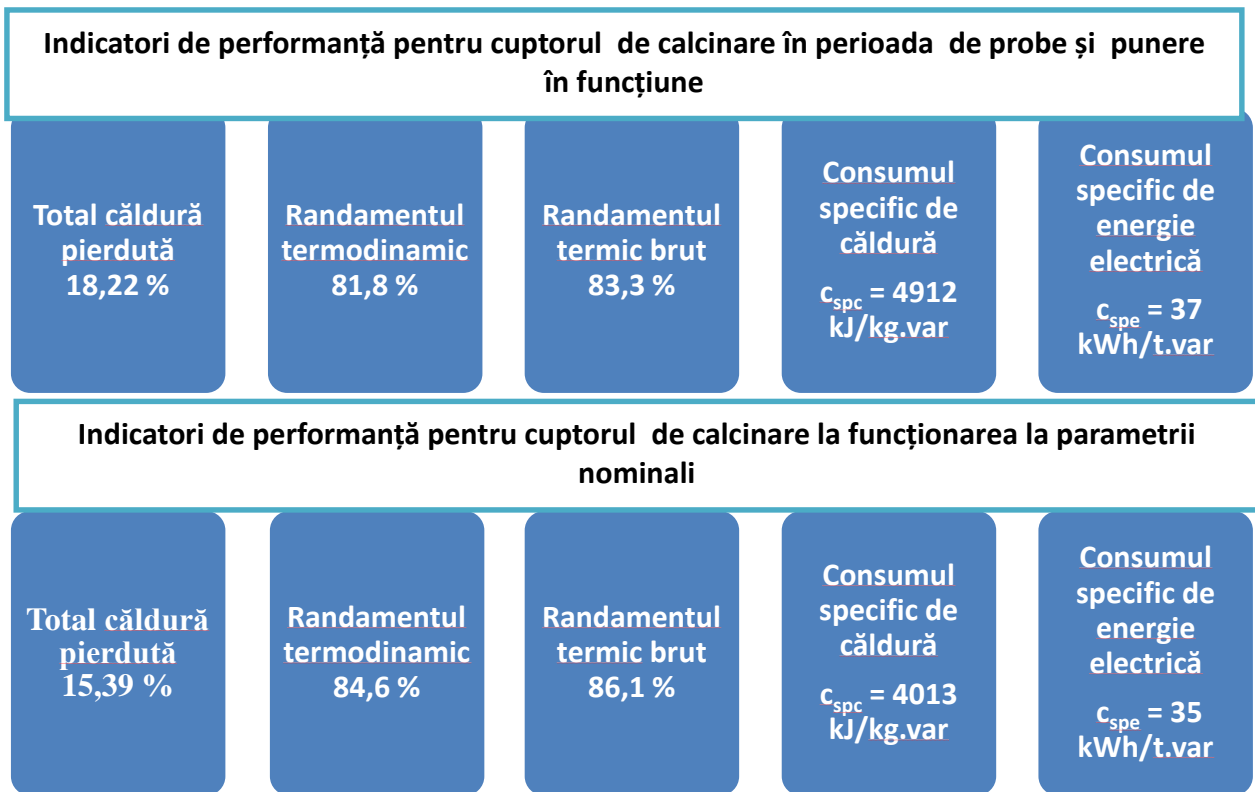


Fig. 6.9. Parametrii de performanță la regimul în probe și la regimul nominal

Indicatorii de performanță pentru cuptorul de calcinare prevăzuți în conceptul BAT (Best Available Technology) și în norma tehnică se prezintă în tabelul 6.4 [A27]:

Tabelul 6.4. Valori în conceptul BAT și în norma tehnică

Nr. crt.	Forma de energie consumată	BAT	Norma tehnică
1.	Energie electrică	20 – 40 [kWh/tonă]	30 – 40 [kWh/tonă]
2.	Energie termică	3600 – 4200 [MJ/tonă]	3800 – 4800 [MJ/tonă]

Măsura propusă pentru încadrarea performanțelor cuptorului în limitele aferente conceptului BAT (economie de energie și reducere impact ambiental) este finalizarea lucrărilor de montaj și utilizarea cuptorului la parametrii nominali de funcționare - măsură " fără costuri ", prin care se obțin următoarele economii de energie prezentate în figura 6.10:

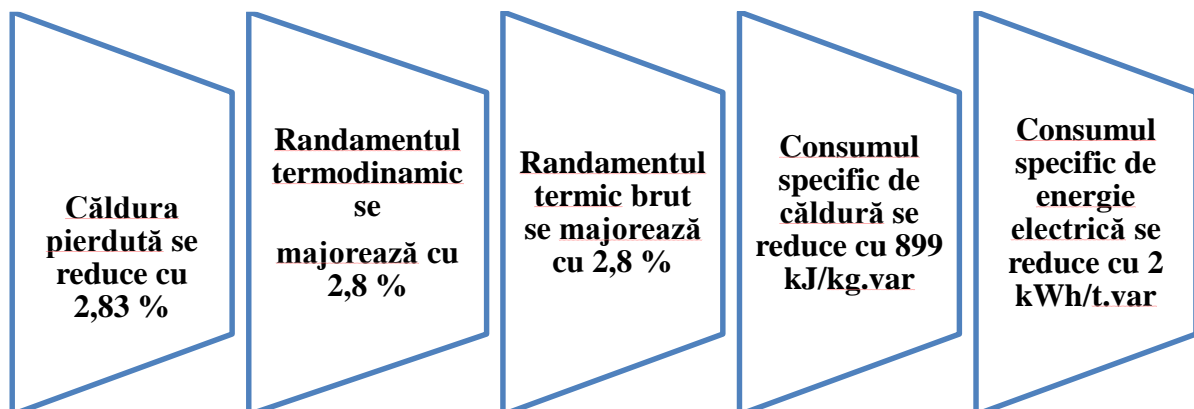


Fig. 6.10. Economii de energie obținute prin măsura propusă

Măsurile tehnico-organizatorice" fără costuri "sunt prezentate în figura 6.11:



Fig. 6.11. Măsurile tehnico-organizatorice" fără costuri

Prin finalizarea lucrărilor de montaj și aducerea cuptorului de calcinare la parametri nominali de funcționare, se obțin următoarele economii specifice de energie termică, $\Delta E_t = 0,0205$ t.e.p./t.var, respectiv energie electrică, $\Delta E_e = 0,00016$ t.e.p./t.var.

Cuptorul supus analizei se încadrează în parametri funcționali corespunzători tipului constructiv și vechimii, personalul de exploatare și corpul tehnic asigurând o eficiență energetică rezonabilă. Întrucât în perspectivă se vor monta 2 cuptoare modernizate de calcinare, nu este oportună investirea unor resurse materiale majore pentru modernizarea cuptoarelor vechi.

Măsurile destinate majorării performanțelor energetice se referă la [A27]:

- îmbunătățirea termogazodinamică a circuitului gazelor în zona de preîncălzire – recuperare, astfel încât să se reducă partea de gaze evacuate spre coș având temperatura de 178°C ; măsura se concretizează prin scăderea pierderilor prin căldura gazelor evacuate la coș cu 0,83 %.
- reducerea pierderilor prin neetanșeități și deschideri, depresiunea din interiorul cuptorului provocând pierderi majore; prin etanșarea orificiilor existente și manipularea îngrijită a capacelor gurilor de vizitare se pot reduce pierderile cu 0,54 %.

Măsurile propuse asigură (fig. 6.12):

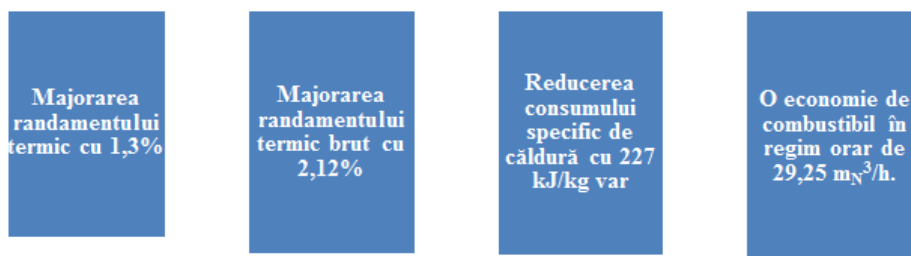


Fig. 6.12. Economii de energie rezultate

6.3. ANALIZA ENERGETICĂ REALĂ ȘI OPTIMĂ A UNUI CUPTOR DE POLIMERIZARE ȘI A UNUIA DE USCARE

6.3.1. Preîncălzirea și vopsirea prin polimerizare

Polimerizarea este procesul prin care mai multe molecule identice nesaturate se unesc formând o macromoleculă. Principalele avantaje ale tehnologiei de acoperire realizate prin intermediul aplicării unor particule uscate de vopsea în câmp electrostatic sunt reprezentate de folosirea materialelor chimice nepericuloase, rezistență în timp mare și calitate deosebite.

După aplicarea pulberii, piesele trebuie să treacă prin procesul de polimerizare, adică trebuie ținute într-un cuptor la temperaturi de $180\text{--}200^{\circ}\text{C}$ timp de 20 minute la 180°C și 10 minute la 200°C iar în cazul lacurilor transparente tip pulbere timpul de polimerizare este redus la jumătate). Înainte de introducerea în cuptorul de polimerizare, piesele care trebuie vopsite necesită preîncălzire, deoarece pe piesele încălzite se poate aplica pulberea într-o grosime de maxim $40\mu\text{m}$, în timp ce la aplicarea normală grosimea este cuprinsă între de $80\text{--}100\mu\text{m}$, acest lucru înseamnă o economie de 50% la pulbere. Rolul cuptorului de polimerizare este de a fixa sau mai precis de a arde vopseaua depusă pe suprafața pieselor. Pentru menținerea unei temperaturi constante în interiorul cuptorului de ardere /uscare, se utilizează, combustibil GPL. Forma cuptoarelor este în formă de U, piesele

fiind introduse în cuptor cu ajutorul transportorului cu calea de rulare suspendată/fixată pe pardosea. Randamentul cuptorului este ridicat datorită izolației pereților, sistemul eficient de deschidere/închidere a ușilor, acționarea unei perdele de aer precum și recircularea aerului cald printr-un sistem de compensare. Studiul este motivat de necesitatea încadrării parametrilor termoenergetici ai cuptoarelor analizate în limitele indicate de constructor, prin aceasta obținându-se un consum de energie termică redus, o calitate și durabilitate corespunzătoare a materialelor preîncalzite și vopsite. Se pune problema realizării unei analize termoenergetice reale și optime orare pentru un cuptor de polimerizare și unul de uscare a pieselor, în scopul determinării parametrilor de eficiență energetică. Au fost estimate în plan energetic economiile de energie realizate prin măsurile și soluțiile cu și fără investiții propuse.

6.3.2. Rezultate. Indicatori de eficiență energetică și măsuri de creștere a acesteia

Prin rularea programelor numerice de calcul concepute s-au obținut următoarele rezultate sintetizate în figurile 6.13-6.16 [A24]:

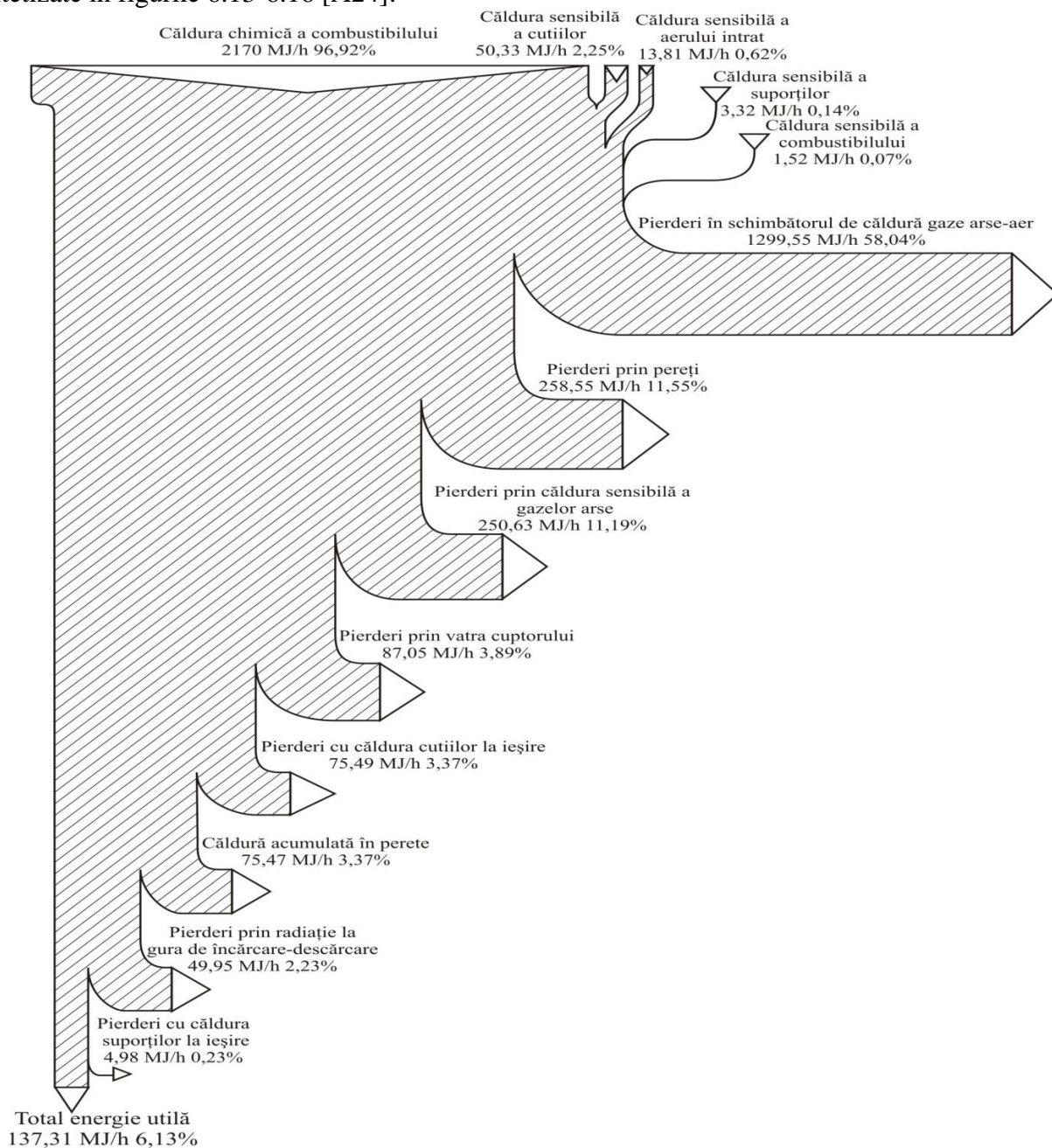


Fig. 6.13. Diagrama Sankey reală pentru cuptorul de polimerizare

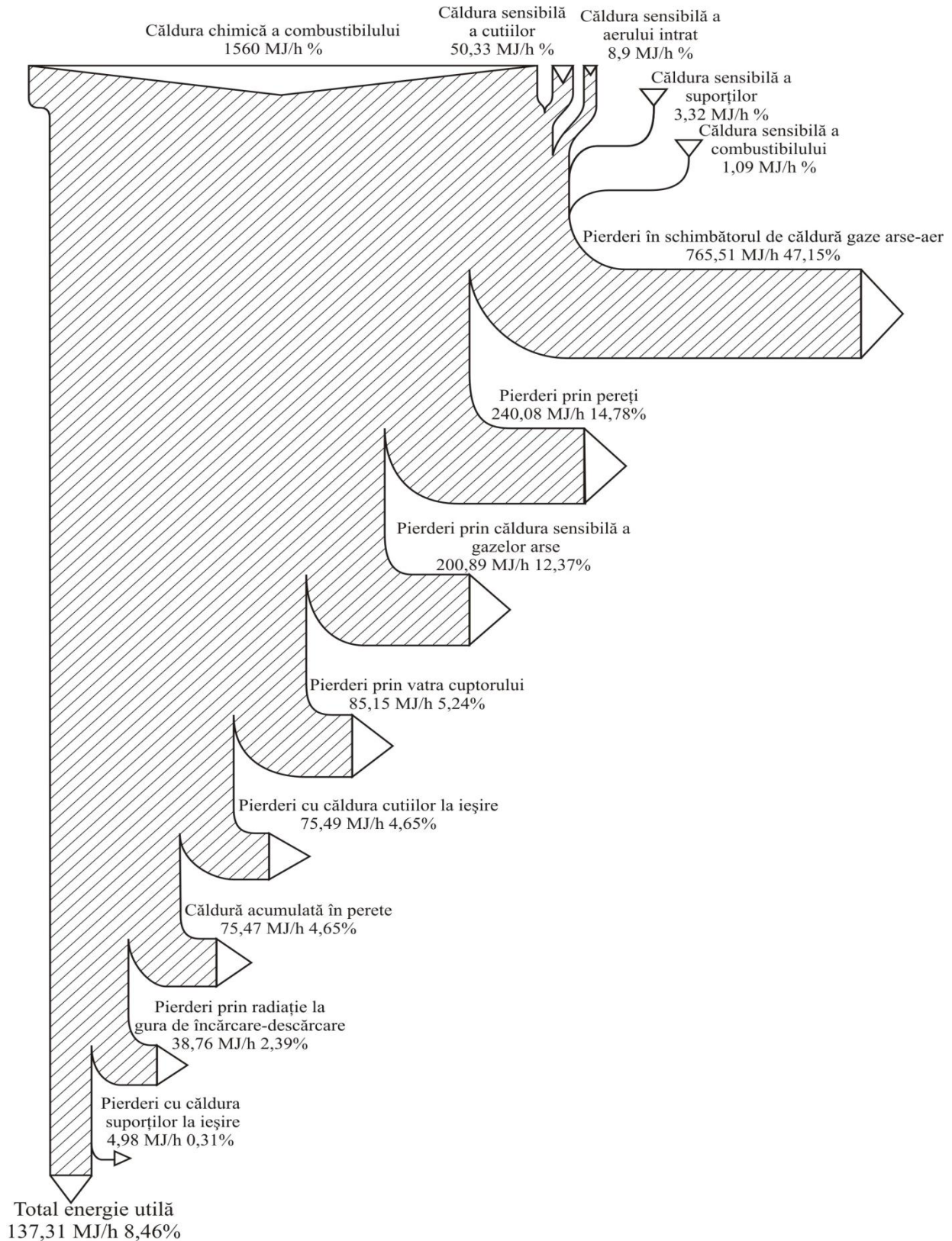


Fig. 6.14. Diagrama Sankey optimă pentru cuptorul de polimerizare

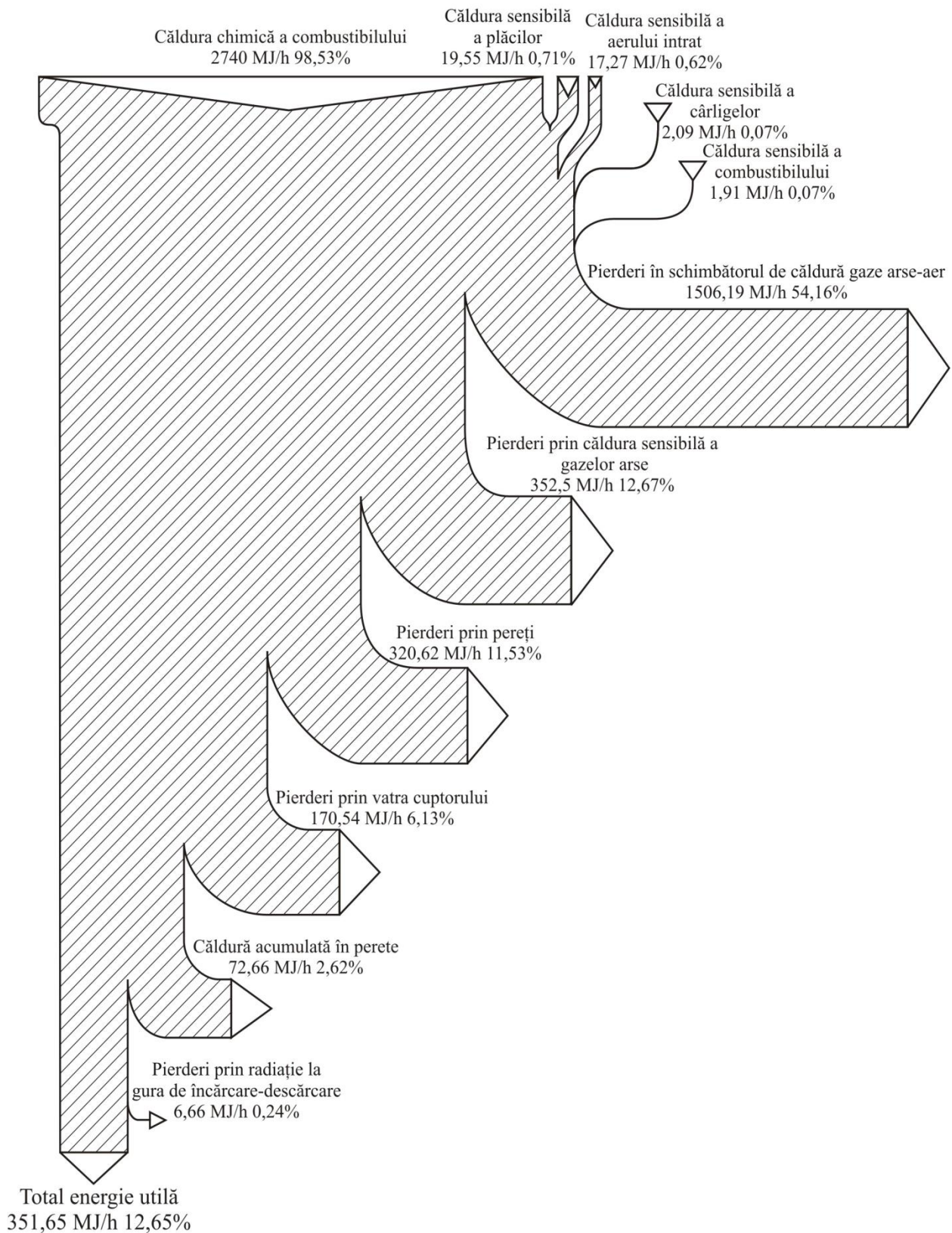


Fig. 6.15. Diagrama Sankey reală pentru cuptorul de uscare

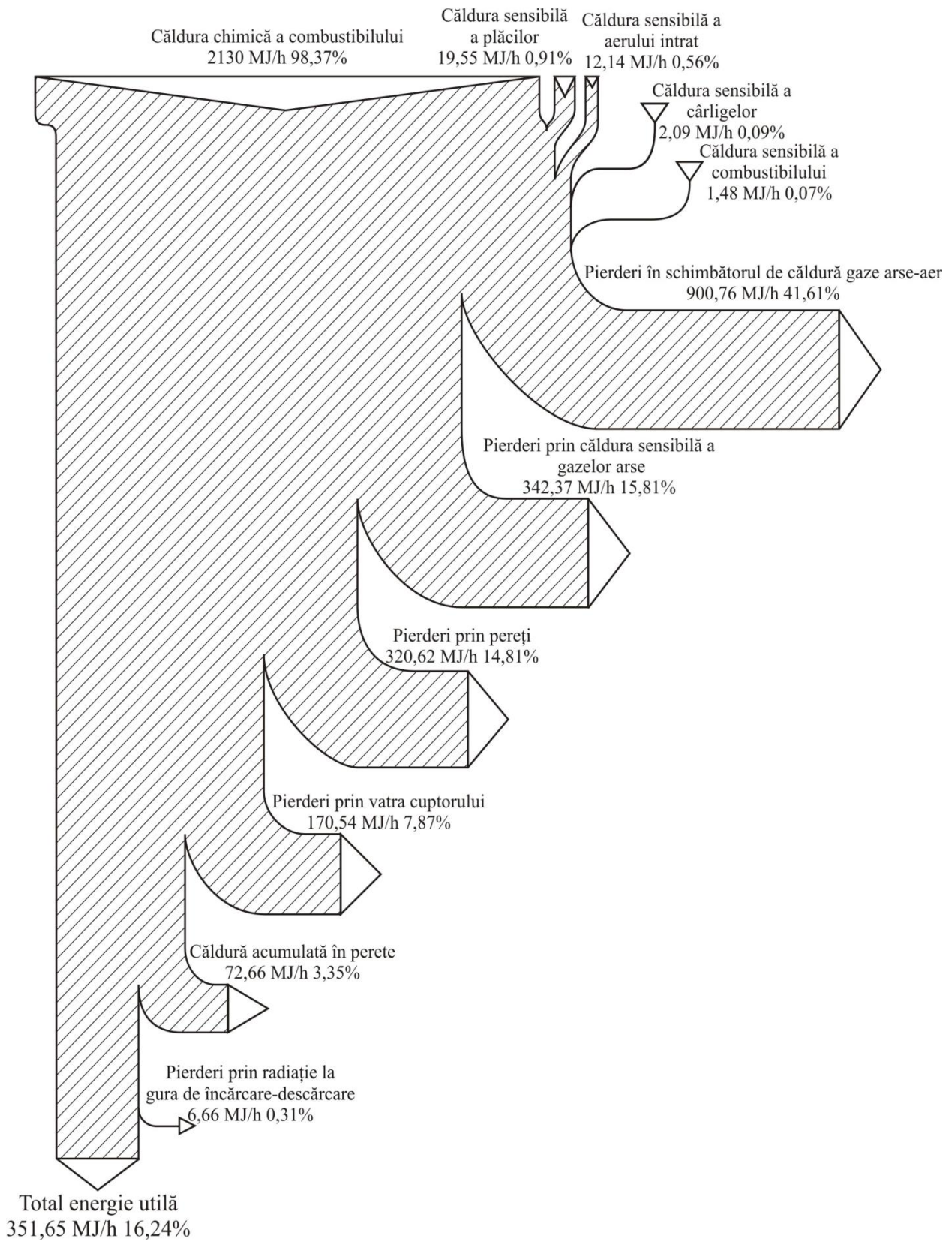


Fig. 6.16. Diagrama Sankey optimă pentru cuptorul de uscare

Parametrii de performanță pentru cuptorul de polimerizare – analiză reală orară [A24]

$$\text{Randamentul termic: } \eta_T = \frac{Q_u}{Q_{intrata}} \cdot 100; \quad \eta_T = 10,567\%$$

$$\text{Randamentul termic de exploatare: } \eta_{te} = \frac{Q_u - Q_{cutii} - Q_{s_cutii}}{Q_{intrata} - Q_{cutii} - Q_{s_cutii} - Q_L} \cdot 100; \quad \eta_{te} = 8,168\%$$

$$\text{Randamentul utilizării combustibilului: } \eta_C = \frac{Q_u - (Q_{cutii} + Q_{s_cutii})}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_C = 8,174\%$$

$$\text{Consumul specific de căldură: } q = \frac{Q_{intrata}}{m}; \quad q = 1,659 \text{ MJ}/(\text{kg tabla})$$

$$\text{Randamentul termodinamic al arderii: } \eta_a = \frac{Q_c - Q_g}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_a = 87,141\%$$

$$\text{Consumul specific de combustibil: } C_{sc} = \frac{B}{Q_u - (Q_{cutii} + Q_{s_cutii})}; \quad C_{sc} = 0,133 \text{ m}^3_{\text{N}} / \text{MJ}$$

$$C_{scl} = \frac{B}{m}; \quad C_{scl} = 0,017 \text{ m}^3_{\text{N}} / \text{kg tabla}$$

Parametrii de performanță pentru cuptorul de polimerizare – analiză optimă orară [A24]

$$\text{Randamentul termic: } \eta_T = \frac{Q_u}{Q_{intrata}} \cdot 100; \quad \eta_T = 13,105\%$$

$$\text{Randamentul termic de exploatare: } \eta_{te} = \frac{Q_u - Q_{cutii} - Q_{s_cutii}}{Q_{intrata} - Q_{cutii} - Q_{s_cutii} - Q_L} \cdot 100; \quad \eta_{te} = 10,191\%$$

$$\text{Randamentul utilizării combustibilului: } \eta_C = \frac{Q_u - (Q_{cutii} + Q_{s_cutii})}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_C = 10,198\%$$

$$\text{Consumul specific de căldură: } q = \frac{Q_{intrata}}{m}; \quad q = 1,337 \text{ MJ}/(\text{kg tabla})$$

$$\text{Randamentul termodinamic al arderii: } \eta_a = \frac{Q_c - Q_g}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_a = 87,141\%$$

$$\text{Consumul specific de combustibil: } C_{sc} = \frac{B}{Q_u - (Q_{cutii} + Q_{s_cutii})}; \quad C_{sc} = 0,107 \text{ m}^3_{\text{N}} / \text{MJ}$$

$$C_{scl} = \frac{B}{m}; \quad C_{scl} = 0,014 \text{ m}^3_{\text{N}} / \text{kg tabla}$$

Măsuri care nu necesită investiții suplimentare

Reglarea arderii pentru reducerea excesului de aer cu 9,18%, realizându-se o reducere a căldurii pierdute cu gazele evacuate de 49,767 MJ/h = 0,0012 tep/h = 0,0012 · 3305,36 = 3,96 tep/an; unde 3305,6 este numărul de ore de funcționare anuală a consumatorilor termici.

