

CONSIDERAȚII REFERITOARE LA CAPACITATEA MAXIMĂ DE TRANSPORT A CONDUCTELOR / REȚELELOR DE GAZE NATURALE

Mihai ALBULESCU¹, Sorin NEACȘU¹, Cristian EPARU¹, Sebastian BAMBO², Silvian SUDITU¹

¹ Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, Ploiești, România

² E-on Gaz România, Târgu Mureș, , România

Rezumat. Gazele naturale reprezintă o importantă resursă energetică, acestea trebuind transportate prin conducte de la sursele de gaze către consumatori.

În lucrarea de față sunt prezentate principiile de calcul ale capacității de transport și factorii care limitează această capacitate și care pot conduce la blocarea conductelor.

Sunt prezentate rezultatele obținute cu simulatoarele numerice AFT Arrow și Simone.

Cuvinte cheie: gaz, transport, capacitate, simulare.

Abstract. Natural gas represents a significant energy resource; they must be transported by pipeline from the gas sources to consumers.

This paper analyzes the principles of calculation of transport capacity and the factors which restrict this ability and which may therefore lead to blocking pipes.

The results obtained with numerical simulators AFT Arrow and Simone are also presented.

Keywords: gas, transport, capacity, simulation.

1. INTRODUCERE

Conform normativelor europene și a legislației naționale, reprezentată de codul rețelei operatorul rețelei naționale de transport gaze trebuie să permită accesul la rețele în mod egal și nediscriminatoriu tuturor operatorilor din piața de gaze.

Accesul la rețea se realizează prin punctele de intrare sau de ieșire din rețea. În aceste puncte OST (Operatorul Sistemului de Transport) trebuie să pună la dispoziție *capacitatea disponibilă* în fiecare punct de intrare sau de ieșire din rețea. Această capacitate reprezintă debitul maxim de gaze sau energia maximă disponibilă ce poate fi livrată sau primită prin punctul respectiv.

Se definesc conform [4, 5] mai multe tipuri de capacitate reprezentate grafic funcție de timp în figura 1 pentru un singur punct de intrare în sistemul de transport.

În această lucrare se vor utiliza definiții din Directiva Europeană 2003/55/EC (EC 2003) și Regulamentul privind condițiile de acces la rețelele de transport al gazelor 1775/2005 (EC 2005a) [7].

Capacitatea de transport este definită sub formă

de debit exprimată în normali metri cubi pe unitatea de timp. Capacitatea totală utilă este egală cu capacitatea totală teoretică (capacitatea tehnică) minus capacitatea rezervată pentru operatorii sistemului de transport, pentru integritatea sistemului și cerințele operaționale (marja operațională).

Capacitatea tehnică este capacitatea fermă maximă pe care o poate oferi operatorul de rețele de transport utilizatorului rețelei, luând în considerare integritatea sistemului și cerințele de exploatare a rețelei de transport.

Figura 1 ilustrează:

- variația în timp a capacității de la un punct individual de intrare în rețea și defalcarea;
- capacitatea tehnică (capacitatea utilă) care variază în timp datorită efectelor de rețea;
- marja operațională care este considerată a fi constantă în această diagramă;
- modificarea capacității rezervate în etape datorită expeditorilor diferiți;
- modificările foarte mari a capacității nominalizate;
- capacitatea disponibilă este diferența dintre capacitatea tehnică minus marja operațională

- și capacitatea rezervată în funcție de debitul rețelei;
- capacitatea disponibilă operațională este mai mare decât “capacitatea disponibilă” și variază continuu, variație datorată

modificării capacității tehnice și normalizarea capacității într-un mod probabilistic. Ideal ar fi ca această capacitate operațională să fie disponibilă pe piață, cel puțin parțial.

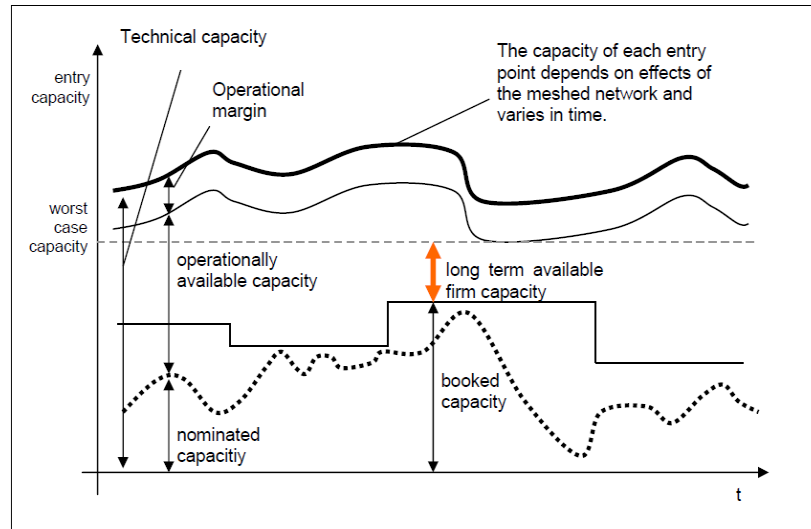


Fig. 1. Reprezentarea grafică a definiției capacității

Un alt aspect care trebuie gestionat în timp real constă în determinarea precisă a capacității disponibile de către operatorul sistemului național de transport.

2. DEZVOLTAREA METODEI DE CALCUL A CAPACITĂȚII TEHNICE PENTRU CONDUCTELE DE TRANSPORT GAZE

În conformitate cu poziția GTE capacitatea tehnică de transport a conductelor, debitul volumic exprimat la starea normală ce se poate transporta pe o conductă între două puncte în care la intrare presiunea p_1 este presiunea maximă de operare, iar la ieșire este definită presiunea minimă acceptabilă din motive tehnice sau contractuale.

Capacitatea poate fi calculată cu formula:

$$Q_n = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) T_n}{p_n \rho_n l Z T}} \cdot \sqrt{\frac{d^5}{\lambda}} \quad (1)$$

Având în vedere aceste recomandări și faptul că în general conductele de transport sunt alcătuite din mai multe segmente cu diametre și lungimi diferite se va dezvolta o formulă valabilă în această situație.

Formula (1) se poate obține conform [2] plecând de la ecuația lui Bernoulli scrisă sub formă diferențială și corectată cu termenul corespunzător pierderii de energie datorită disipației vâscoase:

$$v dv + \frac{dp}{\rho} + \frac{v^2}{2} \frac{dl}{D} \lambda = 0 \quad (2)$$

În formula de mai sus:

v – viteza;

p – presiunea;

ρ – densitatea;

l – lungimea conductei;

D – diametrul;

λ – coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică.

Ecuația (2) se poate rescrie în urma unei operații simple astfel:

$$2 \frac{dp}{\rho v^2} + 2 \frac{dv}{v} + \lambda \frac{dl}{D} = 0 \quad (3)$$

În cazul conductelor de transport gaze naturale se consideră că procesul este izoterm. În această situație dacă notăm cu indexul 1 parametrii gazului la intrarea în conductă, legătura între aceștia și parametrii într-o secțiune oarecare este:

$$\frac{p}{\rho} = \frac{p_1}{\rho_1} \Rightarrow \frac{1}{\rho} = \frac{p_1}{\rho_1 p} \quad (4)$$

Din ecuația de continuitate rezultă

$$\rho v = \rho_1 v_1 \Rightarrow \frac{1}{v} = \frac{\rho}{\rho_1 v_1} \quad (5)$$

Înlocuind relațiile (4) și (5) în (3) rezultă:

$$2 \frac{p dp}{\rho_1 p_1 v_1^2} + 2 \frac{dv}{v} + \lambda \frac{dl}{D} = 0 \quad (6)$$

Ecuția (6) este o ecuație diferențială cu variabile separate care poate fi integrată termen cu termen. Integrarea se face de la capătul de intrare a gazului în conductă, notat cu 1, la capătul de ieșire a gazului din conductă notat cu 2:

$$\frac{p_2^2 - p_1^2}{\rho_1 p_1 v_1^2} + 2 \ln \frac{v_2}{v_1} + \lambda \frac{l}{D} = 0 \quad (7)$$

sau

$$p_2^2 - p_1^2 = \rho_1 p_1 v_1^2 \left(2 \ln \frac{v_2}{v_1} + \lambda \frac{l}{D} \right) \quad (8)$$

Pentru o conductă de gaze variația vitezei medii a gazului în lungul conductei este mică astfel încât se poate neglija termenul $\ln \frac{v_2}{v_1} \approx 0$.

Ecuția devine

$$p_2^2 - p_1^2 = \rho_1 p_1 v_1^2 \lambda \frac{l}{D} \quad (9)$$

Din ecuația de stare a gazelor reale se exprimă densitatea în starea 1

$$\frac{p_1}{\rho_1} = Z_1 R T \quad (10)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{Z_1 R T} \quad (11)$$

unde R este constanta gazelor naturale.

Înlocuind relația (11) în ecuația (9) rezultă expresia vitezei:

$$v_1 = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1^2} Z_1 R T \frac{D}{l \lambda}} \quad (12)$$

Aceasta ne permite exprimarea debitului volumic

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v_1 = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1^2} Z_1 R T \frac{D^5}{l \lambda}} \quad (13)$$

Debitul volumic din relația (13) se poate exprima în condiții normale de presiune și temperatură:

$$Q_n = \frac{Z_n}{Z_1} \frac{p_1}{p_n} \frac{T_n}{T} Q \quad (14)$$

în care:

$Z_n \approx 1$, Z la starea normală;

$Z_n = Z(p_1, T)$ – factorul de compresibilitatea în starea 1;

$p_n = 1,013225 \cdot 10^5$ Pa – presiunea stării normale;

$T_n = 288,15$ K – temperatura de corecție reglementată.

În aceste condiții rezultă formula pentru calculul debitului ce poate fi transportat pe conducta de gaze între două capete care au presiunea p_1 și p_2 :

$$Q_n = \frac{\pi}{4} \frac{T_n}{p_n} \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{Z_1 T} R \frac{D^5}{l \lambda}} \quad (15)$$

Formula (15) este identică cu formula propusă de GTE. Utilizarea acesteia ridică câteva probleme. Coeficientul de pierdere de sarcină hidraulică $\lambda = \lambda$ (Re) depinde de viteza de curgerea gazelor care este funcție de debit. Pentru rezolvarea acestei nedeterminări trebuie să se facă un calcul iterativ. Se va prezenta metoda de calcul pentru cazul unei conducte compusă din tronsoane de lungimi diferite și cu diametre diferite.

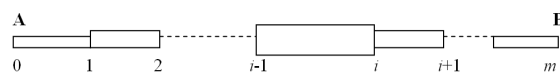


Fig. 2. Împărțirea conductei în tronsoane

Fie conducta AB din figura 2. Pentru tronsonul i se poate particulariza relația (15)

$$Q_{ni}^2 = \frac{\pi^2}{16} \frac{T_n^2}{p_n^2} \frac{p_i^2 - p_{i-1}^2}{Z_i T} \frac{D_i^5}{l_i \lambda_i} \quad (16)$$

sau

$$p_i^2 - p_{i-1}^2 = Q_{ni}^2 \frac{16}{\pi^2} \frac{p_n^2}{T_n^2} \frac{T}{R} \frac{l_i \lambda_i}{D_i^5} Z_i \quad (17)$$

Dacă se scrie relația (17) pentru toate tronsoanele conductei și se însumează, rezultă:

$$p_0^2 - p_m^2 = Q_n^2 \frac{16}{\pi^2} \frac{p_n^2}{T_n^2} \frac{T}{R} \sum_{i=1}^n \frac{l_i \lambda_i}{D_i^5} Z_i \quad (18)$$

Dacă se fac notațiile

$$B = \frac{16}{\pi^2} \frac{p_n^2}{T_n^2} \frac{T}{R} \quad (19)$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{l_i \lambda_i}{D_i^5} Z_i \quad (20)$$

Relația pentru debit devine:

$$Q_n = \sqrt{\frac{P_m^2 - P_0^2}{B \cdot SB}} \quad (21)$$

Relația (21) se poate utiliza într-un procedeu iterativ pentru calculul debitului astfel:

- Pasul “0” inițierea calculului. Se folosește pentru calculul lui λ o formulă care nu depinde de numărul Re, formula lui Weymouth:

$$\lambda = \frac{0,009407}{\sqrt[3]{D}} \quad (22)$$

Se consideră toate valorile lui Z_1 egale cu $Z_1(p_1, T)$.

Se determină prima aproximație pentru valoarea debitului $Q_n^{(0)}$.

- Pasul “1”. Cu valoarea $Q_n^{(0)}$ se determină pentru fiecare tronson coeficienții de pierdere de sarcină λ_i căderile de presiune pe tronsoane și valorile $Z_i(p_i, T)$. Se recalculează termenul $SB = \sum_{i=1}^n \frac{l_i D_i}{D_1^5} Z_i$ cu noile valori apoi se calculează următoarea aproximație a debitului $Q_n^{(1)}$. Cu valorile $Q_n^{(1)}$ se repetă pasul 1 și se obține $Q_n^{(2)}$ și așa mai departe.

Testul de oprire a calculului se poate face fie la valoarea debitului $|Q_n^{(j)} - Q_n^{(j-1)}| < \varepsilon$ sau la valoarea presiunii finale $|p_2^{(j)} - p_2^{(j-1)}| < \varepsilon$.

3. REZULTATELE OBTINUTE PRIN APLICAREA METODOLOGIEI DE MAI SUS PE CONDUCTA CORUNCA – COROI – BUCUREȘTI

Prin aplicarea metodei de calcul descrisă mai sus pe conducta Corunca – Coroi – București s-au obținut următoarele rezultate care vor fi prezentate sub forma grafică în continuare. Calculele s-au realizat pentru mai multe scenarii, în lucrare se vor prezenta rezultatele numai pentru un scenariu.

Scenariul 1 – Determinarea debitului maxim pe conducta respectivă considerând că nu se livrează gaze prin SRM-uri, nu se injectează gaze prin punctele de măsură, iar presiunile la capete sunt 25 bar la Corunca și 10 bar la Buciumeni.

În urma calculelor a rezultat un debit de **117169.2** Nmc/h care poate fi considerat capacitatea tehnică a acestei conducte în condițiile de presiune date, pentru conducta respectivă.

Analizând variația presiunii în lungul conductei observăm că aceasta este influențată în porțiunea finală de segmentele de conducte cu diametrul

interior de 492mm față de segmentele anterioare cu diametrul interior de 696mm.

Volumul de gaze din conductă s-a calculat pe fiecare segment de conductă. Se observă că dimensiunea conductei influențează hotărâtor valorile gazelor din conducte.

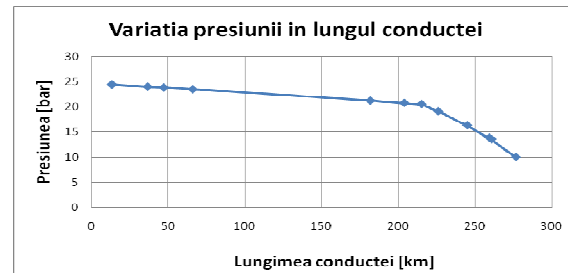


Fig. 3. Variația presiunii în lungul conductei

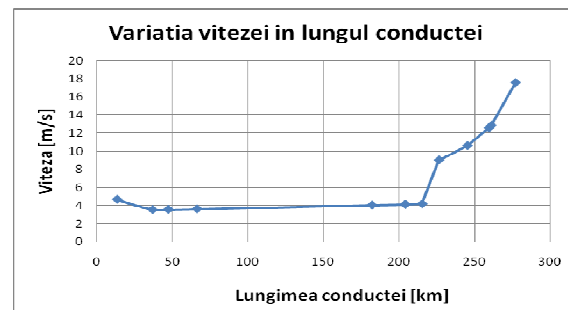


Fig. 4. Variația vitezei în lungul conductei

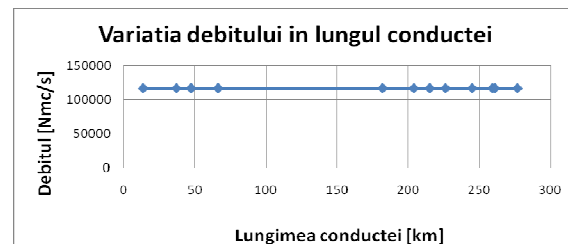


Fig. 5. Variația debitului în lungul conductei

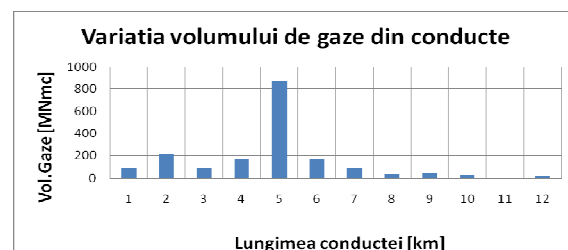


Fig. 6. Volumul de gaze din tronsoanele conductei

Din analiza sumară a rezultatelor se observă faptul că această conductă prezintă o limitare a capacității de transport, în partea finală pe porțiunea cu diametrul redus.

3.1. Simulări cu AFT ARROW 4.0

Pentru aceeași conductă și aceleași scenarii s-au efectuat calcule cu simulatorul american AFT ARROW 4.0, soft care folosește metodele progresive, adică împarte conducta în segmente și rezolvă ecuațiile care guvernează curgerea pe fiecare segment de conductă în parte, de la un capăt la celălalt al conductei [8].

În figura 7 este prezentată rețeaua construită cu acest program.

În urma simulării a rezultat o capacitate de transport a conductei de $125500 \text{ Nm}^3/\text{h}$ (figura 8). În figurile 9 și 10 sunt prezentate variația presiunii respectiv a vitezei în lungul conductei principale de transport.

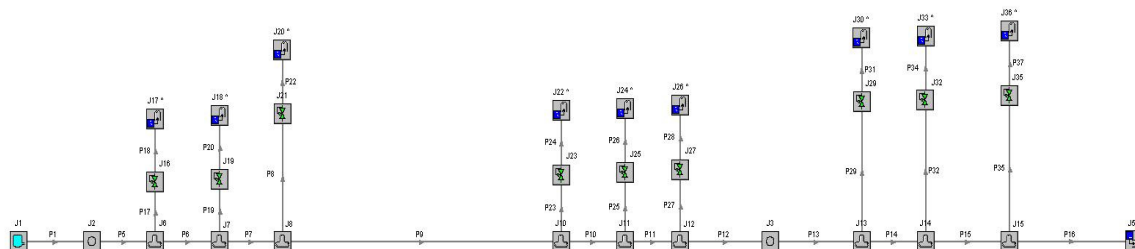


Fig. 7. Rețeaua construită cu AFT ARROW

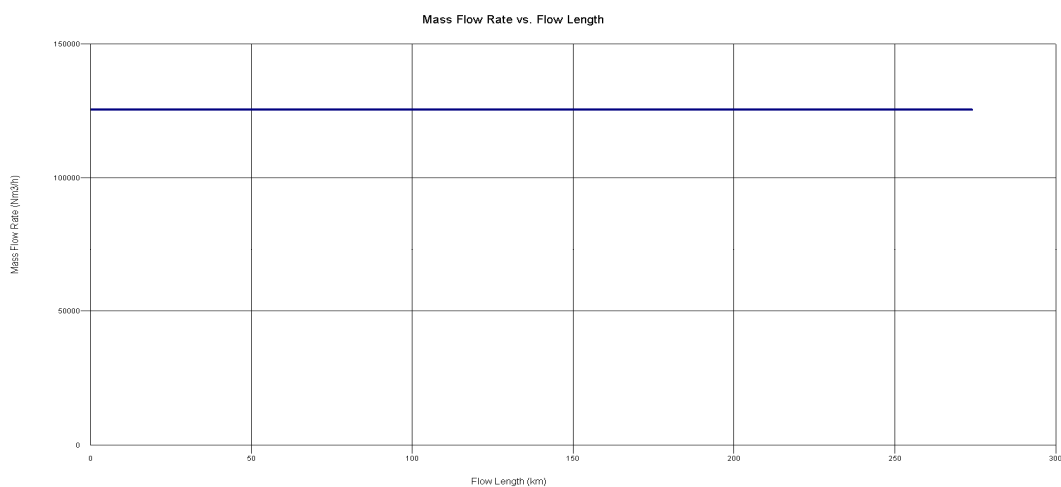


Fig. 8. Variația debitului în lungul conductei

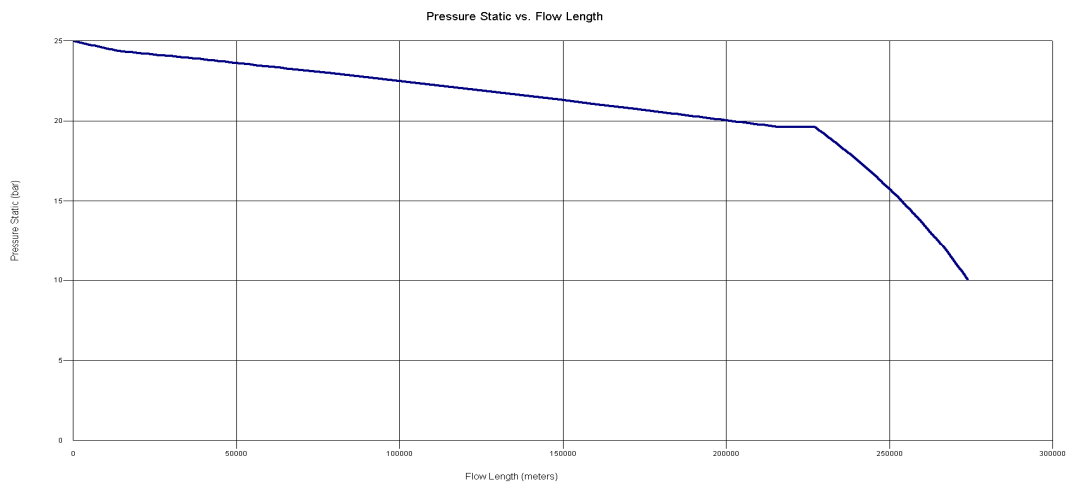
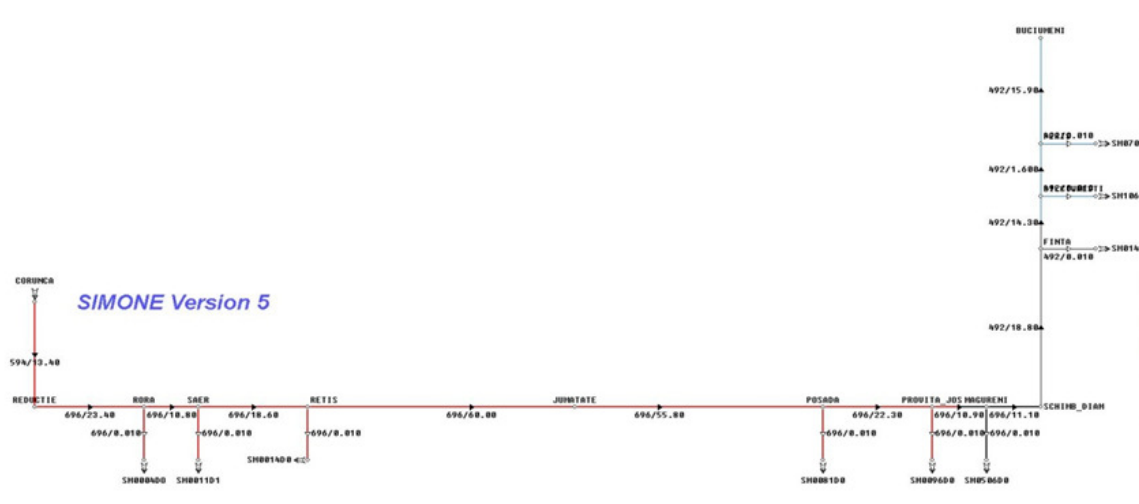


Fig. 9. Variația presiunii în lungul conductei



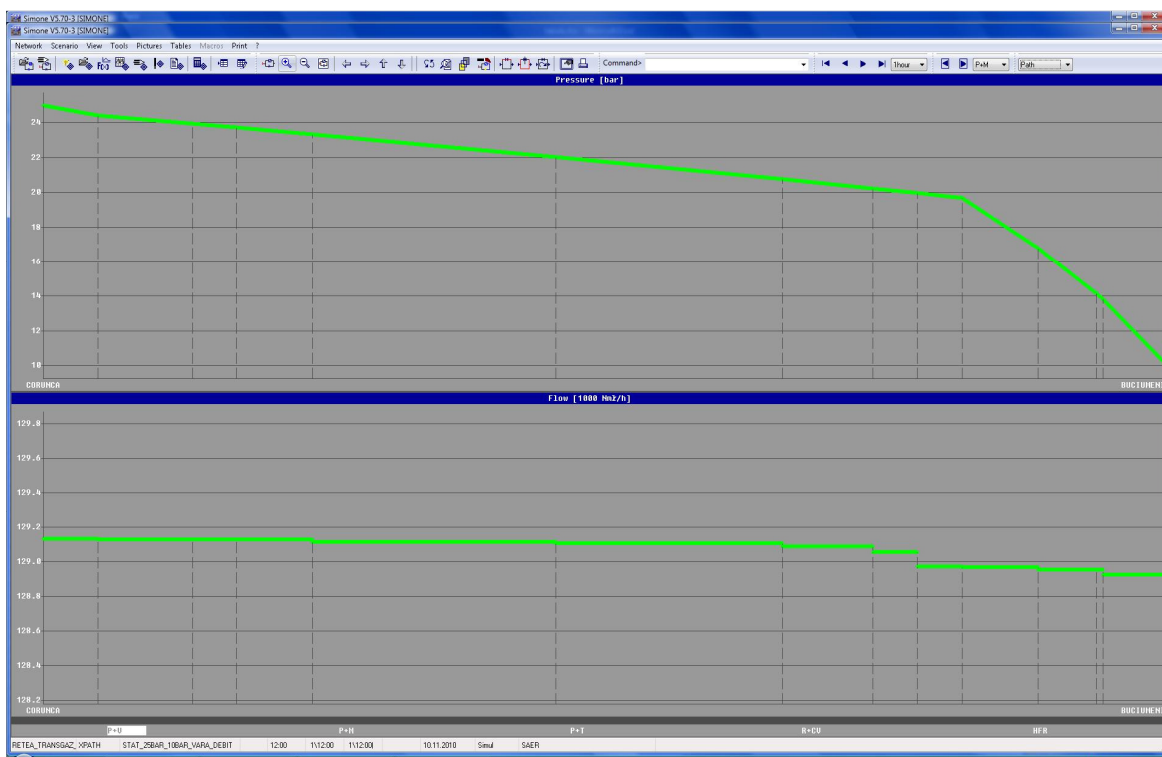


Fig. 12. Variația presiunii și debitului

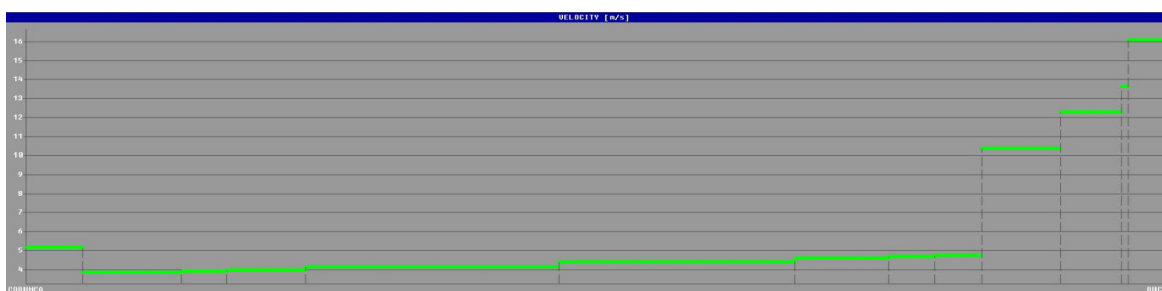


Fig. 13. Variația vitezei

4. COMPARAȚIE ÎNTRE REZULTATELE OBTINUTE CU DIVERSE METODE DE CALCUL

În acest capitol sunt prezentate rezultatele comparative pentru calculele efectuate pe conducta Corunca – Coroi – București prin trei metode: folosind formulele recomandate de GTE, simulatorul AFT Arrow și Simone.

Primul set de date se referă la capacitatea tehnică maximă de transport a conductei Corunca – București considerată fără consumatori și fără punctele de injecție de gaze. Singurul debit de gaze se introduce pe la capătul de la Corunca. S-au impus presiunile de 25 bar la Corunca și 10 Bar la

București.

S-au determinat capacitatea tehnică în aceste condiții (figura 14), variația presiunilor (figura 15) și volumul de gaze din conductă (figura 16).

Se consideră că toate cele trei metode de calcul dau rezultate asemănătoare. Pentru capacitatea tehnologică cea mai mare valoare de 129009 Nm^3/h este dată de Simone, valoare intermediară 125499,99 Nm^3/h dată de AFT Arrow și 117169,2 Nm^3/h dată de GTE.

Variația presiunilor este apropiată. Toate metodele respectă presiunile de la capătul conductei.

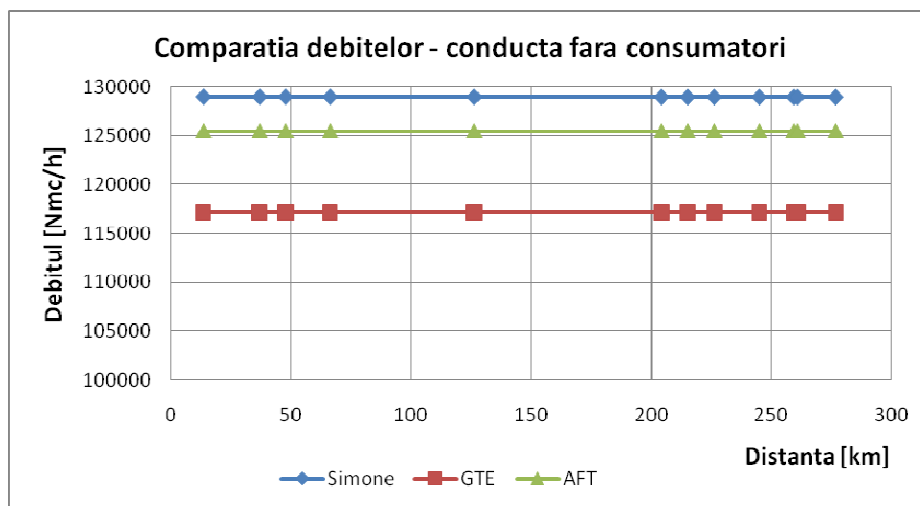


Fig. 14. Capacitatea tehnică a conductei determinată cu diverse metode

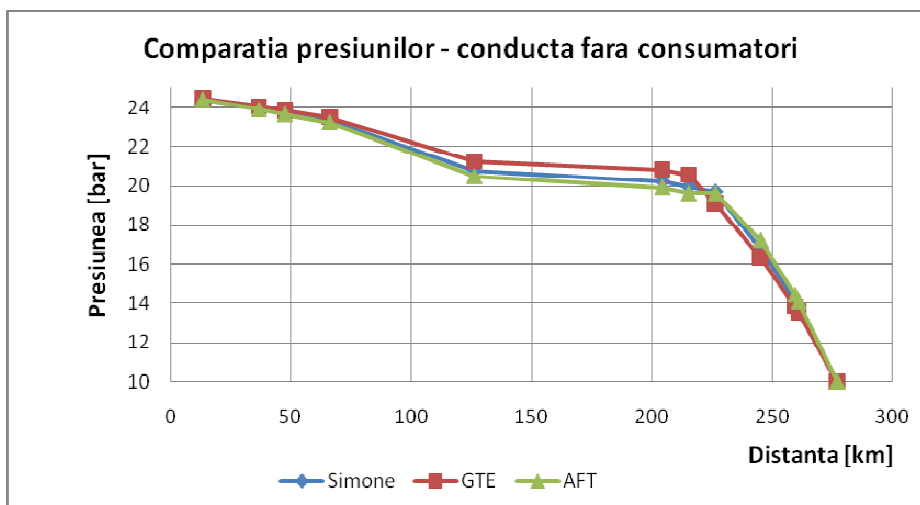


Fig. 15. Variația presiunii în conductă determinată cu diverse metode

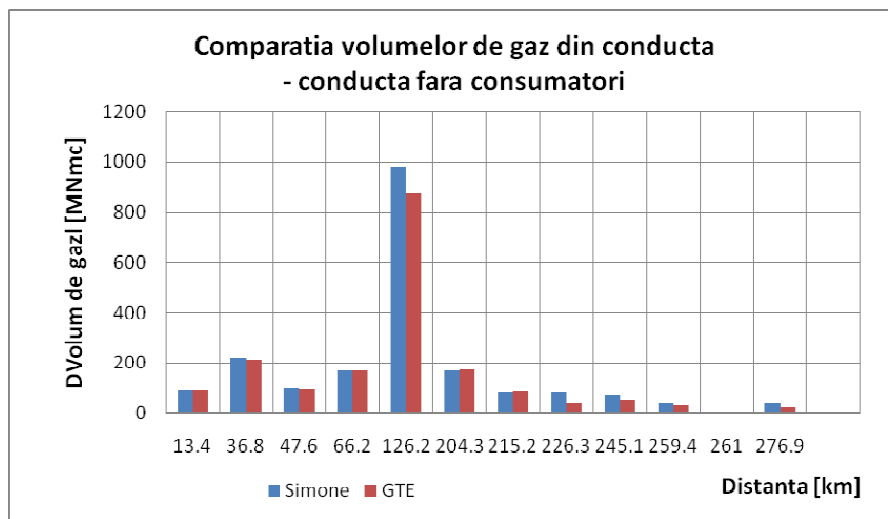


Fig. 16. Volumele de gaz din conductă determinate cu diverse metode

Comparația între volumele de gaze din conductă s-a realizat numai pentru Simone și GTE deoarece AFT Arrow nu are această facilitățe.

5. CONCLUZII

Capacitatea de transport este o mărime importantă care trebuie determinată conform reglementărilor europene. Pe baza ei se fac rezervările de capacitate pentru toți operatorii care accesează sistemul național de transport. Rezultatele comparative ale calculelor efectuate pe conducta Coroi – București, efectuate în diferite situații sunt apropiate ca valori. Având în vedere că s-au utilizat două simulatoare Simone și AFT Arrow cu performanțe recunoscute rezultă că folosirea metodologiei GTE permite obținerea unor rezultate corecte.

BIBLIOGRAFIE

- [1] T. Oroveanu – *Hidraulica și transportul produselor petroliere*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1966

- [2] C. Trifan, M. Albușescu, S. Neacșu – *Elemente de mecanica fluidelor și termodinamică tehnică*, Editura Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 2005
- [3] *** *Calculation of Available Capacities: Understanding and Issues* – An ERGEG Public Consultation Paper, 14-June-2007;
- [4] *** *GTE comments on - Calculation of Available Capacities: Understanding and Issues* – An ERGEG Public Consultation Paper, 09 August 2007;
- [5] *** *GTE position – Definition of available capacities at interconnection points in liberalized markets*, 22 June 2004;
- [6] *** REGULATION (EC) No 715/2009 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 13 July 2009 on conditions for access to the natural gas transmission networks and repealing Regulation (EC) No 1775/2005 (Text with EEA relevance);
- [7] *** REGULATION (EC) No 1775/2005 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 28 September 2005 on conditions for access to the natural gas transmission networks (Text with EEA relevance);
- [8] <http://www.aft.com/>
- [9] <http://www.simone.eu/simone-company-about.asp>

FREE JETS IN MULTIPHASE ENVIRONMENT – DYNAMIC OF BIBLIOGRAPHY SYNTHESIS

Alexandru CHISACOF, Constantin POPA, Adriana ZAINEA

UNIVERSITY POLITEHNICA OF BUCHAREST, Romania

Rezumat. Lucrarea constituie un mod de abordare modern privind felul în care se realizează o sinteză bibliografică bazată pe cuvinte cheie aferente unei anumite teme. Tema la care face referire această lucrare este axată pe jeturi libere în medii polifazice. Autorii au sintetizat elementele caracteristice a peste 250 de lucrări pe baza cuvintelor cheie, specifice subiectului studiat, împărțite în trei mari grupe: aspecte fenomenologice, standuri experimentale și aparatură de măsură, vizualizare și achiziție de date. În lucrare este prezentat un program dinamic, cu legături și interconexiuni la referințele bibliografice studiate, care permite cercetătorului un acces rapid și chiar simultan la acestea. Cercetătorul poate astfel face o comparație rapidă a elementelor legate de un anumit cuvânt cheie al domeniului de cercetare specific, de exemplu sisteme de vizualizare a fenomenelor. Considerăm această lucrare utilă din punct de vedere didactic și metodologic pentru masteranzi, doctoranzi și cercetători, ceea ce va permite elaborarea unor lucrări de calitate conform exigențelor practicii internaționale din domeniu.

Cuvinte cheie: sinteză bibliografică, jet polifazic, stand experimental, vizualizare fenomene.

Abstract. The present work offers a modern approach concerning the bibliographical synthesis based on a certain theme with the explicit keywords. The theme developed in this paper is focused on free jets in multiphase flow and on their implementation in fire extinguish using water mist. The authors made a synthesis on over 250 works, based on the clear keywords divided in three groups: phenomenological aspects, experimental stands and adequate measurement equipment, process visualization and data acquisition. The paper presents a dynamic programme built in Microsoft Excel, with interconnections to the bibliographic references, which allow a quick and simultaneous access to these. Consequently, the research using a certain keyword might contain a comparison of the concerned references, e. g. systems of phenomena visualisation. This paper is useful to master and PhD students, and researchers too, for their highly structured scientific papers and reports.

Keywords: bibliographic synthesis, multiphase jet, experimental stand, phenomena visualization.

1. INTRODUCTION

The word “bibliography” derived from the Greek word *bibliographia* (2nd century AD) which meant the academic study of books as cultural objects or even the writing of books [1]. The meaning of a list of books or source materials used or consulted in the preparation of a work, arranged according to some criteria was first used in the 16th century. The first bibliographies were lists of books compiled by writers who guided the readers to their other books. Later, in the 20th century, the field acquired a special importance because of the need to access easier all the published works. So, the function of bibliography is to provide the needed information to the researchers.

Some states, such as U.S.A. and Netherlands, have national bibliographies published

commercially, and the U.K. has the British National Bibliography published by a council, council which represents the publishers, the libraries and the booksellers. These bibliographies are published periodically and they are alphabetically arranged by authors, titles and subjects.

Bibliographies differ by size and method, according to their purpose. The bibliographies of publications, and not only, on a particular subject are the most complete and they cover many derived branches of interest because they also include the latest articles and actually web-sites. The objectives of compiling a bibliography, in our case and according to Britannica 2005, were to find out books and papers on a certain subject, to describe those using keywords and to collect the

entries into a data-base useful for the focused study. Depending on the purposes, the author of the compiled bibliography should arrange the materials by criteria that make the research easier and that bring out all the important features he is looking for. For example, we used a chronological order. The advent of the computer and the data-bases we can easily access using it were really important in this field. In our case, there can be accessed also sub-lists with the references, using the keyword feature [2].

2. BIBLIOGRAPHY RESEARCH METHOD

Steps to library research

- the first step and the most important one is to choose the topic, that subject that you want to find out more about it. In this case, it is represented by water mist as a fire fighting agent. After doing this, keywords identification is required;
- second step is using the keywords to collect articles, books, websites, names, dates, people and other sources associated to the topic;
- the thing that requires a lot of time is evaluating all the resources, critically analyzing them and keeping the ones that are truly helpful regarding the subject.
- after accomplishing the stages above, the paper will be written. The bibliography is part of it, it's a list of source materials that are used, consulted or referred to in the work.

The bibliography should highlight the subject's trace in history if its origins are known. It also should present a horizontal research. The main subject should be linked to additional elements which make it possible. For example, using direct spray, the mist is created. This is possible when the water leaves the nozzles. There are different types of nozzles which have been studied such as simple nozzles, multi-nozzles, magnetic nozzles, spray nozzles, shaping nozzles [3-10]. In the last 60 years, there were developed studies and researches so that the efficiency of using water for fire suppression could be maximized. In 1955, Braidech et al. studied and described the fundamental principles of extinguishment of liquid and solid fuel fires using finely divided water sprays [3, 4]. From 1959 to 1961, the relationship between drop size distribution and spray velocity for extinguishment of hydrocarbon pool fires was explored by Rasbash et al. During the 1960's and 1970's, studies occurred in a variety of settings, from university laboratories to industry and government research facilities. Work done by the

US Navy in the late 1970's culminated in a working design for what today would be called a fixed water mist fire suppression system for machinery space fires. But this didn't stop with that, because in 1987, when the Montreal Protocol was signed, the interest in using fine water sprays for fixed fire suppression systems was renewed. In 1995, the National Research Council in Canada (NRCC) used a questionnaire for finding out what interests in water mist research are [11, 12]. In this research work were involved a lot of institutes, universities, departments, colleges and of course, a lot of people.

Water mist systems have started to be used instead of traditional sprinklers. Usually, the primary fire risk in engine rooms and in gas turbine enclosures consists of leaks of fuel; lubricating or hydraulic oil coming into contact with hot surfaces [13]. The investigations came to the conclusion that this method's performance in extinguishing fire is really high. But industry isn't the only environment where water mist systems are used, so they can be found also in offices, hotels, passenger ships, computer rooms, etc [11, 12]. Used for fire extinguishments, water is indicated for many reasons such as: it is non-toxic, it is free and it is a clean agent for the environment [8, 13-19].

3. RESEARCH OF THE SPECIFIC REFERENCES IN WATER MIST USE

The bibliographic research for this topic has been realized on four connected ways that are: *theoretical aspects, experimental aspects, phenomena visualization (principles, methods, systems and equipments), numerical modelling of coupled transfer processes of a jet*. For all of these, there has been done a bibliographic research based on international and national magazines from the Polytechnic University of Bucharest's library, on virtual university's library, manuals, requested articles, proceedings of national and international conferences and also on team members' libraries. There were over 250 bibliographic references.

3.1. Theoretical aspects

These aspects found in a lot of publications are divided in:

- macroscopic phenomena based on conservation equations of the entire moving system and developed using mass and heat transfer. There are equations for each phase and for each component. The most studied subjects were the two phase jets

and the effects of varying confinement levels on them. After the water jet leaves the nozzle, the properties of the environment are different such as temperature and concentration. There is a mass and heat transfer during the evaporation process and as a reaction to this, the evaporation velocity will decrease and the environment structure change. These studies were based especially on the models presented by Mills, Petit, Quintiere et al. [3, 20-23];

- microscopic phenomena were focused on direct observation of a droplet in a vapour-liquid system considering its distribution and velocity. There were used several theoretical models found in bibliographical resources, regarding evaporation, dynamics and thermal behaviour of droplets. An element which is highlighted in most of the papers is the behaviour of a duo - droplet-environment – used to find other characteristics of concentration and not only. There are several works of Anderson, Myung on these topics [24-27]. Metastable phenomena, studied by Zheng, Sergeev et al [28-31], make the vaporisation process slower and also the changing in phase. The last one is influenced by droplet composition, by its temperature and by the environment where all these take place. Because the evaporation process is slower, the droplet's lifetime increases. About these themes there are paper of Thompson, Varghese et al and Adler [32-34].