Măsuri cu investiții de valoare medie

Monitorizarea consumului de combustibil gazos

Măsurile cu investiții ridicate

Înlocuirea schimbătoarelor de căldură gaze de ardere – aer actuale cu schimbătoare de căldură cu tuburi termice, majorându-se factorul de recuperare de la 0,45 la 0,594, efectul fiind reducerea pierderii de căldură cu 437,72 MJ/h = 0,01 tep/h.

Economie totală realizată:

$$\Delta E = 4,21 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h} = 386,89 \text{ MJ/h} = 0,0092 \text{ tep/h} = 0,0092 \cdot 3305,36 = 30,41 \text{ tep/an.}$$

Parametrii de performanță pentru cuptorul de uscare, analiză reală orară [A24]

$$\text{Randamentul termic: } \eta_T = \frac{Q_u}{Q_{\text{intrata}}} \cdot 100; \quad \eta_T = 15,251\%$$

$$\text{Randamentul termic de exploatare: } \eta_{te} = \frac{Q_u - Q_{\text{placa}} - Q_{s_placa}}{Q_{\text{intrata}} - Q_{\text{placa}} - Q_{s_placa} - Q_L} \cdot 100; \quad \eta_{te} = 14,67\%$$

$$\text{Randamentul utilizării combustibilului: } \eta_c = \frac{Q_u - (Q_{\text{placa}} + Q_{s_placa})}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_c = 14,688\%$$

$$\text{Consumul specific de căldură: } q = \frac{Q_{\text{intrata}}}{m}; \quad q = 3,71 \text{ MJ}/(\text{kg tabla})$$

$$\text{Randamentul termodinamic al arderii: } \eta_a = \frac{Q_c - Q_g}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_a = 87,141\%$$

$$\text{Consumul specific de combustibil: } C_{sc} = \frac{B}{Q_u - (Q_{\text{placa}} + Q_{s_placa})}; \quad C_{sc} = 0,074 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{MJ}$$

$$C_{scl} = \frac{B}{m}; \quad C_{scl} = 0,04 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg Tabla}$$

Parametrii de performanță pentru cuptorul de uscare, analiză optimă orară [A24]

$$\text{Randamentul termic: } \eta_T = \frac{Q_u}{Q_{\text{intrata}}} \cdot 100; \quad \eta_T = 21,869\%$$

$$\text{Randamentul termic de exploatare: } \eta_{te} = \frac{Q_u - Q_{\text{placa}} - Q_{s_placa}}{Q_{\text{intrata}} - Q_{\text{placa}} - Q_{s_placa} - Q_L} \cdot 100, \quad \eta_{te} = 21,201\%$$

$$\text{Randamentul utilizării combustibilului: } \eta_c = \frac{Q_u - (Q_{\text{placa}} + Q_{s_placa})}{Q_c} \cdot 100, \quad \eta_c = 21,216\%$$

$$\text{Consumul specific de căldură: } q = \frac{Q_{\text{intrata}}}{m}; \quad q = 2,889 \text{ MJ}/(\text{kg tabla})$$

$$\text{Randamentul termodinamic al arderii: } \eta_a = \frac{Q_c - Q_g}{Q_c} \cdot 100; \quad \eta_a = 83,935\%$$

$$\text{Consumul specific de combustibil: } C_{sc} = \frac{B}{Q_u - (Q_{\text{placa}} + Q_{s_placa})}; \quad C_{sc} = 0,051 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{MJ}$$

$$C_{scl} = \frac{B}{m}; \quad C_{scl} = 0,031 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{kg tabla}$$

Măsurile care nu necesită investiții suplimentare

Reglarea arderii pentru reducerea excesului de aer cu 9,18%, realizându-se o reducere a căldurii pierdute cu gazele evacuate de 10,122 MJ/h = 0,00024 tep/h = 0,00024 · 3305,36 = 0,79 tep/an

Măsurile cu investiții de valoare medie

Monitorizarea consumului de combustibil gazos.

Măsurile cu investiții ridicate

Înlocuirea schimbătoarelor de căldură aer – aer actuale cu schimbătoare de căldură cu tuburi termice, majorându-se factorul de recuperare de la 0,45 la 0,6, efectul fiind reducerea pierderii de căldură cu $655,554 \text{ MJ/h} = 0,015 \text{ tep/h}$.

Economie totală realizată:

$$\Delta E = 6,64 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h} = 610,2 \text{ MJ/h} = 0,0145 \text{ tep/h} = 0,0145 \cdot 3305,6 = 47,93 \text{ tep/an}$$

Economii de energie realizate prin aplicarea, anterioară determinărilor experimentale, majorării izolației la cuptorul de polimerizare și la cuptorul de uscare:

$$\Delta E = 0,315 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h} = 28,96 \text{ MJ/h} = 0,00068 \text{ tep/h} = 0,00068 \cdot 3305,36 = 2,25 \text{ tep/an}$$

Economii de energie realizate prin aplicarea, anterioară determinărilor experimentale, recuperării căldurii de la cuptorul de uscare și valorificarea la cuptorul de uscare:

$$\Delta E = 2,83 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h} = 260,41 \text{ MJ/h} = 0,0062 \text{ tep/h} = 0,00068 \cdot 3305,36 = 20,56 \text{ tep/an}$$

6.4. ANALIZA ENERGETICĂ A UNUI CUPTOR TUNEL ȘI A UNUIA CAMERĂ**6.4.1. Program numeric de calcul**

S-a pus problema realizării unei analize termoenergetice a unor instalații industriale de producere a cahlelor de teracotă. În acest scop se prezintă rezumativ rezultatele obținute prin analiza unui cuptor tunel și a unui cuptor cameră din perspectiva indicatorilor de eficiență energetică, modul de realizare a analizei ținând seama de aspectele precizate la subcapitolul 6.1.

În vederea determinării cantităților de căldură care sunt vehiculate în cadrul instalațiilor industriale menționate au fost concepute programe numerice de calcul, pasaje din acestea prezentându-se în figura 6.17 [A28].

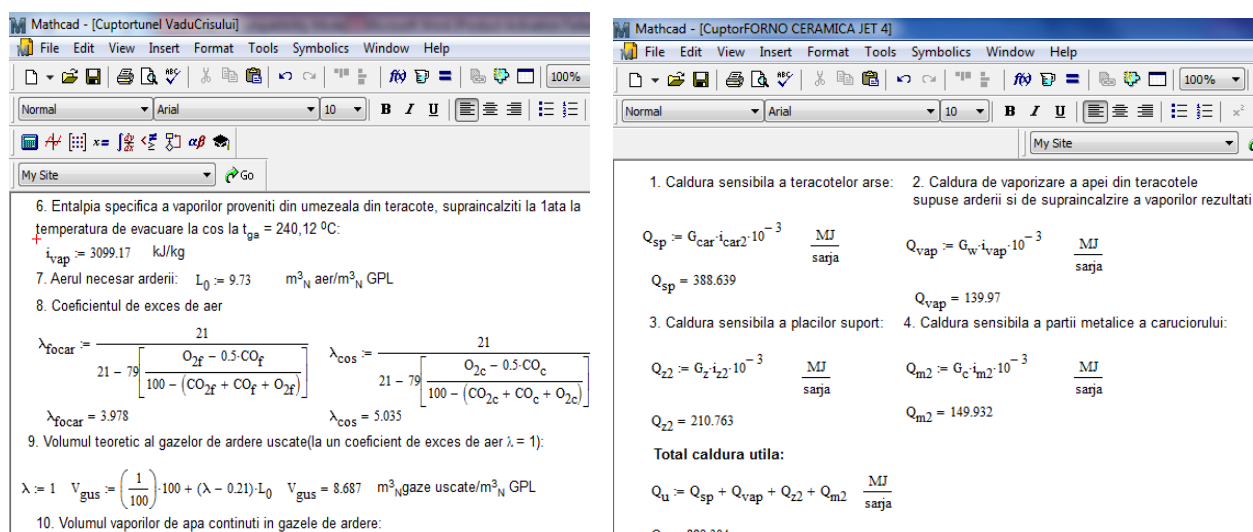


Fig. 6.17 . Pasaje din programele numerice de calcul

6.4.2. Rezultate. Indicatori de eficiență energetică și măsuri de creștere a acesteia

Prin rularea programelor numerice de calcul s-au obținut cantitățile de căldură reale orare în cazul cuptorului tunel, respective cantitățile de căldură reale pe șarjă în cazul cuptorului cameră, rezultatele fiind prezentate valoric și procentual în figurile 6.18 și 6.19 [A28]:

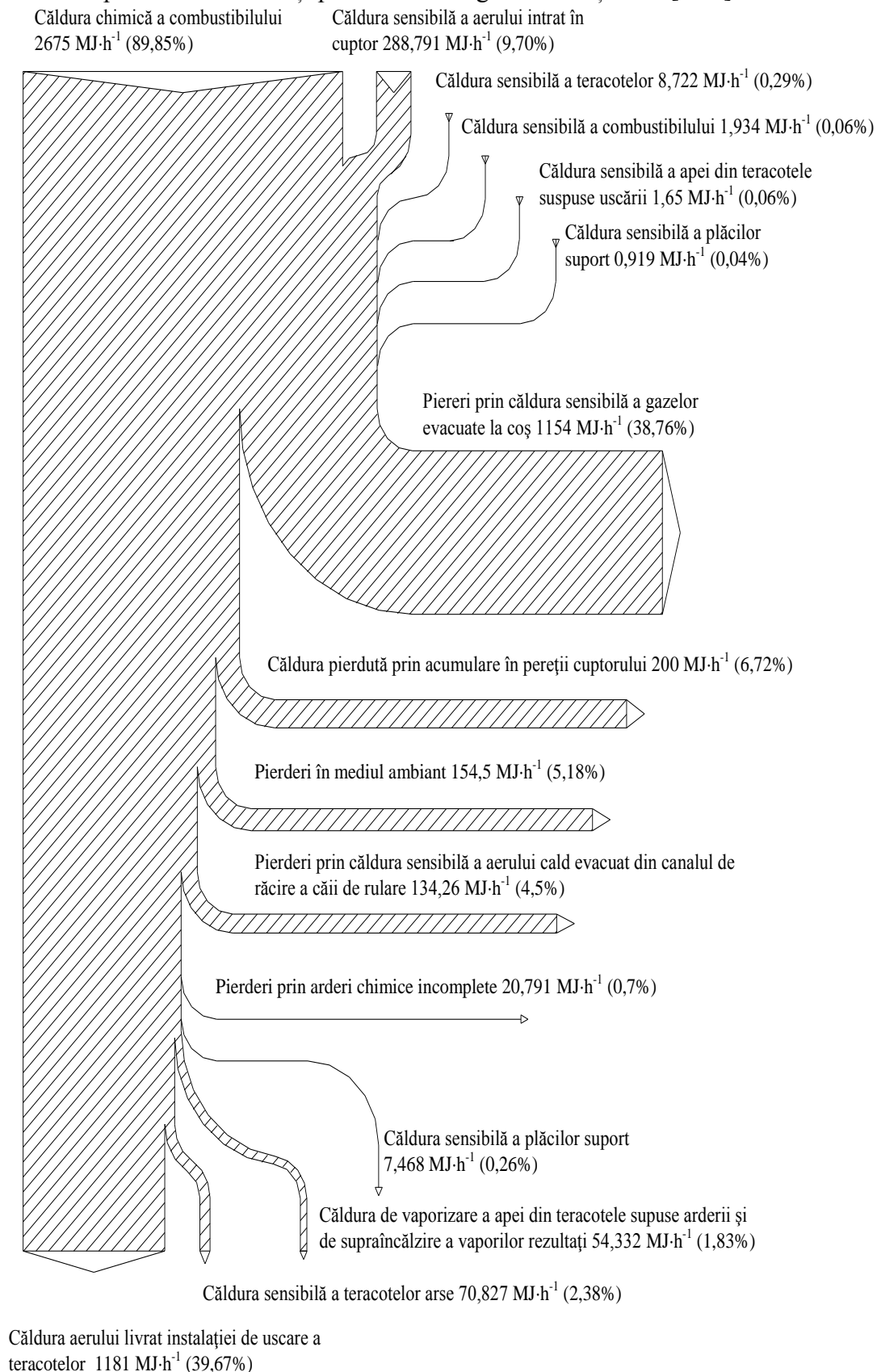


Fig. 6.18. Diagrama Sankey a analizei reale orare pentru cuptorul tunel

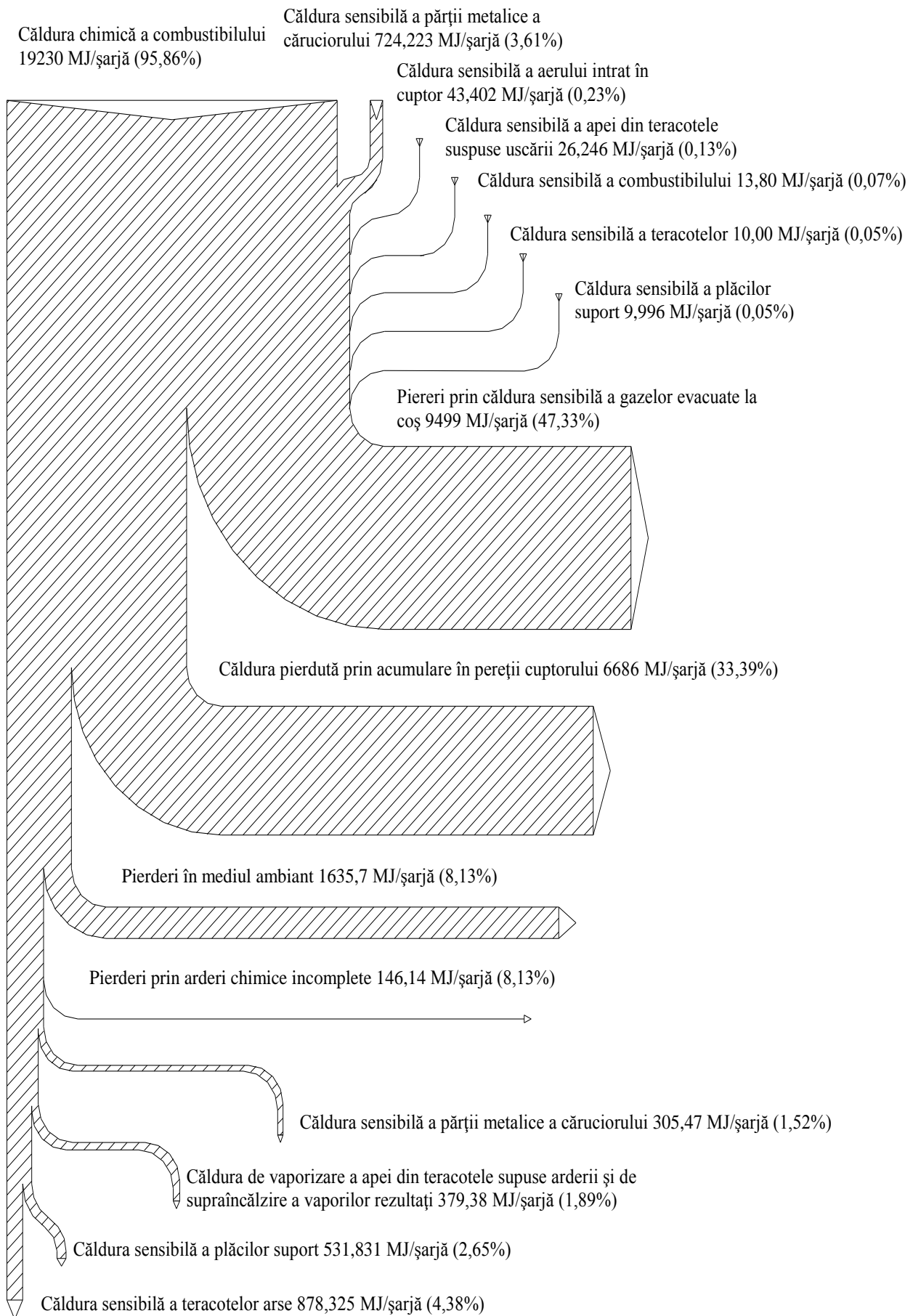


Fig. 6.19. Diagrama Sankey a analizei reale pe șarjă pentru cuptorul cameră

Parametrii de performanță pentru cuptorul tunel se prezintă în figura 6.20:

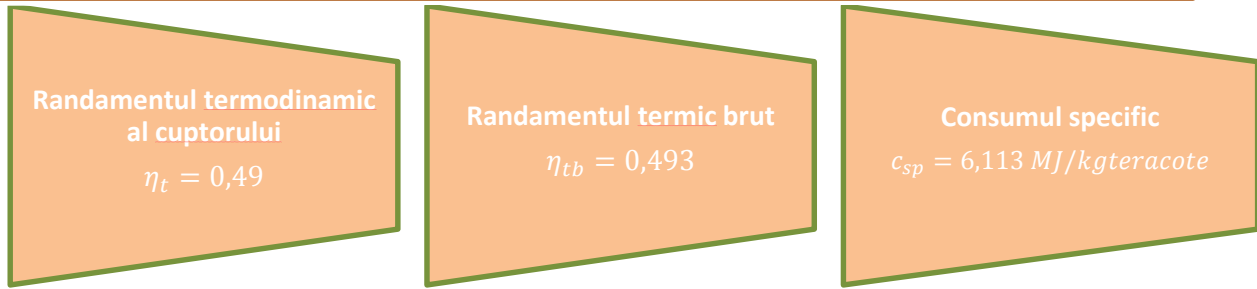


Fig. 6.20. Parametrii de performanță pentru cuptorul tunel

Măsurile tehnico-organizatorice destinate majorării performanțelor energetice ale cuptorului tunel:

- prin izolarea bolții cuptorului cu șamotă poroasă având $\delta = 31 \text{ mm}$ și $\lambda = 0,876 \text{ kJ/mhgrd}$, se reduce temperatura medie a bolții de la $57 \text{ }^\circ\text{C}$ la $40 \text{ }^\circ\text{C}$, realizându-se o economie de căldură de $212,9 \text{ MJ/h}$, concretizată într-o economie de combustibil de $2,3 \text{ m}^3/\text{h}$. Consumul specific devine $C_{sp} = 5,078 \text{ MJ/kg teracote}$. Măsura propusă reduce consumul specific de energie cu $\Delta C = 16,96\%$;

- schimbarea sistemului de cuplare gazodinamică cuptor – uscator, pe partea de aer recuperat. Toate tehnologiile de uscarea-ardere a ceramicii de construcții se bazează pe recuperarea căldurii din produse după ardere, agentul purtător de căldură recuperată fiind aerul cald care este fie refulat de la cuptor, fie aspirat de uscătoare. Acest cuplaj cuptor- uscător se face prin tubulatură etanșă între camera de încălzire a uscătoriei și zona de răcire a cuptorului. Soluția are dezavantajul că orice modificare de regim fluidic la unul dintre utilaje influențează pe celălalt. Măsura propusă se referă la o “rupere de presiune” cu ajutorul unui rezervor tampon, ceea ce va elimina influențele reglajelor la un utilaj asupra celuilalt. Rezervorul poate fi conceput pentru a servi ca sursă de căldură pentru prepararea apei calde destinate grupurilor sanitare. Prin măsura propusă se estimează realizarea unei reduceri a pierderilor de căldură cu 174 MJ/h , concretizată într-o economie de combustibil de $1,9 \text{ m}^3/\text{h}$. Consumul specific devine $C_{sp} = 4,230 \text{ MJ/kg teracotă}$. Măsura propusă reduce consumul specific de energie cu $\Delta C = 16,69\%$.

Reducere totală de consum specific $\Delta C_{total} = 30,82 \%$.

Parametrii de performanță pentru cuptorul cameră se prezintă în figura 6.21:

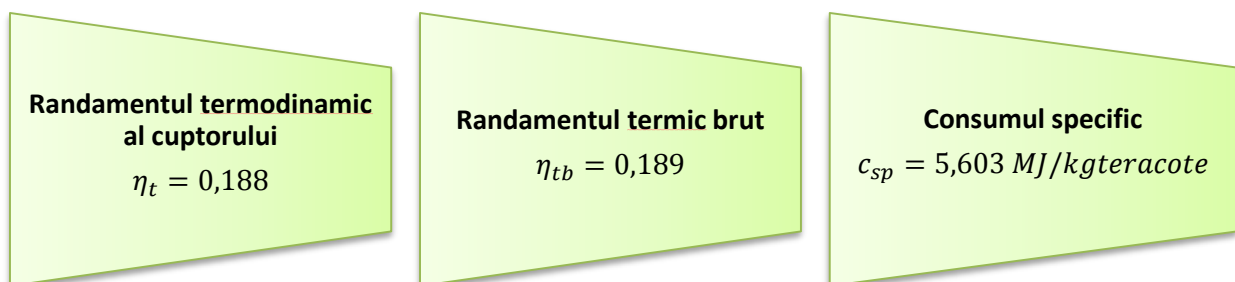


Fig. 6.21. Parametrii de performanță pentru cuptorul cameră

Măsurile tehnico-organizatorice destinate majorării performanțelor energetice ale cuptorului cameră:

- recuperarea căldurii din gazele evacuate la coș utilizând schimbătoare cu tuburi termice. Reducerea estimată a pierderilor cu 1400 MJ/șarjă .

- reducerea pierderilor de căldură prin acumulare asigurată pe baza unei cronograme de funcționare care să prevadă un timp de întrerupere cât mai redus.

Reducerea estimată a pierderilor - 1700 MJ/șarjă.

Măsurile propuse în cazul ambelor tipuri de cuptoare devin fezabile și eficiente energetic și economic în condițiile utilizării zilnice a cuptorului.

6.5. ANALIZA ENERGETICĂ A AUTOCLAVELOR PENTRU PRODUCEREA BETONULUI CELULAR AUTOCLAVIZAT

Betonul celular autoclavizat (BCA) este cel mai răspândit material de construcție din lume după betonul monolit. A fost inventat în anul 1923 în Suedia și este obținut dintr-un amestec de nisip (55-60%), ciment (23-25%), var (5-7%), gips (3-4%), apă legată chimic și un generator de gaze (pastă de aluminiu), care îi conferă structura poroasă. BCA-ul se "coace" la presiune și temperatură ridicată (12 bar/190°C) în autoclave. BCA-ul înglobează milioane de bule de aer, care îi conferă proprietăți unice - greutate specifică redusă și izolare termică. Este de până de 6 ori mai ușor decât betonul monolit și de 2 până la 3 ori mai ușor decât blocurile ceramice. Datorită excelentelor proprietăți de izolator termic, este cu 30% mai economic decât alte materiale de zidărie cum ar fi cărămida.

Studiul energetic se adresează instalațiilor de producere a betonului celular autoclavizat în 2 situații distincte:

- cazul în care autoclava este alimentată integral cu abur livrat de centrala termică;
- situația în care autoclava este alimentată parțial cu abur transvazat.

Au fost determinați parametrii termoenergetici de performanță și elaborate **Măsuri tehnico-organizatorice destinate majorării performanțelor energetice** prin realizarea unei analize reale pe șarjă cu ajutorul unui program numeric de calcul [A28]. În realizarea analizei energetice s-a ținut seama de precizările de la subcapitolul 6.1. În figura 6.23 se prezintă sintetic rezultatele obținute, pentru analiza reală pe șarjă, iar în figurile 6.22 și 6.24, parametrii de performanță corespunzători celor 2 situații amintite anterior [A28].

Măsuri tehnico-organizatorice destinate majorării performanțelor energetice *Autoclavă alimentată integral cu abur livrat de centrala termică*

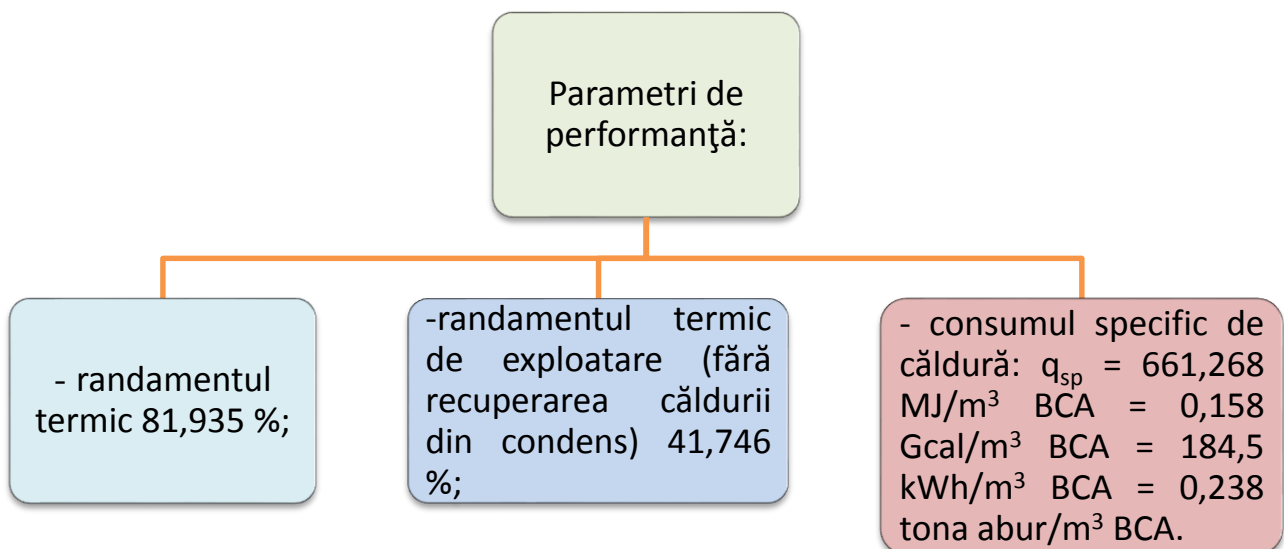


Fig. 6.22. Parametrii de performanță pentru autoclava alimentată integral cu abur livrat de centrala termică

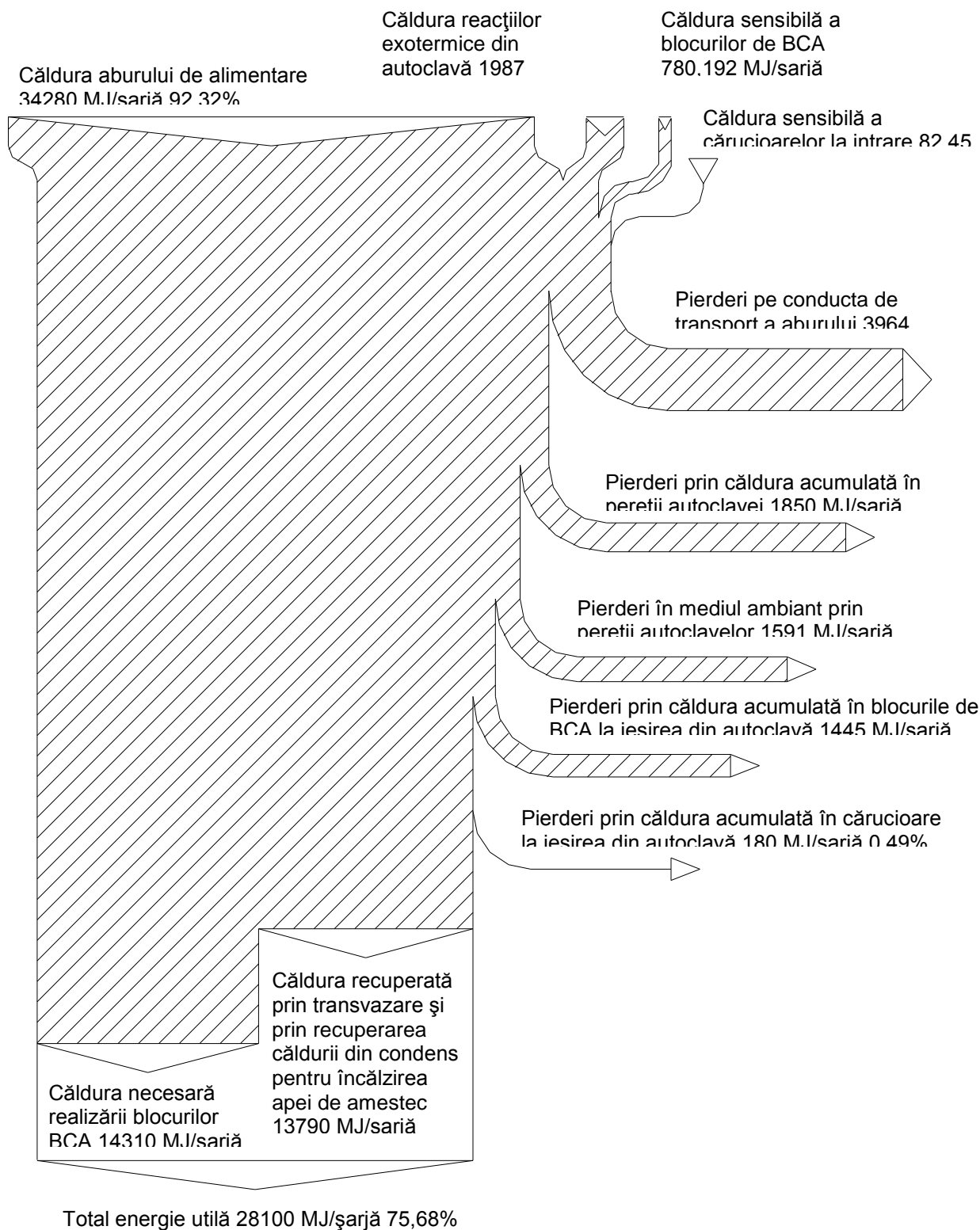


Fig. 6.23. Diagrama Sankey pentru analiza exergetică reală pe șarjă pentru autoclava alimentată integral cu abur livrat de centrala termică

Autoclavă alimentată parțial cu abur transvazat – se repetă etapele (fără a se mai arăta) diagrama Sankey, prezentându-se doar parametrii de performanță.