3.2. Experimental aspects

In the researches developed in this area, there were designed experimental stands and there were analyzed the values and observations obtained during the experiments at real scale. These experiments could be used not only for studies, but also in industry, in civil and military domains [7, 8, 15, 34-36].

The experimental stands were made for jets in open spaces, with exposure to hot and cold environments. Hot environments are made up of hot air, gas combustion flames and they can be vertically or horizontally limited. Experimental modelling stands are provided with classical measuring devices for pressure, temperature, concentration, with data acquisition systems and also with equipment for process visualization and which ensure the characteristic properties measurement.

On the other hand, the stands are fitted with systems for generating jets, flames and other components that participate to environmental changes. There are also used analyzers and as a

well-known technique, there should be mentioned chromatography. The devices have a raised sensitivity for obtaining the needed parameters and for decreasing the errors in measurement. For example, Thus, K. Varghese [33] and F. Barreras et al. [36] are analyzing the evolution of pure water droplets and salt water droplets during a fire extinguishing. D. Adler, [34] and V. A. Iyer and J. Abraham [37] refer to the injection of liquid spray into a hot gas atmosphere with application in diesel engine technology, gas turbines, air conditioners, fire fighting etc. Many papers contain the useful information concerning the test techniques and measurement equipment [2].

3.3. Phenomena visualization (principles, methods, systems and equipments)

Flow visualization methods can be classified in three classes such as:

- flow view by the addition of foreign substances in the gaseous or liquid flows;
- flow view using optical methods;
- flow view after marking the field with energy and heat addition.

The first class includes all the techniques by which a foreign material must be visible. If the material particles are small enough, it can be assumed that the movement of these particles is similar to the fluid in terms of direction and speed. So it is an indirect method, since it observes the movement of foreign material and not the movement of the fluid itself. The difference between fluid movement and foreign particles can be minimized but not entirely avoided, by assuming that the density of foreign particles almost coincides with the density of the fluid (M. George et al. and W. Merzkirch [38, 39]). Such methods give excellent results in the stationary flows.

Changes in fluid density are the key of the second class of visualization methods. Since the fluid density is a function of the refractive index of medium flow, the compressible flows can be made visible by optical methods sensitive to changes of the refractive index in the investigated field. Variable-density flow field is, in optical terms, a phase object. A beam of light transmitted through the object is optically affected, but its intensity remains the same after it leaves the object. An optical device located after the object provides a uniform lighting plan. After analyzing the plan changes, conclusions were drawn, conclusions regarding the density variations in the flow field [35, 36, 40-44].

The two methods described above, the addition of foreign materials and the optical methods, are recommended for incompressible and compressible flows. But there is this third class of flow visualizing techniques which combines the two first methods. In this case, the added substance is energy (heat or electricity [39]). So, the marked elements sometimes require a viewing optical method for distinguishing them, but there are cases when the energy release is so large that the marked elements can be directly observed. These methods are often applied for flows with an average density of low value. [38, 45-47]. Density changes that occur in this type of flows might be too weak to be detected by an optical method. For this reason, this third group of visualization techniques is applied to a third class of flows - the rarefied one or the ones with low density gases.

3.4. Numerical modelling of coupled transfer processes in two-phase jet

Mathematical models used in thermo-fluidic processes of jets and flames were approached in two distinct ways: a non-deterministic approach and a deterministic one. Non-deterministic approach uses statistics to determine the frequency of events and their development time. Different models are embedded in order to make a connection with the probabilistic described in literature and with random phenomena [25, 40, 48, and 49].

The deterministic approach is based on the chemical and physical relationships of the combustion phenomenon and it is the most used method. A specific scenario is considered as a subject and output data are provided as numerical values. The mathematical models used today, such as simple calculation models and calculation based on computer are based on this method. CFD (Computational Fluid Dynamics) models can be divided into two categories based on solving equations: RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) and LES (Large Eddy Simulation). In the RANS case, the Navier-Stokes equations are averaged in time before they can be derived to solve.

In the other case (LES), the time mediation is not affected and the solution can be considered accurate reported to time. Hostikka presents the differences using both approaches. While RANS approach looks like a laminar flame, LES approach clearly shows what currents appeared. LES model is preferred because it can explain better the buoyancy of hot gases and also the air

incorporation in flame and in smoke pillow. Examples of CFD models using the RANS approach: Jasmine, Kameleon, SMARTFIRE, Sofia and ISIS. Examples of LES models: SDS, SMAFS [27, 50-52].

For example, in a computer modelling of a fire in an enclosure could be mentioned two principles: zone modelling and domain modelling. Zone modelling describes the influence of fire using a limited number of zones or of control volumes. The most common pattern is called "the two zones model" that divides the space into two distinct control volumes: one volume under the ceiling called the "up volume" which is characterized by hot combustion gases and the other one is the "down volume" and it is characterized by fresh air. Semi-empirical mass equations, momentum and energy are solved separately for upper and lower layer. The mass and energy transition between the areas are treated as a "smoke plume."

Domain modelling assumes from the beginning defining a space area. It will be the simulation and its proportions are given by the size of the object will be the subject of modelling. The domain is divided into several down volume controls that will be defined later as walls, obstacles or simply as a fluid. In this way the simulation geometry will be built in the previously defined domain and boundary conditions can be determined by imposing certain restrictions. CFD modelling is also used to solve sets of differential equations derived from natural laws.

Because there are different types of flows, the modelling should include various models to make the simulation possible. In order to obtain reliable results, every model of the three mentioned above has its own sub-models, for every situation [53-55].

3.5. Modelling jets

Water jets and barriers are generally used to extinguish fires, to disperse the dense gas accumulated in various areas and to control the spread of smoke. CFD models for fine jets can be divided into two main categories: the Euler model and the Lagrange model.

The first model is generally solved faster than the second one, but it requires starting from the premise that water droplets act like a continuous fluid. The Lagrange model is based on the formation of water droplets phenomenon, it is more accurate than Euler model, but it requires too much time. [56-60].

4. THE ACCESS TECHNIQUE AND THE SORTING OF BIBLIOGRAPHIC ELEMENTS

The bibliographic resources have been classified in:

- journal papers
- proceedings of conferences
- reports available on-line
- PhD thesis
- reports
- books
- Web-sites.

They have been studied and selected considering the next 22 keywords:

- water sprays
- water mist
- spray cooling
- drop evaporation
- numerical investigation
- jet free flow
- fire extinguishment by water
- experimental investigations
- fire sprinklers/ nozzles
- temperature measurement
- transfer processes in two phases
- droplet transfer phenomena
- atomization
- turbulence analysis

- industrial applications
- drop size distribution
- non water droplet investigations
- droplet flow measurement
- phase Doppler interferometry/ methods
- radiative field
- scattering calculation
- non isothermal jet.

After that, the bibliographic elements have been introduced in Microsoft Excel (figure 1) were they can be sorted depending on:

- type of paper
- year of publication
- number of pages
- title.

Every single bibliographic element is based on one or more keywords. At the intersection of these two fields you can find a sign „*”.

The database can be used as it is or it can be sorted in sub-lists according to some criteria.

Example: In aim to verify all the references which contain the keyword “Numerical investigation”, in the program, click the arrow from the bottom of the keyword and mark the “*”. After doing it, the database offers all the bibliographic elements which have this keyword assigned.

D86																											
A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB
BIBLIOGRAPHIC REFERENCES																											
KEY WORDS																											
Type of publication				TITLE OF THE PAPER	Water Sprays	Water mist	Spray cooling	Drop evaporation	Numerical investigation	Jet free flow	Fire extinguishment by water	Experimental investigations	Fire sprinklers/ nozzles	Temperature measurement	Transfer processes in two phases	Droplet transfer phenomena	Atomisation	Turbulence analysis	Industrial applications	Drop size distribution	Non water droplet investigation	Droplet flow measurement	Phase Doppler interferometry	Radiative field	Scattering calculation	Non isothermal jet	
Year of publication																											
Number of pages																											
No.																											
4																											Details
86	Proceeding	2009	10	82	Stochastic modeling of atomizing spray in a complex swirl injector using large eddy simulation					*							*										Apte S V et al. 2009, "Stochastic modeling of atomizing spray in a complex swirl injector using large eddy simulation", Proceedings of the Combustion Institute, 32, 2257-2266 / 10 pag
87	Journal paper	2005	109	83	Heat transfer—a review of 2002 literature										*												Goldstein R.J. et al. 2005, "Heat transfer—a review of 2002 literature", International Journal of Heat and Mass Transfer, 48, 819-927 / 109 pag
																											Popov S. et al. 2005, "Apparatus for

Fig.1. The bibliographic database using Microsoft Excel

There are 16 references of which:

- 16 articles
- 1 book

- 4 proceedings of conferences
- 3 reports available on-line
- 4 reports

- 2 web-sites
- 1 PhD thesis.

In the next two examples, we searched references using other keywords such as *drop evaporation*, figure 2, and *Industrial application*, figure 3. There were found 4

references for drop evaporation, of which 2 proceedings of international conferences and 2 on-line reports, and 9 for industrial application, of which 7 journal papers and 2 on-line reports.

A206																												fx		Proceedings of international conference	
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB			
1	BIBLIOGRAPHIC REFERENCES																														
2	Grant ID: 1708: 2009																														
3	KEY WORDS																														
4	Type of publication	Year of publication	Number of pages	No.	TITLE OF THE PAPER	Water Sprays	Water mist	Spray cooling	Drop evaporation	Numerical investigation	Fire extinguishment by water	Experimental investigations	Fire sprinklers/ nozzles	Temperature measurement	Transfer processes in two phases	Droplet transfer phenomena	Atomisation	Turbulence analysis	Industrial applications	Drop size distribution	Non water droplet investigation	Droplet flow measurement	Phase Doppler interferometry	Radiative field	Scattering calculation	Non isothermal jet	Details				
206	Proceedings of international conference	2008	2	202	On interfacial instabilities during the evaporation of sessile drops				*																		Sefiane K, Moffat R, 2008, "On interfacial instabilities during the evaporation of sessile drops", 5th European Thermal-Sciences Conference, 2008, The Netherlands / 2 pag				
207	Proceedings of international conference	2005	2	203	Droplet Vaporization under Supercritical Conditions				*																		Trujillo M. F., Torres D.J., 2005, "Droplet Vaporization under Supercritical Conditions Trends in Physical and Numerical Modeling Industrial Multiphase Flows, 2005, Corsica, 2005 / 2 pag				

Fig.2. The bibliographic database for the keyword *drop evaporation*

A89																											
Journal paper																											
BIBLIOGRAPHIC REFERENCES																											
KEY WORDS																											
Type of publication																											
Year of publication																											
Number of pages																											
No.																											
TITLE OF THE PAPER																											
Water Sprays																											
Water mist																											
Spray cooling																											
Drop evaporation																											
Numerical investigation																											
Jet free flow																											
Fire extinguishment by water																											
Experimental investigations																											
Fire sprinklers/ nozzles																											
Temperature measurement																											
Transfer processes in two phases																											
Drop transfer phenomena																											
Atomisation																											
Turbulence analysis																											
Industrial applications																											
Drop size distribution																											
Non water droplet investigation																											
Droplet flow measurement																											
Phase Doppler interferometry																											
Radiative field																											
Scattering calculation																											
Non isothermal jet																											
Details																											
Adaptive robust control of uncertain time delay systems																											
Bubble stability in the presence of oil-in-water emulsion droplets. Influence of surface shear versus dilatational rheology																											
Zheng F, Wang Q.G, Lee T.H, 2005, "Adap robust control of uncertain time delay systems", Automatica, 41, 1375 – 1383 / 9																											
Murray B.S, Dickinson E, Wang Y, 2009, "Bubble stability in the presence of oil-in-water emulsion droplets. Influence of surface shear versus dilatational rheology", Food Hydrocolloids, 23, 1198–1208 / 11 pag																											
Ahmed E. Radwan, Alfaras A, Hasan, 2009																											

Fig.3. The bibliographic database for the keyword *industrial application*

The references can be sorted using more than one keyword. Clicking the title of the article will open its first page, in a pdf file. The articles from the library were photocopied, scanned and converted in pdf files.

5. CONCLUSIONS

The above considerations guide us in a full of meaning understanding of the analysed topic. The expanded area of research for a certain narrow area

will give us the chronological information concerning the state of knowledge about it. Also, the interconnections with the other fields linked to the main topic were displayed.

The analysis of the focussed subject was developed on the chain containing: the phenomenology, physical model, numerical model, experimental investigation and the data exploration. On this way a complete investigation of the theme may be apprehended.

The examples regarding the bibliography use for the proposed approach show us the dynamic display of the needed details of the specific elements which enlighten the concerned keyword.

ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to acknowledge the National Council of University Research from Romania (CNCSIS), Grant ID_1708, for their support.

REFERENCES

- [1]***– Britannica Encyclopaedia, CE-ROM, 2005.
- [2] A. Chisacof et al, *Fundamental Studies and Researches in Isothermal and Non-isothermal Two-Phase Jets*, CNCSIS Report ID_1708, September 2009.
- [3] V. Novozhilov, *Fire suppression studies*, Biblid, 2, 161-180 / 20 pp, 2007.
- [4] Z. Liu, A. K. Kim, *A Review of Water Mist Fire Suppression Systems – Fundamental Studies*, NRC CNRC, Journal of Fire Protection Engineering, 10, 32-50 / 27 pp, 2000.
- [5] *** *Fire Detection and Extinguishing Systems*, report, Section 13 - Volume IV: Technical Specification Revision. <http://140.194.76.129/publications/24> pp, Washington State Ferries, 2006.
- [6]*** *High Pressure Water Mist: How the Technology Works International Fire Protection*, <http://www.candoifp.com>, 3 pp., 2008.
- [7] L. W. Owen, *Using High Pressure Water Mist Fire Protection Systems for Offshore Oil Drilling and Producing Facilities*, report, The Oil & Gas Review, <http://www.touchbriefings.com/pdf/951/owen.pdf> / 3 pp., 2004.
- [8] J. M. Buchlin, *Thermal Shielding by Water Spray Curtains*, report, Von Karman Institute, Applied and Environmental Fluid Dynamics Department, Belgium, <http://www.iitk.ac.in/cbe/jpg/papers/full20paper2071.pdf> / 33 pp, 2004.
- [9] J. W. Fleming, A. Awtry, R. S. Sheinson, *Fire Suppression Properties of Very Fine Water Mist*, report NRL, Review, http://www.nrl.navy.mil/content_images/05Chemical28Fleming29.pdf / 3 pp, 2005.
- [10] B. P. Whelan, A. J. Robinson, *Nozzle Geometry Effects in Liquid Jet Array Impingement*, Applied Thermal Engineering, 29, 2211–2221, 2009.
- [11] J. R. Mawhinney, J. K. Richardson, *A State of the Art Review of Water Mist Fire Suppression Research and Development*, industrial report, IRC Canada, 36 pp., 1996.
- [12]****Application Guide Water Mist Extinguishing Systems*, report, In Control Systems & Automation, 2009, Canada, http://www.incontrolsystems.net/downloads/file/inControl_Water-Mist-Solutions_Application-Guide_June-09.pdf / 6 pp., 2009.
- [13] D. Dye, *High Pressure Water Mist Fire Extinguishing Fire Protection for the 21st century*, report, Larden Muniak Consulting Inc. - Canadian Fire Alarm Association 2004, <http://www.cfaa.ca/cfaajournalarticles>.
- [14] A. Chisacof, D. Pavel, M. Poenaru, *Thermogasdynamics aspects of the droplets use in the cooling of closed and semiclosed spaces (in Rumanian)*. 31 National Conference “Caius Iacob” of Fluid Mechanics, Mothematical Modelling, Nonlinear Dynamic Systems and Technical Applications, Bulletin of the Transylvania University Braşov, Romania, Series B, 13(48), 77-83, 2006.
- [15] S. Tsarichenko et al, *Fire Extinguishing of Gas Turbo Compressor Compartment by Water Mist*, raport, All-Russian Fire Protection Science & Research Institute, <http://www.fire.nist.gov/bfrlpubs/fire04/PDF/f04074.pdf> / 3 pp, 2003.
- [16] J. F. Legrandb, A. Desrumauxa, *Analysis of a New Type of High Pressure Homogeniser, Part B. Study of Droplet Break-up and Recoalescence Phenomena*, Chemical Engineering Science, 59, 1285 – 1294, 2004.
- [17] F. Barreras et al., *Experimental Characterization of Industrial Twin-Fluid Atomizers*, Atomization and Sprays, 16, 127-145, 2006.
- [18] B. Hume, M. Eady, *The Use of CFD Computer Models for Fire Safety Design in Buildings: Large Warehouse Case Study*, online, <http://www.communities.gov.uk/documents/fire/pdf/381249.pdf> / 41 pp, 2001.
- [19] H. P. Jorgensen, *Water Mist Improves Safety at Sea*, report, Technology & Services, <http://www.touchbriefings.com/pdf/2590/Jorgensen.pdf> / 3 pp., 2007
- [20] A. F. Mills, *Basic Heat & Mass Transfer*, New Jersey, Prentice Hall, 1999.
- [21] J. Taine, J. P. Petit, *Transferts thermiques (Thermal Transfers)*, in French, Ed. Dunod Univ., Paris, 1989.
- [22] B. Abramzon, W. A. Sirignano, *Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations*, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 32, No. 9, pp. 1605-1618, 1989.
- [23] J. G. Quintiere, *Fundamentals of Fire Phenomena*, USA, John Wiley & Sons, 2006.
- [24] P. Andersson, M. Arvidson, G. Holmstedt, *Small scale experiments and theoretical aspects of flame extinguishment with water mist*, Lund Institute of Technology, Lund University, Report 3080, May 1996.
- [25] M. K. Sung, I. Mudawar I, *Experimental and Numerical Investigation of Single-Phase Heat Transfer Using a Hybrid Jet-Impingement/Micro-Channel Cooling Scheme*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 49, 682–694, 2006.
- [26] G. P. Celata, *Single- and Two-Phase Flow Heat Transfer in Micropipes*, 5th European Thermal Sciences Conference, The Netherlands, 15 pp, 2008,
- [27] K. C. Adiga et al, *Modeling ultra fine mist transport and its implications of fire suppression behaviour*, report, Office of Naval Research, <http://www.nfpa.org/11> pp., 2007.
- [28] F. Zheng, Q. G. Wang, T. H. Lee, 2005, *Adaptive robust control of uncertain time delay systems*, Automatica, 41, 1375 – 1383, 2005.
- [29] Y. A. Sergeev, G. B. Wallis, *Concentration/density shocks in an inertially-coupled two-phase dispersion*, Int. J. Multiphase Flow, 18, 5, 691-704 /1992.
- [30] J. C. Kayser, R. L. Shambaugh, 1991, *Discharge coefficients for compressible flow through small-diameter orifices and convergent nozzles*, Chemical Engineering Science, 46, 7, 1697-1711, 1991.

- [31] F. Mashayek, F. A. Jaber, F. R. S. Miller, *Dispersion and Polydispersity of Droplets in Stationary Isotropic Turbulence*, Int. J. Multiphase Flow, 23, 2, 337-355, 1997.
- [32] P. A. Thompson, H. Chaves, *Wave splitting in a fluid of large heat capacity*, J. Fluid Mech., 185, 385-414, 1987.
- [33] K. Varghese Suresh, S. Gangamma, *Evaporation of Water Droplets by Radiation: Effect of Absorbing Inclusions*, Aerosol and Air Quality Research, 7-1, 95-105, 2007.
- [34] D. Adler, *The Steady Evaporation and Mixing of a Spray in a Gaseous Swirl*, Int. J. Heat Mass Transfer, 14, 793-812, 1971.
- [35] D. Nuytens, K. Baetens, M. De Schampheleire, B. Sonck, *Effect of nozzle type, size and pressure on spray droplet characteristics*, Biosystem Engineering, 97, 333 – 345, 2007.
- [36] F. Barreras et al., *Experimental Characterization of Industrial Twin-Fluid Atomizers*, Atomization and Sprays, 16, 127-145, 2006.
- [37] V. A. Iyer, J. Abraham, 2002, *Exploring Injected Droplet Size Effects on Steady Liquid Penetration in a Diesel Spray With a Two-Fluid Model*, Int. Journal of Heat and Mass transfer, 45, 519-531, 2002.
- [38] D. L. George, K. A. Shollenberger, J. R. Torczynski, J. O'Hern, S. L. Ceccio, *Three-Phase Material Distribution Measurements in a Vertical Flow Using Gamma-Densitometry Tomography And Electrical-Impedance Tomography*, Int. J. Multiphase Flow, 27, 1903-1930, 2001.
- [39] W. Merzkirch, *Flow visualization*, 2nd ed., Orlando Florida, Academic Press, 1987.
- [40] S. V. Apte et al, *Stochastic Modeling of Atomizing Spray in a Complex Swirl Injector Using Large Eddy Simulation*, Proceedings of the Combustion Institute, 32, 2257-2266, 2009.
- [41] G. E. Cossali, M. Marengo, M. Santini, *Thermally Induced Secondary Drop Atomisation by Single Drop Impact Onto Heated Surfaces*, Int. J. Heat and Fluid Flow, 29, 167-177, 2008.
- [42] P. Nithiarasu P. F. Eng, K. Arnold, *Flow And Heat Transfer In Micro-Channels -Electro-Osmotic Flow (Eof)*, 5th European Thermal-Sciences Conference, The Netherlands, 14 pp., 2008.
- [43] M. S. Balasubramaniam et al, , *Numerical Modelling of Turbulence Effects Within and Evaporating Droplet in Atomizing Sprays*, online report, NASA Marshall Space Flight Center, http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20060047741_20062494, 2005.
- [44] B. Batarseh, I. Roisman, C. Tropea, *Droplet-Spray/Wall Interaction and Spray Cooling under High-Pressure Conditions*, Technische Universität Darmstadt, report, <http://www.sla.tu-darmstadt.de/roisman/sprayportal/Downloads-Dateien/Pressure>, 2004.
- [45] C. Presser, C. T. Avedisian, *Transport of high boiling point fire suppressants in a droplet – laden homogeneous turbulent flow past a cylinder*, Atomization and Sprays Journal, 16, 627-656, 2006.
- [46] Rahman M. A., T. Heidrick, B. A. Fleck, *A Critical Review of Advanced Experimental Techniques to Measure Two-Phase Gas/Liquid Flow*, The Open Fuels & Energy Science Journal, 2, 54-70, 2009.
- [47] R. Hade, B. Lenze, *Measurements of Droplets Characteristics in a Swirl-Stabilized Spray Flame*, Experimental Thermal and Fluid Science, 30, 117-130, 2005.
- [48] S. Hostikka, K. McGrattan, *Numerical Modeling of Radiative Heat Transfer in Water Sprays*, Fire Safety Journal, 41, 1, 76-86, 2006.
- [49] A. Alexiadis, P. Gardin, J. F. Domgin, *Probabilistic Approach for Break-Up and Coalescence in Bubbly-Flow and Coupling With CFD Codes*, Applied Mathematical Modelling, 31, 2051-2061, 2007.
- [50] G. H. Heong, K. K. Yuen, *Computational Fluid Dynamics in Fire Engineering*, Elsevier Inc., 2009.
- [51] Y. Sinai, P. Stopford, M. Edwards, S. Watkins, *CFD Modelling of Fire Suppression by Water Spray: Sensitivity and Validation for a Pool Fire in a Room*, 8th Int. IBPSA Conference, August 11-14, Eindhoven, Netherland, 2008.
- [52] K. C. Adiga et al, *CFD Modeling Options for Total Flooding Behavior of Ultra Fine Water Mist*, report, BFR, <http://www.fire.nist.gov/bfrlpubs/fire06/PDF/13pp>, 2006.
- [53] G. Castanet et al, *Investigation of Heat and Mass Transfer Between the two Phases of an Evaporating Droplet Stream Using Laser-Induced Fluorescence Techniques: Comparison with Modeling*, Int. J. Heat and Mass Transfer, 50, 3670-3684, 2007.
- [54] J. J. Nijdam, T. A. G., Langrish, D. F. Fletcher, *Assessment of an Eulerian CFD Model for Prediction of Dilute Droplet Dispersion in a Turbulent Jet*, Applied Mathematical Modelling, 32, 2686-2705, 2008.
- [55] G. G. Chernykh, O. F. Voropayeva, *Numerical Modeling of Momentumless Turbulent Wake Dynamics in a Linearly Stratified Medium*, Computers & Fluids, 28, 281-306, 1999.
- [56] R. S. Miller, K. Harstad, J. Bellan, *Evaluation of Equilibrium and Non-Equilibrium Evaporation Models for Many-Droplet Gas-Liquid Flow Simulations*, Int. J. of Multiphase Flow, 24, 1025-1055, 1998.
- [57] A. Lipjainen A., *Simulation of the fire extinguishment process by fine water spray*, JASS, http://www14.informatik.tumuenchen.de/konferenzen/Jass08/courses/5/lipjainen/paper_lipjainen.pdf / 6 pag, 2008.
- [58] I. A. Bolotnov, *Cascade Modeling of Single and Two-Phase Turbulence*, doctoral thesis, Rensselaer Polytechnic Institute Troy, New York / 156 pp, 2008.
- [59] R. Gomes, *Measurement and prediction of droplet size distribution in sprays*, doctoral thesis, Quebec, Canada, 305 pp, 2006.
- [60] A. Chisacof, D. Pavel, V. Panaitescu, M. Poenaru, *The Two Phase Jet Use in Semi-open Space*, Proceedings of the ASME 2010, 10th Biennial Conference On Engineering Systems Design and Analysis 2010, July 12-14, 2010, Istanbul, Turkey, paper ESDA2010-24961, CD ROM.

INFLUENCE OF TRIANGULAR CHEVROANE USED FOR DOUBLE FLOW TURBOJET ENGINES ON FLUID FLOW AND ACOUSTIC POWER

Grigore CICAN, Virgil STANCIU, Ion MALAEL

POLITEHNIC UNIVERSITY BUCHAREST, AEROSPACE ENGINEERING, Romania.

Rezumat. Prin initierea unei curgeri vorticulare ajutand la amestecarea a doua fluxuri cu viteze diferite, chevroanele reduc zgomotul rezultat din interactiunea respectivelor fluxuri. Un studiu detaliat arata influenta numarului de chevroane si a unghiului de imersie asupra zgomotului produs de jetul reactiv.

Cuvinte cheie: Chevron , unghi de imersare, poluare fonica ,fora de propulsie.

Abstract. By initiating a vortical flow helping to mix two streams with different speeds, chevrons reduce the noise resulted from the interaction of those streams. A detailed study shows the influence of the numbers of chevrons and dip angle of the jet stream noise.

Keywords: Chevron, dip angle, noise pollution, propulsion force.

1. INTRODUCTION

Chevroanele, first introduced by A.Young, G.M. Lilley (Lilley equation author) and R.Westley in 1953 are gasdynamic devices which, by initiating a vortical flow helps to mix two streams with different velocities thereby reducing noise resulting from the interaction of those streams.[1]

Physical basis of such noise generation type is the Kelvin-Helmoltz turbulence, turbulence that occurs due to a difference in speed between the two streams.

Chevroanele works by initiating eddy currents whose axes are parallel to the axis of the bypass channel [2].

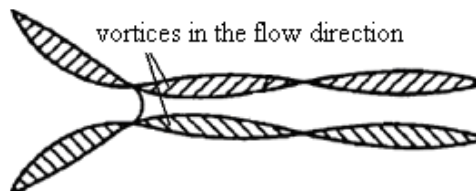


Fig. 1. Flow around a chevron

This study investigates the possibility of using triangular chevrons at double flow turbojet engines to reduce noise pollution. The paper also includes a case study with an engine equipped with

triangular chevrons highlighting the CFX study and noise pollution affects on the propulsive force.

2. DESCRIPTION OF GEOMETRY

Nozzle geometry is shown in figure 2. This is a copy of the reaction nozzle geometry of CFM 56-3[3] turbofan whom were added triangular chevrons.

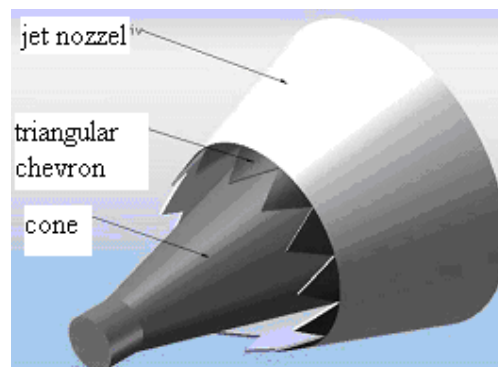


Fig. 2. Jet nozzle geometry with triangular chevrons

By immersing of certain angles chevrons, as shown in figure 3, we obtain different results, preferably at angles of less than 9 degrees because chevrons by their nature generate high frequency noise at levels over 15 degrees of the dip

angle, this specific noise of chevroane becomes too large and cancels the anticipated effect of the device. [4].

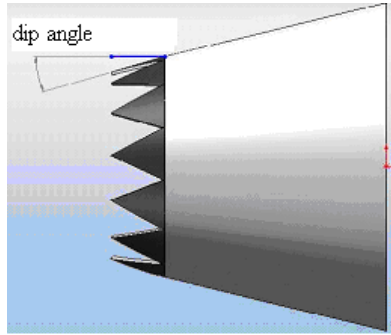


Fig. 3. Viewing angle of dip

Height of a chevron is given by [5]

$$h = \frac{\pi D}{2N} \quad (1)$$

Where - D is the diameter of the nozzle exit
- N number of chevroane

Air is considered in this case the working fluid. Input data are calculated using the computer program of the engine cycle as input data were taken turboreactor CFM 56-3.

So for the second output stream after stream these data were considered:

- speed = 305 m/s
- temperature = 350 K
- turbulence intensity = 5%
- direction of jet exit = perpendicular to inlet

To exit the main stream flow after these data were considered:

- speed = 465 m/s
- temperature = 721 K
- turbulence intensity = 5%
- direction of jet exit = perpendicular to inlet

To simulate the fact that there are no obstacles around the aircraft, around the nozzle in our case, the side walls and top wall outlets are considered with these characteristics:

- temperature = 288 K
- the considered pressure is the atmospheric one.

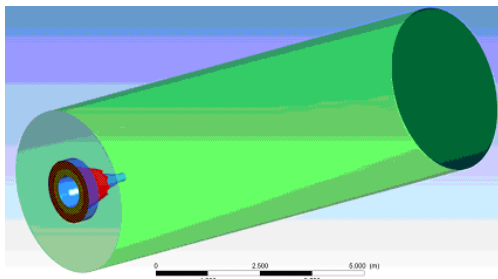


Fig. 4. Field work

Discretize the calculation domain was taken into account a better resolution around nozzle reaction using a structured mesh.

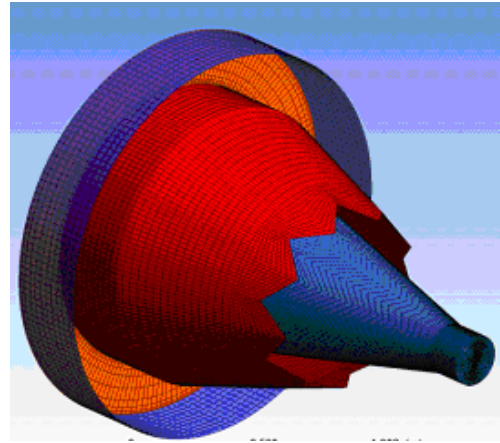


Fig. 5. The mesh around the nozzle

3. CALCULATION MODEL

For this calculation was considered a compressible flow, equations governing this flow on the Reynolds-Averaged written form and are listed below:

1. Continuity equation:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2)$$

2. Moment equations:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (u_i u_j)}{\partial x_j} = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho u'_i u'_j) \end{aligned} \quad (3)$$

where

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ represents viscosity tension}$$

3. Energy equations:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j H + \rho u'_j H' - k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \\ = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij} + u'_i \tau'_{ij}) \end{aligned} \quad (4)$$

Where H is total enthalpy.

4. Equation of state for an ideal gas:

$$\rho = \frac{wP}{R_0 T} \quad (5)$$

w – Molar mass

5. Lilley equation

$$P = \alpha_\varepsilon \rho \varepsilon (M_t)^5 \quad (6)$$

$$M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a} \quad (7)$$

where:

a- speed of sound

$$\alpha_\varepsilon = 0.1 \quad [7] \quad (8)$$

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P}{10^{-12}} \right) \quad (9)$$

The turbulence models were considered type k-ε

k- ε turbulence model

Values of k and ε come directly from the transport equations for the turbulent kinetic energy and dissipative turbulence presented in the following:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho U k) = \\ = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho U \varepsilon) = \\ = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + P_\varepsilon (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \end{aligned} \quad (11)$$

where C_{S1} , C_{S2} , σ_k , σ_ε are constants.

P_k is the production of turbulence due to viscous forces and gravitational attraction and is calculated as follows:

$$\begin{aligned} P_k = \mu_t \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \\ - \frac{2}{3} \nabla U (3 \mu_t \nabla U + \rho k) + P_{kb} \end{aligned} \quad (12)$$

Where P_{kb} is the term due to the gravitational pull.

The respective equations will be solved with the commercial code Ansys.[8]

4. CFX STUDY RESULTS

In the following we will present the results obtained from CFD analysis based on data obtained with the help of calculating the motor cycle. Study was done on CFM 56-3 double-flow turbo nozzle with meant the influence of various parameters on air flow and the acoustic of that jet.

Study was made on the nozzle with 10 chevroane having a triangular shape and a dip angle of 0, 6 and 10 degrees.

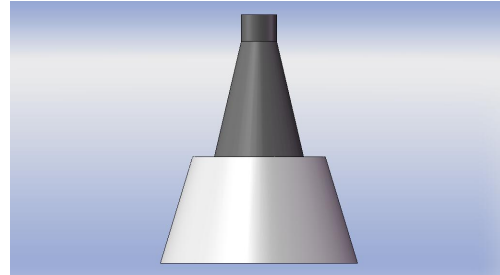


Fig. 6. Nozzle without chevroane

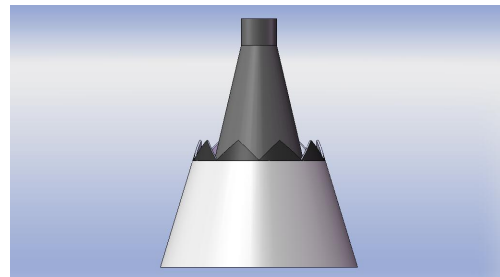


Fig. 7. Nozzle with 10 chevroane and 0 degrees dip angle

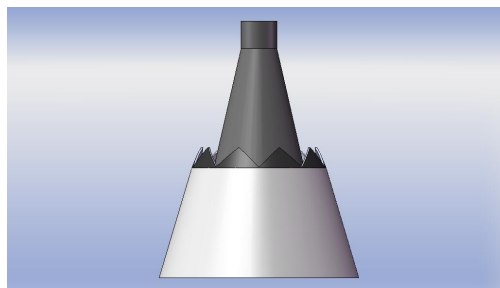


Fig. 8. Nozzle with 10 chevroane and 6 degrees dip angle

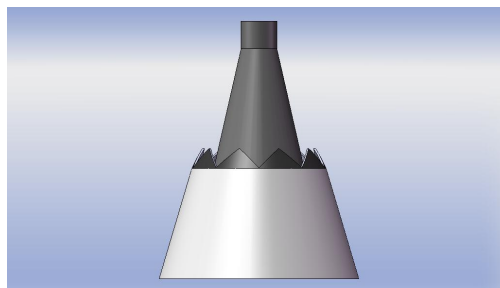


Fig. 9. Nozzle with 10 chevroane and 10 6 degrees dip angle

Will be presented speed charts and diagrams at the exit of nozzle being made a comparison between the nonchevronat nozzle and the chevronat one.

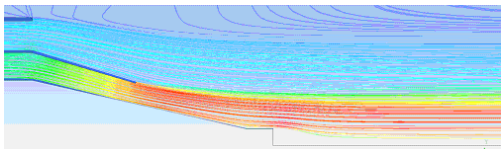


Fig. 10. Highlighting the current line for the nozzle without chevroane

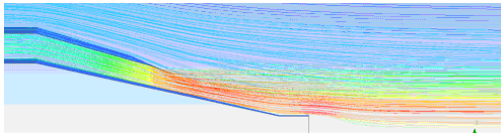


Fig. 11. Highlighting the current line for the nozzle without chevroane

By comparing the two diagrams can be seen how in the case of nozzle without chevroane the power lines of two streams mingle highlighting the principles by which these devices operate

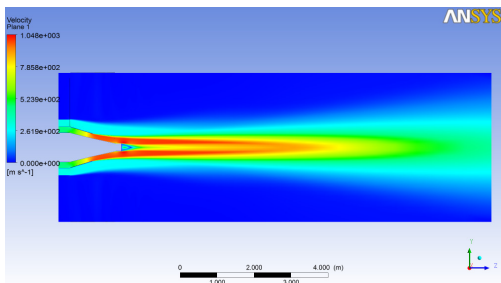


Fig. 12. Chart speed along the entire area of the nozzle without chevroane

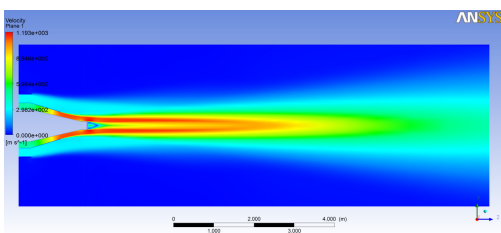


Fig. 13. Chart speed along the entire nozzle area for the nozzle with 10 chevroane and zero degrees angle dip.

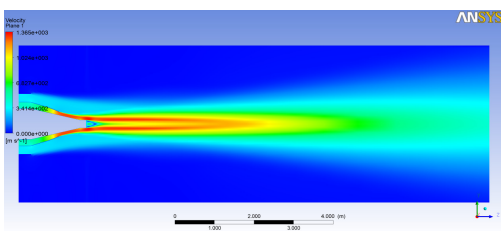


Fig. 14. Chart speed along the entire nozzle area for the nozzle with 10 chevroane and 6 degrees angle dip

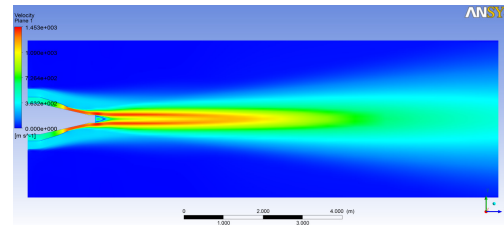


Fig. 15. Chart speed along the entire nozzle area for the nozzle with 10 chevroane and 10 degrees angle dip

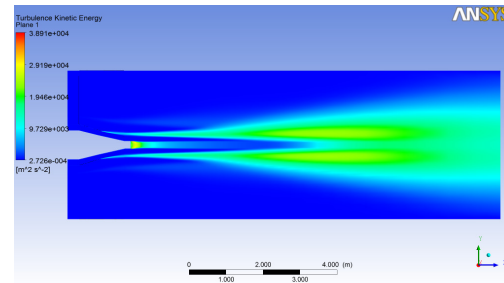


Fig. 16. Chart turbulence kintiv emergy along the entire area of the nozzle without chevroane

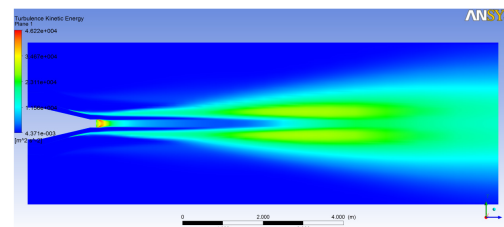


Fig. 17. Chart turbulence kintiv emergy along the entire area for the nozzle with 10 chevroane and zero degrees angle dip

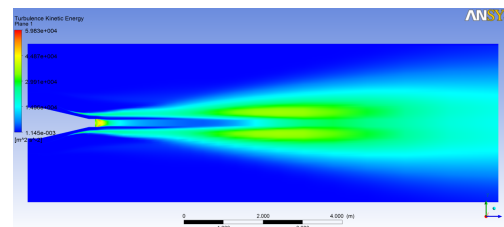


Fig. 18. Chart turbulence kintiv emergy along the entire area for the nozzle with 10 chevroane and 6 degrees angle dip

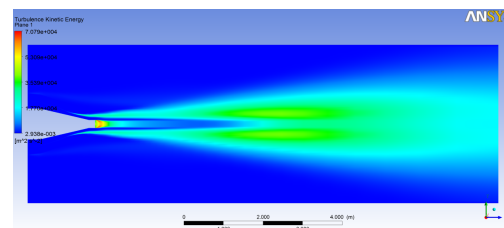


Fig. 18. Chart turbulence kintiv emergy along the entire area for the nozzle with 10 chevroane and 10 degrees angle dip.

After conducting measurements at distance of 0,35 meters on the Y axis and one meter intervals

along the X axis was obtained the following flow diagram of the acoustic power.

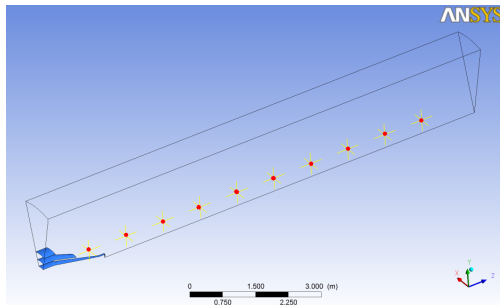


Fig. 20. Points in the field

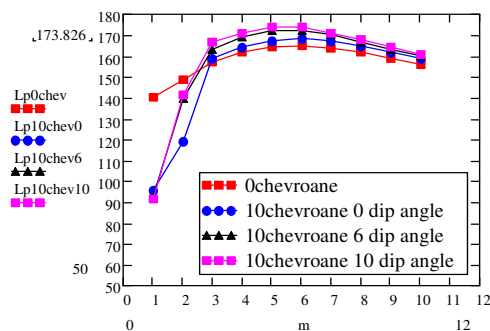


Fig. 19. Acoustic power in decibels chart depending on the distance along the flow field

6. CONCLUSIONS

The study has revealed the working fluid flow along the axis of the engine, observing the mixing zone between the two streams of fluid. The use of large dip angles chevroane increase the exhaust velocity, but also lead to increased turbulence.