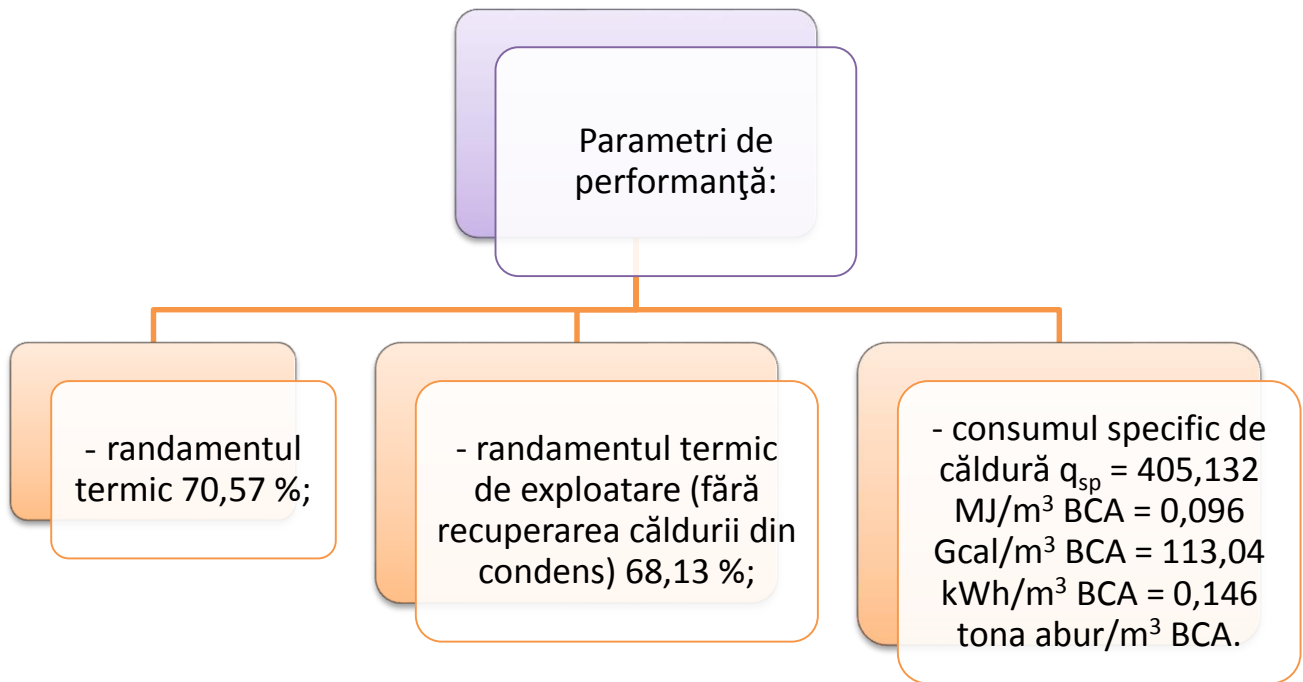


Fig. 6.24. Parametrii de performanță pentru autoclava alimentată parțial cu abur transvazat

Concluzii

1. Consumul specific de căldură se reduce, la autoclava alimentată parțial cu abur, cu 31,78 %.
2. Variațiile randamentelor nu sunt sugestive diferențele datorându-se prezenței, respectiv absenței transvazării.
3. Din valorile parametrilor măsurați, în cazul alimentării prin transvazare nu mai este vorba de abur saturat ci de abur umed.
4. Pentru ambele cazuri analizate la secția BCA Oradea, (autoclava alimentată integral cu abur livrat de centrala termică, autoclava alimentată parțial cu abur transvazat), consumul specific de căldură se reduce cu $\Delta C_1 = 10,636\%$ pentru autoclava alimentată integral cu abur livrat de centrala termică și cu $\Delta C_2 = 17,36\%$ pentru autoclava alimentată parțial cu abur transvazat, în situația în care se renunță la alimentarea de la CET Oradea și se instalează o centrală termică proprie.

CAPITOLUL 7

AUDITUL ENERGETIC COMPLEX AL ANSAMBLULUI MOTOR TERMIC GENERATOR ELECTRIC CU SCOPUL DETERMINĂRII INDICATORILOR ENERGETICI

7.1. SOLUȚII DE VALORIFICARE A POTENȚIALULUI ENERGETIC A BIOMASEI DIN APELE UZATE COLECTATE LA O STAȚIE DE EPURARE

7.1.1. Preambul

Una din soluțiile actuale pentru valorificarea resurselor termice secundare o reprezintă cogenerarea constând în furnizarea simultană de energie electrică și termică. Cogenerarea reprezintă o variantă de valorificare a resurselor energetice secundare în cazul instalațiilor termoenergetice. Avantajul principal al cogenerării constă în valorificarea energiei termice evacuate din instalațiile industriale. În România ponderea biogazului, în potențialul energetic al biomasei utilizate, reprezintă 7,7 % [B15]. În UE, 8 % din biogazul produs se obține din stațiile de epurare a apelor uzate. Soluțiile tehnologice de valorificare a biogazului provenit din stațiile de epurare a apelor uzate sunt variate: arderea în generatoare de abur sau apă fierbinte, arderea în motoare termice pentru acționarea unor echipamente (pompe, suflante, ventilatoare, compresoare), alimentarea unor grupuri electrogene, valorificarea în instalații de cogenerare (energie electrică și termică) sau trigenerare (electricitate, căldură, frig) [B16].

Ținând cont de compoziția biomasei din apele uzate, se analizează comparativ 3 variante de valorificare energetică a biogazului. Sunt punctate performanțele energetice, economice și efectele asupra mediului, prin utilizarea biogazului la un generator de apă caldă și la un grup electrogen Diesel cu recuperarea căldurii.

Variantele comparate, ținând seama de echipamentele existente în stație și de evoluția în timp a funcționării acestora, se referă la 3 situații, prezentate în figura 7.1:

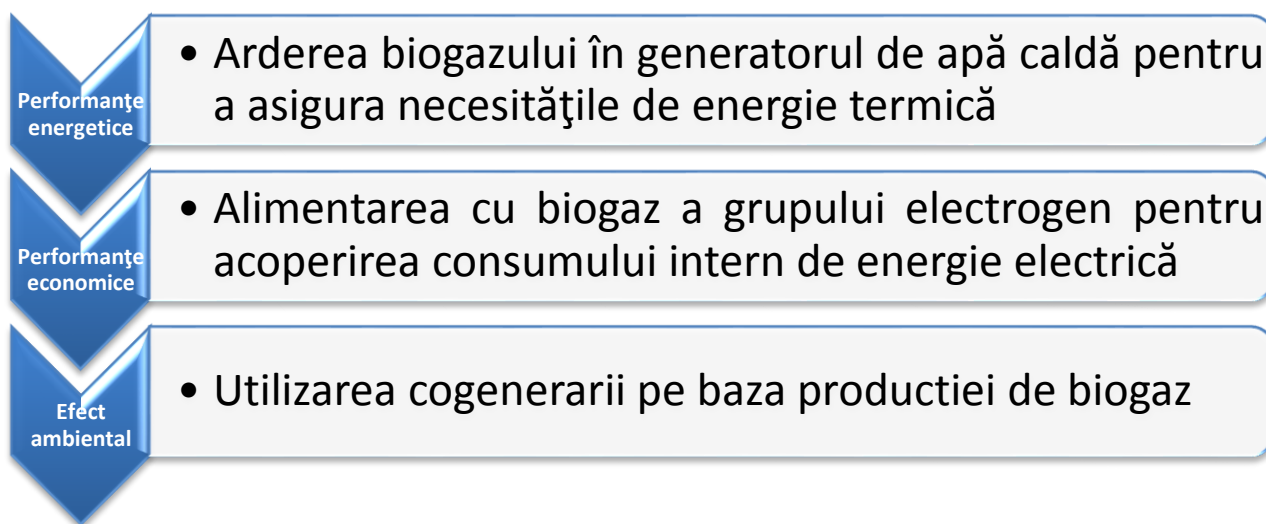


Fig. 7.1. Variante de valorificare energetică a biogazului

Performanțele energetice sunt exprimate pe baza analizei exergetice pentru a avea un criteriu corect de comparare al unor forme de energie cu capacitate diferită de transformare. În final economiile de energie realizabile se exprimă în indicatorul sintetic - tone echivalent petrol (tep). Performanțele economice sunt exprimate prin durata de recuperare a investițiilor aferente variantelor de valorificare ale biogazului în raport cu durata de viață a instalațiilor utilizate.

Performanțele ambientale sunt cuantificate prin amprenta de carbon calculată cu ajutorul factorului de carbon aferent unui kWh_{electric}. Baza de calcul este constituită de parametrii caracteristici pentru stația de epurare, prezentați în continuare: numărul de locuitori echivalenți $L_e = 130000$; încărcarea organică echivalentă este variabilă în intervalul 0.045 - 0.065 kg CBO₅/L_e·zi; volumul specific de biogaz rezultat prin metanogeneza $v_b = 0.6 \text{ m}^3/\text{kg CBO}_5$; puterea calorifică determinată a biogazului de asemenea variabilă în intervalul $H = 16580; 19060; 20930; 23220 \text{ kJ/m}^3 \text{ gaz}$ [B40].

Puterea termică disponibilă prin arderea gazului se calculează cu relația:

$$P_t = \frac{V_b \cdot H}{24 \cdot 3600} \quad [kW] \quad (7.1)$$

unde:

$$V_b = L_e \cdot I_{oe} \cdot v_b \quad [m^3 / zi] \quad (7.2)$$

Reducerea emisiilor de CO₂ se calculează cu relația:

$$\Delta CO_2 = \Delta EE \cdot f_{CO_2} \cdot 11,63 \quad [\text{ton CO}_2/\text{an}] \quad (7.3)$$

unde $f_{CO_2} = 0,205 \text{ kg CO}_2/\text{kWh}$.

Se consideră valorile CBO₅ și H variabile în intervalele CBO₅ = 0,045; 0,052; 0,058; 0,065 și H în intervalul precizat anterior.

Pe baza relației (7.1), în figura 7.2 se obține matricea de valori a puterii termice disponibile [A5]:

$$P_{.t} = \begin{pmatrix} 673.763 & 774.436 & 850.281 & 943.132 \\ 778.57 & 894.904 & 982.547 & 1.09 \times 10^3 \\ 868.405 & 998.162 & 1.096 \times 10^3 & 1.216 \times 10^3 \\ 973.213 & 1.119 \times 10^3 & 1.228 \times 10^3 & 1.362 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

Fig. 7.2. Matricea de valori a puterii termice disponibile

Energia chimică a combustibilului (puterea calorifică), fiind asimilată exergiei, calculele comparative se vor efectua pentru o oră, astfel încât valorile puterii termice se vor converti în exergia exprimată în kWh. Pentru fiecare variantă se calculează exergia disponibilă și exergia valorificată corespunzătoare variantei în studiu.

7.1.2. Rezultate și discuții

Determinările efectuate și calculele au urmărit performanțele energetice ale instalațiilor existente exploatate în cele 3 variante precizate.

Varianta 1. Valorificare prin ardere în generatorul de apă caldă

Considerând randamentul energetic al generatorului de apă caldă 0.88, se obține matricea de valori a energiei termice a apei calde E_t (fig. 7.3). Aplicând factorul Carnot ($f = 0,207$) corespunzător sursei calde ($T = 363 \text{ K}$) și sursei reci ($T_0 = 288 \text{ K}$), se obține matricea de valori a exergiei apei calde ExI (fig. 7.4):

$$E_{.t} = \begin{pmatrix} 592.911 & 681.504 & 748.248 & 829.956 \\ 685.142 & 787.516 & 864.642 & 959.06 \\ 764.197 & 878.383 & 964.408 & 1.07 \times 10^3 \\ 856.427 & 984.394 & 1.081 \times 10^3 & 1.199 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad \text{kWh}_t$$

Fig. 7.3. Matricea de valori a energiei termice a apei calde

$$ExI = \begin{pmatrix} 122.502 & 140.807 & 154.597 & 171.479 \\ 141.558 & 162.71 & 178.645 & 198.153 \\ 157.892 & 181.484 & 199.258 & 221.017 \\ 176.948 & 203.387 & 223.306 & 247.691 \end{pmatrix} \quad \text{kWh}$$

Fig. 7.4. Matricea de valori a exergiei apei calde

Varianta 2. Valorificarea potențialului energetic prin ardere în generatorul de apă, respectiv în grupul electrogen (40% electric și 60% termic)

Se obține matricea de valori a exergiei aferentă părții termice Ex_t (fig. 7.5) [A5]. Matricea de valori a exergiei aferentă părții electrice considerând randamentul motorului termic 0,38 și randamentul generatorului electric 0,96 se va nota cu Ex_{el} (fig. 7.6) [A5]:

$$Ex_t = \begin{pmatrix} 73.501 & 84.484 & 92.758 & 102.887 \\ 84.935 & 97.626 & 107.187 & 118.892 \\ 94.735 & 108.89 & 119.555 & 132.61 \\ 106.169 & 122.032 & 133.984 & 148.615 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.5. Exergia aferentă părții termice

$$Ex_{el} = \begin{pmatrix} 98.315 & 113.006 & 124.073 & 137.622 \\ 113.609 & 130.584 & 143.373 & 159.03 \\ 126.718 & 145.652 & 159.916 & 177.379 \\ 142.011 & 163.23 & 179.217 & 198.787 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.6. Exergia aferentă părții electrice

Matricile de valori a exergiei totale în varianta 2 (Ex_{II}) (fig. 7.7) [A5] și a exergiei valorificată suplimentar față de varianta 1 (ΔE) (fig. 7.8) sunt [A5]:

$$Ex_{II} := Ex_t + Ex_{el} = \begin{pmatrix} 171.817 & 197.49 & 216.831 & 240.509 \\ 198.544 & 228.21 & 250.56 & 277.921 \\ 221.453 & 254.542 & 279.471 & 309.989 \\ 248.18 & 285.263 & 313.2 & 347.402 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.7. Exergia totală în varianta 2

$$\Delta E := Ex_{II} - Ex_I = \begin{pmatrix} 49.315 & 56.683 & 62.234 & 69.03 \\ 56.986 & 65.5 & 71.915 & 79.768 \\ 63.561 & 73.058 & 80.213 & 88.973 \\ 71.232 & 81.876 & 89.894 & 99.711 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.8. Exergia valorificată suplimentar față de varianta 1

Variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta electrică față de varianta termică se prezintă în figura 7.9 [A5]:

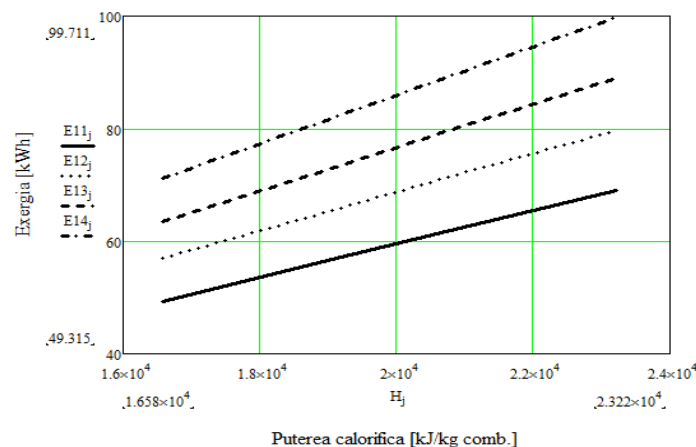


Fig. 7.9. Variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta electrică față de varianta termică

Varianta 3. Valorificarea potențialului energetic prin utilizarea grupului electrogen în cogenerare (39% electric și 51% termic)

Considerând randamentul termodinamic al instalației de cogenerare de 90%, matricea de valori a exergiei valorificate devine (fig. 7.10) [A5]:

$$Ex_{III} = \begin{pmatrix} 606.387 & 696.993 & 765.253 & 848.819 \\ 700.713 & 805.414 & 884.293 & 980.857 \\ 781.565 & 898.346 & 986.326 & 1.094 \times 10^3 \\ 875.892 & 1.007 \times 10^3 & 1.105 \times 10^3 & 1.226 \times 10^3 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.10. Matricea de valori a exergiei în varianta 3

Exergia valorificată suplimentar față de varianta 1 (51% valorificată termic) (ΔEt_1) (fig. 7.11) și exergia valorificată față de varianta 2 (39% valorificată electric) (ΔEt_2) (fig. 7.12), devin:

$$\Delta Et_1 := Ex_{III} - Ex_I = \begin{pmatrix} 483.884 & 556.186 & 610.657 & 677.34 \\ 559.155 & 642.704 & 705.648 & 782.704 \\ 623.673 & 716.862 & 787.068 & 873.016 \\ 698.944 & 803.38 & 882.059 & 978.38 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.11. Exergia valorificată suplimentar față de varianta 1

$$\Delta Et_2 := Ex_{III} - Ex_{II} = \begin{pmatrix} 434.57 & 499.503 & 548.422 & 608.31 \\ 502.169 & 577.203 & 633.732 & 702.936 \\ 560.112 & 643.804 & 706.855 & 784.044 \\ 627.712 & 721.504 & 792.165 & 878.67 \end{pmatrix} \text{ kWh}$$

Fig. 7.12. Exergia valorificată suplimentar față de varianta 2

Variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta de cogenerare față de varianta electrică se prezintă în figura 7.13 [A5], iar variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta de cogenerare față de varianta termică se prezintă în figura 7.14 [A5]:

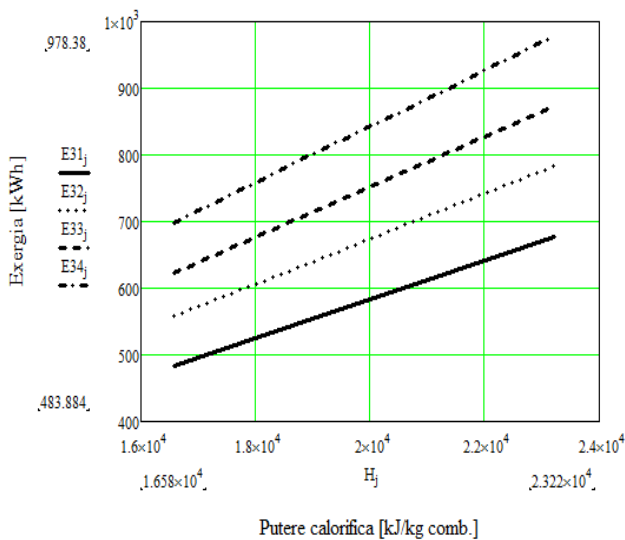


Fig. 7.13. Variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta de cogenerare față de varianta electrică în funcție de variabilele CBO_5 și H

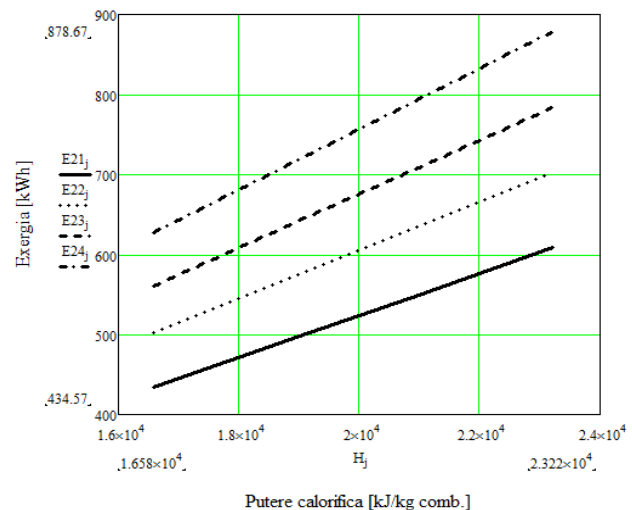


Fig. 7.14. Variația exergiei suplimentare disponibilă în varianta de cogenerare față de varianta termică în funcție de variabilele CBO_5 și H

Cunoscând costul investiției $C_i = 3,1 \cdot 10^5$ Euro, numărul de ore de funcționare $\tau = 4,32 \cdot 10^3$ ore/an, prețul kWh de energie electrică 0,069 Eur/kWh și prețul kWh de energie termică 0,033 Euro/kWh, s-a determinat matricea de valori a economiei anuale de energie termică și electrică (fig.7.15) [A5]:

$$\Delta E_{TOT} = \begin{pmatrix} 343.459 & 394.778 & 433.441 & 480.773 \\ 396.886 & 456.188 & 500.866 & 555.56 \\ 442.681 & 508.826 & 558.658 & 619.663 \\ 496.107 & 570.236 & 626.082 & 694.45 \end{pmatrix} \text{ tep/an}$$

Fig. 7.15. Matricea de valori a economiei anuale de energie termică și electrică

Exprimând financiar economiile de energie realizate în varianta 3 și ținând seama de costul investiției s-a calculat perioada de recuperare pentru valorile variabile ale CBO_5 și ale puterii calorifice H (fig. 7.16 și fig. 7.17) [A5]:

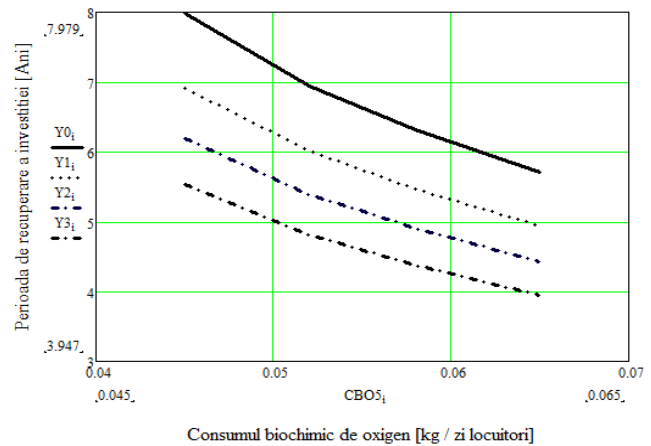
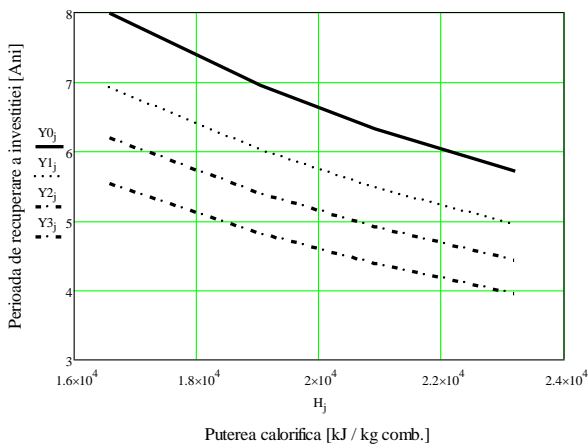


Fig. 7.16. Variatia duratei de recuperare a investitiei in varianta de cogenerare, in functie de variabilele CBO₅ și H

Fig. 7.17. Variatia duratei de recuperare a investitiei in varianta de cogenerare, in functie de CBO₅ și H

În urma calculelor efectuate rezultă că durata de recuperare a investiției variază între 1,81 și 3,66 ani, perioada de funcționare a motorului termic încadrându-se între 7 și 10 ani. Prin urmare, în cea mai defavorabilă situație utilizarea CHP asigură profit pe o perioadă de circa 6 ani.

Efectul ambiental exprimat cu ajutorul ampretei de carbon este evidențiat prin reducerea cantității de CO₂ (fig. 7.18) [A5]:

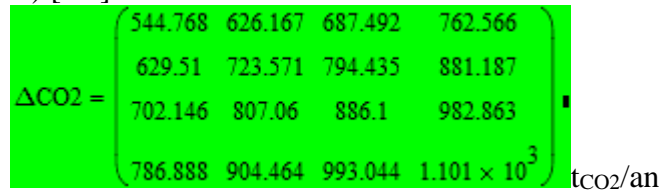


Fig. 7.18. Amprenta de carbon

Pe baza datelor înregistrate la stația de epurare s-au construit curbele de sarcină medie anuală pentru energia termică și electrică (fig. 7.19) [A5].

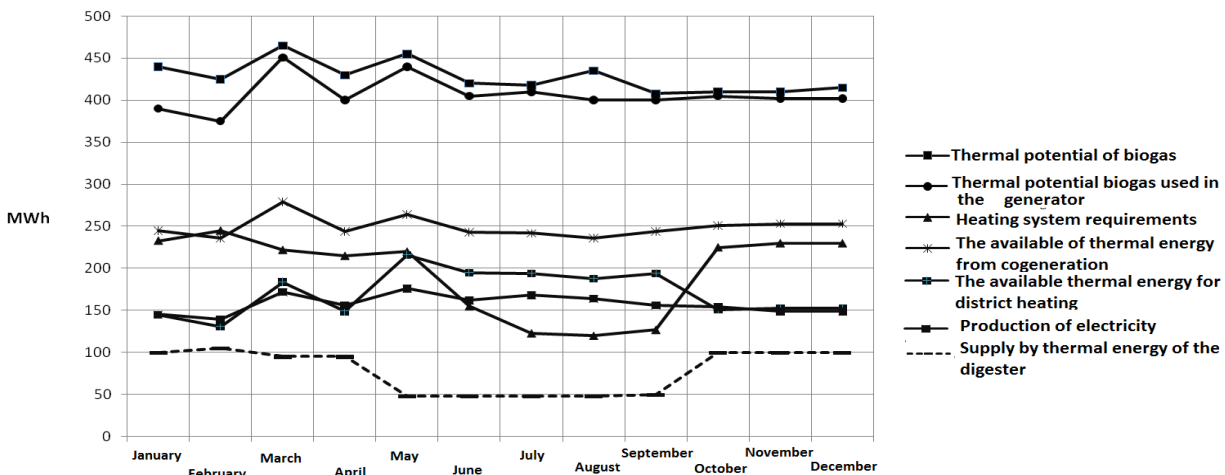


Fig. 7.19. Curbele de sarcină medie anuală pentru energia termică și electrică furnizată de CHP

Din figura 7.19 rezultă următoarele valori exprimate procentual raportat la potențialul termic al biogazului utilizat la CHP:

- disponibilul de energie termică de la instalația de cogenerare este 62,29 %;
- consumul aferent digesterului este de 18,82 %, iarna 24,7 %; vara 11,8%; conform [B46] 20-25%;

- disponibilul de energie termică pentru sistemul de termoficare este 41,97 %; în perioada iarnă-toamnă reprezintă 37,65 %, iar vara 48 %;
- necesarul sistemului de termoficare este 48,17 %, în perioada iarnă-toamnă 58,86% , vara 36%;
- energia electrică reprezintă 38,71 %;
- raport electric/termic CHP obținut în instalație 0,64 (medie); 0,81 vara; în accord cu [B46] intervalul este 0.4-0.9.

Se evidențiază faptul ca în anotimpul rece se înregistrează un deficit de 21.21% energie termică necesară sistemului de termoficare și un excedent de 12% în perioada caldă. Calculele și determinările experimentale efectuate la stația de epurare evidențiază faptul că cel mai eficient mod de valorificare a biogazului este prin cogenerare de energie electrică și termică, după cum se poate vedea și în figura 7.20.

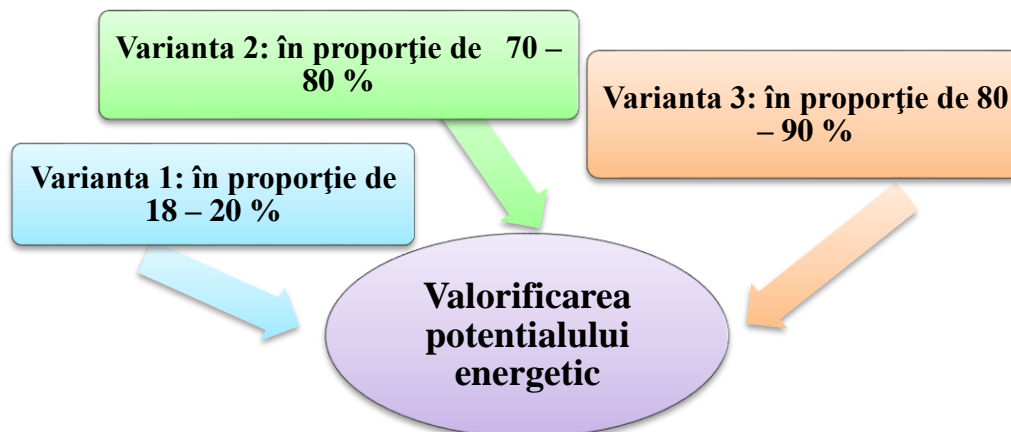


Fig. 7.20. Valorificarea potențialului exergetic al biogazului în cele 3 variante

Amplificarea rețelei de canalizare care alimentează cu ape uzate stația de epurare și exploatarea optimă pe parcursul întregului an al instalației de generare a biogazului, permit renunțarea la consumul de gaz natural și la autonomia energetică a stației de epurare. Graficele obținute pot fi utilizate ca baza de date pentru realizarea auditurilor energetice și evaluarea eficienței energetice la instalațiile de generare a biogazului din cadrul stațiilor de epurare a apelor uzate.

7.2. INFLUENȚA REGIMULUI DE FUNCȚIONARE ASUPRA EFICIENȚEI ENERGETICE A UNUI GRUP ELECTROGEN PE GAZ CU COGENERARE

7.2.1. Material și metodă

Studii vizând performanțele constructive și funcționale ale instalațiilor de cogenerare cu motoare cu piston au fost realizate de diferiți producători, institute de cercetări și universități. În [B56] sunt precizate performanțele energetice, relațiile analitice necesare aprecierii oportunității adoptării metodei de cogenerare precum și valorile de investiție și de mentenanță pentru diferite sarcini. În [B63] sunt analizate comparativ performanțele diferitelor sisteme de cogenerare insistându-se asupra soluțiilor utilizând motoare cu ardere internă, alimentate cu gaz natural și diferite sortimente de biogas. În [B25] sunt evaluate din punct de vedere energetic și exergetic performanțele unor centrale cu cogenerare echipate cu turbine cu abur și respectiv cu motoare cu piston. Sunt evidențiate rezultatele obținute prin abordarea energetică (performanța maximă pe parte termică) și exergetică (performanța maximă pe parte electrică). În [B4] sunt prezentate modele analitice pentru simularea regimurilor de funcționare a sistemelor de cogenerare definindu-se o serie de indicatori cantitativi și calitativi văzând contribuția componentei electrice respectiv termice la eficiența energetică a instalației. În [B62] sunt enumerate soluțiile de majorare a eficienței

energetice, cuantificându-se efectul trigenerării la valorificarea superioară a potențialului termic disponibil în cazul unor temperaturi ridicate vara.

În studiu se analizează prin determinări experimentale performanțele energetice ale unei centrale cu cogenerare compuse din 3 grupuri electrogene pe gaz având puterea electrică de un MW. Tipul de instalație analizată prezintă următoarele avantaje: acoperă o gamă extinsă de puteri electrice, asigură simultan energie electrică și termică în zone greu accesibile, reduce impactul termic ambiental valorificând energia termică evacuată de la motoarele cu ardere internă, construcție modulară. Prin determinări experimentale "în situ", se stabilesc valorile parametrilor funcționali pentru diferite sarcini ale instalației explorată. Sunt calculați indicatorii energetici specifici, pe baza analizei energetice. Rezultatele se concretizează prin stabilirea dependenței eficienței energetice și a indicelui de cogenerare de gradul de încărcare electrică și termică a grupului electrogen. A fost urmărită evoluția performanțelor energetice de-a lungul unui an identificând imperfecțiunile termodinamice stabilite de variațiile temperaturii mediului ambiant și de sarcina neuniformă determinate de alternanța sezonieră și de modul de exploatare a sistemului energetic industrial. Studiul se referă la o centrală cu cogenerare alcătuită din 3 grupuri electrogene, de 1 MW fiecare, alimentate cu gaz natural prevazute cu un generator recuperator de abur (HRSG). Parametrii determinați au fost: debitul de combustibil, puterea electrică, puterea termică a aburului, puterea termică a apei calde, pierderi prin gazele arse, pierderile prin apa cu temperatura redusă, pierderi în generatorul electric, pierderi prin radiație, pierderi totale (motor + generator). Pentru relevanța datelor, calculele au fost realizate lunar și anual. Aparatura utilizată se referă la senzori de temperatură dotați cu data-logger, psihrometru, debitmetru ultrasonic pentru lichide, tub Pitot-Prandtl pentru presiunea și debitul gazelor, camera de termoviziune în infraroșu, analizor de gaze Testo. Pentru a avea un reper am utilizat datele de catalog ale grupului electrogen cu cogenerare (tabelul 7.1). Calculul parametrilor semnificativi s-a realizat pe baza relațiilor analitice aferente principiului I și II al termodinamicii. Indicatorii de performanță energetică cantitativi și calitativi (randamente, indice de cogenerare, consum specific de combustibil, ponderea pierderilor, gradul de valorificare a căldurii evacuate) sunt prezentați sub formă grafică.

Tabelul 7.1. Specificații tehnice grup electrogen analizat

Nr. Crt.	Performanța	Unitate de măsură	Valoare
1	Putere electrică la alternator	kW _e	1033
2	Putere termică a apei la temperatură înaltă și medie	kW _t	569
3	Puterea termică a gazelor arse până la 110 °C	kW _t	776
4	Puterea gazului introdus la joasă temperatură	kW	2752
5	Randament electric	%	37,5
6	Randament termic	%	48,9
7	Randament de cogenerare	%	86,4
8	Debitul apei de înaltă temperatură	m ³ /h	65
9	Temperatura de intrare/ieșire a apei de înaltă temperatură	°C	101/105
10	Debitul apei de medie temperatură	m ³ /h	35
11	Temperatura de intrare/ieșire a apei de medie temperatură	°C	83/98
12	Debitul apei de joasă temperatură	m ³ /h	30
13	Temperatura de intrare/ieșire a apei de joasă temperatură	°C	32/35
14	Puterea mecanică la arbore	kW	1070
15	Puterea termică a apei de înaltă temperatură	kW _t	316
16	Puterea termică a apei de medie temperatură	kW _t	253
17	Puterea termică a apei de joasă temperatură	kW _t	104

18	Puterea termică a gazelor arse până la 25 °C	kW _t	933
19	Puterea radiată de motorul termic	kW _t	76
20	Debit masic aer	kg/h	5978
21	Debit masic gaze arse	kg/h	6187
22	Temperatura gazelor arse	°C	507
23	Debitul de gaz	m ³ _N /h	275
24	Puterea calorifică inferioară a gazului	kJ/ m ³ _N	36000

Schema de principiu pentru un grup electrogen cu cogenerare acționat cu motor cu piston se prezintă în figura 7.21.

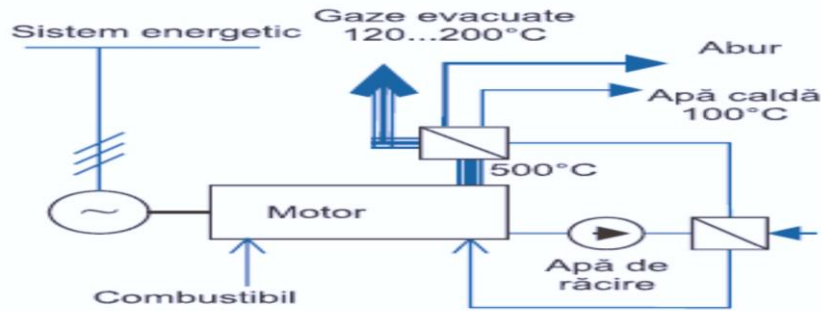


Fig. 7.21. Schema de principiu pentru un grup electrogen cu cogenerare acționat cu motor cu piston

Indicatorii caracteristici ai balanței energetice pentru un sistem de tip motor cu piston sunt prezentați orientativ în tabelul 7.2:

Tabelul 7.2. Indicatorii caracteristici ai balanței energetice pentru un sistem de tip motor cu piston

	Otto	Diesel
Consum de combustibil	100	100
Producție de electricitate α_e	35	40
Producție de căldură α_t	50	43
Din care: gaze arse	20	21
Apa de răcire	30	22
Randament total	85	83
Îndice de termoficare – γ -(de cogenerare), [J _e /J _t], [kW _e /kW _t], [kWh/Gcal]	0,6...0,93 700...1082	

7.2.2. Studiu de caz

Sarcinile de lucru ale centralei, impuse de necesitățile tehnologice au fost explorate prin determinări experimentale orare, în paralel cu sistemul de monitorizare existent pentru a verifica verosimilitatea indicațiilor din sistemul de monitorizare. Valorile lunare și anuale au fost prelevate din sistemul de monitorizare. Au fost urmărite individual performanțele motoarelor cu ardere internă, ale schimbătoarelor de căldură cu plăci, ale HRSC și ale instalației de răcire a apei de intrare în grupul electrogen. Inexistența solicitărilor de energie termică pentru procesele tehnologice și pentru încălzire a dus la oprirea centralei pe perioadă de vară. O altă cauză justificată de oprire a centralei în anotimpul cald a fost ineficacitatea procesului de răcire a apei, care determină imposibilitatea încărcării la sarcina nominală a motorului cu piston.

Valorile calculate ale componentelor bilanțului energetic lunar și anual (energia furnizată de combustibil, energia electrică, energia termică, energia utilă) sunt prezentate în tabelul 7.4, iar în tabelul 7.3 sunt prezentate pierderile energetice [A4].

Tabelul 7.3. Pierderile energetice determinate

	Pierderi motor [MW.h]	%	Pierderi generator [MW.h]	%	Pierderi fum [MW.h]	%	Pierderi apă [MW.h]	%	Pierderi radiație generator [MW.h]	%	Pierderi radiație motor [MW.h]	%	Indice de cogenerare
Ian	2984,3	66,7	139,7	3,1	595,5	13,3	394,2	8,8	115,6	2,6	172,1	3,8	0,8
Feb	3387,7	66,2	159,5	3,1	679,5	13,3	449,8	8,8	132,1	2,6	196,3	3,8	0,8
Mar	4015,4	69,6	177,3	3,1	755,3	13,1	500,0	8,7	146,8	2,5	218,2	3,8	0,7
Apr	1649,2	64,9	93,0	3,7	396,3	15,6	262,4	10,3	77,1	3,0	114,5	4,5	1,0
Mai	971,0	64,0	68,2	4,5	290,4	19,1	192,3	12,7	56,5	3,7	83,9	5,5	1,4
Sept	682,0	62,3	62,8	5,7	267,5	24,4	177,1	16,2	52,0	4,8	77,3	7,1	3,2
Oct	1444,6	64,3	74,6	3,3	317,7	14,1	210,3	9,4	61,8	2,7	91,8	4,1	1,0
Nov	1826,4	65,5	86,1	3,1	367,0	13,2	243,0	8,7	71,3	2,6	106,1	3,8	0,8
Dec	2390,1	65,3	108,1	3,0	460,6	12,6	304,9	8,3	89,5	2,4	133,1	3,6	0,8
Annual	19356,4	66,3	963,3	3,3	4105,8	14,1	2717,9	9,3	798,3	2,7	1186,5	4,1	0,8

Tabelul 7.4. Energia intrată, energie electrică, energie termică, energie utilă pentru bilanțul energetic lunar și anual

	Energie intrată [MW·h]	%	Energie arbore [MW·h]	%	Energie generator [MW·h]	Energie termică [MW·h]	Energie utilă [MW·h]	%	Energie intrată [MW·h]
Ian	4474,2	100	1489,9	33,3	1350,1	30,2	1707,0	38,2	3057,1
Feb	5116,4	100	1728,8	33,8	1569,3	30,7	1930,0	37,7	3499,3
Mar	5772,2	100	1756,8	30,4	1579,5	27,4	2395,0	41,5	3974,5
Apr	2539,7	100	890,4	35,1	797,4	31,4	799,0	31,5	1596,4
Mai	1516,8	100	545,7	36,0	477,6	31,5	348,0	22,9	825,6
Sept	1094,3	100	412,4	37,7	349,6	31,9	108,0	9,9	457,6
Oct	2246,6	100	802,0	35,7	727,5	32,4	763,0	34,0	1490,5
Nov	2786,7	100	960,3	34,5	874,1	31,4	1039,0	37,3	1913,1
Dec	3661,8	100	1271,7	34,7	1163,7	31,8	1402,0	38,3	2565,7
Anual	29208,4	100	9852,0	33,7	8888,7	30,4	10548,0	36,1	19436,7

7.2.3. Rezultate și discuții

Pentru a facilita interpretările și a realiza corelațiile între performanțele energetice s-a recurs la reprezentări grafice.

Rezultatele obținute și variațiile parametrilor semnificativi sunt prezentate grafic în figurile 7.22 – 7.26 [A4].

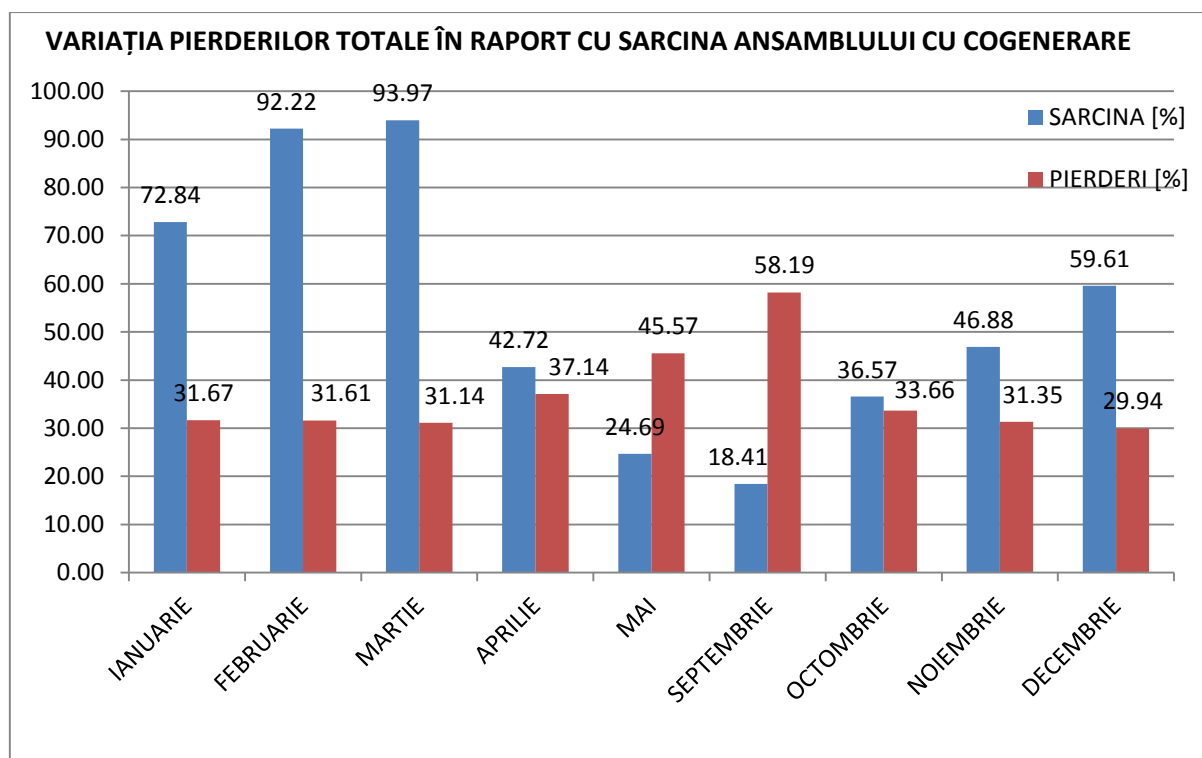


Fig. 7.22. Variația pierderilor totale în raport cu sarcina ansamblului cu cogenerare

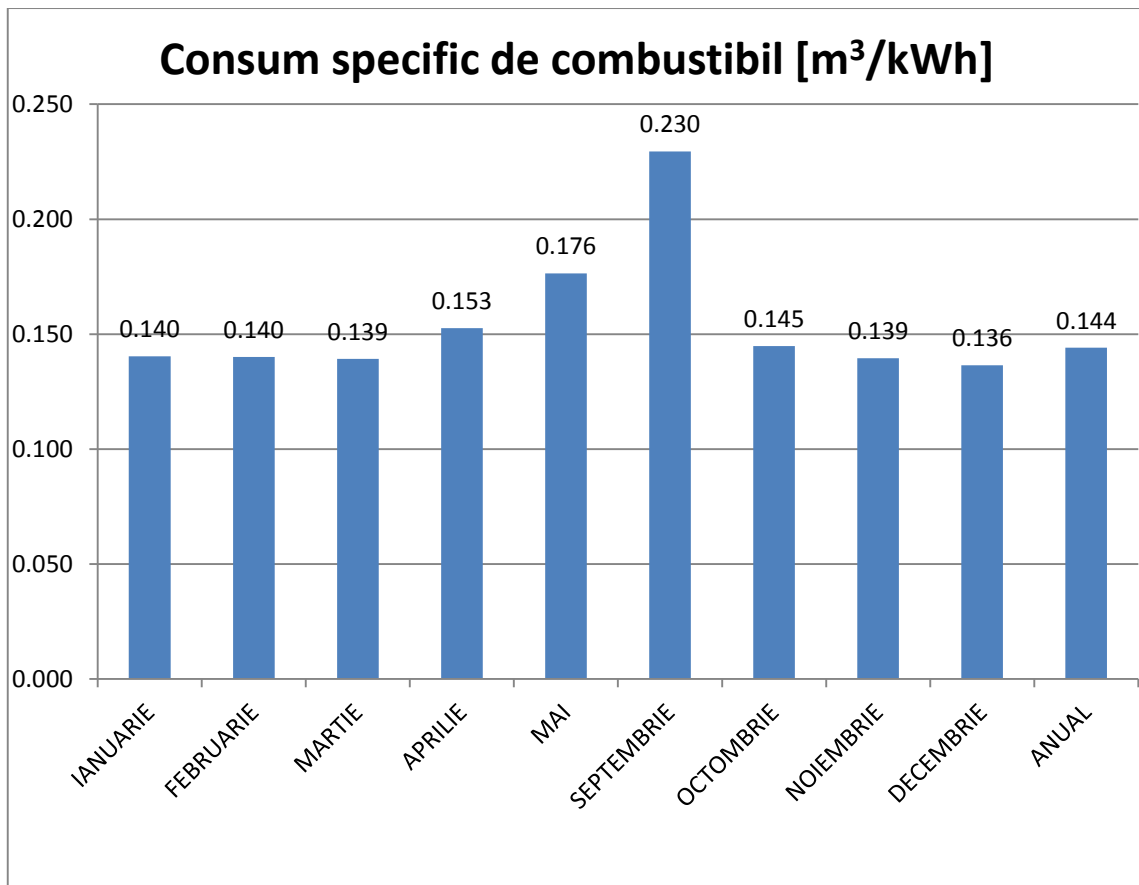


Fig.7.23. Consum specific de combustibil [m³/kWh]

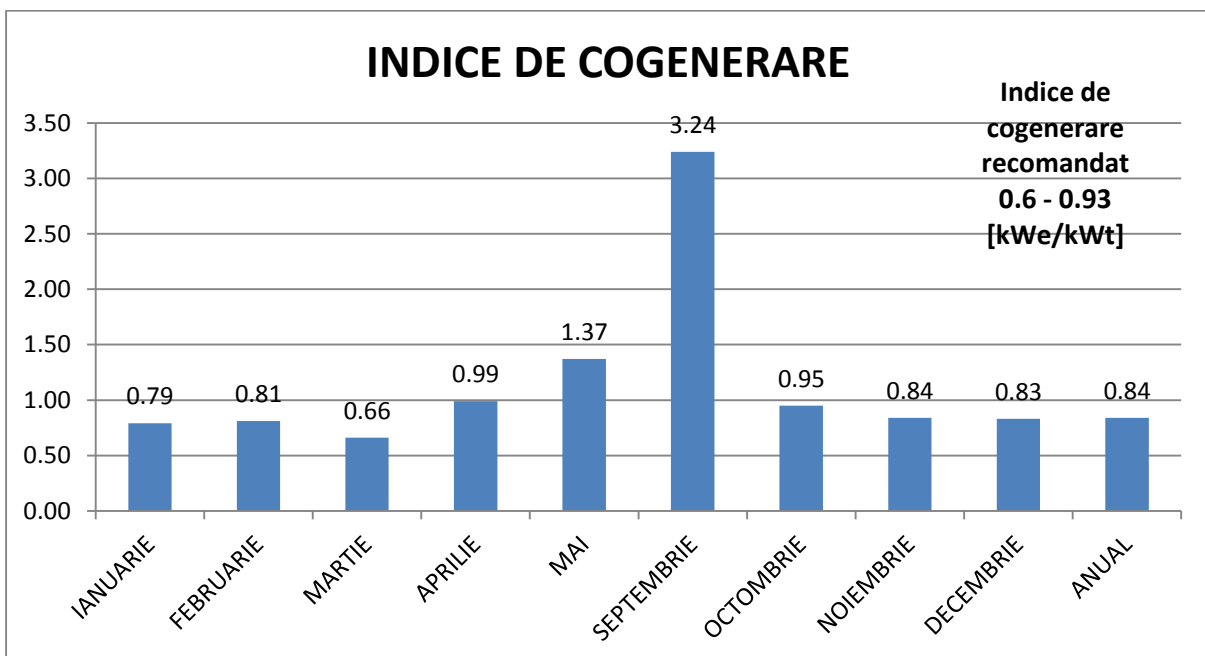


Fig. 7.24. Indice de cogenerare

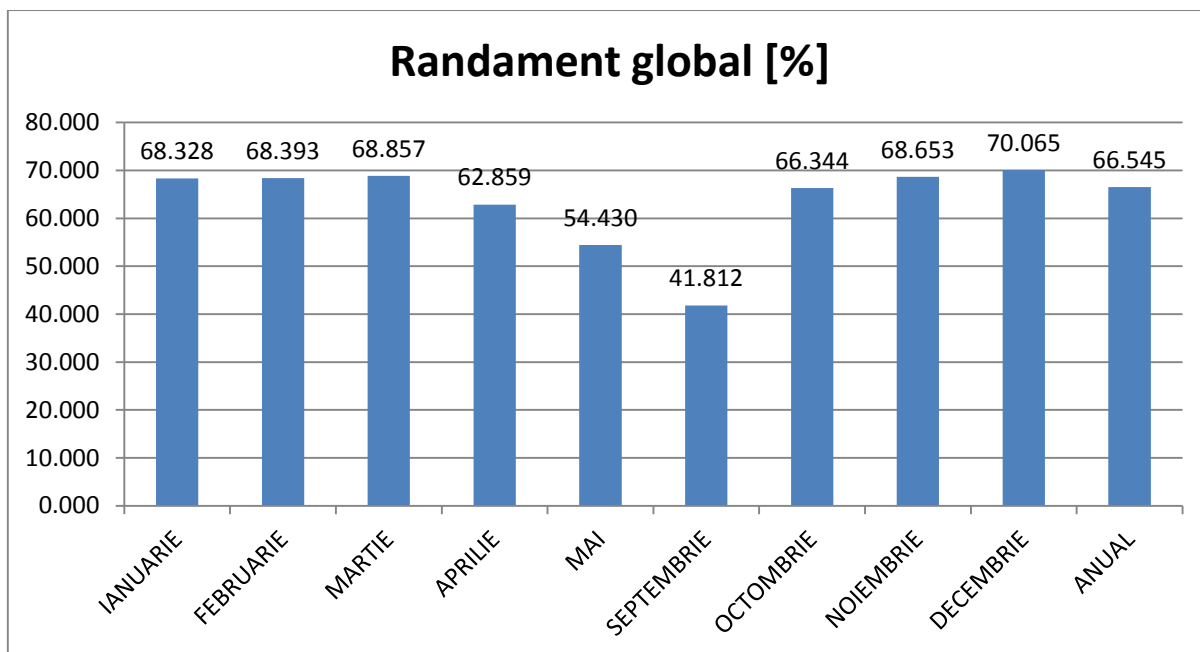


Fig. 7.25. Randament global

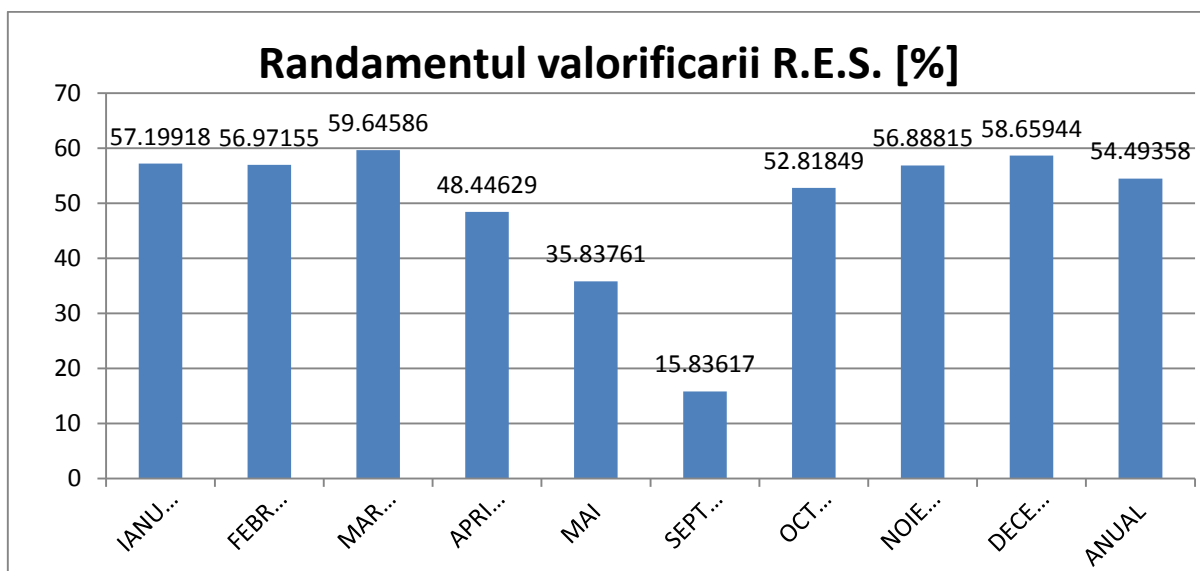


Fig.7.26. Randamentul valorificării R.E.S.

Analizând figurile 7.22 – 7.26, rezultă următoarele [A4]:

- funcționarea grupului la sarcini reduse majorează pierderile medii lunare de energie cu 6,4 %/ lună, echivalente cu 207,7 MWh/lună;
- corespunzător sarcinilor reduse, consumul specific de combustibil crește cu 0,0155 m³/kWh;
- indicii de cogenerare superiori valorilor recomandate, evidențiază faptul că grupul funcționează în regim de grup electrogen, componenta termică fiind nesemnificativă;
- reducerea gradului de utilizare a potențialului termic disponibil afectează capacitatea instalației de răcire, determinând reducerea sarcinii la motorul termic.

Ținând cont de vechimea instalației, parametrii funcționali se încadrează în valorile corespunzătoare instalațiilor similare aflate în exploatare.

Pentru creșterea eficienței energetice se propun două măsuri:

- asigurarea unei mentenanțe corecte corespunzătoare duratei de funcționare a instalației;
- valorificarea integrală a potențialului termic aferent instalației prin aplicarea trigenerării.

Economiile de energie realizabile la nivelul unui an, în ipoteza utilizării la sarcină optimă a grupului în regim de trigenerare pe o durată de 10 luni/an, se estimează la valoarea:

$$\Delta E = 207,7 \cdot 10 = 2077 \text{ MWh/an} = 178,622 \text{ tep/an}$$

Determinările experimentale completate cu calculele analitice evidențiază faptul că eficiența energetică corespunzătoare BAT se realizează la 80% din sarcina nominală și funcționarea HRSG la un randament termic de exploatare peste 90%.

Ca o concluzie generală, utilizarea cogenerării devine eficientă economic și energetic în condițiile asigurării în procent de 35-50% din necesarul de energie termică.

7.3. DETERMINAREA PERFORMANTELOR TERMOENERGETICE ALE UNUI MOTOR TERMIC

7.3.1. Specificații tehnice

S-a pus problema determinării indicatorilor energetici de performanță corespunzători unui motor cu aprindere prin comprimare, în scopul verificării încadrării în limitele specificate de constructor [A3, B18]. Datele tehnice nominale ale motorului sunt: putere 220 kW, 4 cilindri, raport de compresie 17, turație nominală 2200 rot/min, consum specific 182 g/kWh. În figura 7.27 sunt prezentate grafic curbele caracteristice indicate de constructor:

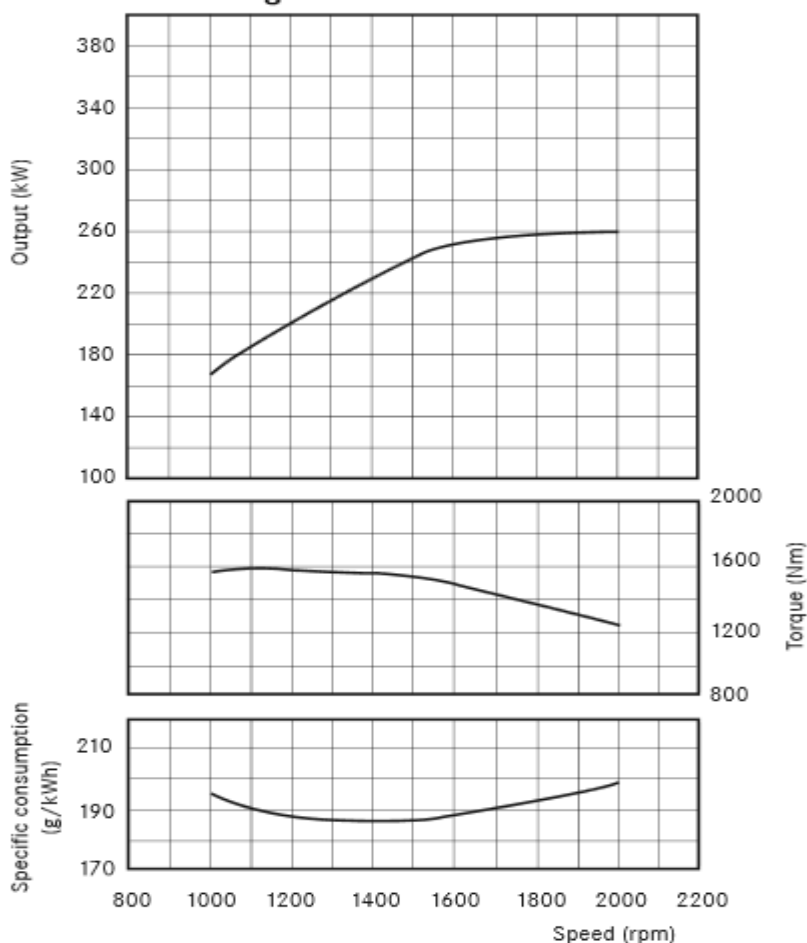


Fig. 7.27. Specificații tehnice motor OM 457 LA [B64]

Utilizând aparatura de laborator existentă în cadrul colectivului de simulare a proceselor termice și fluidice au fost determinați parametrii corespunzători realizării programului numeric de calcul. Cu ajutorul acestuia s-au determinat cantitățile de căldură din cadrul proceselor și în final parametrii de performanță. Secvențe, diferite mărimi măsurate care intră în componența programului numeric de calcul se prezintă în figura 7.28 [A22].