Because of too big speeds of the two flows, mixing layers of fluid that aims to reduce noise pollution occurs on a too small portion along the area to have an advantage.

Because the boundary between inner and outer flow is much smaller than that of the external flow (secondary) and atmospheric air, and the fact that differences in speed are comparable, the noise from the interaction of two air flows is greater/bigger than the noise resulted from the interaction of first flow with the second one.

Due to the limited advantage only for a small area and the disadvantage for the rest of the area made them not encourage all remaining range use between primarily and secondary flow which are suitable for flow 2 with the layers of atmosphere.

REFERENCES

- [1] Youn D.. "Jet noise suppression means", United State Patent Office, No. US3153319, oct.20 1964 pp 7
- [2] Balzer "Segment mixing device having chevrons for exhaust noise reduction in jet engines", United State Patent ,No. US6612106, sep.t 2 2003 pp4
- [3] ICAO Engine Exhaust Emissions Data Bank, https://cwcs.cfm56.com/CWCTour/CWC_ONLINE/image/image%20divers/CFM56-7B27-2.pdf
- [4] Seiner J. « Metod and device for reduction engine noise», United States Patent Application Publication, No. US20070246293 oct. 25, 2007 pp 16
- [5] Mathews et al. «Tabbed nozzle for jet noise suppression» United States Paten, No. US6314721, nov.13. 2001 pp 8
- [6] V. Stanciu – Aeroreactors engines – Guidelines for pre-design
- [7] S. Sarkar M. Y. Hussaini *Computation of the sound generated by isotropic turbulencenasa Contractor Report 191543-1 ICASE Report No. 93-74*
- [8] Ansys 12 Documentation-User's Guide 2004

CONSIDERAȚII PRIVIND SIMULAREA DINAMICII FLUXURILOR DE GAZE NATURALE ÎN SISTEMELE DE TRANSPORT

Cristian EPARU, Sorin NEACȘU, Mihai ALBULESCU, Renata RĂDULESCU

Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, România

Rezumat. Conform ultimelor normative europene în domeniul transportului gazelor naturale în conductele de transport trebuie să se injecteze o cantitate de gaze egală cu cea care se livrează către clienți.

Consumurile de gaze ale diversilor clienți sunt variabile funcție de necesitățile acestora. În acest caz procesul de transport gaze naturale este un proces nestaționar.

În lucrarea de față sunt prezentate câteva exemple de simulare numerică a dinamicii fluxurilor de gaze din conductele de transport folosind simulatorul SIMONE.

Cuvinte cheie: gaz, transport, flux, simulare.

Abstract. According to the latest European normative framework in the natural gas transport field, a quantity of gas must be injected in transport pipelines, equal to that which is delivered to customers.

Gas consumption of the various clients is variable according to their needs. In this case the natural gas transport process is a non stationary process.

This paper presents some examples of numerical simulation of the dynamics of gas flows in pipeline transport using the SIMONE simulator.

Keywords: gas, transport, flow, simulation.

1. INTRODUCERE

Gazele naturale sunt transportate de la surse spre utilizatori prin sisteme de conducte. Capacitatea de transport a sistemelor de conducte este determinată încă din faza de proiectare considerând curgerea staționară a gazelor prin sistemele de conducte, de regulă la debitele maxime de transport.

Noile reglementări europene apărute pentru sistemele de transport gaze naturale introduc restricții severe referitoare la cantitățile de gaze care trebuie să existe în conducte pe durata transportului precum și penalizări chiar și pentru transportator în momentul când nu asigură debitele de gaze nominalizate și contractate de clienți.

Clienți au consumuri variabile în timp, acest lucru face ca sistemele de operare pentru conductele de transport gaze naturale să țină seama de nestaționaritatea fenomenului.

Problema operării în timp real a sistemelor de transport gaze naturale este o problemă complicată care se rezolvă utilizând sisteme de tip SCADA

cuplate la simulatoare numerice puternice.

În lucrare de față este prezentată o analiză a procesului nestaționar de curgere pentru o conducă de transport gaze naturale de la o sursă de gaze – Bilciurești – la un mare utilizator grupul de cogenerare de 800MW Brazi (Petrom).

Simularea numerică s-a realizat folosind softul Simone, care reprezintă un standard în Europa pentru simularea numerică a transportului de gaze naturale. Pentru Simone Catedra de Hidraulică, termotehnică și inginerie de zăcământ din UPG Ploiești deține 12 licențe.

2. MODELAREA REȚELEI CU SIMULATORUL SIMONE

În figura 1 este prezentată schema rețelei pe care s-a făcut experimentul numeric.

Pentru a nu complica schema sunt reprezentate doar cele două capete ale conductei, respectiv capătul de intrare și cel de ieșire.

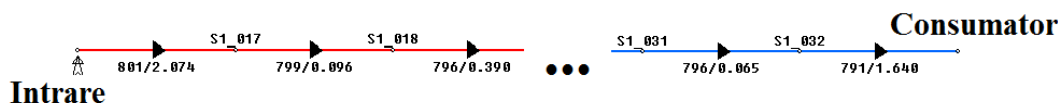


Fig. 1. Schema conductei

Traseul conductei de gaze Dn 800 x 40 bar x 29,8 km este format din șase tronsoane mari, fiecare din acestea fiind la rândul său împărțit în bucăți funcție de grosimea peretelui conductei:

- Tronsonul I, L = 5,0 km; format din 4 bucăți,
- Tronsonul II, L = 5,0 km; format din 4 bucăți,
- Tronsonul III, L = 5,46 km; format din 4 bucăți,
- Tronsonul IV, L = 4,54 km; format din 3 bucăți,
- Tronsonul V, L = 5,0 km; format din 3 bucăți,
- Tronsonul VI, L = 4,8 km; format din 3 bucăți.

În tabelul 1 se pot observa parametrii celor 21 de tronsoane

Tabel 1
Dimensiunile tronsoanelor conductei

Conducta	Lungime	Diametru interior	Rugozitate
	[km]	[mm]	[mm]
Intrare - S1_017	2.074	801.2	0.012
S1_010 - S1_020	3.214	801.2	0.012
S1_011 - S1_024	4.379	801.2	0.012
S1_012 - S1_027	3.884	801.2	0.012
S1_013 - S1_029	4.502	801.2	0.012
S1_014 - S1_031	3.095	801.2	0.012
S1_017 - S1_018	0.096	798.8	0.012
S1_018 - S1_019	0.39	795.6	0.012
S1_019 - S1_010	2.44	790.8	0.012
S1_020 - S1_021	0.096	798.8	0.012
S1_021 - S1_022	0.47	795.6	0.012
S1_022 - S1_011	0.97	790.8	0.012
S1_024 - S1_025	0.096	798.8	0.012
S1_025 - S1_026	0.07	795.6	0.012
S1_026 - S1_012	0.713	790.8	0.012
S1_027 - S1_028	0.096	798.8	0.012
S1_028 - S1_013	0.56	790.8	0.012
S1_029 - S1_030	0.096	798.8	0.012
S1_030 - S1_014	0.067	795.6	0.012
S1_031 - S1_032	0.065	795.6	0.012
S1_032 - Consum	1.64	790.8	0.012

Calculul conductei s-a făcut cu programul SIMONE V5-73 și a urmărit, în situația în care rețeaua nu prezintă defecte, determinarea parametrilor de curgere a gazelor naturale.

Condițiile la limită au fost puse în punctele de intrare și ieșire din conductă și au constatat în impunerea unei presiuni constante de ieșire și a unei presiuni variabile de intrare, programul determinând căderile de presiune și vitezele de deplasare a gazelor. Se poate astfel simula dinamica fluxurilor de gaze naturale și analiza capacitatea dinamică de transport a conductei.

Presiunea maximă absolută a gazelor la intrarea în conductă este de 27 bar. Condiția de proiectare a conductei este ca presiunea de ieșire să nu scadă sub 14 bar.

S-a făcut apoi o simulare a unui scenariu cu presiune de intrare în conductă variabilă pentru a vedea influența presiunii de intrare asupra capacității conductei.

Determinarea parametrilor de curgere a gazelor naturale pentru toate variantele simulate a fost făcută pentru o perioadă de 24 de ore începând cu ora 12⁰⁰. Toate simulările s-au făcut plecând de la considerentul că avem o presiune în conductă de 14 bar. Temperatura gazului s-a considerat de 8 °C (Figura 2).

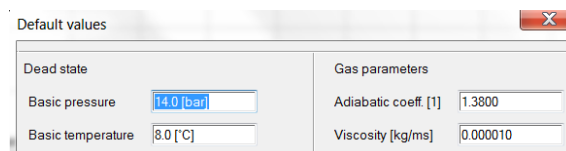


Fig. 2. Parametrii inițiali ai gazului din conductă

Scenariul pentru determinarea capacității dinamice a conductei

De foarte multe ori parametrii gazului într-o conductă se modifică în funcție de condițiile specifice, de aceea este posibil ca presiunea gazului la intrare să nu fie constantă. Astfel, s-a realizat un scenariu în care presiunea de intrare în conductă este variabilă, urmărindu-se astfel modul cum este afectată capacitatea conductei și fluxurile de gaze. Condițiile puse pentru intrarea și ieșirea gazului din conductă sunt prezentate în figura 3.

Scenario definition

	Time	Condition	Object	Type	Parameter	Value	Unit
	12:00		BRAZI	NO Node	PSET Set pressu	14	bar
	12:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	18	bar
	13:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	20.5	bar
	14:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	23	bar
	16:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	20	bar
	17:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	16	bar
	19:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	18	bar
	20:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	15	bar
	23:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	17	bar
	1\00:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	22	bar
	1\03:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	21	bar
	1\06:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	21.5	bar
	1\08:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	20	bar
	1\09:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	18	bar
	1\10:00		BUTIMANU	NS Supply node	PSET Set pressu	19	bar

Fig. 3. Scenariu pentru determinarea capacității dinamice a conductei

3. PREZENTAREA REZULTATELOR

Așa după cum s-a arătat în descrierea modelului condițiile la limită sunt adecvate cerințelor de consum pentru un consumator mare care, în acest caz trebuie să dispună în permanență de un debit constant de gaze. Sursa de gaze este plasată lângă București, un alt mare consumator de gaze. Datorită condițiilor climatice este posibil ca

debitele și presiunile furnizate de sursă să aibă variații destul de însemnate.

În figurile 4 și 5 este prezentată situația la intrarea în conductă în care s-a simulat o sursă variabilă. Variațiile sursei sunt atât în presiune cât și în debit. Aceste variații se propagă prin conductă iar rezultatul îl putem vedea la capătul final al conductei, figurile 6 și 7.

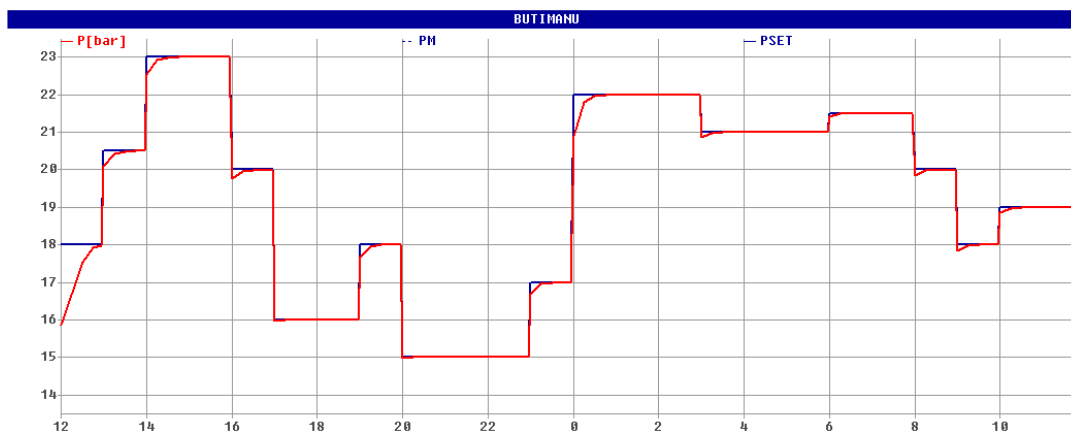


Fig. 4. Variația presiunii la intrarea în conductă pentru 24 de ore

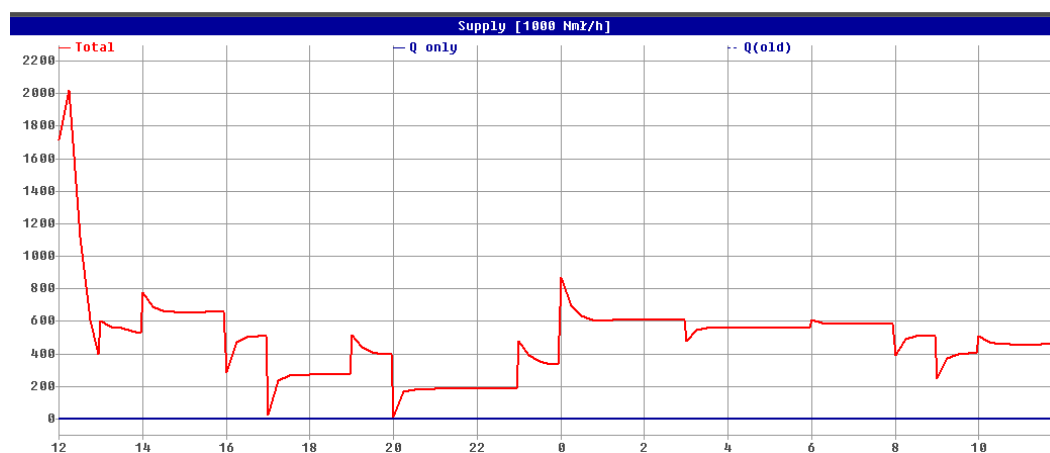


Fig. 5. Variația debitului la intrarea în conductă pentru 24 de ore

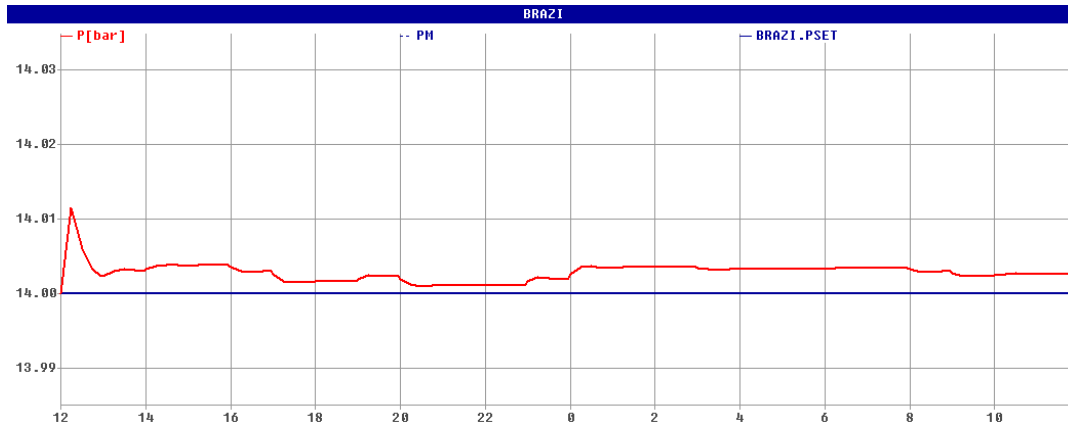


Fig. 6. Variația presiunii la ieșirea în conductă pentru 24 de ore

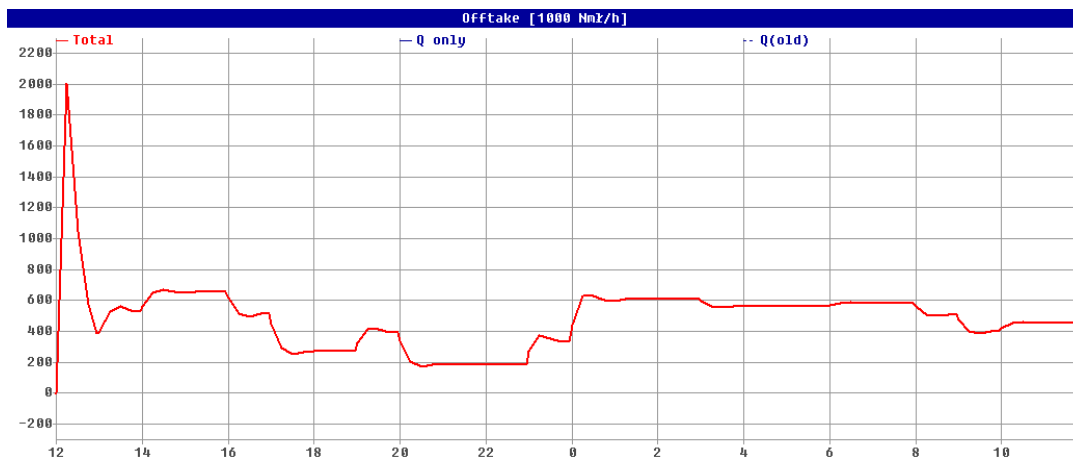


Fig. 7. Variația debitului la ieșirea în conductă pentru 24 de ore

Din cele două imagini observăm că în urma simulării numerice sursa variabilă la intrare asigură totuși condițiile minimale cerute de beneficiar. Semnificația acestui rezultat este aceea că simularea numerică permite determinarea nivelului de amplitudine a sursei care să nu afecteze condițiile

minimale ale beneficiarului.

O imagine importantă este prezentată în figura 8 linepack-ul, cantitatea de gaze prezentă în conductă la diferite momente. Această cantitate trebuie asigurată și gestionată de transportator.

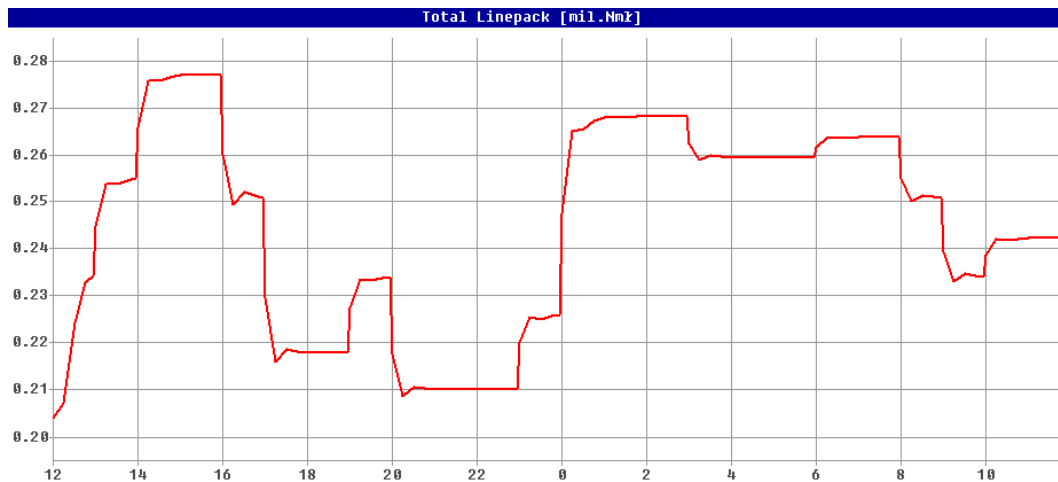


Fig. 8. Variația pentru 24 de ore a cantității de gaze din conductă

Dinamica fenomenului de propagare a fluxului de gaze este prezentată în figurile 9 ... 17 la trei momente de timp diferite, sub forma a trei seturi de grafice. Simulările numerice permit determinare timpului de propagare al fluxului de gaze precum și dinamica presiunii și a debitului pe durata pe

care s-a realizat simularea. Un aspect remarcabil este faptul că în anumite momente presiunea în interiorul conductei este mai mare decât presiunea la capetele acesteia. Fenomenul acesta se datorează propagării undei de presiune în lungul conductei.