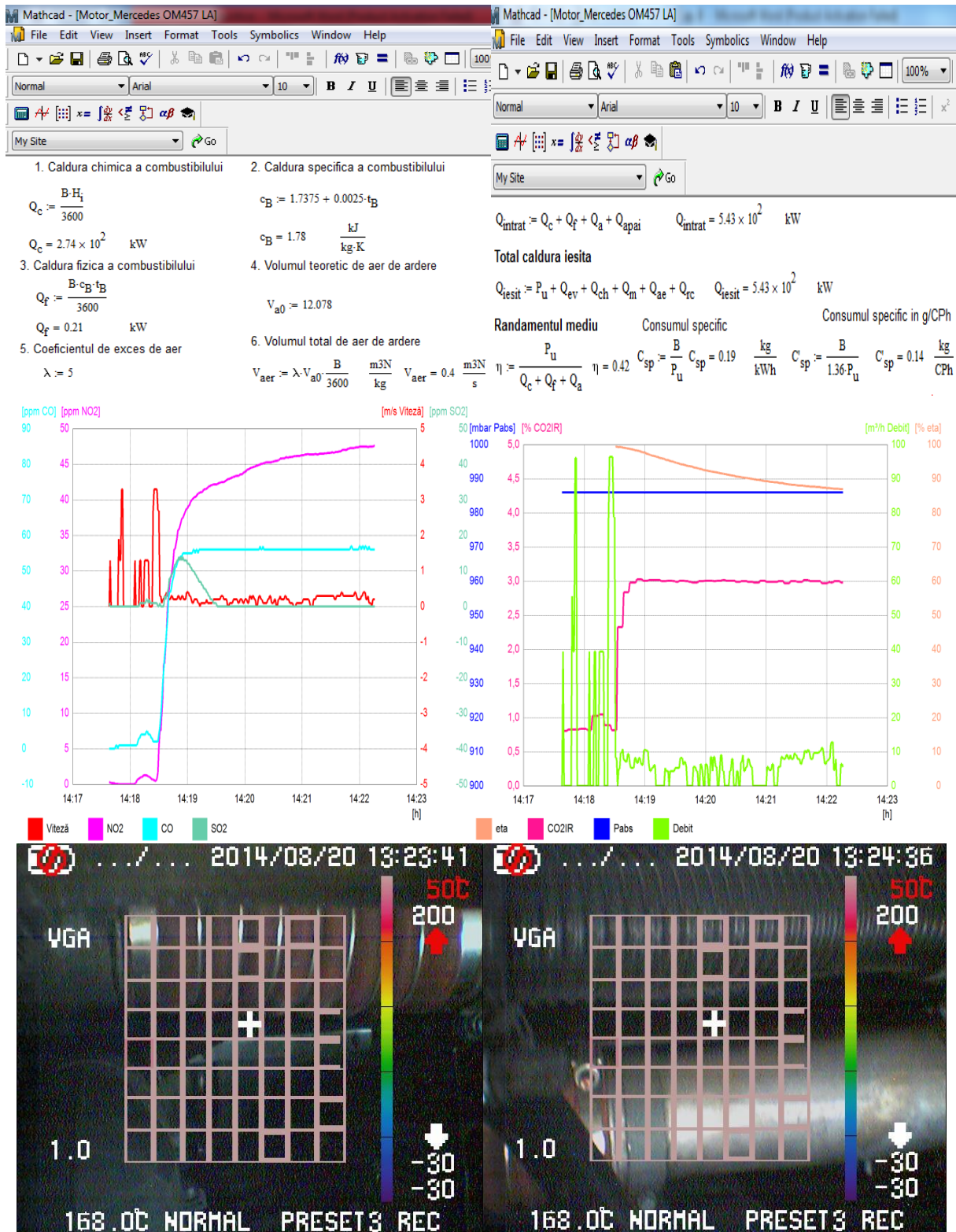


Fig. 7.28. Secvențe cu programul numeric de calcul și cu diferite marimi măsurate

7.3.2. Rezultate. Indicatori de performanță

Rezultatele obținute rulând programul numeric de calcul sunt prezentate valoric și procentual în diagrama Sankey din figura 7.29, iar în figura 7.30 sunt evidențiați sintetic indicatorii de performanță reali obținuți [A22].

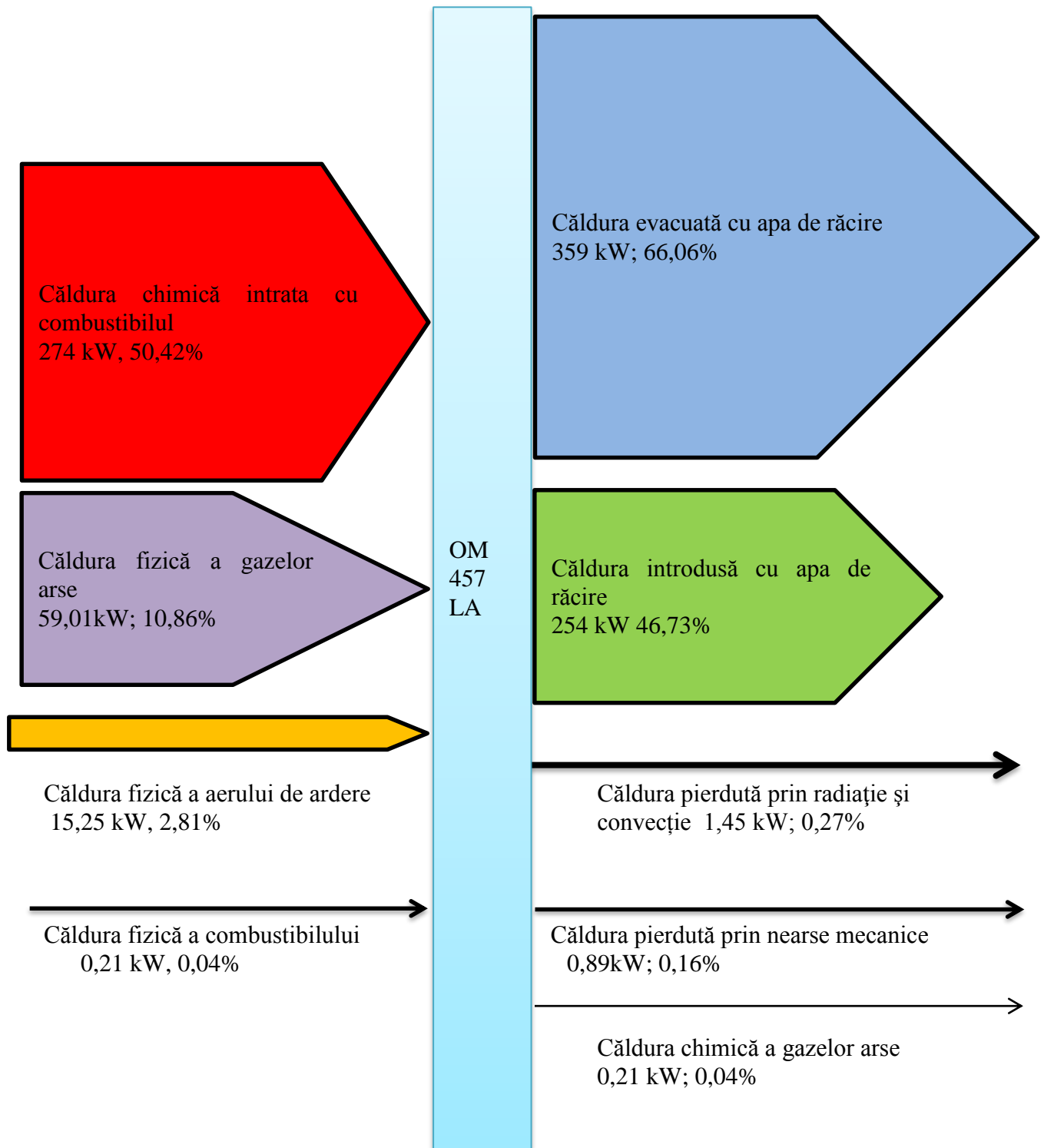


Fig. 7.29. Diagrama Sankey a energiilor orare (puterilor) pentru motorul cu aprindere prin comprimare studiat

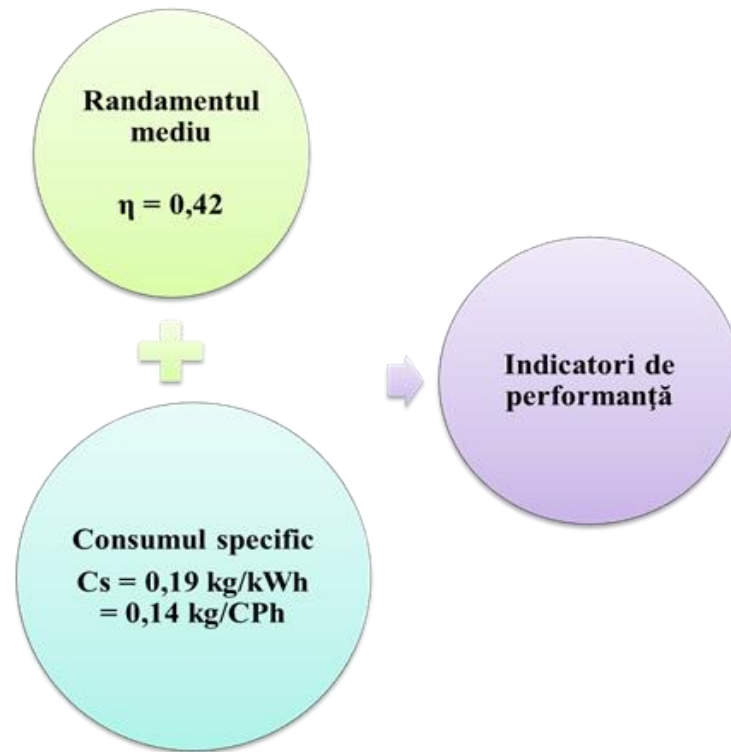


Fig. 7.30. Indicatorii de performanță reali calculați

În figură se prezintă matricea concluzivă a analizei instalației vizate

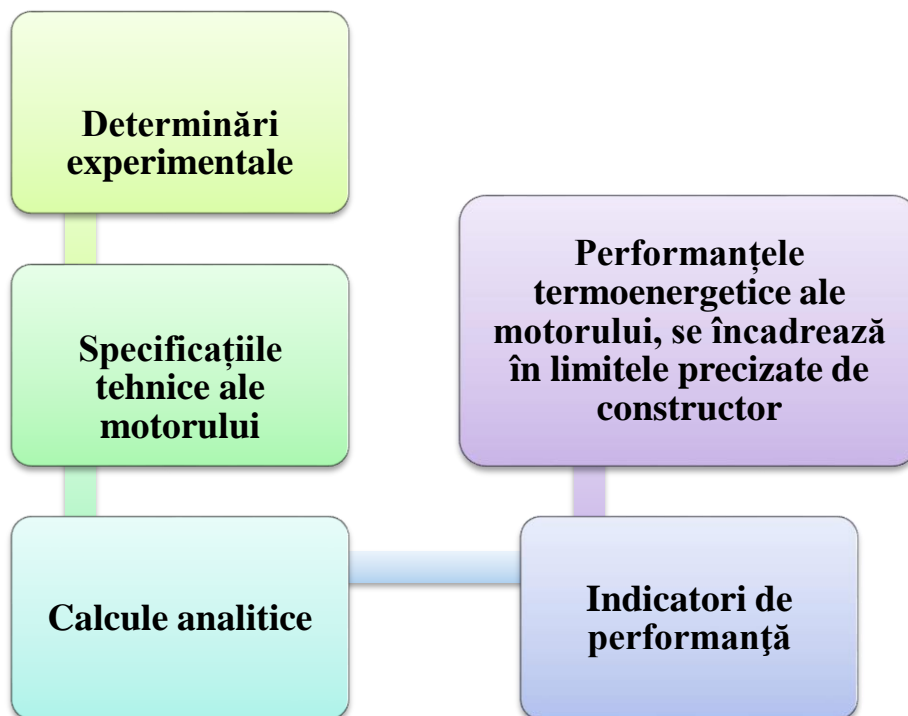


Fig. 7.31. Matricea concluzivă a analizei instalației vizate

CAPITOLUL 8

EVOLUȚIA SINERGICĂ A SISTEMELOR ENERGETIC ȘI ECOLOGIC

8.1. EVALUAREA IMPACTULUI AMBIENTAL AFERENT DEZAFECTĂRII UNUI GRUP ENERGETIC UTILIZÂND CONCEPTE TERMODINAMICE

8.1.1 Prolegomene

Interacțiunile oricărui proces industrial cu mediul ambiant, se plasează, fie în amonte, când se ia în considerare raritatea resurselor consumate, fie în aval, când sunt considerate evacuările de subproduse și de nocivități rezultate. Evaluarea calității resurselor se realizează pe baza unor criterii specifice. Comparând expresiile matematice ale fluxului nocivității aferent unei materii emise de un procedeu industrial și fluxul apei calde reziduale, prin utilizarea noțiunilor de intensitate și de intensitate naturală ale unui agent poluant, respectiv de exergie și de anergie ale căldurii, se poate stabili o analogie care sugerează faptul că s-ar putea transpune, la analizele ecologice, o serie de metode dezvoltate pentru stabilirea și analiza bilanțurilor exergetice. Pentru exemplificare am ales cazul dezafectării unui grup energetic compus din generator de abur, turbină și generator electric.

Se urmărește realizarea unei comparații între analiza ecologică și cea exergetică pentru procese industriale. Intensitatea nocivității este definită pentru fiecare agent poluant. Aceasta se exprimă ca o funcție a unității de nocivitate, numită ecopunct, în accord cu OFEFP. Este definită o metodă simplă pentru calculul nocivității totale a oricărui produs industrial ca sumă a numerelor ecopunctelor produse de către fiecare proces al fabricării unui produs. S-a realizat o aplicație bazată pe metoda propusă pentru cuantificarea efectelor ambientale aferente dezafectării unui grup termoenergetic. Rezultatele obținute sunt prezentate grafic.

Analogia bilanț ecologic-bilanț exergetic a fost tratată în [B33], realizându-se o corelare între perechile exergie-poluant și anergie-poluare naturală. Metoda ecopunctelor și a ecofactorilor a fost fundamentată în [B6, B24, B53, B60, B62].

Elementele de noutate sunt reprezentate de:

- adaptarea unor concepte de analiză exergetică la elaborarea unor indicatori de mediu capabili să exprime impactul dezafectării unor instalații industriale asupra mediului înconjurător;
- metodologia propusă are la bază ipoteza că impactul asupra capitalului natural al resurselor utilizate, semifabricatelor și produselor finite este simetric (din punctul de vedere al metabolizării deșeurilor de către ecosferă) cu impactul ambiental aferent dezafectării instalațiilor respective.

8.1.2. Formularea problemei

Pentru a cuantifica impactul dezafectării grupului energetic asupra mediului am utilizat metoda elaborată de OFEFP (Office Fédéral de l'Environnement, des Forêts et du Paysage)-Elveția. Metoda se bazează pe stabilirea unor ecopuncte aferente diferitelor componente ale unei instalații, ecopuncte care amplificate cu unitatea de măsură de referință ale componente respective ne conduc la un ecofactor capabil să cuantifice numeric impactul asupra mediului. Calculele au fost efectuate pentru elementele majore ale unui grup energetic echivalent cu putere instalată de 110 MW: generator de abur, turbină și generator electric.

Considerăm m debitul masic al unei materii, emise de un procedeu industrial, și conținând un "agent" care poluează mediul [B27, B33].

Fie g_i intensitatea acestui poluant. Fluxul nocivității va fi:

$$G_i = g_i \cdot m \quad (8.1)$$

Notăm cu g_{i0} intensitatea *naturală* a agentului poluant în mediul receptor. Aceasta corespunde de exemplu, concentrației de echilibru între SO₂ produs "natural" și cel absorbit de mediul marin. Deci ecuația (8.1) se poate scrie:

$$G_i = \underbrace{(g_i - g_{i0}) \cdot \dot{m}}_{\text{fracțiunea poluanta}} + \underbrace{g_{i0} \cdot \dot{m}}_{\text{fracțiunea nonpoluanta}} \dots \quad (8.2)$$

Din ecuațiile (8.1) și (8.2) se extrage expresia lui \dot{m} :

$$\dot{m} = \frac{G_i}{g_i} = \left(1 - \frac{g_{i0}}{g_i}\right) \cdot \dot{m} + \frac{g_{i0}}{g_i} \cdot \dot{m} \quad (8.3)$$

În vederea realizării unei paralele între ecuația poluării cu agentul \dot{m} , și poluarea termică aferentă apei calde reziduale, exprimăm fluxul de căldură \dot{Q} vehiculat de apă caldă:

$$\dot{Q} = \underbrace{\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{Q}}_{\text{exergie}} + \underbrace{\frac{T_0}{T} \cdot \dot{Q}}_{\text{anergie}} \quad (8.4)$$

Din relațiile (8.3) și (8.4), se observă că, *fluxul de poluare termică se identifică fluxului de exergie*. Analogia matematică a relațiilor (8.3) și (8.4) sugerează faptul că s-ar putea transpune la bilanșurile ecologice, o serie de metode dezvoltate pentru a stabili analiza exergetică [B28].

Relațiile de mai sus pot fi valorificate cu ajutorul unor concepte definite de Oficiul Federal al Mediului, Pădurilor și al Peisajului din Elveția (OFEFP) [B27, B54].

Noțiunile utilizate în exprimarea gradului de poluare sunt definite în continuare [B24].

Flux actual - F , exprimă limitele suportabilității naturale (saturație ecologică); fluxul actual depășește fluxul critic ($F > F_k$) când se realizează o supraexploatare a resurselor.

Flux critic - F_k , reprezintă sarcina poluantă maximă care nu produce pagube ireversibile în ecosistemele analizate.

Saturație - în general, acest termen exprimă raportul între cantitatea de resursă disponibilă și exploatarea realizată. Saturație ecologică - sau limite ecologice, exprima raportul între tensiunile exercitate asupra naturii și capacitatea acesteia de a le absorbi sau de a le elimina.

Ecofactor - măsura limitei unei resurse naturale, definită prin raportul dintre exploatarea efectivă (F) și exploatarea maximală admisibilă (F_k). (expresia „maximală admisibilă” semnifică faptul că de la această limită încep să apară pagube ireversibile).

Ecopunct - unitate de sarcină ecologică; rezultat al calcului de ecobilanț (cu cât această cifră este mai mare, cu atât tensiunea exersată este mai mare). Ecopunctul reprezintă produsul dintre ecofactor și sarcina poluantă.

Diferitele nocivități elementare trebuie *normate* adică exprimate prin unități comune, pentru a le însuma în vederea calculării *nocivității totale* produse de un ansamblu de materii poluante. O soluție a fost oferită de OFEFP, care a definit pentru fiecare agent poluant o unitate de nocivitate numită ECOPUNCT, reprezentând nocivitatea unei tone de produs, la intensitatea maximă acceptabilă. În final, expresia (8.3) a fluxului nocivității se poate scrie sub forma [B33]:

Considerându-se fluxul nocivității G_i măsurat în număr de ecopuncte/an, debitul de materie \dot{m} măsurat în tone pe an și ecofactorul g_i măsurat în număr de ecopuncte pe tonă, între cele trei există relația:

$$G_i = \dot{m} \cdot g_i$$

Ecofactorul se calculează cu formula:

$$f = \frac{1}{F_k} \cdot \frac{F}{F_k} \cdot 10^{12} \quad (8.5)$$

8.1.3. Soluționarea problemei

Pe baza metodei prezentate anterior și a datelor statistice referitoare la calitatea mediului din România, au fost determinate ecopunctele aferente elementelor de bază ale generatorului de abur, turbinei și generatorului electric și pentru a avea un termen comun de comparație am determinat ecopunctele totale pentru fiecare din cele 3 elemente.

În figurile 8.1-8.10, sunt prezentate rezultatele obținute pe baza ecofactorilor aferenți consumului de energie, poluării aerului, poluării apei și poluării solului [A14].

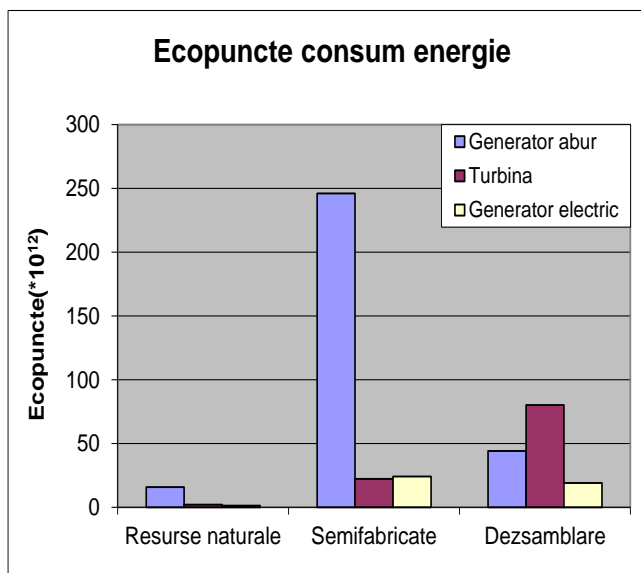


Fig. 8.1 Ecopuncte consum energie

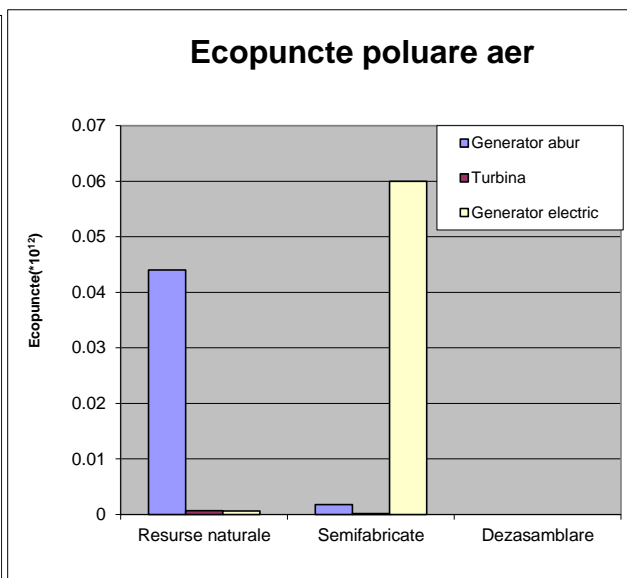


Fig. 8.2. Ecopuncte poluare aer

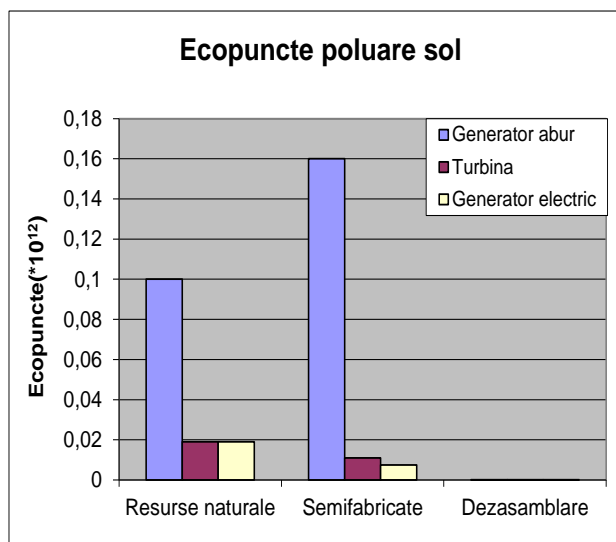


Fig. 8.3. Ecopuncte poluare sol

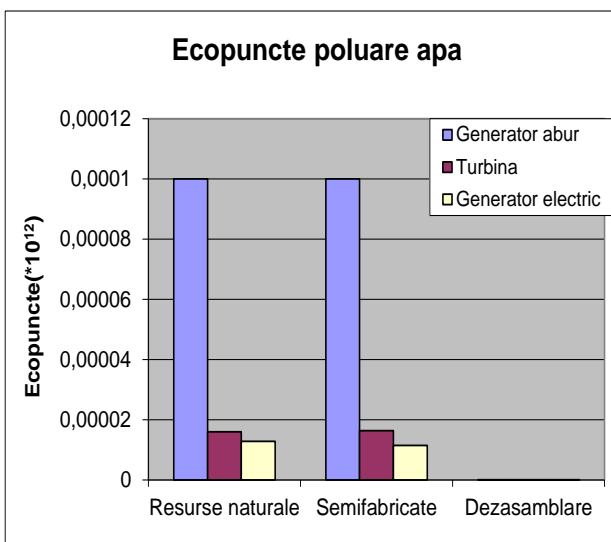


Fig. 8.4. Ecopuncte poluare apă

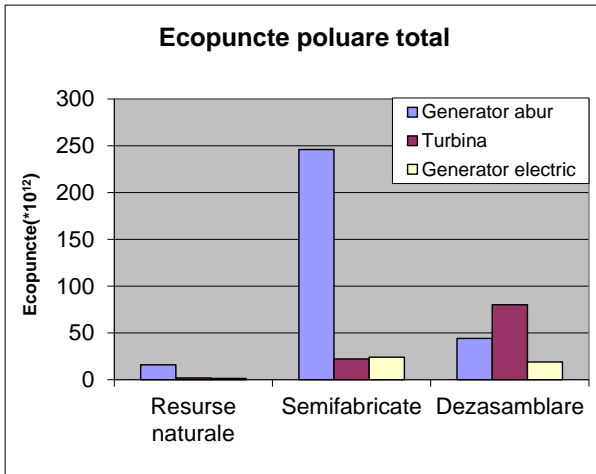


Fig. 8.5. Ecopuncte poluare total

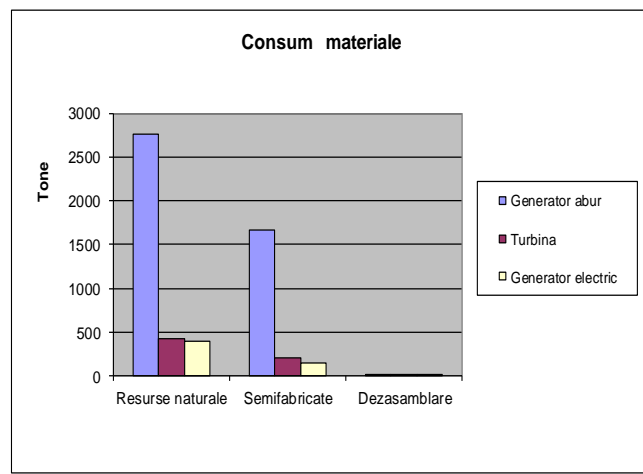


Fig. 8.6. Consum materiale pentru resurse naturale, semifabricate și material

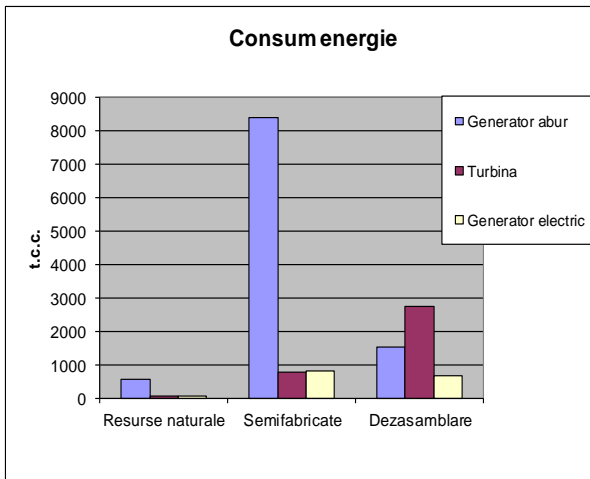


Fig. 8.7. Consum energie pentru resurse naturale, semifabricate și material

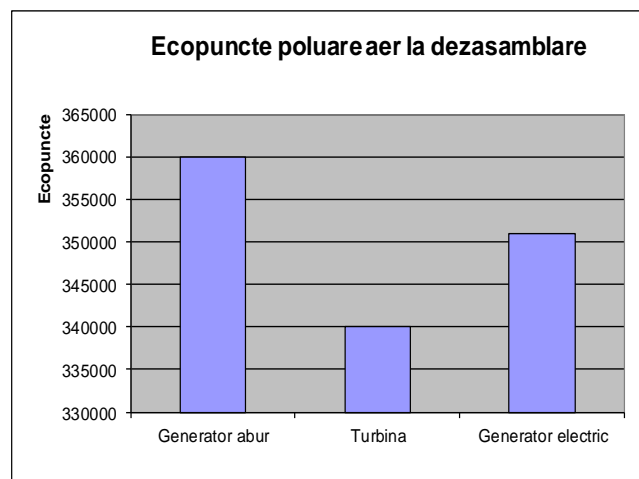


Fig. 8.8. Ecopuncte poluare aer la dezasamblare

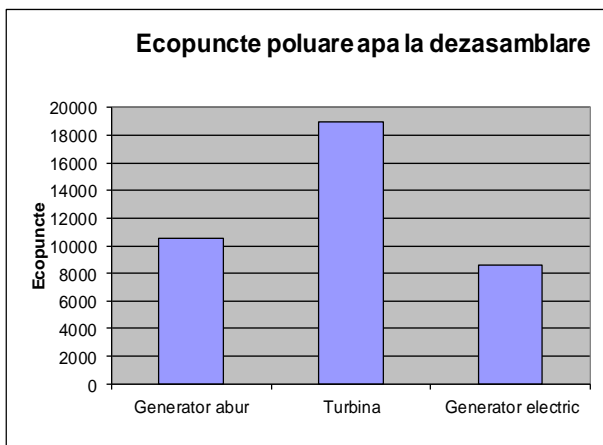


Fig. 8.9. Ecopuncte poluare apă la dezasamblare

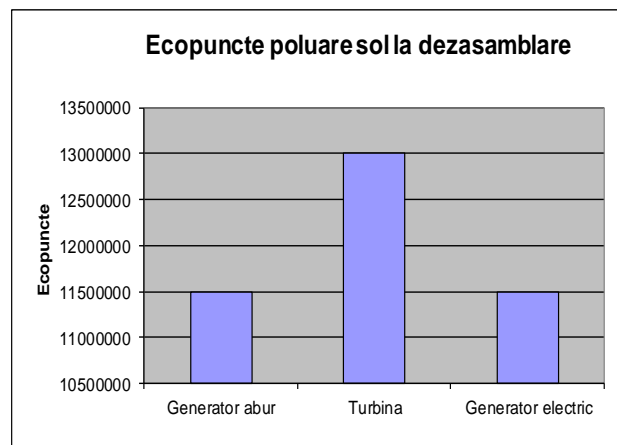


Fig. 8.10. Ecopuncte poluare sol la dezasamblare

Calculul ecopunctelor permite exprimarea numerică a impactului ambiental favorizând agregarea grafică a componentelor financiare, energetice și ecologice. Diagrama CAREEC permite evidențierea diferitelor costuri aferente unor măsuri de optimizare pe criterii economice, energetice și ecologice [B2, B27, B33].

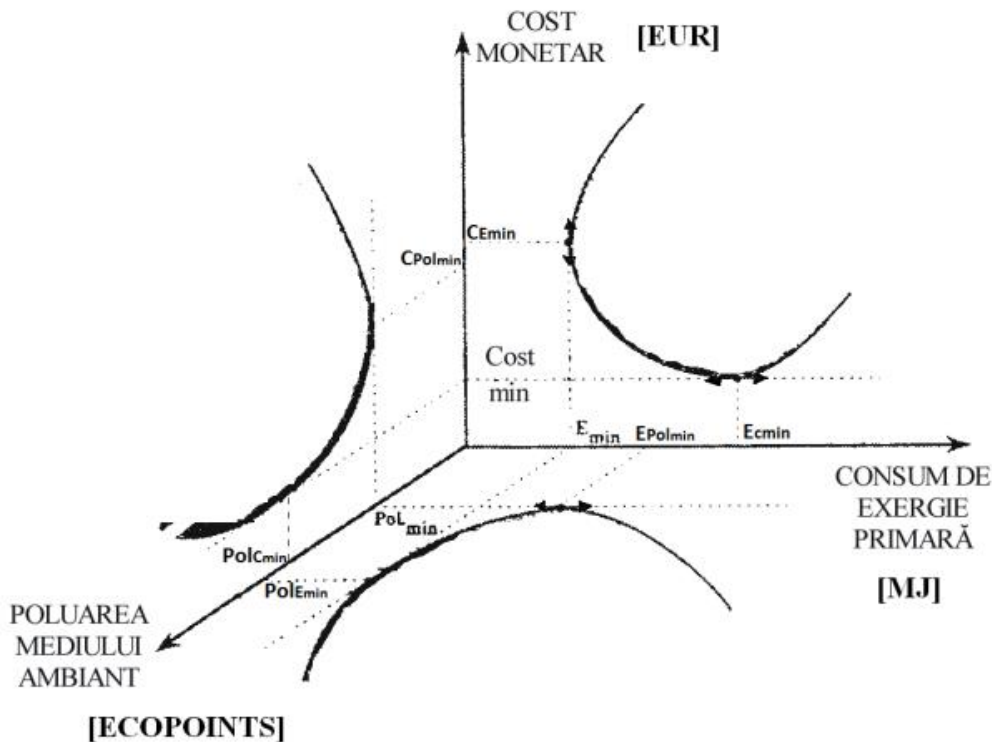


Fig. 8.11. Diagrama CAREEC

După cum se poate observa din figura 8.11 [A14], se pot realiza următoarele corelații [17],[18]:

- diferența $E_{cmin} - E_{min}$, evidențiază costurile energetice suplimentare pentru a reduce costurile monetare;
- diferența $E_{polmin} - E_{min}$, evidențiază costurile energetice suplimentare pentru a reduce costurile ambientale (aferente poluării);
- diferența $C_{Emin} - C_{min}$, evidențiază costurile monetare suplimentare pentru a reduce costurile energetice;
- diferența $C_{polmin} - C_{min}$, evidențiază costurile monetare suplimentare pentru a reduce costurile ambientale;
- diferența $Pol_{Emin} - Pol_{min}$, evidențiază costurile ambientale suplimentare pentru a reduce costurile energetice;
- diferența $Pol_{Cmin} - Pol_{min}$, evidențiază costurile ambientale suplimentare pentru a reduce costurile monetare.

În funcție de strategia națională și de conjunctura internațională se pot da diferite ponderi cheltuielilor reprezentate în diagramă iar pe baza unor criterii de optimizare se poate alege soluția optimă din punct de vedere monetar, energetic și ambiental.

Metoda propusă încearcă să utilizeze o formulare matematică pentru analiza nocivităților, prin extensia analizelor clasice de materie și de energie, pentru un procedeu industrial.

Dificultățile metodei constau în:

- colectarea datelor experimentale;
- definirea frontierei sistemului la care se aplică bilanțul. Concluziile sunt diferite, la analiza unei centrale termice pe cărbune, când amplasamentul este într-o depresiune, într-o zonă colinară sau în câmpie;

- definirea nocivității maxime admisibile;
- considerarea caracteristicilor locale de mediu;
- armonizarea reglementărilor naționale cu cele internaționale;
- realizarea unui compromis între interesele regionale și cele globale.

Avantajele oferite de acest mod de abordare se concretizează în:

- utilizarea conceptelor și a instrumentului analitic de la bilanțurile exergetice;
- obținerea unor valori sintetice care reprezintă sarcina ecologică globală exercitată de sistemul analizat asupra ambientului propriu;
- metoda permite compararea unor soluții diferite vizând realizarea unui produs;
- furnizarea unor informații privind portanța ecologică a unui ecosistem și atingerea unor praguri de alertă
- cu completări consistente se poate încadra într-un aparat analitico-experimental destinat operaționalizării conceptului de dezvoltare durabilă;
- oferă posibilitatea unui control periodic al rezultatelor măsurilor concrete de protecție a mediului și de cuantificare a lor.

8.2. ANALIZA MULTICRITERIALĂ A POLUĂRII MEDIULUI ÎN ZONA TERMOCENTRALEI MINTIA

8.2.1. Introducere

Analytic Hierarchy Process (AHP) a fost elaborat de către Saaty [B47], ca metodă de analiză a deciziilor bazate pe o ierarhizare a componentelor deciziei. Aceasta, s-a dovedit a fi una dintre cele mai aplicate metode AMC și este menționată în majoritatea manualelor și ghidurilor cu privire la AMC.

Această metodă este în esență una interactivă, prin care un factor de decizie sau un grup de factori de decizie își transmit preferințele analistului și pot fi dezbătute sau discutate opinii și rezultate. Metoda provine, în mare măsură, din teoriile cu privire la comportamentul uman, inclusiv cele referitoare la procesul de gândire, logică, intuiție, experiență și teorii de învățare. AHP mai dezvoltă și un model liniar cumulativ, dar în formatul său standard utilizează proceduri pentru derivarea de ponderi și punctaje realizate de către alternative care se bazează, respectiv, pe comparații pereche dintre criterii și dintre opțiuni. Prin urmare, AHP se bazează pe construirea unei serii de matrici „comparații pereche” care compară criteriile între ele. Scopul acestui demers este acela de ierarhizare sau pondereare a fiecărui criteriu care descrie importanța contribuției fiecăruia dintre aceste criterii la obiectivul de ansamblu [B22]. O comparație pereche de n criterii ($C_1 \dots C_n$) pentru a reflecta importanța sau ponderea fiecărui criteriu în influențarea obiectivului general presupune construirea unei matrici pe n (C) care să prezinte poziția dominantă a unui criteriu din coloana stângă față de fiecare dintre criteriile din rândul de sus (fig. 8.12) [B23].

$$C = \begin{array}{c|ccc} & C_1 & \dots & C_n \\ \hline C_1 & c_1/c_1 & \dots & c_1/c_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_n & c_n/c_1 & \dots & c_n/c_n \end{array}$$

Fig. 8.12. Serie de matrici

Fiecare înregistrare C , reflectă o scală a raportului dintre ponderile prioritare de bază alocate fiecărui criteriu. Pentru a face aceste determinări Saaty a elaborat o scală pentru intensitatea importanței de nouă puncte [B48].

Pentru aplicarea AHP, Saaty a propus următorii pași:

1. Identificarea obiectivului de bază al problemei și a criteriilor care influențează acest obiectiv;
2. Structurarea ierarhică a problemei în raport cu obiectivul de bază (obiective derivate, criterii, subcriterii și alternative);
3. În al doilea nivel al ierarhiei:
 - se efectuează comparația pe perechi a tuturor elementelor cu ajutorul scalei Saaty (tabelul 8.2), iar rezultatele comparării (aprecierile privind importanța) se transpun într-o matrice pătratică ($n \times n$)

Tabelul 8.1. Scala importanțelor relative pentru comparația în perechi, conform Saaty

Intensitatea importanței relative (scor – numere asociate)	Definiția (aprecierea verbală a importanței alternativei i comparativ cu alternativa j)
1	importanță egală (i și j sunt la fel de importante)
3	importanță moderat mai mare (i este ceva mai importantă ca j)
5	importanță mult mai mare (i este mult mai importantă ca j)
7	importanță foarte mare demonstrată (i este evident foarte importantă comparativ cu j)
9	importanță maximă (i este de cea mai mare importanță comparativ cu j)
2, 4, 6, 8	aprecieri intermediare

- se determină vectorul priorității locale prin normalizarea elementelor din fiecare coloană a matricei (se calculează media valorilor pe coloană, împărțindu-se fiecare element al coloanei la total, iar apoi se determină media rândurilor matricei rezultate);
- se calculează raportul de consistență al matricei rezultate din comparația pe perechi, pentru a se asigura condiția de consistență a aprecierilor, pe baza indicelui mediu probabil stabilit de Saaty în funcție de mărimea matricei (tabelul 8.2) [A8].

Tabelul 8.2. Indice mediu probabil (IP) în funcție de mărimea matricilor

Mărime matrice	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Indice (IP)	0	0	0,58	0,9	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

4. Se repetă pasul 3 pentru toate elementele de pe nivelele următoare, dar în raport cu fiecare criteriu de pe nivelul precedent;
5. Se sintetizează prioritățile locale obținute pe fiecare din nivelele ierarhiei, pentru a determina prioritatea globală a fiecărei alternative.

Abordarea AHP poate fi aplicată pentru numeroase probleme decizionale precum stabilirea politicii energetice, selecția proiectelor, evaluarea performanței afacerilor, a tehnologiilor avansate de producție, etc.

Lucrarea reprezintă o aplicare a analizei multicriteriale pentru stabilirea priorităților decizionale în domeniul emisiilor poluante ale instalațiilor mari de ardere. Pentru a exprima cantitativ măsura în care sunt îndeplinite obiectivele: protecția mediului și dezvoltarea durabilă s-a utilizat metoda AHP. Pe baza determinărilor experimentale realizate in situ la CET MINTIA, și prin brainstorming cu decidenții din zonă s-au stabilit criteriile necesare ierarhizării măsurilor de protecție a mediului. Pentru verificarea acurateței și coerenței rezultatelor, am utilizat calculul matricial folosind un program numeric de calcul [A8]. Rezultatele obținute se încadrează în limitele stabilite de Saaty, pentru raportul de consistență. Concluziile sunt în concordanță cu prevederile STRATEGIEI EUROPA 2020.

8.2.2. Aplicarea AHP pentru prioritizarea măsurilor de reducere a impactului asupra mediului

Studiul s-a realizat pe principala sursă de poluare a mediului înconjurător din zonă care este termocentrala MINTIA DEVA . Echipamentele de măsurare utilizate au fost:

- un aparat portabil de determinare a emisiilor BASIC ISOSTACK HV;
- un gazoanalizor portabil TESTO 350, incluzând un tub Pitot-Prandtl pentru determinarea vitezei gazelor de ardere.

Punctele unde s-au executat măsurători sunt arătate în figura 8.13.

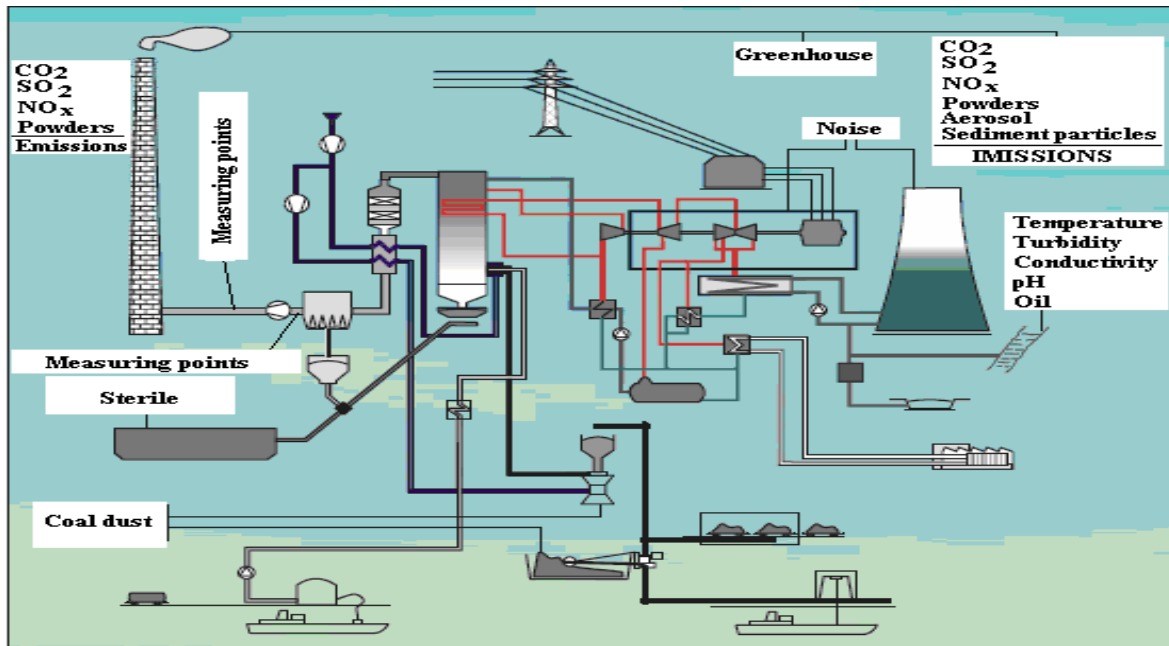


Fig. 8.13. Points where measurements were performed

Matricea a fost realizată luând în considerare următorii parametri: nocivitate (N), cost depoluare (CD), soluție de contracarare (SC), efect de seră (ES), posibilități de valorificare (PV) și cantitate emisii (CE). Scorul numeric rezultat din compararea în perechi a caracteristicilor a fost atribuit conform tabelului 8.3 [A8]. Modelul ierarhiei este prezentat în figura 8.14 [A8], iar matricea aprecierilor rezultate din comparațiile criteriilor în perechi este redată în tabelul 8.3.

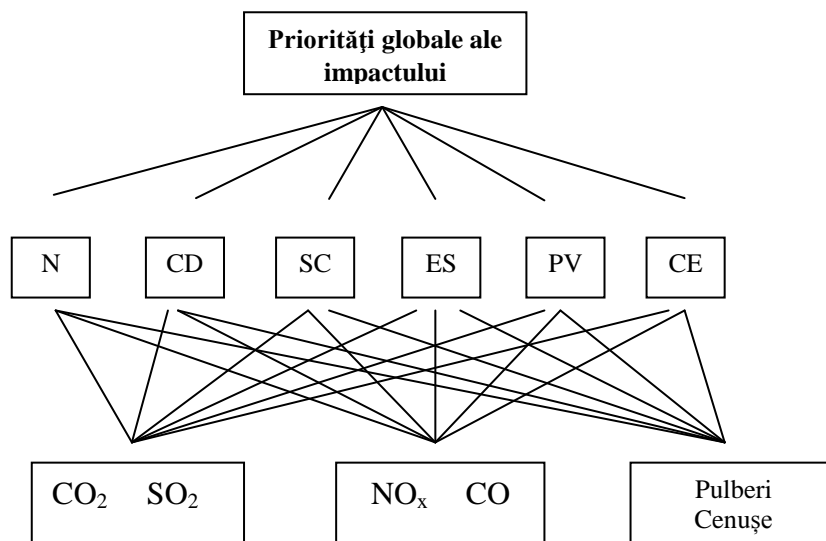


Fig. 8.14. Modelul AHP pentru prioritizarea emisiilor

Pentru stabilirea valorilor din matricea comparațiilor în perechi (prin atribuirea scorului / valorii numerice conform Scalei Saaty) s-a realizat un brainstorming de grup. Matricea rezultată pentru cele șapte criterii este de rang 6. Deoarece atunci când un criteriu este comparat cu el însuși i se atribuie valoarea 1 (importanță egală), elementele de pe diagonala matricei sunt egale cu 1. Celelalte elemente rezultă din importanța apreciată a unui criteriu comparativ cu un altul, în raport cu obiectivul de bază urmărit. De exemplu, dacă al doilea criteriu (CD) este considerat de 5 ori mai important decât cel de-al șaselea (CE) atunci valoarea înscrisă pe rândul 2 în coloana 6 este 5. Valorile de sub diagonală sunt reciprocele (inversele) celor de deasupra (în exemplul anterior, valoarea din rândul 6 coloana 2 este 1/5), ceea ce înseamnă că sunt necesare aprecieri numai pentru triunghiul superior diagonalei.

Tabelul 8.3. Matricea comparațiilor criteriilor în perechi, în raport cu obiectivul de bază

CRITERII	NOCIVITATE	COST DEPOLUARE	SOLUȚIE DE CONTRACARARE	EFFECT DE SERĂ	POSSIBILITĂȚI DE VALORIFICARE	CANTITATE
NOCIVITATE	1	3	4	3	5	7
COST DEPOLUARE	1/3	1	2	1	4	5
SOLUȚIE DE CONTRACARARE	1/4	1/2	1	2	1	2
EFFECT DE SERĂ	1/3	1	1/2	1	3	2
POSSIBILITĂȚI DE VALORIFICARE	1/5	1/4	1	1/3	1	3
CANTITATE	1/7	1/5	1/2	1/2	1/3	1

Pentru matricea din tabelul 8.4 [A8], vectorul priorității locale (VPL) poate fi generat prin normalizarea fiecărui vector coloană al matricei (împărțind fiecare element al coloanei la totalul pe coloană) și făcând media pe rânduri a matricei rezultate (normalizate), la modul prezentat în tabelul 8.4.

Tabelul 8.4. Matricea normalizată și vectorul priorității locale (VPL)

	N	CD	SC	ES	PV	C	VPL
N	0,342	0,427	0,417	0,047	0,387	0,35	0,328
CD	0,342	0,284	0,333	0,047	0,097	0,25	0,225
SC	0,085	0,071	0,083	0,279	0,097	0,1	0,119
ES	0,114	0,142	0,042	0,14	0,29	0,1	0,138
PV	0,068	0,047	0,083	0,047	0,097	0,15	0,082
C	0,049	0,028	0,042	0,07	0,032	0,05	0,045

Verificarea consistenței s-a realizat prin procedura prezentată în figura 8.15 [A8]:

$$\begin{pmatrix} 1 & 3 & 4 & 3 & 5 & 7 \\ \frac{1}{3} & 1 & 2 & 1 & 4 & 5 \\ \frac{1}{4} & \frac{1}{2} & 1 & 2 & 1 & 2 \\ \frac{1}{3} & 1 & \frac{1}{2} & 1 & 3 & 2 \\ \frac{1}{5} & \frac{1}{4} & 1 & \frac{1}{3} & 1 & 3 \\ \frac{1}{7} & \frac{1}{5} & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \frac{1}{3} & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0,328 \\ 0,225 \\ 0,119 \\ 0,138 \\ 0,082 \\ 0,045 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,618 \\ 1,263 \\ 0,761 \\ 0,868 \\ 0,504 \\ 0,293 \end{pmatrix}$$

Fig. 8.15. Matricea de verificare a consistenței

$$\begin{pmatrix} 2.618 \\ 1.263 \\ 0.761 \\ 0.868 \\ 0.504 \\ 0.293 \end{pmatrix} = \lambda_{\max} \begin{pmatrix} 0.328 \\ 0.225 \\ 0.119 \\ 0.138 \\ 0.082 \\ 0.045 \end{pmatrix} \quad (8.6)$$

Rezolvând calculul matriceal din relația (1) se obține valoarea medie $\lambda_{\max} = 6,614$.
Indicele de consistență (IC) se determină pe baza relației (8.7):

$$IC = (\lambda_{\max} - n)/(n-1) = 0,614/5 = 0,123 \quad (8.7)$$

Se determină raportul de consistență RC (ca raport între indicele calculat și cel mediu probabil stabilit de Saaty – din tabelul 8.3. indicele IP pentru matrici de rang 6 = 1,24):

$$RC = IC/IP = 0,123/1,24 = 0,099 \quad (8.8)$$

Deoarece RC este mai mic de 10%, rezultă că aprecierile din matricea comparațiilor pot fi considerate consistente. Dacă rezultatul ar fi fost contrar, indicând că aprecierile decidenților sunt inconsistente, atunci aceștia ar fi trebuit să și le revizuiască.

Matricile comparării alternativelor în raport cu fiecare emisie poluantă considerată au fost stabilite pentru fiecare criteriu în același mod, rezultatele fiind prezentate grafic în figurile 8.16-8.23 [A8].