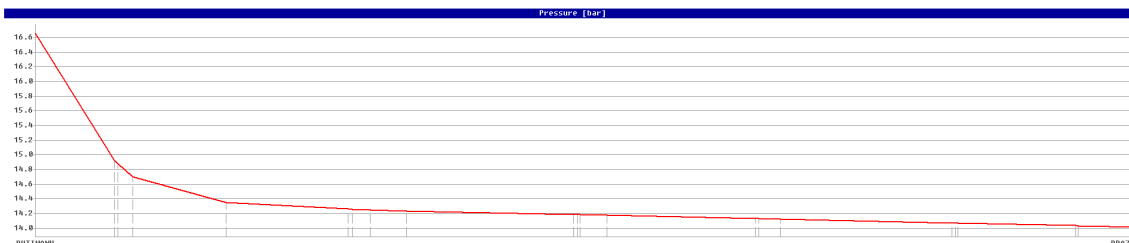


Fig. 9. Variația presiunii în conductă la ora 12¹⁵

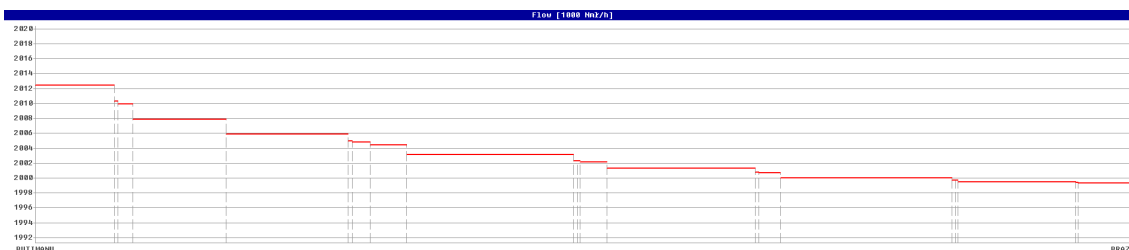


Fig. 10. Variația debitului în conductă la ora 12¹⁵

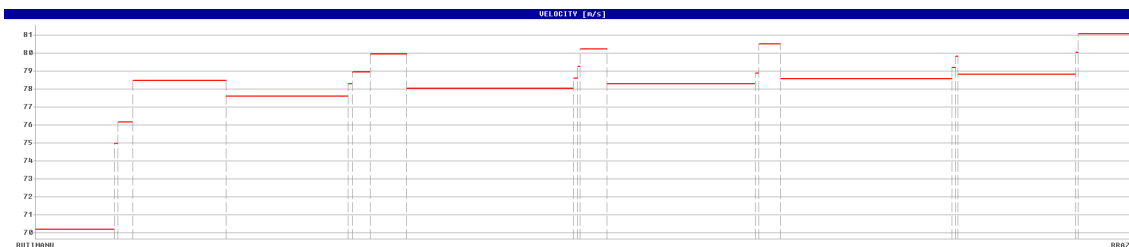


Fig. 11. Variația vitezei în conductă la ora 12¹⁵

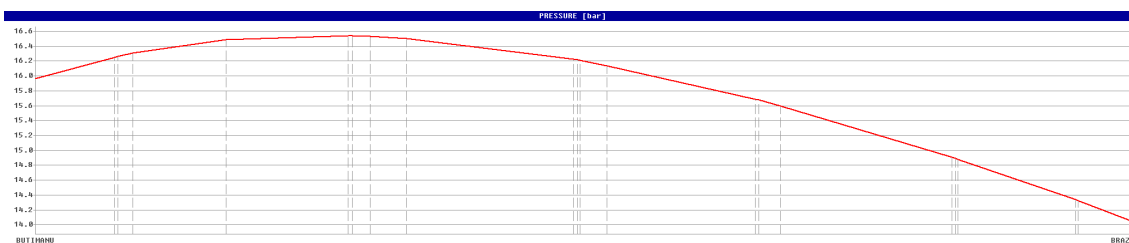


Fig. 12. Variația presiunii în conductă la ora 17

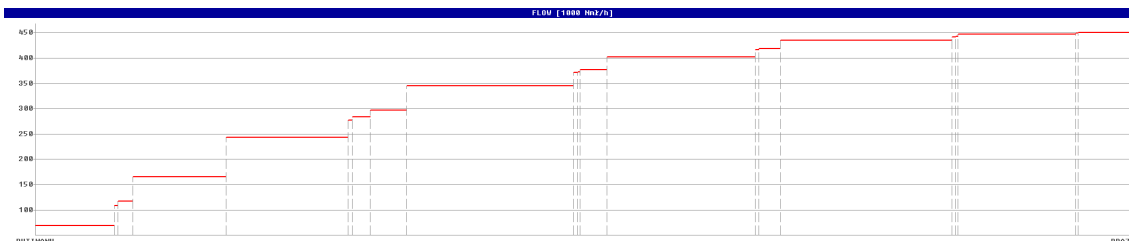


Fig. 13. Variația debitului în conductă la ora 17

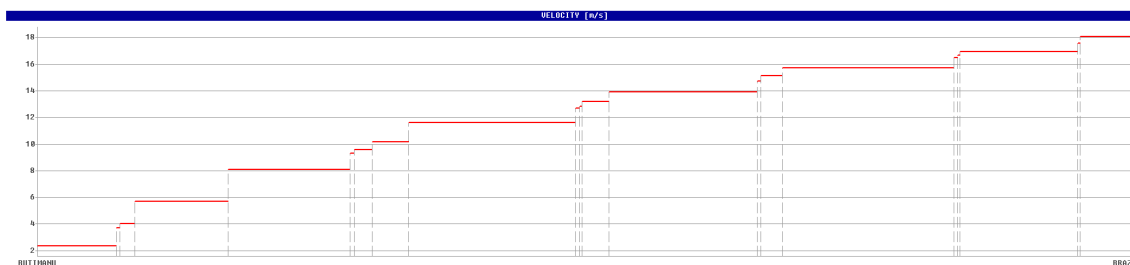


Fig. 14. Variația vitezei în conductă la ora 17

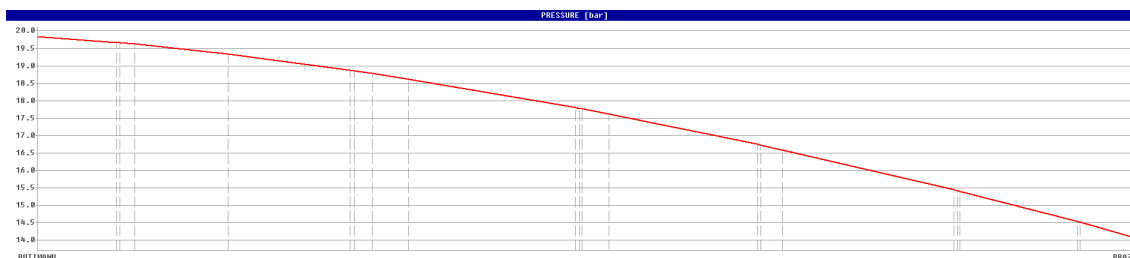


Fig. 15. Variația presiunii în conductă la ora 8

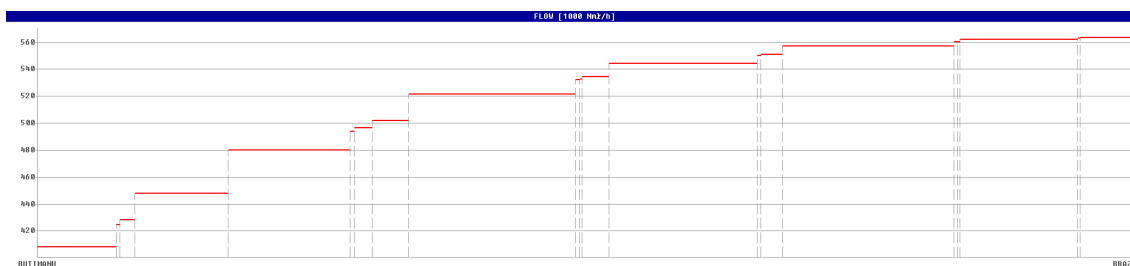


Fig. 16. Variația debitului în conductă la ora 8

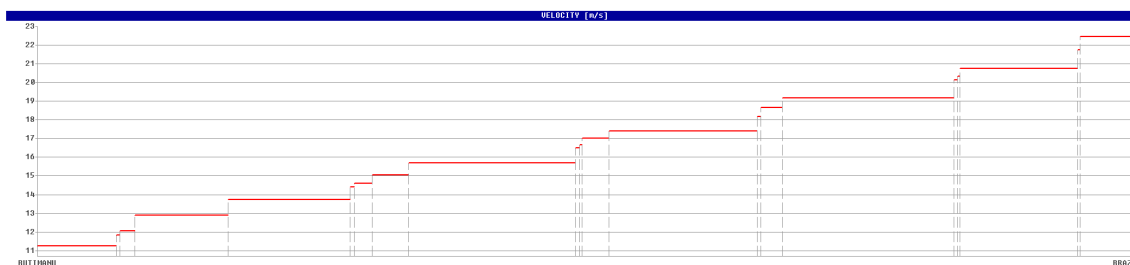


Fig. 17. Variația vitezei în conductă la ora 8

Analizând aceste grafice se poate observa că procesul de transport este în cea mai mare parte din timp nestaționar datorită modificării frecvente a presiunii de intrare.

4. CONCLUZII

Procesul de operare a sistemelor de transport gaze naturale este un proces nestaționar datorită consumatorilor care utilizează debite variabile în timp. Transportatorul trebuie să asigure cerințele consumatorilor prevăzute în contracte. Pentru acest lucru trebuie să asigure o variație continuă a surselor de gaze.

Între surse și utilizatori se interpune sistemul de transport care introduce restricții suplimentare. Din această cauză nu se mai poate concepe o exploatare a sistemelor de transport gaze fără utilizarea simulatoarelor numerice, care de regulă sunt cuplate cu sistemele SCADA încât pe lângă simulările de predicție off line pot realiza și simulări on line în timp real.

BIBLIOGRAFIE

- [1] I. Crețu, Al. Stan – *Transportul fluidelor prin conducte. Aplicații și probleme*, Editura Tehnică, București, 1984

- [2] N. Keyaerts, L. Meeus, W. D'haeseleer – *Natural Gas Balancing: Appropriate Framework and Terminology*, June 08;
- [3] S. Neacșu – *Termotehnică și mașini termice*, Editura Printeh, București, 2009
- [4] T. Oroveanu – *Hidraulică și transportul produselor petroliere*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1966
- [5] C. Trifan, M. Albuлесcu, S. Neacșu – *Elemente de mecanica fluidelor și termodinamică tehnică*, Editura Universității Petrol-Gaze din Ploiești, 2005
- [6] *** GTE – Report Calculation of Available Capacities with Reference to Five European Transport Routes, December 15, 2005;
- [7] *** <http://www.simone.eu/simone-company-about.asp>

INFLUENȚA UMIDITĂȚII ATMOSFERICE ASUPRA EFICIENȚEI ENERGETICE A SISTEMULUI PNEUMATIC

Ioan Iulian IRIMIE, Dan Codruț PETRILEAN

UNIVERSITY of PETROȘANI, Romania.

Rezumat. În lucrare sunt cuantificate pierderile de energie, aferente proceselor care au loc în componentele unui sistem pneumatic, datorită umidității aerului atmosferic. Pierderile provocate de umiditate sunt comparate cu celelalte categorii de pierderi specifice sistemelor pneumatice. Valorile prezentate în lucrare sunt utile pentru evaluarea utilității măsurilor de majorare a eficienței energetice a sistemelor pneumatice.

Cuvinte cheie: sistem pneumatic, umiditate atmosferică, eficiență energetică.

Abstract. This paper quantified the loss of energy related processes occurring in the components of a pneumatic system due to atmospheric humidity. Losses caused by moisture can be compared with other categories of losses specific to pneumatic systems. Values presented in the paper are useful for evaluating the usefulness of measures to increase energy efficiency of pneumatic systems.

Keywords: pneumatic system, atmospheric humidity, energy efficiency.

1. INTRODUCERE

Marea majoritate a compresoarelor de aer utilizate în minerit lucrează în atmosferă cu umiditate ridicată sau chiar în atmosferă de aer umed saturat. Condițiile atmosferice medii din Valea Jiului sunt: presiunea barometrică $B = 946$ mbar, temperatura $t_0 = 10^\circ\text{C}$ și umiditatea relativă $\varphi = 85\%$.

Comprimarea izotermică mărește umiditatea relativă a aerului comprimat, acesta apropiindu-se de limita de saturație. Același efect îl are destinderea adiabatică sau răcirea la presiune constantă. După atingerea limitei de saturație începe condensarea vaporilor de apă din aer.

Prezența apei în aerul comprimat este sursa unor inconveniente considerabile:

- majorează puterea absorbită de compresor;
- amestecându-se cu uleiul, înrăutățește proprietățile de ungere ale acestuia și accelerează oxidarea cilindrilor compresoarelor;
- acumulându-se în răcitorul intermediar, diminuează suprafața de răcire și provoacă astfel creșterea temperaturii de refulare;
- deteriorează conductele prin oxidare;
- reduce capacitatea de transport a rețelei;
- obturând parțial secțiunea liberă de curgere, provoacă pierderi de sarcină suplimentare;
- favorizează un regim termomecanic dificil de funcționare a rețelei, dilatări și contractări succesive ale conductelor, regim ce duce la apariția

unor neetanșeități la îmbinări și la distrugerea conductelor;

-apar șocuri hidraulice la deplasarea apei acumulate pe conducte;

-la temperaturi scăzute este posibilă înghețarea apei pe conducte și fisurarea acestora;

-ajungând la utilajele pneumatice, apa spală filmul de ulei de ungere, contribuind la deteriorarea utilajelor;

-la destindere, jivrajul duce la obturarea orificiilor de evacuare a aerului din motoarele pneumatice, diminuând astfel randamentul acestora;

-dispozitivele de separare a apei montate pe rețea majorează cheltuielile de investiții, fiind surse de pierderi de energie pneumatică.

Toate dezavantajele enumerate mai sus constituie argumente în favoarea eliminării umidității din aerul comprimat vehiculat pe rețelele pneumatice miniere, în scopul asigurării unui conținut de umiditate cât mai scăzut (aer uscat). Pentru a aprecia dacă este oportună uscarea aerului comprimat, se vor face în continuare, prin intermediul relațiilor analitice, câteva calcule care să permită exprimarea cantitativă a efectelor umidității asupra compresoarelor, rețelei și consumatorilor.

2. EFECTUL UMIDITĂȚII ASUPRA PROCESELOR DIN COMPRESOR

În prima etapă vor fi abordate componentele instalației pneumatice situate în amonte rețelei de

transport și distribuție, respectiv compresorul, răcitorul final și rezervorul tampon. Pentru exemplificare a fost ales un compresor L-100, scoțându-se în evidență, prin comparare, cu ajutorul diagramei t - s pentru aer uscat și i - x pentru aer umed, puterea suplimentară absorbită din rețea datorită umidității aerului, precum și debitul de apă refulat în rețea sub forma vaporilor ce se vor condensa la atingerea unor parametri de saturație a aerului umed.

Stările corespunzătoare evoluției aerului în compresor, răcitor final și rezervor tampon, au fost vizualizate prin intermediul digramei t - s pentru aer uscat (fig.1) și a diagramei i - x pentru aer umed (fig.2). Punctele caracteristice din figurile 1. și 2. au fost determinate pe baza următoarelor date experimentale:

- umiditatea relativă a aerului atmosferic, $\varphi = 85\%$;
- temperatura aerului atmosferic $t_0 = 10^\circ\text{C}$;
- presiunea barometrică, $B = 946 \text{ mbar}$;
- debitul normal, $Q_N = 100 \text{ m}_N^3/\text{min}$;
- temperatura aerului la ieșirea din treapta de joasă presiune, $t_2 = 125^\circ\text{C}$;
- temperatura aerului la ieșirea din răcitorul intermediar, $t_3 = 35^\circ\text{C}$;
- temperatura aerului la ieșirea din treapta de înaltă presiune, $t_4 = 110^\circ\text{C}$;
- temperatura aerului la ieșirea din răcitorul final, $t_5 = 30^\circ\text{C}$;
- presiunea intermediară, $p_2 = 2,946 \text{ bar}$;
- presiunea de refulare, $p_4 = p_5 = 5,946 \text{ bar}$.

Considerând procesele de comprimare adiabactice, vom calcula pentru două cazuri, aer umed, aer uscat - lucrul mecanic specific și puterea absorbită din rețeaua electrică:

$$l = i_2 - i_1 + i_4 - i_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (1)$$

$$N = \frac{l \cdot Q_N \cdot \rho_N}{\eta_{ad} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_a \cdot 60} \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

unde: i – entalpia specifică a aerului în punctele semnificative, $[\text{kJ/kg}]$;

ρ_N – densitatea aerului în starea normală fizică, $[\text{kg/m}_N^3]$;

$\eta_{ad} = 0,85$ – randamentul adiabatic al proceselor de comprimare;

$\eta_m = 0,85$ – randamentul mecanic;

$\eta_t = 1$ – randamentul transmisiei;

$\eta_a = 0,98$ – randamentul acționării electrice.

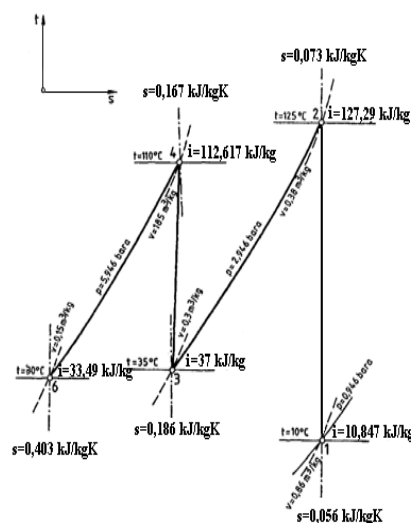


Fig. 1. Evoluția aerului uscat în compresorul L100 și în răcitorul final.

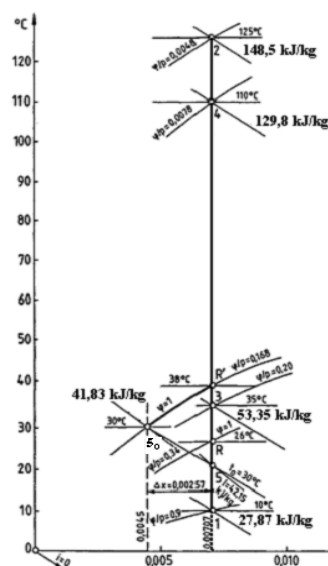


Fig. 2. Evoluția aerului umed în compresorul L 100 și în răcitorul final.

Pe baza valorilor entalpiilor specifice din figura 1, vom avea:

$$l_{usc} = 192,06 \quad [\text{kJ/kg}], \quad N_{usc} = 584,55 \quad [\text{kW}]$$

Utilizând valorile entalpiilor specifice din fig.2, vom obține:

$$l_{um} = 194,38 \quad [\text{kJ/kg}], \quad N_{um} = 591,61 \quad [\text{kW}]$$

Diferența de putere exprimată în kW și procentual:

$$\Delta N_c = N_{um} - N_{usc} = 7,06 \text{ [kW]}$$

$$\Delta N_{cp} = \frac{\Delta N_c}{N_{um}} = 1,19 \text{ [%]}$$

Pentru a calcula căldura preluată de apa de răcire (q), debitul necesar de apă de răcire (A) și puterea absorbită din rețeaua electrică (N_p) pentru vehicularea apei de răcire vom folosi următoarele formule:

$$q = \frac{k-n}{(k-1)n} l + i_2 - i_3 + i_4 - i_5 \text{ [kJ/kg]} \quad (3)$$

$$A = \frac{60 \cdot Q_N \cdot \rho_N \cdot q}{\rho_w \cdot c_w \cdot \Delta t} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (4)$$

$$N_p = \frac{A \cdot H \cdot \gamma}{3600 \cdot 102 \cdot \eta_p \cdot \eta_a \cdot \eta_t} \text{ [kW]} \quad (5)$$

unde: $k = 1,4$ – exponent adiabatic;
 $n = 1,3$ – exponent politropic;
 $\rho_w = 10^3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – densitatea apei,
 $c_w = 4,186 \text{ [kJ/kg.grd.]}$ – căldura specifică a apei,
 $\Delta t = 12 \text{ [}^\circ\text{C]}$ – diferența dintre temperaturile de ieșire și intrare ale apei de răcire;
 $\gamma = 1000 \text{ [kgf/m}^3\text{]}$ – greutatea specifică a apei;
 $H = 30 \text{ [m H}_2\text{O]}$ – suprapresiunea apei de răcire;
 $\eta_p = 0,65$ – randamentul pompei;
 $l = \frac{l_{ad}}{\eta_{ad}}$ = lucrul mecanic specific indicat, [kJ/kg]

Ațiunea calorică a aerului uscat asupra apei de răcire (răcirea cilindrilor, răcitor final) se concretizează în următoarele valori calculate cu ajutorul relațiilor(3), (4), (5):

$$q_{usc} = 212,987, \text{ [kJ/kg];}$$

$$A_{usc} = 32,894 \text{ [m}^3/\text{h];}$$

$$N_{p,usc} = 4,218 \text{ [kW].}$$

Pentru cazul aerului umed, cu ajutorul aceluiași relații, vom obține valorile:

$$q_{um} = 223,360, \text{ [kJ/kg];}$$

$$A_{um} = 34,496 \text{ [m}^3/\text{h];}$$

$$N_{p,um} = 4,424 \text{ [kW].}$$

Diferența de putere exprimată în kW și procentual:

$$\Delta N_p = N_{p,um} - N_{p,usc} = 0,206 \text{ [kW],}$$

$$\Delta N_{p,p} = \frac{\Delta N_p}{N_{p,um}} = 4,65 \text{ [%]}$$

Cu ajutorul diagramei $i-x$ (fig.2) se calculează cantitatea de apă, aflată sub formă de vapori, ce însoțește aerul aspirat:

$$W_a = 60 \cdot Q_N \cdot \rho_N \cdot x_1 = 54,85 \text{ [kg/h]}$$

unde: $x_1 = 0,00707 \text{ [kg.vapori apă/kg.aer uscat]}$, - conținutul de umiditate al aerului umed.

După cum se observă din diagramă, în răcitorul intermediar nu au loc procese de condensare, punctul de rouă R fiind situat sub punctul 3 - caracteristic stării aerului la ieșirea din răcitorul intermediar.

În răcitorul final, în urma procesului de răcire 4-R'-5₀-5, se va condensa o cantitate de vapori:

$$W_f = 60 \cdot Q_N \cdot \rho_N \cdot \Delta x = 19,94 \text{ [kg/h]}$$

Deci în rețeaua pneumatică va fi refulată, sub formă de vapori, cantitatea de apă:

$$W_r = W_a - W_f = 34,91 \text{ [kg/h]}$$

Considerând compresorul în funcțiune 22 ore pe zi, rezultă:

$$W_{r,zi} = 22 \cdot W_r = 768 \text{ [kg/zi],}$$

vapori de apă refulați de compresorul L 100 în rețea.