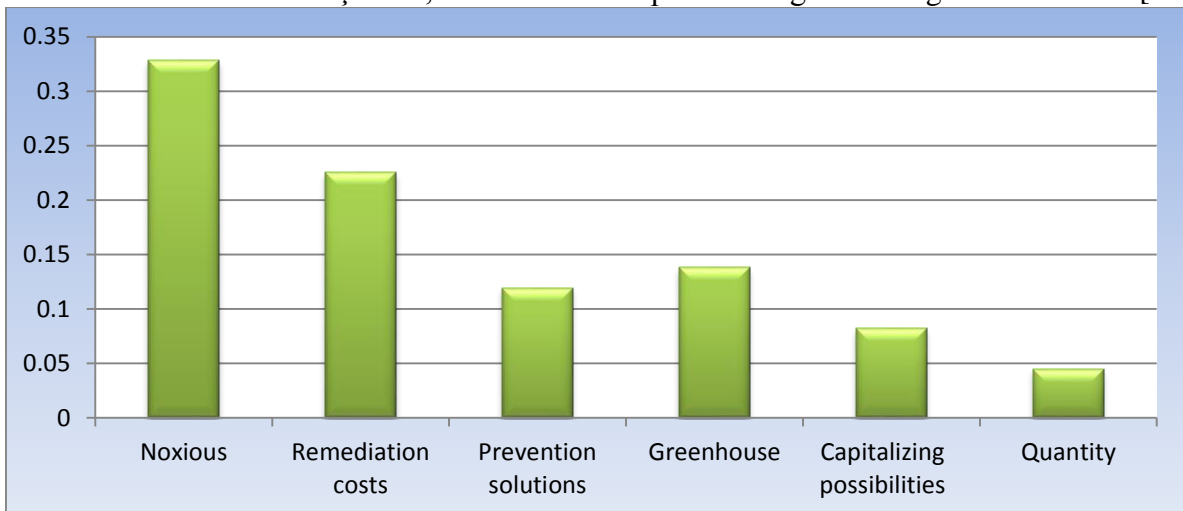


Fig. 8.16. Vectorul priorității locale pentru criteriile de ierarhizare

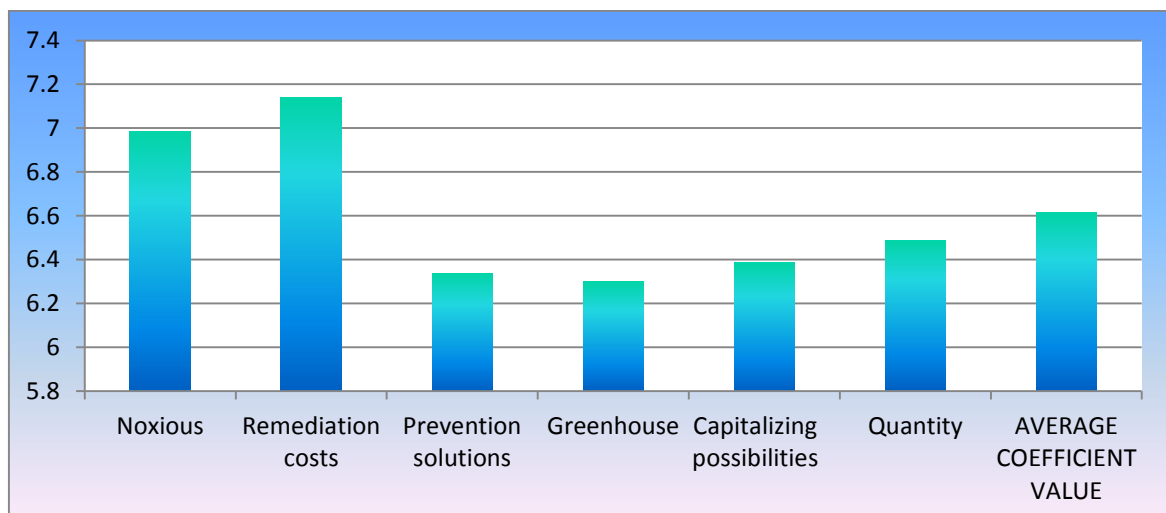


Fig. 8.17. Valorile coeficientului indicelui de consistență λ

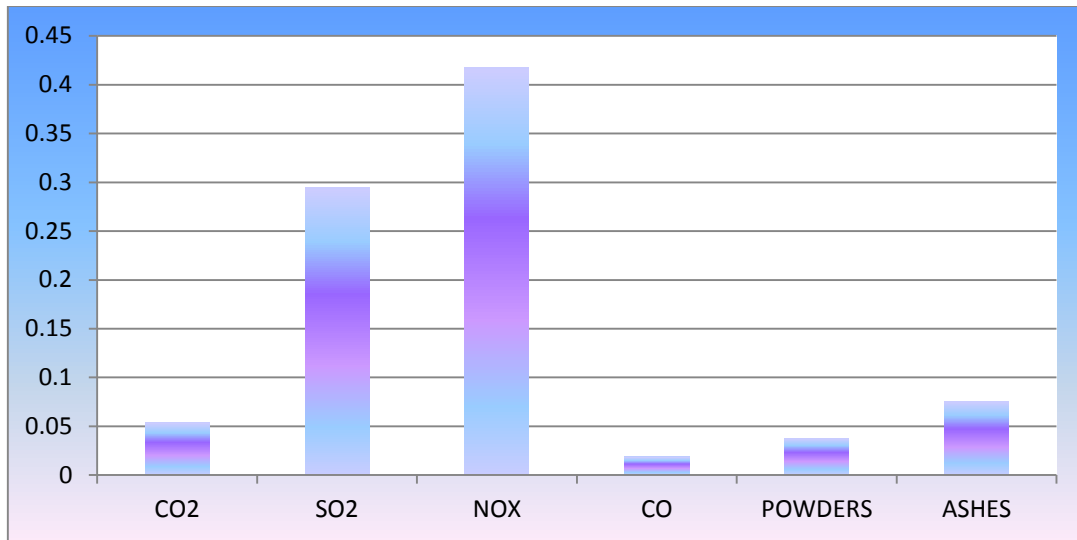


Fig. 8.18. Compararea poluanților după criteriul nocivitate

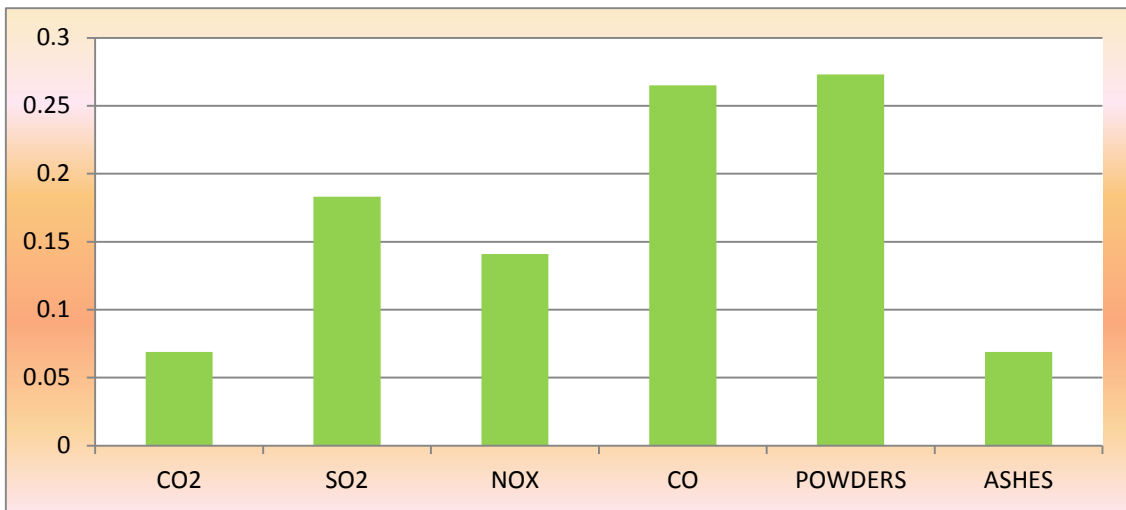


Fig. 8.19. Compararea poluanților după criteriul soluții de contracarare

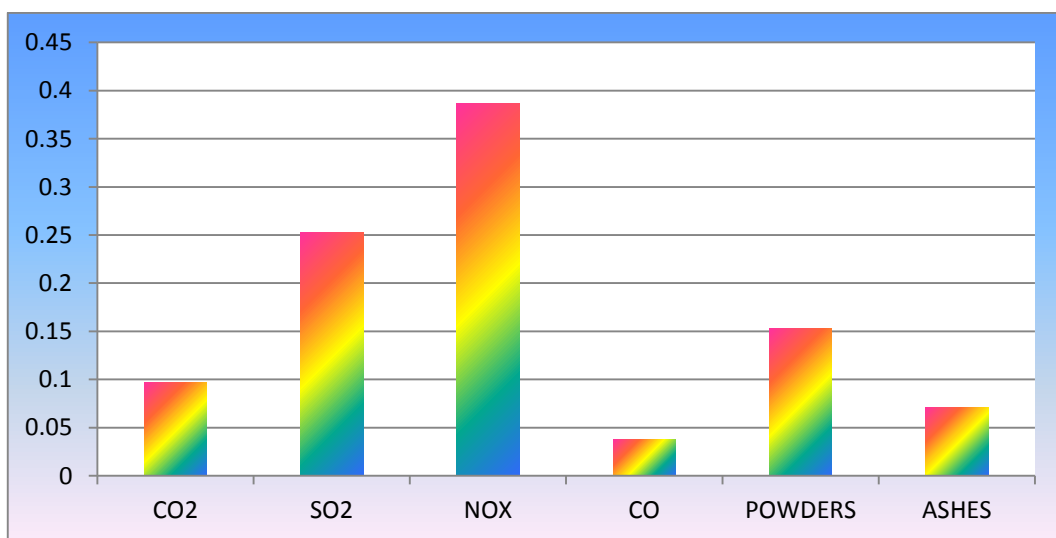


Fig. 8.20. Compararea poluanților după criteriul cheltuieli pentru depoluare

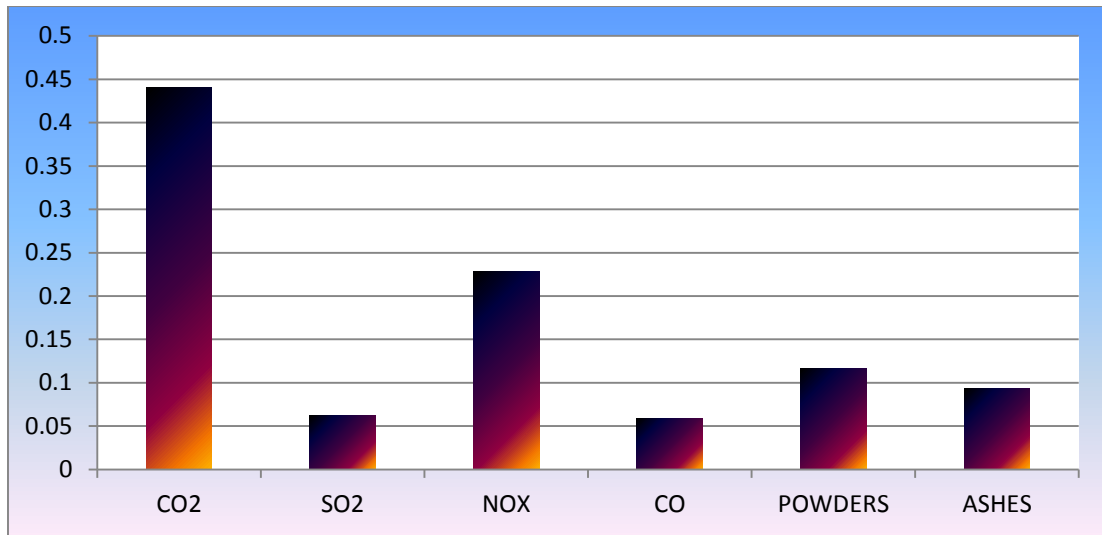


Fig. 8.21. Compararea poluanților după criteriul efect de seră

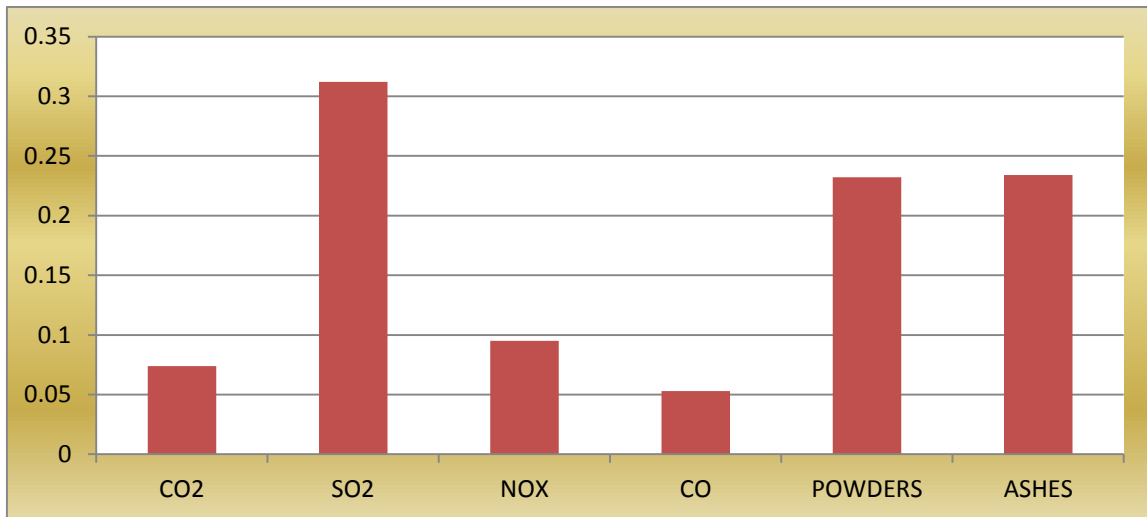


Fig. 8.22. Compararea poluanților după criteriul posibilități de valorificare

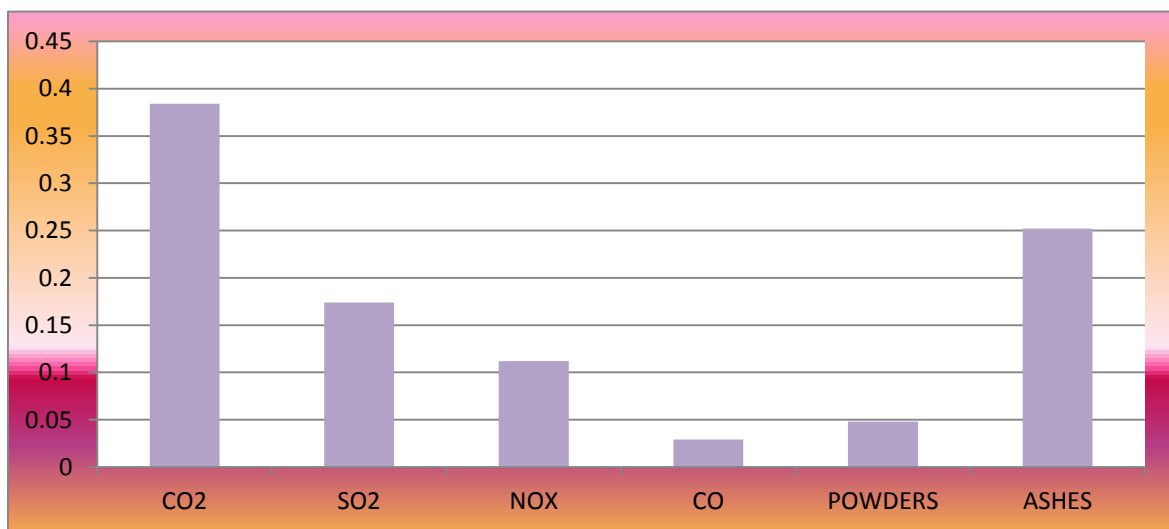


Fig. 8.23. Compararea poluanților după criteriul cantitate emisă

Prioritățile compuse (globale) ale alternativelor sunt determinate prin agregare la nivelul întregii ierarhii fiind calculate prin multiplicarea priorităților locale ale criteriilor cu cele ale alternativelor. Prin urmare:

$$\begin{pmatrix} 0.054 & 0.097 & 0.069 & 0.441 & 0.074 & 0.384 \\ 0.295 & 0.253 & 0.183 & 0.062 & 0.312 & 0.174 \\ 0.418 & 0.387 & 0.141 & 0.228 & 0.095 & 0.112 \\ 0.119 & 0.038 & 0.265 & 0.059 & 0.053 & 0.029 \\ 0.038 & 0.153 & 0.273 & 0.117 & 0.232 & 0.048 \\ 0.076 & 0.071 & 0.069 & 0.093 & 0.234 & 0.252 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0.328 \\ 0.225 \\ 0.119 \\ 0.138 \\ 0.082 \\ 0.045 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.132 \\ 0.217 \\ 0.285 \\ 0.093 \\ 0.117 \\ 0.092 \end{pmatrix} \quad (8.9)$$

Acestea evidențiază prioritatea globală a emisiilor poluante, ținând cont de politicile locale și condițiile de protecție a mediului.

Rezultatele procesului de ierarhizare a priorităților arată că cele mai stringente măsuri pentru protecția mediului din zona de influență a Termocentralei Mintia sunt (fig. 8.24):

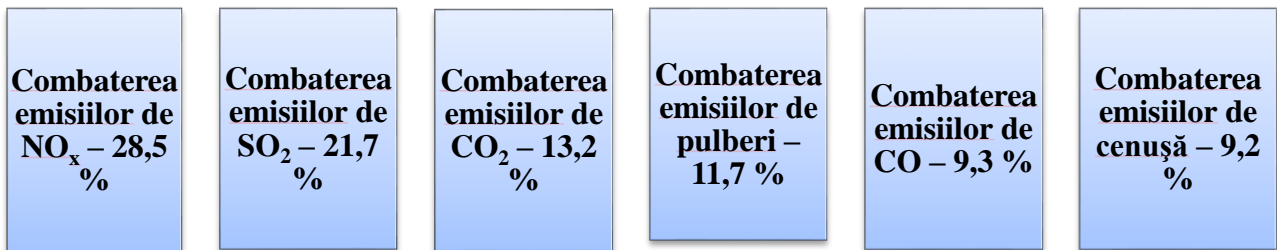


Fig. 8.24. Rezultatele procesului de ierarhizare a priorităților

Rezultatele calculului vectorilor priorităților locale arată procentual următoarea ierarhie (fig. 8.25):

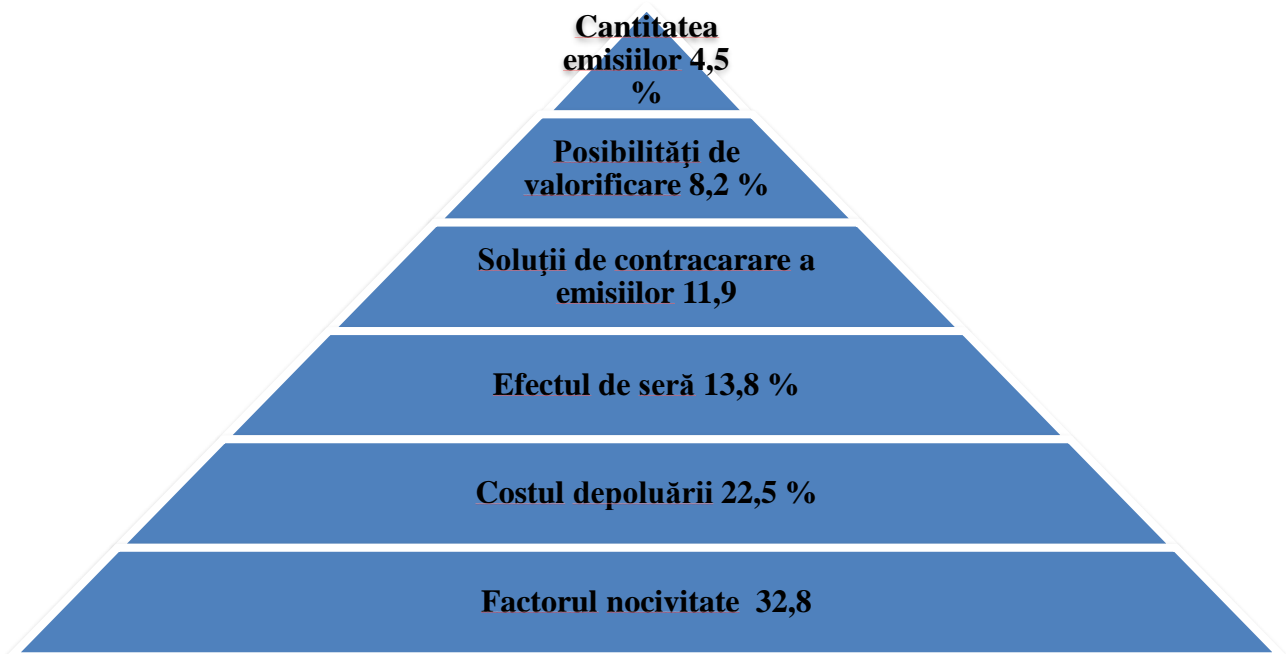


Fig. 8.25. Rezultatele calculului vectorilor priorităților locale

PARTEA A II – A

CAPITOLUL 9

PLAN DE DEZVOLTARE A CARIEREI. DIRECȚII VIITOARE PRIVIND EVOLUȚIA ACADEMICĂ ȘI DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ

9.1. DEZVOLTAREA CARIEREI PROFESIONALE

Dezvoltarea carierei profesionale va fi în concordanță cu planurile didactice și de cercetare ale Facultății de Inginerie Mecanică și Electrică a Universității din Petroșani și ale Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transport.

Ca elemente de succes ale carierei mele universitare doresc să menționez:

- Continuitatea activității în același colectiv de la începutul carierei (14 ani)
- Continuitatea preocupărilor pe același domeniu de activitate (termotehnicii și termoeenergeticii de la momentul angajării-prezent)
- Continuitatea împletirii preocupărilor didactice cu cele de cercetare în aprofundarea domeniului de-a lungul a 14 ani.
- Susținerea și promovarea acțiunilor mele de către conducerea universității, facultății și departamentului.

În perspectivă dezvoltarea carierei universitare viitoare se va face, pe următoarele paliere:

- Activitatea didactică (educațională);
- Activitatea de cercetare științifică;

9.1.1 Dezvoltarea activității educaționale

Dezvoltarea activității educaționale se bazează pe continua îmbunătățire a metodologiei de predare, prin sprijinirea și implicarea studenților în procesul de învățare și cercetare și prin asigurarea unui schimb de informație la nivel național și internațional.

Pentru a-mi crește competențele didactice, îmi propun următoarele:

- să continui activitatea de studiu individual pentru disciplinele prevăzute în postul didactic de conferențiar pentru elaborarea unor strategii didactice adecvate;
- să mă implic activ, în toate activitățile didactice și științifice relevante la nivel de departament, facultate și universitate;
- să ofer o bază de cunoștințe solide asupra domeniului termotehnicii și mașinilor termice, printr-o pregătire întodeauna racordată la nou și anticiparea așteptărilor studenților și masteranzilor cu privire la informațiile transmise;
- să continui coordonarea și modernizarea activității la laboratorul de Termotehnică și mașini termice, abordând lucrări noi cu caracter aplicativ;
- să susțin achiziționarea din contracte de cercetare a aparaturii de laborator necesară atât derulării activității didactice cât și pentru continuarea desfășurării contractelor de cercetare științifică. Concret, în această direcție, pentru anul 2017 mi-am propus cumpărarea unui cuptor de calcinare, (Contract nr. 3/14.01.2015) care să permită îmbunătățirea activității experimentale în privința *analizei imediate a combustibililor solizi*. În context, pe baza aparaturii de laborator existente, mi-am propus realizarea a 2 lucrări noi de laborator.

În privința softurilor, într-un orizont de timp apropiat mi-am propus achiziționarea programului ANSYS FLUENT sau FLOWMASTER.

- să particip la stagii de formare și predare în universități din străinătate prin programul Erasmus+, pentru îmbunătățirea abilităților didactice și totodată pentru acumularea unor experiențe

profesionale în domeniu. În acest sens în octombrie 2015 mi-am depus dosarul spre evaluare pentru un stagiul la o universitate străină prin programul Erasmus +, dosar care a fost declarat câștigător;

- adaptarea cunoștințelor transmise la trendul domeniului și la cerințele pieței muncii;
- majorarea ponderii aspectelor aplicative în transmiterea cunoștințelor;
- să diversific metodele didactice interactive, bazate pe creativitate colaborativă și parteneriat educațional, în scopul cultivării creativității studenților.
- să îmbunătățesc criteriile de evaluare astfel încât acestea reflecte în mod corect nivelul de dezvoltare profesională pentru fiecare student.
- să intensific colaborarea cu liceele de specialitate zonale pentru atragerea de noi studenți în domeniile de interes ale departamentului;
- să implic activ studenții în desfășurarea laboratoarelor și seminariilor utilizând metode didactice centrate pe învățarea prin descoperire, învățarea pe echipe și învățarea în grup.
- să public cursurile pe care le predau și să le actualizez o dată la patru ani. În acest mod studenții vor avea acces mai ușor la informație, o informație actualizată și în conformitate cu schimbările internaționale și naționale din domeniu.
- să sprijin și să încurajez studenții să participe la activități de cercetare, conferințe și simpozioane.

Asigurarea calității educației va reprezenta o preocupare permanentă în activitatea derulată, urmărind centrarea ei preponderant pe rezultatele învățării, exprimate în termeni de cunoștințe, competențe, valori și atitudini care se dobândesc prin parcurgerea și finalizarea unui program de studii.

În activitatea de formare a studenților și masteranzilor voi insista asupra celor nouă competențe esențiale în dezvoltarea carierei ingineresti: lectura și interpretarea literaturii tehnice, utilizarea documentației, abilități de calcul, redactarea materialelor, comunicarea verbală, lucrul în echipă, formarea continuă, capacitatea de raționament, informatica.

9.1.2 Dezvoltarea activității de cercetare

Consider cercetarea științifică ca fiind esențială pentru dezvoltarea profesională. Prin misiunea asumată de urmare a carierei universitare, reperate pe care se va baza evoluția componentei de cercetare științifică a carierei mele universitare vor include activități de elaborare, prezentare și publicare de lucrări științifice în domeniile de specialitate aferente disciplinelor predate, dar și în strânsă legătură cu obiectivele de cercetare stabilite la nivelul departamentului și al proiectelor științifice în care sunt implicat. Îmbunătățirea activității de cercetare se centrează, ca și până acum, pe participarea la conferințe și evenimente de specialitate internaționale și naționale în domeniul termotehnicii și mașinilor termice, prin publicarea și diseminarea rezultatelor de cercetare în cadrul activităților de cercetare pe bază de contract și prin colaborarea și dezvoltarea a noi metode și soluții în domeniu în cadrul proiectelor (granturilor) de cercetare.

În scopul majorării relevanței și impactului lucrărilor mele științifice îmi propun următoarele:

- publicarea a unu-două articole pe an în reviste științifice indexate Thompson Reuters în domeniul de activitate, în special în reviste ce au ca factor de impact minim 0,5.
- publicarea minim a trei articole, pe an, în reviste indexate în alte baze de date recunoscute de CNCS.
- participarea la 2 conferințe, cu precădere de nivel internațional, desfășurate atât în țară, cât și în străinătate, și obligatoriu la conferințele SRT.
- participarea la conferințe în țară care să asigure, pe lângă diseminarea rezultatelor, posibilitatea de a face schimb de experiență și informație cu alte instituții din domeniu, de a valoriza ceea ce există la alte universități în portofoliul de lucrări de laborator și evaluarea posibilităților de implementare în cadrul propriului laborator a noi standuri (lucrări de laborator), cointeresând astfel studenții și îmbunătățind infrastructura laboratorului și a departamentului;

- diseminarea rezultatele cercetărilor științifice în cadrul conferințelor naționale și internaționale și publicarea ulterioară a acestora în fluxul de reviste de specialitate recunoscute național și internațional;
- publicarea unei cărți de specialitate, ca rezultat a activităților de analiză energetică/exergetică în edituri naționale recunoscute de Consiliul National al Cercetării Științifice (CNCS) și CNATDCU.
- continuarea activității de cercetare pe bază contractuală și extinderea acestor activități în cadrul grupurilor energetice de puteri mari (în acest moment există 2 astfel de contracte realizate cu grupuri energetice);
- abordarea problemelor vizând energetica industrială o voi realiza prin prisma obiectivelor incluse în Strategia EUROPA 2020 urmărind creșterea eficienței energetic corelată cu reducerea poluării mediului și asigurarea bunăstării populației, obiective concordante cu postulatele dezvoltării durabile.

Plecând de la premisa că activitatea de cercetare se bazează pe ultimele descoperiri în domeniu, realizate în centre și de colective specializate din întreaga lume, îmi propun pentru următorii ani dezvoltarea și diversificarea colaborărilor cu cadre didactice/cercetători din alte centre universitare din țară și străinătate pe domeniile de interes și participarea la manifestări științifice interne și internaționale cu scopul de a face cunoscute direcțiile de cercetare proprii și rezultatele proprii.

Voi urmări focusarea activității de cercetare pe caracterul aplicativ al acesteia, preluarea rezultatelor cercetărilor fundamentale și încercarea obținerii de altele noi, cu posibilități de valorificare sau prin implementarea în practică a acestora.

Consider complementar dezvoltării activității de cercetare, dezvoltarea competențelor profesionale. Dacă în planul de cercetare, unul dintre obiective este atragerea studenților în cariera de cercetare, în acest plan mi-am propus să contribui la o cât mai bună aliniere a studenților la cerințele pieței. În acest sens, mă bazez pe un set de conexiuni foarte bune cu firme precum Continental Sibiu, Frigoglass Timișoara, Sews Deva, Siemens Sibiu, Takata Sibiu, Sarmismob Deva, Apaserv Valea Jiului, CEH Hunedoara care să ofere feedback-ul și suport dezvoltării curriculare corespunzătoare. Pe plan inovativ din punct de vedere științific îmi propun: dezvoltarea unor instrumente termodinamice utile în evaluarea evoluției sistemelor economice, ecologice, sociale (analiza exergetică, termodinamica proceselor ireversibile, structuri disipative, teoria constructală).

9.2. Cadrul de construire a carierei

În planul de dezvoltare personal mă bazez pe cele cinci principii ale carierei (fig. 9.1):

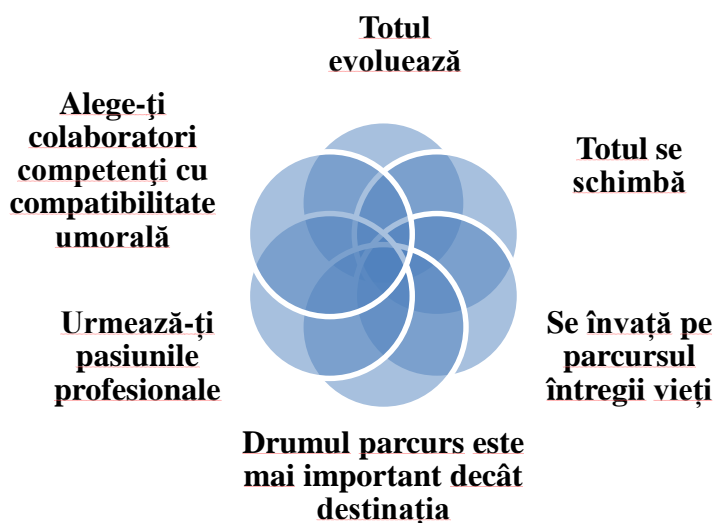


Fig. 9.1. Cele cinci principii ale carierei

Cadrul prin care îmi propun construirea carierei se bazează pe un set de însușiri:

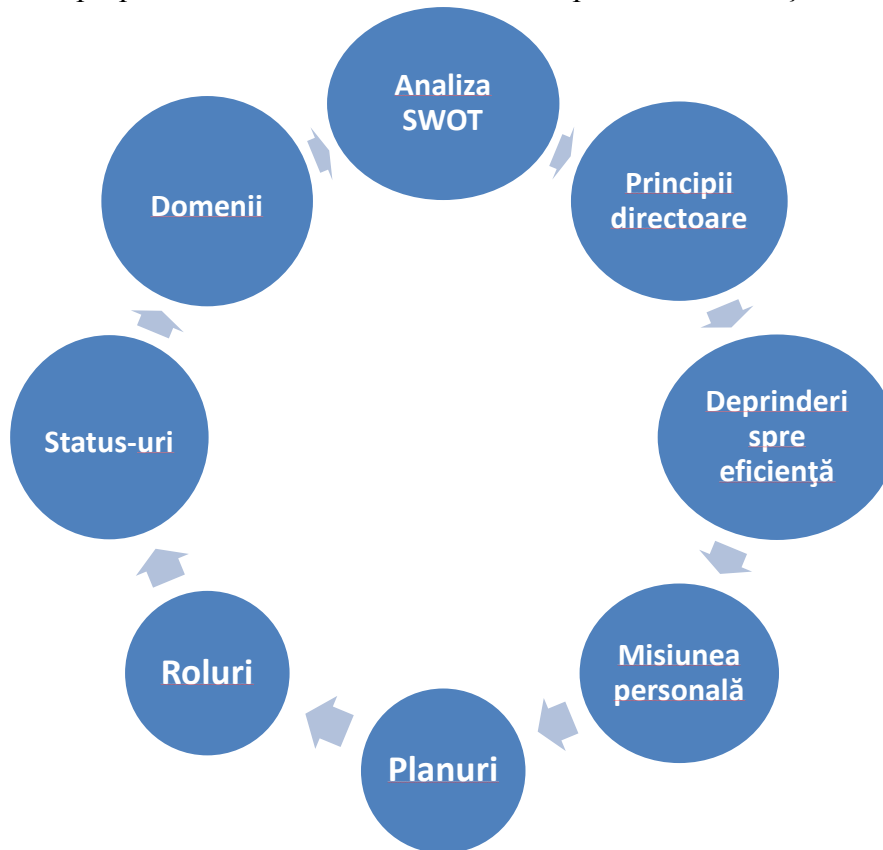


Fig. 9.2. Cadrul prin care îmi propun construirea carierei

Mă bazez pe susținerea acestor valori din partea colectivului *Departamentului de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi* și pe promovarea lor în rândul colaboratorilor, pe compatibilități și complementaritate. Consider că dezvoltarea domeniului ingineriei termice, a domeniilor conexe, a carierei mele și a colaboratorilor sunt dependente de respectarea și susținerea acestor calități. Se poate vorbi în acest plan de dezvoltare a carierei, despre o misiune personală legată de existența eficace și prevăzătoare sub semnul creativității, al dezvoltării personale continue și împlinirii potențialului personal precum și al contribuției benefice care poate fi adusă departamentului, facultății și universității, precum și oamenilor din jurul meu.

PARTEA A III-A

III. A. Referințe bibliografice proprii

- A1. Petrilean D. C.**, Compresoare elicoidale , Editura Tehnica-Info Chișinău, ISBN: 978-9975-63-289-8, 234 pag., 2006;
- A2. Petrilean D. C.**, Termodinamică tehnică și mașini termice, Editura AGIR BUCUREȘTI, ISBN 978-973-720-328-1, 354 pag., 2010;
- A3. Petrilean D. C.**, "Motoare termice" Editura Universitas, Petrosani, ISBN 978-973-741-288-1, 234 pag., 2012,
http://alephnew.bibnat.ro:8991/F/UPMGYPG3PLLYB589KRI94UMJPCDKFX2HYFGC9JV4KJ7LUNH9B4-33419?func=full-set-set&set_number=005643&set_entry=000002&format=999,
 (Depozitul Legal al Bibliotecii Naționale).
- A4. Petrilean D. C.**, Irimie S. I., The operational influence on the energetic efficiency of a gas cogenerated operated electricity generator, Pronasem, <http://pronasem.acad.ro/papers.html>, Bucharest, 2016.
- A5. Petrilean D. C.**, Irimie S. I., Solutions for the capitalization of the energetic potential of sludge collected in Danutoni Wastewater Treatment Plant, <http://www.jepe-journal.info/journal-content/vol-16-no3>, Journal of environmental protection and ecology, ISSN 1311-5065, vol. 16, no. 3, pp. 1203 – 1211, 2015.
http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/full_record.do?product=UA&search_mode=GeneralSearch&qid=1&SID=3FvAzmmv78nFQlq1jOT&page=1&doc=1, IDS Number: CT8UJ, Factor de impact, Thomson Reuters Journal Citation Report 0,838.
- A6. Petrilean D.C.**, Stanila S., Dosa I., A mathematical model for the determination of the dimensionless heat flux with application in mine environment, International Symposium occupational health and safety SESAM 2015, 7th Edition, 30.09 – 02.10.2015, Poiana Brasov, Romania, pag. 383-392, ISSN 1843-6226 (SESAM 2015), www.sesam2015.insemex.ro
- A7. Petrilean D. C.**, Stănilă S., Irimie S. I., - Study of variable heat exchange between a thickness limited cylindrical pipe and the rock massif for application in mine environment, <http://omicron.ch.tuiasi.ro/EEMJ/issues/vol13/vol13no6.htm>, Environmental Engineering and Management Journal., Vol.13, No. 6, 1523-1531 June 2014.
http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/full_record.do?product=UA&search_mode=GeneralSearch&qid=1&SID=3FvAzmmv78nFQlq1jOT&page=1&doc=3
 IDS Number: AS9QR. Factor de impact, Thomson Reuters Journal Citation Report: 1,258.
- A8. Petrilean D. C.**, Irimie S. I., Băleanu V., Stănilă S., Multicriterial analysis of environmental impacts in thermoelectric power station areas, <http://omicron.ch.tuiasi.ro/EEMJ/issues/vol13/vol13no6.htm>, Environmental Engineering and Management Journal., Vol.13, No. 6, 1383-1388 June 2014.
http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/full_record.do?product=UA&search_mode=GeneralSearch&qid=1&SID=3FvAzmmv78nFQlq1jOT&page=1&doc=2, IDS Number: AS9QR. Factor de impact, Thomson Reuters Journal Citation Report: 1,258.
- A9. Petrilean D. C.**, Method of Calculus for the Power Input of the Helical Screw Compressor, Universitatea Politehnica București, Sci. Bull. Series D, Vol. 71, Iss. 4, ISSN 1454-2358, pp.121-130, cod CNCIS 102, http://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/full830_621313.pdf, BDI: Ulrich's International Periodicals Directory, Scopus, Inspec, Metadex, Elsevier Sciences's, Bibliographic Databases, Engineering Village, Cambridge Scientific Abstracts, Compendex, Google Scholar: http://scholar.google.ro/scholar?start=20&q=Petrilean*&hl=ro&as_sdt=0,5 , 2009.
- A10. Petrilean D. C.**, Irimie S. I., Dosa I., The assessment of the energetic performances of a district heating system, <http://sgem.org/sgemlib/spip.php?article4684&lang=en>, Renewable Energy Sources and Clean Technologies, 17-26 Jun 26, 14th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, , ISSN: 1314-2704, Albena, Bulgaria, pp. 505-511, 2014.

[doi:10.5593/SGEM2014/B41/S17.065](https://doi.org/10.5593/SGEM2014/B41/S17.065),

http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=WOS&search_mode=GeneralSearch&qid=9&SID=U1Frwxt9nsl76ADOQL&page=1&doc=1

A11. Irimie I. S., Petrilean D. C., The energetic quantification of thermodynamic inefficiencies of hot water distribution networks, <http://sgem.org/sgemlib/spip.php?article4686>, Renewable Energy Sources and Clean Technologies, 17-26 Jun 26, 14th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM, , ISSN: 1314-2704, Albena, Bulgaria, pp. 519-526, 2014. [doi:10.5593/SGEM2014/B41/S17.067](https://doi.org/10.5593/SGEM2014/B41/S17.067).

http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=WOS&search_mode=GeneralSearch&qid=11&SID=U1Frwxt9nsl76ADOQL&page=1&doc=1

A12. Petrilean D. C., Mathematical Model for the Determination of the Non -Stationary Coefficient of Heat Transfer in Mine Works, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/CambridgeUSA/MATHECO/MATHECO-19.pdf>, Proceedings of the 19th American Conference on Applied Mathematics (AMERICAN-MATH '13), <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/CambridgeUSA/MATHECO/MATHECO-00.pdf>, Cambridge, MA, USA, January 30 -February 1, ISBN: 978-1-61804-158-6, pp.124-130, , BDI: Google Scholar http://scholar.google.ro/scholar?hl=ro&q=Petrilean*&btnG=, GetInfo TIB (German national library of science and technology): https://getinfo.de/app/subject-search?cluster=tib&action=search&term=Petrilean*&tib=zbwkat&tib=roempp&tib=blcp&tib=dkf&tib=sudoc&tib=tema&tib=ceaba&tib=zbmkm&tib=ntis&tib=rdat&tib=tibkat&tib=citeseerx&tib=blse&tib=kmo3d&tib=iud&tib=zmq&tib=kmoav&tib=zmat&tib=etde&tib=temaext&tib=rswb&tib=insp&tib=dkfl&tib=prob&tib=epo. 2013.

A13. Petrilean D. C., Irimie I. S., Solutions to increase the energetic efficiency of pneumatic mining distribution networks, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Lemosos/ENVIR/ENVIR-05.pdf> , Conference: "International Conference on ENERGY, ENVIRONMENT, ECOSYSTEMS and SUSTAINABLE DEVELOPMENT" (EEESD '13), <http://www.wseas.org/multimedia/books/2013/Lemosos/ENVIR.pdf>, BDI: Google Scholar http://scholar.google.ro/scholar?hl=ro&q=Petrilean*&btnG=, GetInfo TIB (German national library of science and technology): https://getinfo.de/app/subject-search?cluster=tib&action=search&term=Petrilean*&tib=zbwkat&tib=roempp&tib=blcp&tib=dkf&tib=sudoc&tib=tema&tib=ceaba&tib=zbmkm&tib=ntis&tib=rdat&tib=tibkat&tib=citeseerx&tib=blse&tib=kmo3d&tib=iud&tib=zmq&tib=kmoav&tib=zmat&tib=etde&tib=temaext&tib=rswb&tib=insp&tib=dkfl&tib=prob&tib=epo. 2013.

A14. Irimie I. S., Petrilean D. C., Environmental Impact Assessment for Dismantling an Energetic Complex Using Thermodynamic Concepts, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Lemosos/ENVIR/ENVIR-11.pdf>, Conference: "International Conference on ENERGY, ENVIRONMENT, ECOSYSTEMS and SUSTAINABLE DEVELOPMENT" (EEESD '13), <http://www.wseas.org/multimedia/books/2013/Lemosos/ENVIR.pdf>, Lemosos, Cyprus, March 21-23, ISBN: 978-1-61804-167-8, pp.76-81, 2013, BDI: Google Scholar http://scholar.google.ro/scholar?hl=ro&q=Petrilean*&btnG=, GetInfo TIB (German national library of science and technology) https://getinfo.de/app/subject-search?cluster=tib&action=search&term=Petrilean*&tib=zbwkat&tib=roempp&tib=blcp&tib=dkf&tib=sudoc&tib=tema&tib=ceaba&tib=zbmkm&tib=ntis&tib=rdat&tib=tibkat&tib=citeseerx&tib=blse&tib=kmo3d&tib=iud&tib=zmq&tib=kmoav&tib=zmat&tib=etde&tib=temaext&tib=rswb&tib=insp&tib=dkfl&tib=prob&tib=epo. 2013.

A15. Petrilean D. C., Irimie I. S., Munteanu R., Calculation Method for the Energy Loss in the Pneumatic Mining Networks, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Vouliagmeni/INMAT/INMAT-13.pdf>, Conference: Recent Advances in Industrial and Manufacturing Technologies, Proceedings of the 1st International Conference on Industrial and Manufacturing Technologies (INMAT '13), <http://www.wseas.org/multimedia/books/2013/Vouliagmeni/INMAT.pdf>, Vouliagmeni, Athens, Grec, May 14-16, ISBN: 978-1-61804-186-9, pp.88-93, 2013, BDI: GetInfo TIB (German national

library of science and technology): https://getinfo.de/app/subject-search?cluster=tib&action=search&term=Petrilean*&tib=zbwkat&tib=roempp&tib=blcp&tib=dkf&tib=sudoc&tib=tema&tib=ceaba&tib=zbmkm&tib=ntis&tib=rdat&tib=tibkat&tib=citeseerx&tib=blse&tib=kmo3d&tib=iud&tib=zbmql&tib=kmoav&tib=zmat&tib=etde&tib=temaext&tib=rswb&tib=insp&tib=dkfl&tib=prob&tib=epo, 2013.

google scholar: http://scholar.google.ro/scholar?start=20&q=Petrilean*&hl=ro&as_sdt=0,5

A16. Nan M. S., Petrilean D. C., Marian D., Determining the Cost Variation of Compressed Air Flow Fluidodynamic Lost Energy during an Hour on a Meter of Network, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2010/Taipei/FH/FH-04.pdf> NEW ASPECTS of FLUID MECHANICS, HEAT TRANSFER and ENVIRONMENT, 8th IASME/WSEAS International Conference on Heat and Mass Transfer, Thermal Engineering and Environment(HTE'10), <http://www.wseas.us/books/2010/Taipei/FH.pdf>, Taipei, Taiwan, August 20-22, ISSN: 1792-4596, ISBN: 978-960-474-215-8, pp.39-44, indexată ISI Thomson IDS Number BVJ 60, http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/Search.do?product=WOS&SID=2CyxxK2Dkspz9L4DkC5&search_mode=GeneralSearch&prID=4e51d8d3-f75f-4cef-b9ec-6119103a4fbc, 2010.

A17. Petrilean D. C., Pârnu A. C., Davidoiu A. A., The variation of temperature drop of the compressed air in pneumatic network, <http://www.upet.ro/annals/mechanical/pdf/2010/Annals-Mechanical-Engineering-2010-a23.pdf>, Annals of the University of Petrosani, Mechanical Engineering, vol. 12, pp. 199-206, Petrosani, ISSN 1454-9166, **BDI**: EBSCOhost Publishing Inc: <http://connection.ebscohost.com/c/articles/58772453/variation-temperature-drop-compressed-air-pneumatic-network>, 2010.

A18. Petrilean D.C., Doșa I., Study of Exergetic Efficiency of the Helical Screw Compressor with Oil Injection", <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2008/rhodes/hte/hte16.pdf>, NEW ASPECTS of HEAT TRANSFER, THERMAL ENGINEERING and ENVIRONMENT, http://www.worldses.org/books/2008/rhodes/new_aspects_of_heat_transfer_thermal_engineering_and_environment.pdf, Proceedings of the 6th IASME/WSEAS International Conference on HEAT TRANSFER, THERMAL ENGINEERING and ENVIRONMENT (HTE'08) Rhodes, Greece, August 20-22, 2008, ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-6766-97-8, pp. 116-119, 2008, indexată ISI Thomson Reuters, IDS Number BJA 77, http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/Search.do?product=WOS&SID=2CyxxK2Dkspz9L4DkC5&search_mode=GeneralSearch&prID=4e51d8d3-f75f-4cef-b9ec-6119103a4fb.

A19. Petrilean D. C., Popescu F. D., Characteristics of Air Parameters in Hydro-Technical Works, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2008/rhodes/hte/hte45.pdf>, NEW ASPECTS of HEAT TRANSFER, THERMAL ENGINEERING and ENVIRONMENT, http://www.worldses.org/books/2008/rhodes/new_aspects_of_heat_transfer_thermal_engineering_and_environment.pdf, Proceedings of the 6th IASME/WSEAS International Conference on HEAT TRANSFER, THERMAL ENGINEERING and (HTE'08) Rhodes, Greece, August 20-22, 2008, ISSN: 1790-5095, ISBN: 978-960-6766-97-8, pp. 294-298, indexată ISI Thomson Reuters, IDS Number: BJA77, http://apps.webofknowledge.com.ux4ll8xu6v.useaccesscontrol.com/Search.do?product=WOS&SID=2CyxxK2Dkspz9L4DkC5&search_mode=GeneralSearch&prID=b425aa4e-a1dd-43f8-b833-09788bbc8322, 2008.

A20. Petrilean D. C., responsabil de temă - Întocmire măsurători de performanță și raport tehnic pentru determinarea unor indicatori necesari calificării producției de energie electrică în cogenerare de înaltă eficiență pentru Grupul Energetic nr.4 de 150 MW din Complexul Energetic Hunedoara SA - Sucursala Electrocentralc Paroșeni. Contract de cercetare științifică nr. 3/14.01.2015. Părțile contractante: C.E.H. HUNEDOARA – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2015.

A21. Petrilean D.C., responsabil de temă – "Întocmirea bilanșurilor termoenergetice pentru instalațiile termoenergetice din cadrul S.C. Continental Automotive Systems SRL Sibiu si SC Compania de Apa Arad SA". Contract de cercetare științifică nr. 16 /10.10.2014, Părțile

contractante: Universitatea "1 Decembrie 1918" Alba Iulia – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2014.

A22. Petrilean D. C., responsabil de temă – Stabilirea bilanțului termoeenergetic pentru motoarele termice din cadrul S.C. Livio Dario S.R.L., Alba Iulia. Contract de cercetare științifică nr. 13/01.09.2014. Părțile contractante: S.C. Livio Dario S.R.L. Alba Iulia – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2014.

A23. Petrilean D. C., membru în colectiv, - Studiul de fezabilitate: „Lucrări pentru dezvoltarea capacității de producție la E.M. Lonea, jud.Hunedoara”- lot I (Etapa I și Etapa II), Simbol: 40-285/R, Contract de cercetare științifică nr. 4375 /2014. Părțile contractante: Societatea Complexul Energetic Hunedoara S.A. beneficiar, Universitatea din Petroșani executant.

A24. Petrilean D. C., responsabil de temă - Întocmirea auditului energetic complex pentru consumatorii de energie electrică și termică. Contract de cercetare științifică nr. 10 /22.03.2013, părțile contractante: S. C. Frigoglass Timișoara beneficiar, 2013.

A25. Petrilean D. C., responsabil de temă - Întocmirea și analiza bilanțului energetic real și optim pentru consumatorii de energie termică din conturul de bilanț aferent S. C. SEWS ROMANIA S.R.L. DEVA, Contract de cercetare științifică nr.11/10.07.2013, Părțile contractante: S. C. SEWS ROMANIA S.R.L. DEVA beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2013.

A26. Petrilean D. C., responsabil de temă - Elaborare audit energetic pentru un contur definit la E.M. Lonea, contract de cercetare științifică nr.10/20.07.2012. Părțile contractante: Exploatarea minieră Lonea- beneficiar; Universitatea din Petroșani, executant, 2012.

A27. Petrilean D. C., responsabil de temă. - Elaborarea și analiza auditului energetic complex pentru consumatorii semnificativi de gaz metan și energie electrică pentru cuptorul de producere var, tip Maerz, contract de cercetare științifică, nr. 10 / 15 .07. 2011. Părțile contractante: S.C. Macon SRL Deva – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2011.

A28. Petrilean D. C., responsabil de temă, - Elaborarea și analiza bilanțului energetic complex pentru consumatorii semnificativi din conturul de bilanț aferent secțiilor de producție BCA la punctele de lucru Deva și Oradea, contract de cercetare științifică, nr. 11 / 15 .07. 2011. Părțile contractante: S.C. Macon SRL Deva – beneficiar, Universitatea din Petroșani, executant, 2011.

A29. Petrilean D. C., responsabil temă, - Elaborarea și analiza bilanțului termoeenergetic pentru S.C. TERMOFICARE S.A. Petroșani. Contract de cercetare științifică nr. 37/09.06.2010 Părțile contractante: S.C. TERMOFICARE S.A. Petroșani – beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant, 2010.

A30. Petrilean D. C., responsabil temă, - Elaborarea și analiza bilanțului energetic complex pentru Secția Teracotă din cadrul societății SC MACON SRL Deva. Contract de cercetare științifică nr. 5D/16.10.2009. Părțile contractante: SC MACON SRL Deva – beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant, 2009.

A31. Petrilean D. C., responsabil de temă, - Elaborarea și analiza bilanțului energetic complex pentru secția Prefabricate din cadrul societății S.C. Macon S.R.L Deva. Contract de cercetare științifică nr. 10D/03.12.2008. Părțile contractante: SC. Macon S.R.L Deva – beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant, 2008.

A32. Petrilean D. C., responsabil de temă, - Analiza comparativă a performanțelor energetice a compresoarelor elicoidale din cadrul CNH Petroșani, Contract de cercetare științifică nr.121 ASL/2006-2007. Părțile contractante: C.N.H. Petroșani - beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant, 2007.

A33. Petrilean D. C., membru în colectiv, - Elaborarea și analiza bilanțurilor energetice pentru stația de compresoare și centrala termică din cadrul Unilever România SA Ploiești, Contract de cercetare științifică nr. 33 din 15.11.2007, părțile contractante: Unilever România SA – Ploiești – beneficiar, Universitatea din Petroșani – executant, 2007.

III. B. Referințe bibliografice generale

- B1. Andrews D., (coord.) Background Report on EU-27 District Heating and Cooling Potentials, Barriers, Best Practice and Measures of Promotion. Report EUR 25289 EN, Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2012.
- B2. Ahbe S., Braunschweig A., Müller-Wenk R., Methodology for Ecobalances Based on Ecological Optimization, Buwal (Safel) Environment Series No. 133, Berno. Document Number, 1990.
- B3. Amosov P. A., Vintovie compresornie mashinii (Screw Compression Machine Handbook), Mashinostroenie, Leningrad, 1977.
- B4. Athanasovici V., Gestiunea energiei termice în industrie, București, Editura AGIR, 2015.
- B5. Baker D., Bridges D., Hunter R., Johnson G., Krupa J., Murphy J., and Sorenson K., Guidebook to Decision-Making Methods. WSRC-IM-2002-00002, Department of Energy, USA. http://emi-web.inel.gov/Nissmg/Guidebook_2002.pdf. 2002.
- B6. Bare J.C., Gloria T.P., Environmental impact assessment taxonomy providing comprehensive coverage of midpoints, endpoints, damages, and areas of protection. J. Cleaner Prod. 16: 1021-1035, 2008.
- B7. Beitmen G., Erdei A., Tablitâ integralnâh pveobrozovarnii, Tom I., Isd. Nauka, Moscow, 1969.
- B8. Bejan A., Advanced Engineering Thermodynamics, New York: John Wiley&Sons, 1988.
- B9. Bejan A., Shape and Structure from Engineering to Nature, Cambridge University Pres, New York, 2000.
- B10. Bejan A., Heat transfer, Wiley, 1993.
- B11. Bejan A., Thermal Design & Optimisation, Wiley, 1996.
- B12. Berinde T., ș.a., Întocmirea și analiza bilanțurilor energetice în industrie, vol. I, vol. II, Editura Tehnică, București, 1976.
- B13. Braunschweig A., et al. Bewertung in Ökobilanzen mit der Methode der ökologischen Knappheit. Ökofaktoren, Methodik Für Oekobilanzen, Buwal Schriftenreihe Umwelt, nr 297, 1998.
- B14. Carabogdan Gh., s.a., Bilanțuri energetice – probleme și aplicații pentru ingineri, Editura Tehnică, București, 1986.
- B15. Cioabla, A. E., Ionel, I., Trif-Tordai, G., Irimescu, A., Vetres, I., Study on the quality of biogas obtained from agricultural residues during anaerobic fermentation, Journal of environmental protection and ecology, Volume: 14, Issue: 1 pp: 247-255, 2014.
- B16. Coman D., Leca A., Tehnologii avansate pentru producerea energiei în cogenerare care utilizează combustibili fosili, EMERG VII, AGIR Publishing House, Bucharest, 2013.
- B17. Czibula R., - Considerații privind alegerea diametrului optim al unei conducte de aer comprimat pentru un debit dat, Mine Petrol Gaze, București, 1/1980.
- B18. Dănescu A., Niculescu Tr., Termotehnică și instalații termice în agricultură, Editura Didactică și Pedagogică București, 1967.
- B19. Dosa I., Energetica instalațiilor pneumatice, Tehno-Art Publishing House, Petrosani, 2003.
- B20. Dosa I., Modelling Complex Compressed Air Networks in Order to Improve The Speed of Calculus, Annual of University of Mining and Geology “St. Ivan Rilski” Volume 49, Part III: Mechanization, Electrification and Automatization in Mine, Publishing House “St.Ivan Rilski”, Sofia, pp. 15-20, 2006.
- B21. Dosa I., Petrilean D.C., Efficiency Assessment of Condensing Steam Turbine, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Brasov/STAED/STAED-32.pdf>, Conference: ADVANCES in ENVIRONMENT, ECOSYSTEMS and SUSTAINABLE TOURISM, <http://www.wseas.us/e-library/conferences/2013/Brasov/STAED/STAED-00.pdf>, Brasov, Romania, June 1-3, ISBN: ISBN: 978-1-61804-195-1, pp. 203-208, 2013.
- B22. Eddi W. L., Hang L., Analytic hierarchy process. an approach to determine measures for business performance. Measuring Business Performance. Vol. 5. No.3. pp. 30–36, 2001.
- B23. Elkarmi F.; Mustafa I., Increasing the utilization of solar energy technologies (SET) in Jordan: Analytical Hierarchy Process, Journal of Energy Policy. No. 21. pp. 978–984, 1993.

- B24. Gong M., Wall G., On Exergetics, Economics and Optimization of Technical Processes to Meet Environmental Conditions, TAIES'97, pp. 453-460, Beijing, China, June 10-13, 1997.
- B25. Ionita C., Marinescu M., Dobrovicescu A., Vasilescu E.E, Analiza sistemelor de cogenerare – indiciatori de performanță. Revista TERMOTEHNICA, 2, pp. 95-99, 2006.
- B26. Irimie I. I., Matei I., Gazodinamica rețelelor pneumatice. Metode de calcul, Editura Tehnică, București, 1994.
- B27. Irimie I. I., Untersuchung von dynamischen Systemen auf regionaler Ebene mit dem Zweck der Operationalisierung des Leitbildes nachhaltige Entwicklung, TECHNISCHE UNIVERSITÄT CLAUSTHAL, 2001.
- B28. Jischa M.F., Herausforderung Zukunft, Spektrum Akademischer Verlag GmbH, Heidelberg-Berlin-Oxford, 1993.
- B29. Jolliet O., Brent A., Goedkoop M., Itsubo N., Mueller-Wenk R., Peña C., Life Cycle Impact Assessment Programme of the Life Cycle Initiative. Final report of the LCIA Definition study, 2003.
- B30. Leca A., & Cremenescu C., Serviciul public de încălzire centralizată. Propuneri de eficientizare, Editura AGIR, București. 2008.
- B31. Leca A., District Heating Efficiency and Affordability: The Case of România. Workshop on Residential Energy Efficiency and Affordability Implication, USAID, EAR and Energy Community Secretariat, Vienna, 22 February , 2008.
- B32. Leca A., (coord.), Principii de management energetic, Editura Tehnică, București, 2008.
- B33. Le Goff P., Labidi J., Bilan écologique des procédés industriels, Entropie, no. 205, 1997.
- B34. Leca A., Prisecaru I., Proprietățile termofizice și termodinamice – solide, lichide, gaze (Thermophysical and thermodynamic properties - solid, liquid, gas), vol. I, Editura Tehnică, București, 1994.
- B35. Leca A., & Musatescu V., (coord.), Mladin E.C., Berbecaru D., Georgescu M., Managementul energiei. Principii, concepte, politici, instrumente, Editura AGIR, București, 2008.
- B36. Magyari, A., Instalații mecanice miniere, Editura Tehnică București, 1990.
- B37. Marinescu M., s.a., Termodinamică tehnică. Teorie și aplicații, vol. 1,2 și 3, Editura MatrixRom, București, 1998.
- B38. Marinescu M., Dimitriu S., Chisacof A. L., Duicu T., Raducanu P., Mărimi fundamentale în termodinamică. Temperatură - Presiune – Debit, Politehnica Press, București, 2003.
- B39. Mladin E. C., (coord.), Tehnica auditului energetic pentru clădiri, Editura Matrix Rom, București, 2001.
- B40. Nikolici V.: Producerea și utilizarea biogazului pentru obținerea de energie, <http://www.nikolicivasilie.ro/lucrari-stiintifice/Biogaz%20curs.pdf>, (2006).
- B41. Özişik M.N., Heat Conduction, Second Edition, John Wiley and Sons, New York, 1993.
- B42. Özişik M.N., Orlande H. R. B., Inverse heat transfer: fundamentals and applications, New York, Taylor & Francis, 2000.
- B43. Popa B., s.a., Termotehnica, agregate și instalații termice, Editura Tehnică București , 1979.
- B44. Petrilean I., Studiul potențialelor termodinamice ale aerului de mină și utilizarea lor în calculul aerajului, Teză doctorat, Institutul de Construcții București, 1988.
- B45. Radcenco Vs., Criterii de optimizare a proceselor ireversibile, Editura tehnică București, 1977.
- B46. Rutz D., Mergner R., Janssen R., Utilizarea durabilă a energiei termice a instalațiilor de biogaz, www.biogasheat.org, WIP Renewable Energies, Munchen, Germany, 2012.
- B47. Saaty T.L., The Analytic Hierarchy Process. McGraw-Hill, New York, 1980.
- B48. Saaty T.L., How to make a decision: the analytic hierarchy process. European Journal of Operational Research. No. 48. pp. 9–26, 1990.
- B49. Șcerban N.A., Kremnev O.A, and others – Îndrumător de calcul pentru încălzirea minelor și proiectarea instalațiilor de răcire a aerului. "Gosudarstvenoe Naucino Tehnicescoe Izdotelistwa literaturâ Po Gornomu Delu Moscow ", 1960.
- B50. Teoreanu I., s.a. Instalații termotehnologice, Editura Tehnică București, 1979.

- B51. Vlădea I., Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii. Editura didactică și pedagogică București, 1974.
- B52. Vass J., Parametrii de calcul pentru climat. Gluckauf nr. 15/1973.
- B53. Oekobilanz von Packstoffen Stand 1990, Schriftenreihe UMWELT nr.132/feb. 1991.
- B54. OFEFP (Office Fédéral de l'Environnement, des Forêts et du Paysage). Cahier de l'environnement no. 133. Berne, Octobre, 1991.
- B55. * * * Mathcad 15.
- B56. *** Ghidul ENERO: – Cogenerarea de mica și medie capacitate, www.free.org.ro/, 2016.
- B57. *** <http://www.helen.fi/en/Households/Services/District-cooling/>
- B58. *** <http://www.finpro.fi/web/english-pages/projects-and-programmes/district-heating-ii>
- B59. *** <http://www.helen.fi/en/Households/Services/District-cooling/>
- B60. *** <http://www.bafu.admin.ch/dokumentation/umwelt/12360/index.html?lang=fr> -
- B61. *** Magazine «environnement»- L'Office fédéral de l'environnement OFEV, Confédération Suisse, collection 2011-2012, <http://www.bafu.admin.ch/dokumentation/umwelt/12360/index.html?lang=fr>
- B62. *** La cogeneration–trigeneration: Fiche technique PRISME - La cogénération-trigénération, Thématique : Les technologies à haute performance énergétique, <http://www.ifdd.francophonie.org/docs/prisme/Cogeneration.pdf>, - Fiche, 4, 2004.
- B63. *** valoareîmpreună.ro/: Sisteme cogenerare de înaltă eficiență, Quartz Matrix, 2016.
- B64. *** Specificații tehnice motor OM 457 LA.