Din diagrama $i-x$ se observă că o creștere a temperaturii de ieșire a aerului comprimat din răcitorul final cu 10°C duce la anularea oricărui proces de condensare, întreaga cantitate de vapori conținuți de aerul atmosferic condensându-se pe rețeaua pneumatică.

3. EFECTUL UMIDITĂȚII ASUPRA PROCESELOR DIN REȚEAUA PNEUMATICĂ

Pentru determinarea condițiilor de condensare a vaporilor de apă la vehicularea aerului comprimat umed pe rețea, trebuie stabilit modul de variație a temperaturii aerului de-a lungul rețelei. Studiul experimental al unor cazuri concrete scoate în evidență faptul că vehicularea aerului comprimat se face la o temperatură medie foarte apropiată de temperatura mediului ambiant.

În condițiile menționate pentru exemplificare, $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $B = 946 \text{ mbar}$; presiunea medie în rețea $p_m = 5 \text{ bara}$; compresor L 100, din diagrama $i-x$ rezultă că pe rețeaua pneumatică branșată la compresorul considerat va fi vehiculată o cantitate de apă, provenită din condensarea vaporilor, având valoarea:

$$W'_{r,zi} = 60 \cdot Q_N \cdot \rho_N \cdot \Delta x_r \cdot 22 = 495 \text{ [kg/zi]}$$

La consumatori, prin răcirea aerului comprimat în urma destinderii, condensarea vaporilor va duce la apariția unei cantități de apă:

$$W_{rc} = W_{r,zi} - W'_{r,zi} = 273 \text{ [kg/zi]}$$

apă ce va contribui la producerea jivrajului la orificiile de eșapare a consumatorilor pneumatici.

Cantitatea de apă vehiculată pe rețea, la funcționarea ireproșabilă a separatoarelor, ar trebui evacuată în totalitate. Dar chiar în ipoteza unei întrețineri bune a separatoarelor, secțiunea

conductelor va fi redusă parțial atât datorită apei vehiculate între dispozitivele de separare cât mai ales datorită pastei ce se formează prin amestecarea apei și uleiului cu praful și rugina existente în conductele de aer comprimat.

Efectul reducerii secțiunii crește parabolic cu scăderea diametrului, în cazul unor rețele pneumatice miniere aflate de 5 ani în exploatare se constată o obturare absolută cuprinsă între 100 și 300 mm².

Experiențele evidențiază faptul că un grad egal de obturare al conductei se traduce într-o scădere procentuală relativă, diferențiată, a capacității de transport a conductei și respectiv într-o creștere relativă variabilă a căderii de presiune, determinată de obturarea relativă diferențiată a secțiunii pentru o serie de diametre.

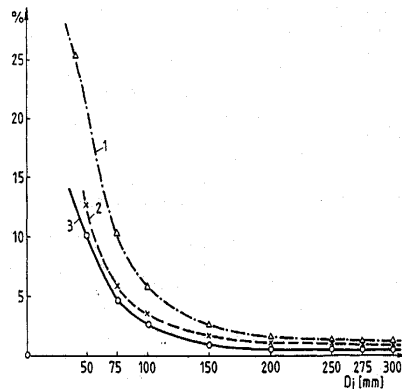


Fig. 3. Variația procentuală a debitului Q și a căderii de presiune Δp la diferite grade de obturare relativă a conductelor.

În figura 3, curbele 1, 2 și 3 au următoarea semnificație: 1 - creșterea lui Δp la $Q = \text{const.}$, la o obturare absolută de 200 mm²; 2 - reducerea lui Q la $\Delta p = \text{const.}$, la o obturare absolută de 200 mm²; 3 - variația procentuală a gradului de obturare a secțiunii, la o obturare absolută de 200 mm², pentru diferite diametre.

Pe baza figurii 3, considerând câteva cazuri concrete de rețele pneumatice branșate fiecare în parte la câte un compresor L 100, calculând mediile ponderate după lungime a majorării pierderilor de presiune și a reducerii capacității de transport datorită prezenței umidității în aerul comprimat, vom obține valorile:

$$\Delta p = 3,3 \% \text{ și } \Delta Q_m = 1,845 \%$$

Dacă presiunea medie relativă din rețea $p_m = 4,5$ bar, la care corespunde debitul $Q = 0,30$ m³/s ($Q_N = 85$ m³/min) și presiunea absolută $p_a = 5,446$ bara, rezultă:

$$\Delta p_m = 0,180 \text{ bar și } \Delta Q_m = 0,0065 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Prezența umidității în aerul comprimat duce la diminuarea puterii curentului de aer comprimat cu:

$$\Delta N_{r,p} = Q \cdot \Delta p_m + p_m \Delta Q_m = 8,325 \text{ [kW]}$$

Puterea absorbită din rețeaua electrică pentru compensarea acestei pierderi va fi:

$$\Delta N_{r,p,el} = \frac{\Delta N_{r,p}}{\eta_{ad} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_a \cdot \eta_{tr}} = 19,6 \text{ [kW]}$$

unde: $\eta_{tr} = 0,6$ – randamentul rețelei pneumatice.

Procentual, pierderea de putere cauzată de umiditatea aerului comprimat va fi:

$$\Delta N_{r,p,p} = \frac{\Delta N_{r,p,el}}{N_{um}} \cdot 100 = 3,31 \%$$

4. EFECTUL UMIDITĂȚII ASUPRA PROCESELOR DIN CONSUMATORII PNEUMATICI

Datorită umidității aerului comprimat, la eșapamentul utilajelor pneumatice, vaporii de apă din aer, la răcirea aerului umed sub punctul de rouă, se condensează, separându-se inițial sub formă de picături de apă, iar la $t < 0^\circ\text{C}$, sub formă de zăpadă sau gheață.

Destinderea aerului la eșapare răcește amestecul până la temperaturi de evacuare de $-(20...30)^\circ\text{C}$. La viteze mari de curgere, în interiorul camerei de lucru, procesul de condensare și de înghețare nu are timp să se producă. La ieșirea, în canalul de evacuare, fiecare parte a acestuia, în special pereții curbați, oferă gheții posibilitatea de depunere, în acele zone în care transmiterea căldurii din exterior spre interior nu este posibilă sau este insuficientă.

Aceste procese, cunoscute sub denumirea de jivraj, duc la obturarea treptată a canalelor de evacuare, puterea motorului scăzând corespunzător, până când gheața este ruptă brusc și expulzată.

În funcție de gradul de saturare a aerului comprimat, cantitatea de gheață formată la destinderea unui kilogram de aer este de 5 - 20 grame.

Pericolul de jivraj crește cu randamentul mașinii (mărimea detentei aerului) și scade cu creșterea suprafeței, respectiv a greutateii specifice a motorului. De aceea, la mașinile rapide sunt necesare măsuri mai cuprinzătoare de combatere a jivrajului decât la mașinile lente.

Pentru aprecierea cantitativă, din punct de vedere energetic, a efectelor umidității din aerul comprimat asupra consumatorilor pneumatici, vom considera următoarele:

- presiunea medie absolută la consumatori, $p = 4$ bara;
- exponentul destinderii adiabatică, $k = 1,4$;
- presiunea barometrică, $B = 0,946$ bar;
- temperatura medie a aerului comprimat, $T_1 = 283$ K;
- obturarea relativă a secțiunii de eșapare, fie datorită jivrajului, fie datorită apei provenite din condensare, o aproximăm la 15%.

Utilizând expresia ecuației continuității la curgerea prin orificii și ajutaje:

$$\Omega \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \Omega \cdot \Psi \cdot \sqrt{2 \frac{p_1}{v_1}} = \text{const.}$$

$$\text{unde funcția } \Psi = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

Marcând cu indicele 0 mărimile corespunzătoare secțiunii de eșapare parțial obturate, vom obține:

$$\frac{\Omega_0}{\Omega} = 0,85; \quad \frac{\Psi_0}{\Psi} = 1,17; \quad \frac{p_0}{B} = 1,48; \quad p_0 = 1,4 \text{ bar}$$

Aplicând relația de calcul a puterii teoretice a motoarelor pneumatice care funcționează după un ciclu fără expansiune:

$$N = MRT_1 \cdot \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right)$$

vom avea pentru cazul în care în secțiunea de eșapare $p_2 = B$ (secțiune liberă):

$$N_1 = \frac{Q_N - \Delta Q_N}{60} \cdot \rho_N \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(1 - \frac{B}{p_1} \right) = 93,545 \text{ [kW]}$$

iar pentru cazul în care în secțiunea de eșapare $p_2 = 1,4$ bara (obturare relativă 15%):

$$N_2 = 79,639 \text{ [kW]}$$

În calculele lui N_1 și N_2 am considerat debitul de aer vehiculat prin consumatori, în ipoteza unor pierderi de debit până la consumatori de 30%.

Pierdere de putere la consumatorii pneumatici datorită umidității din aerul comprimat, în condițiile unei obturări relative de 15% la eșapare, transformată în pierdere de putere absorbită din rețea, va avea valoarea:

$$\Delta N_{\text{cons.el.}} = \frac{N_1 - N_2}{\eta_{\text{ad}} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_a \cdot \eta_{\text{tr}}} = 32,7 \text{ [kW]}$$

iar procentual:

$$\Delta N_{\text{cons.p.}} = \frac{\Delta N_{\text{cons.el.}}}{N_{\text{um}}} \cdot 100 = 5,53\%$$

Pentru evitarea pătrunderii în motoarele pneumatice a apei și a particulelor solide vehiculate odată cu aerul comprimat pe rețea, înaintea consumatorilor pneumatici se montează filtre-separatoare.

Aceste filtre-separatoare introduc pierderi de presiune (filtru curat 0,01 - 0,08 bar; filtru îmbăscit 0,3 - 0,4 bar) și pierderi de debit - (5 - 10%). Acceptând o pierdere medie de presiune $\Delta p = 0,1$ bar și o pierdere medie de debit $\Delta Q = 8\%$, în condițiile unui debit de alimentare a consumatorilor $Q_m = 0,306 \text{ m}^3/\text{s}$ la presiunea relativă $p_m = 3,054$ bar, vom obține valoarea pierderilor de putere datorită filtrelor-separatoare:

$$\Delta N_s = Q_m \cdot \Delta p + p_m \Delta Q = 9,17 \text{ [kW]}$$

Pierdere de putere absorbită din rețeaua electrică:

$$\Delta N_{\text{s.el.}} = \frac{\Delta N_s}{\eta_{\text{ad}} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_a \cdot \eta_{\text{tr}}} = 21,58 \text{ [kW]}$$

iar exprimată procentual:

$$\Delta N_{\text{s.p.}} = \frac{\Delta N_{\text{s.el.}}}{N_{\text{um}}} \cdot 100 = 3,65\%$$

5. CONCLUZII

Pe baza calculelor anterioare, în situația instalației pneumatice alese pentru exemplificare, pierderile de putere (fără contribuția pompei de răcire) datorate umidității aerului comprimat vor fi:

- pierdere de putere pneumatică $\Delta N_{\text{ac}} = 36,39 \text{ kW}$;
- pierdere de putere electrică $\Delta N_{\text{el}} = 80,94 \text{ kW}$;
- pierdere procentuală de putere $\Delta N_p = 13,68\%$.

Ținându-se seama de inconvenientele introduse în instalațiile pneumatice miniere de umiditatea aerului comprimat, s-au preconizat o serie de măsuri tehnice destinate diminuării efectelor umidității sau eliminării umidității din aerul comprimat.

Printre măsurile destinate diminuării efectelor umidității putem menționa:

- reglarea debitului apei de răcire în scopul asigurării unei eficiențe maxime a răcitorului final;
- curățirea periodică a răcitoarelor finale;
- construcția utilajelor pneumatice cu eșapare scurtă și de secțiune mare;
- utilizarea dispozitivelor de coborâre a punctului de congelare, prin pulverizare de alcool etilic în aerul umed comprimat;
- utilizarea unor agregate frigorifice sau substanțe higroscopice și absorbante.

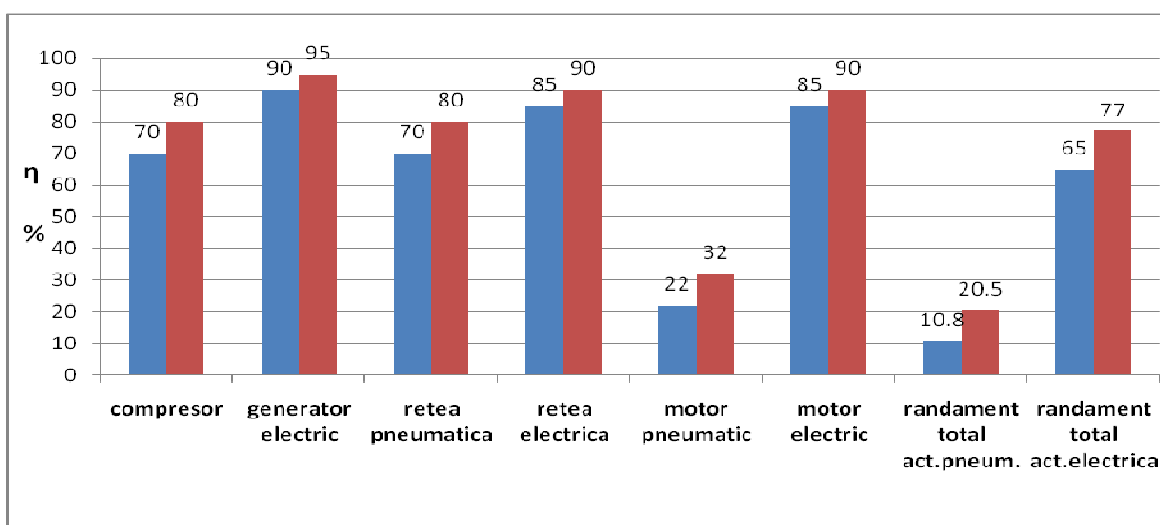


Fig. 4. Grafic comparativ a randamentelor energetice aferente sistemelor pneumatice și electrice

Tabel 1

Măsuri pentru a reduce consumul de energie	Procentul în care măsura este aplicabilă și rentabilă	Procentul de reducere a consumului de energie	Contribuția potențială a măsurii propuse - 2x3
1	2	3	4
Modernizarea sistemului existent sau instalarea unui nou sistem			
Perfecționarea motoarelor (motoare cu randament mare)	25 %	2 %	0,5 %
Perfecționarea motoarelor (motoare cu turație variabilă)	25 %	15 %	3,8 %
Perfecționarea compresoarelor	30 %	7 %	2,1 %
Utilizarea sistemelor de monitorizare și control	20 %	12 %	2,4 %
Recuperarea căldurii pentru alte utilizări	20 %	20 %	4,0 %
Perfecționarea sistemului de răcire, uscare și filtrare	10 %	5 %	0,5 %
Utilizarea unor sisteme multipresiune	50 %	9 %	4,5 %
Reducerea pierderilor fluidodinamice	50 %	3 %	1,5 %
Perfecționarea consumatorilor pneumatici	5 %	40 %	2,0 %
Exploatare și mentenanță			
Reducerea pierderilor de aer prin neetanșeități	80 %	20 %	16 %
Înlocuirea mai frecventă a filtrelor	40 %	2 %	0,8 %
TOTAL			38,1 %

Pierderile provocate de umiditate sunt comparate cu celelalte categorii de pierderi specifice sistemelor pneumatice (fig.4. și tabelul I.). Valorile prezentate în lucrare sunt utile pentru evaluarea utilității măsurilor de majorare a eficienței energetice a sistemelor pneumatice.

REFERINȚE

- [1] I.I. Irimie, I. Matei – *Gazodinamica rețelelor pneumatice*. Editura Tehnică, București 1994.
- [2] P. Radgen, E. Blaustein – *Compressed Air Systems in the European Union*. LOG_X Verlag GmbH, Stuttgart 2001.
- [3] D.C. Petrelean – *Compresoare elicoidale*. Editura Tehnica-Info – Chișinău, 2006.
- [4] I. Doșa – *Energetica rețelelor pneumatice*, Editura TehnoArt Petroșani, 2003.

METODĂ DE ESTIMARE A CONSUMURILOR DE GAZE NATURALE FOLOSIND PROFILELE DE SARCINĂ ALE CLIENTILOR

Sorin NEACȘU¹, Cristian EPARU¹, Constantin STOICA¹, Alina RUSU², Ana OLTEANU¹

¹ Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, Ploiești, România.

² E-on Gaz România, Târgu Mureș, România.

Rezumat. Conform Codului Rețelei – legislația în domeniul transportului și distribuției gazelor naturale – companiile de distribuție sunt obligate să estimeze consumurile clienților pentru care nu se face citirea zilnică a contoarelor. Aceste estimări sunt folosite pentru a nominaliza cantitățile de gaze ce vor trebui achiziționate pentru clienții companiei. În lucrare sunt prezentate principalele tipuri de profile de sarcină folosite de companiile de distribuție și metodologia prin care se pot determina aceste profile.

Cuvinte cheie: gaz, consum, profil

Abstract. According to the Network Code – the law in the field of transport and distribution of natural gases – distribution companies are obliged to estimate the consumption of customers for whom the daily meters are not read. These estimates are used to nominate the gas quantities that will be purchased for the customers of the company. The paper presents the main types of profiles used by the distribution companies and the methodology by which one can determine these profiles.

Keywords: gas, consumption, profile

1. NOȚIUNI GENERALE

O dată cu intrarea în vigoare a Codului rețelei la 01.07.2009, furnizarea gazelor către clienți, consumatori finali este supusă unor noi reguli. Companiile de distribuție de gaze sunt obligate să comande și să cumpere gazele necesare consumului clienților. Deoarece livrarea gazelor este un proces dinamic care se desfășoară prin intermediul rețelelor de transport și distribuție gaze, supuse unor reguli bine definite prin legislația în vigoare, companiile de distribuție trebuie să preia zilnic cantitățile de gaze nominalizate în prealabil. Diferența între cantitățile de gaze nominalizate și preluate este penalizată.

Reglementările din piața de gaze obligă companiile de distribuție să realizeze niște metodologii cât mai exacte care să permită estimarea consumurilor de gaze pentru clienții, în baza cărora să se poată realiza estimările de consum zilnice, lunare sau anuale.

Fiecare client este încadrat într-o categorie de comportament de consum, pentru care se realizează un profil de consum sub forma unei funcții de sarcină. În baza acestui profil calibrat pentru fiecare consumator se poate estima

consumul de gaze zilnic (lunar și anual) al clientului. Necesarul de gaze naturale pentru o anumită arie acoperită de un sistem de distribuție se poate estima prin însumarea profilelor de consum pentru toți consumatorii din zona respectivă.

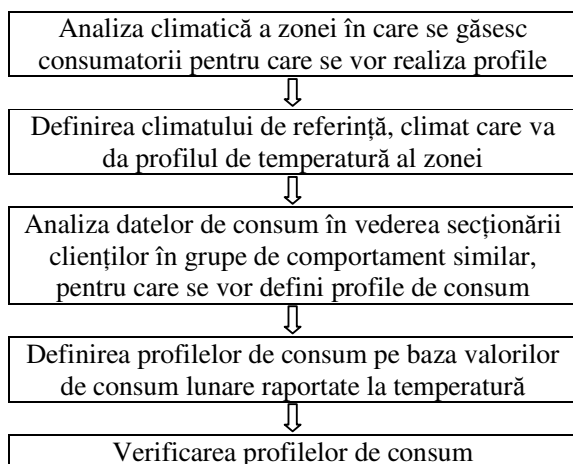
Materialul prezentat în această lucrare reprezintă o metodologie de profilare a consumatorilor de gaze naturale dezvoltată de un colectiv de la UPG Ploiești condus de conf. dr. ing. Sorin Neacșu solicitată de compania E-ON Gaz Distribuție, metodologie aflată în curs de implementare.

2. ETAPELE NECESARE REALIZĂRII PROFILELOR

Pentru realizarea unui profil de consum, din analiza datelor trebuie să se definească criterii care să permită împărțirea în grupe a clienților cu un comportament de consum asemănător. Pentru fiecare grupă se va realiza un profil de consum. Profilul de consum reprezintă o funcție care are ca variabilă temperatura și permite calcularea volumelor (puterilor) zilnice consumate. Din această cauză pentru a deveni funcțional profilul

de consum i se asociază un profil de temperatură sub forma unui vector cu temperaturi zilnice definit pe baza climei de referință pentru zona geografică în care se găsesc consumatorii.

Etapele care trebuie parcurse pentru definirea profilelor sunt prezentate în schema de mai jos.



3. ANALIZA CLIMATICĂ A REGIUNII GEOGRAFICE ÎN CARE SE GĂSESC CLIENȚII COMPANIEI DE DISTRIBUȚIE

Analiza climatică se face pe baza valorilor zilnice de temperatură culese de la stațiile meteo din regiune. Pentru această analiză am avut la dispoziție valorile zilnice de temperatură din anii 2007, 2008 și medii pe 30 ani de la 42 stații meteorologice.

Analiza climatică se face astfel:

- a) Pentru toate stațiile care fac obiectul analizei se determină valorile temperaturilor medii lunare. Pentru zona analizată se determină o temperatură medie pentru fiecare lună a intervalului analizat, făcând media temperaturilor lunare de la toate stațiile meteo..

- b) Se definește temperatura normalizată a lunii respective astfel:

T_{ij} – temperatura medie a lunii i de la stația meteo j ;

T_{ANj} – temperatura medie a anului care conține luna i de la stația meteo j ;

$T_{Ni,j} = \frac{T_{i,j}}{T_{ANj}}$ – temperatura lunii i de la stația meteo j normalizată.

Pentru fiecare lună din intervalul analizat se calculează o temperatură medie de referință. Fie

T_{Ri} – temperatura de referință a lunii i ;

$T_{Ri} = \sum_{j=1}^M T_{Ni,j}$, $j = 1, 2, \dots, M$; M – numărul de stații meteo.

- c) Dacă se reprezintă grafic temperaturile medii de referință ale zonei climatice și față de aceasta se definește un interval simetric cu o lățime de $3K$, adică $T_{Ri} + 1,5$ și $T_{Ri} - 1,5$, rezultă o bandă climatică (figura 1) care definește clima de referință a intervalului analizat.

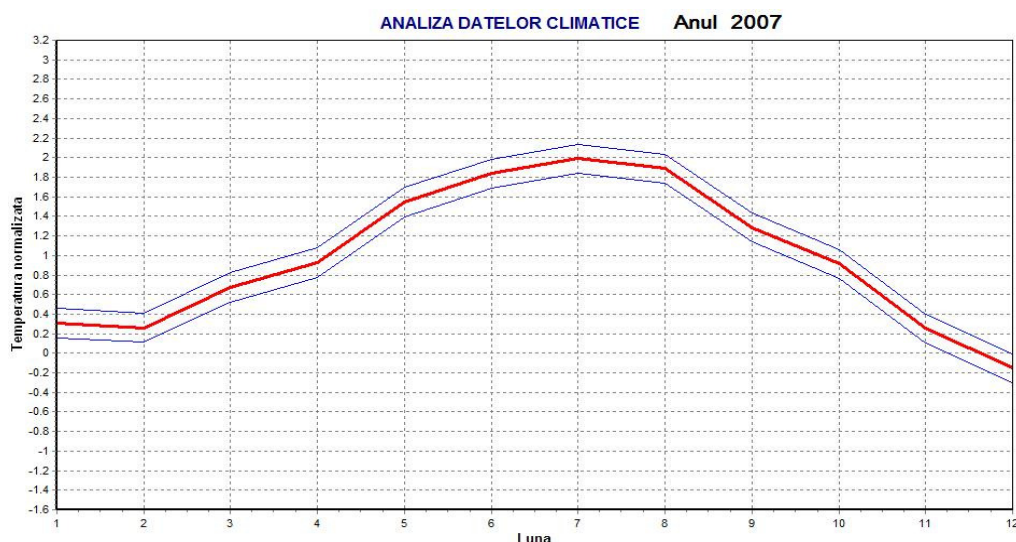


Fig. 1. Banda climatică pentru anul 2007

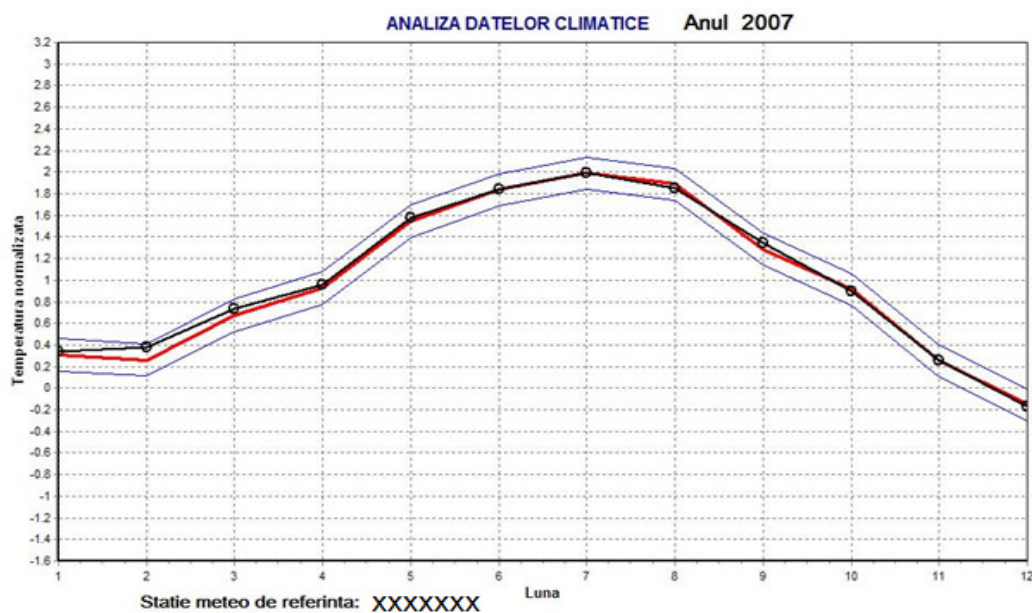


Fig. 2. Stația meteo pentru climatul de referință

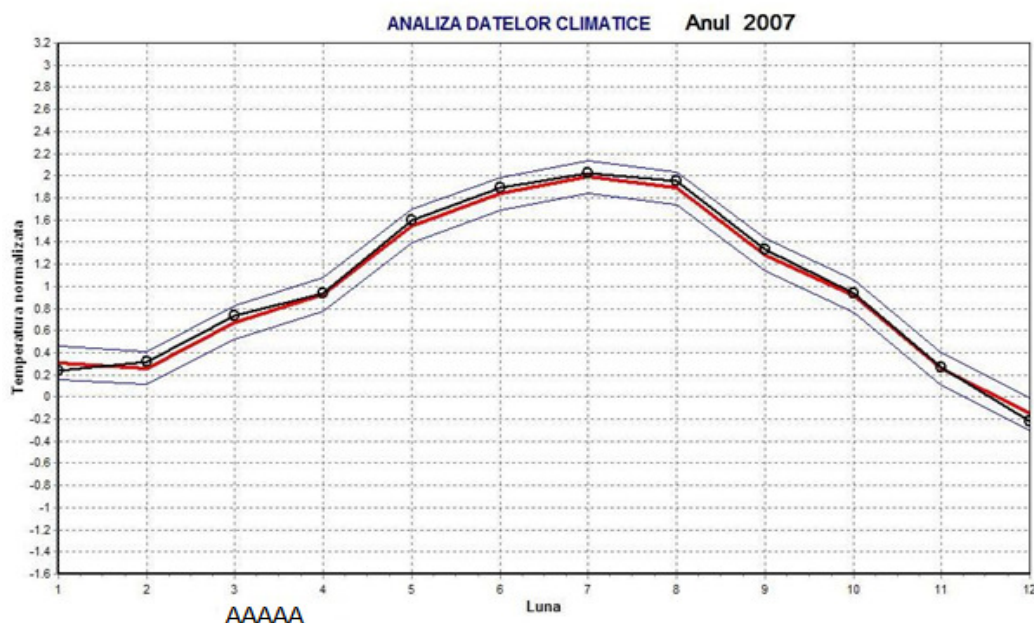


Fig. 3. Stația meteo care se încadrează în climatul de referință

- d) În continuarea analizei pentru fiecare stație meteo, pentru intervalul climatic analizat se verifică dacă profilul lunar al valorilor temperaturilor normalizate se încadrează în banda respectivă sau nu.
- e) *Alegerea climei de referință.* Din compararea variațiilor temperaturilor normalizate medii lunare pentru fiecare stație meteorologică din zona geografică aleasă se determină curba care este cea mai

aproape de curba temperaturilor medii de referință. Criteriul care s-a utilizat pentru a determina curba de temperatură care este cea mai aproape de climatul de referință a fost *metoda celor mai mici pătrate*.

Stația meteo pentru care profilul de temperatură este cel mai apropiat de profilul de referință poate fi aleasă ca stație meteo pentru clima de referință, iar variația zilnică a temperaturilor constituie în acest caz profilul temperaturilor de referință.

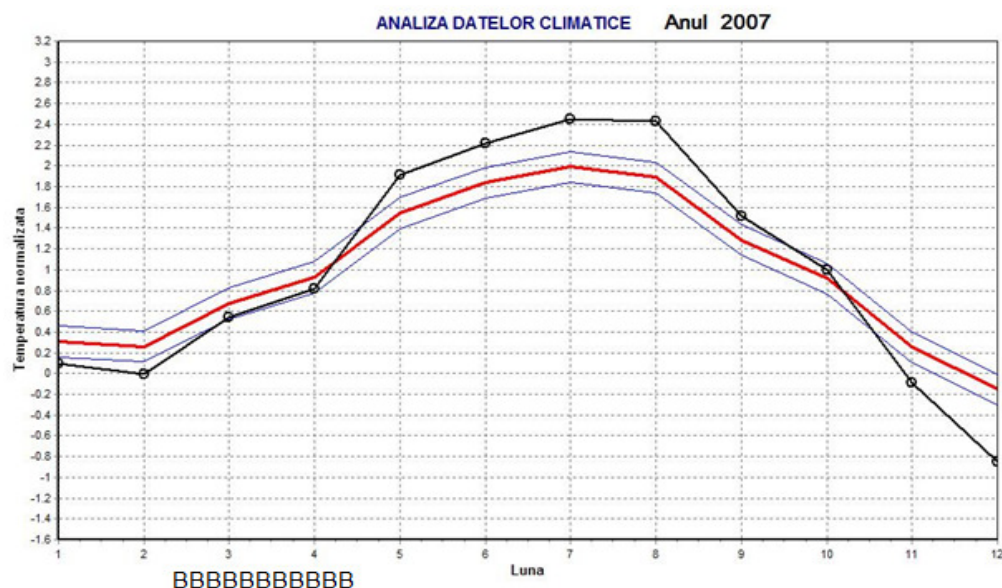


Fig. 4. Stație meteo cu anomalie climatică

Pentru fiecare analiză se determină stația meteo pentru climatul de referință și stațiile cu anomalii climatice, stații care nu se încadrează în intervalul climatic.

4. DEFINIREA PROFILELOR DE CONSUM

Prin profil de consum se înțelege o funcție care depinde de temperatura zilnică, cu ajutorul căreia se poate estima volumul de gaze (sau puterea) consumat de un client. Pentru realizarea acestor funcții se pleacă de la analiza consumurilor

realizate de un eșantion de clienți reprezentate funcție de temperaturile intervalelor în care s-au produs acestea, figura 5.

Prin diverse metode matematice se pot defini, pe baza punctelor din figura 5 funcții care să aproximeze tendințele de consum.

Din informațiile publice provenite de la diverse colective de cercetare care s-au ocupat de profile pentru descrierea tendințelor de consum reprezentate de punctele din figura 5 se utilizează câteva categorii de funcții.

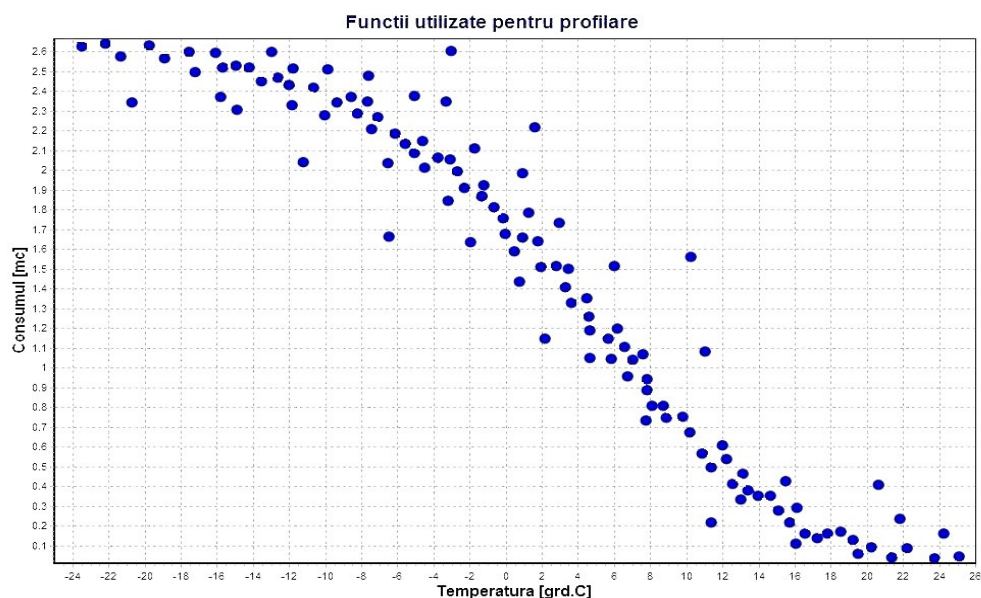


Fig. 5. Analiza consumului funcție de temperatură

a) Profilul liniar

S-a constatat că în general, consumul de gaze crește proporțional cu temperatura începând de la o anumită valoare a temperaturii, 16°C. În acest caz se definește un consum de bază neafectat de temperatură și un profil liniar variabil cu temperatura, având o pantă negativă deoarece consumul crește odată cu scăderea temperaturii.

Acest tip de profil este ușor de definit și de

implementat în programele de gestionare automată a datelor.

Deficiența acestui profil constă în faptul că la temperaturi scăzute volumele estimate cu acest tip de profil sunt mai mari decât cele reale. S-a constatat că pe măsură ce temperatura scade cantitatea de gaze folosită de regulă pentru încălzirea locuinței se plafonează, fapt ce nu poate fi descris corect de acest tip de profil.

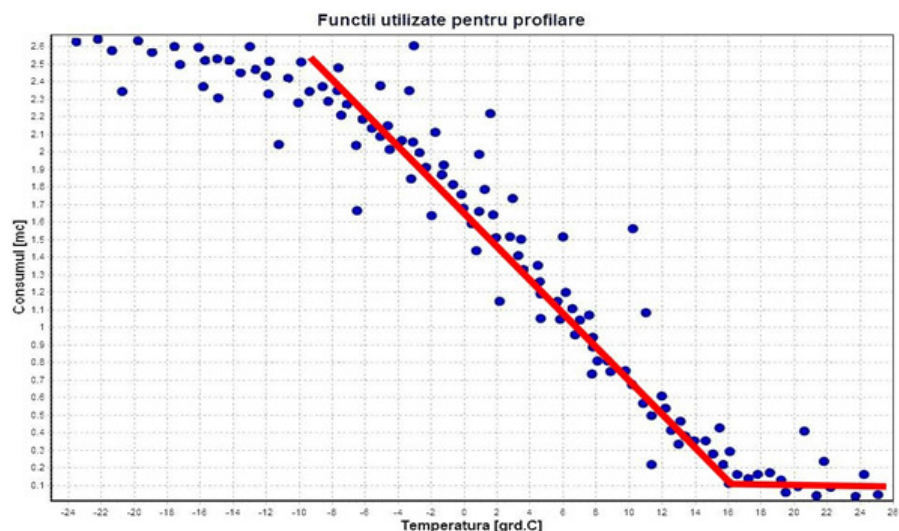


Fig. 6. Profilul liniar

O altă problemă ridicată de acest profil constă în faptul că punctul de intersecție al celor două drepte trebuie definit pentru fiecare zonă climatică în parte.

b) Profilul liniar format din trei segmente

O descriere mai corectă a tendinței de consum cuprinsă în seria de puncte experimentale poate fi

făcută cu un profil liniar alcătuit din 3 segmente. Acesta descrie mai corect tendințele de consum dar, practic acest profil este compus din 3 profile liniare, lucru ce constituie o complicație majoră atât în definirea funcțiilor și mai ales a cât și în partea de implementare.

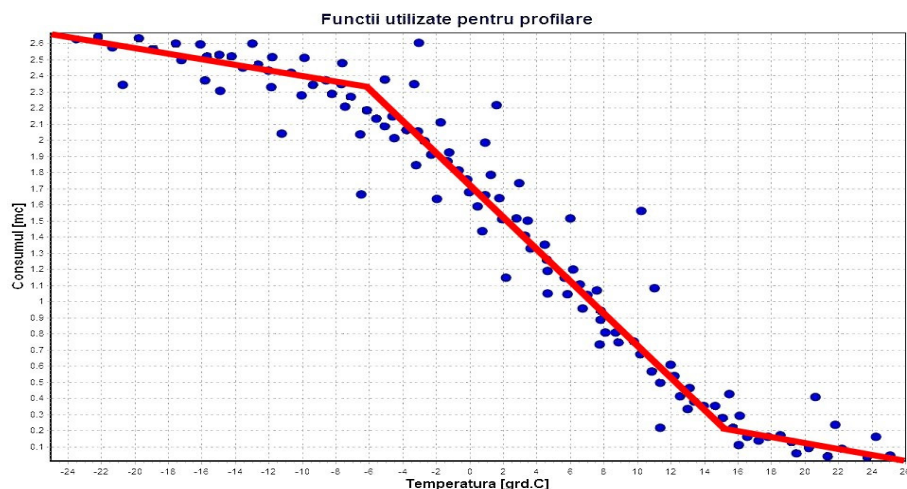


Fig. 7. Profilul liniar alcătuit din 3 segmente

c) Profilul de tip sigmoid

Acesta este format dintr-o singură funcție care descrie cel mai bine tendințele de consum

conținute de seria de puncte experimentale. Pentru E-ON Gaz Distribuție s-a ales să se construiască profile de consum de tip sigmoid.

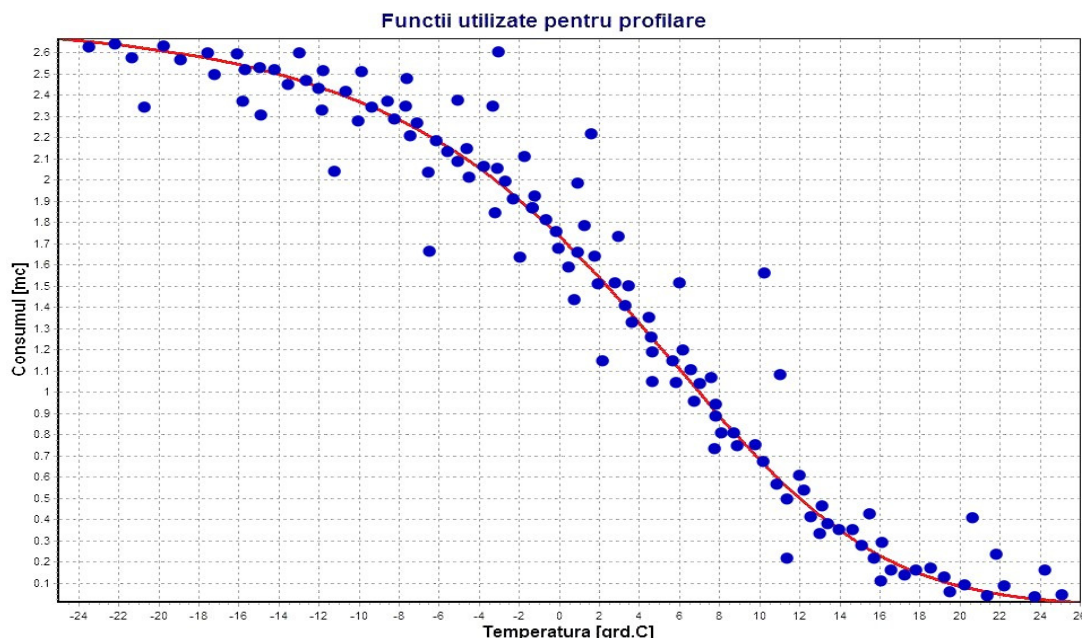


Fig. 8. Profilul sigmoid

4.1. Metoda de construire a unui profil bazat pe valorile lunare de consum

4.1.1. Selectarea și pregătirea datelor eșantionului de consumatori care se profilează

Din baza de date se citesc valorile lunare ale consumului lunar pentru fiecare instalație/client. Se citesc valorile numai pentru instalațiile care apar în toate lunile intervalului indiferent de consumul înregistrat.

Pentru a se corela consumurile de gaze cu temperaturile s-au grupat consumatorii din toate localitățile arondate unei stații meteo care măsoară profilul de temperatură al zonei. Deoarece numărul de instalații diferă de la lună la lună s-a definit consumul mediu lunar de gaze al zonei respective pentru luna i astfel

$$V_{ml,i} = \frac{\text{Volumul total din luna } i}{\text{Numărul total de instalații din luna } i} \quad (1)$$

Rezultă astfel un consum mediu lunar pentru cele 12 luni ale intervalului analizat.

$$V_{ml,i} \quad i = 1, 2, \dots, 12 \quad (2)$$

Pentru a se putea compara consumurile din

diverse zone s-a utilizat metoda de normalizare propusă de profesorul Geiger. Astfel pentru fiecare client s-a calculat volumul de gaze consumat anual

$$V_{anu} = \sum_{i=1}^{12} V_{ml,i} \quad (3)$$

Cu această valoare s-a definit un volum mediu lunar teoretic.

$$V_{mt} = \frac{1}{12} V_{anu} \quad (4)$$

Volumul normalizat al lunii i este

$$V_{nl,i} = \frac{V_{ml,i}}{V_{mt}} \quad (5)$$

Având în vedere aceste mărimi definite anterior, valorile individuale ale consumurilor lunare ale fiecărui client au fost normalizate conform procedurii de mai sus astfel încât formula (5) utilizată pentru definirea volumului mediu lunar normalizat al zonei devine

$$V_{NL,i} = \frac{\sum_{j=1}^{Nr.inst} V_{NL,i,j}}{Nr.inst} \quad (6)$$

unde $Nr.inst$ reprezintă numărul total de instalații din localitățile arondate stației meteo care apar în luna i .

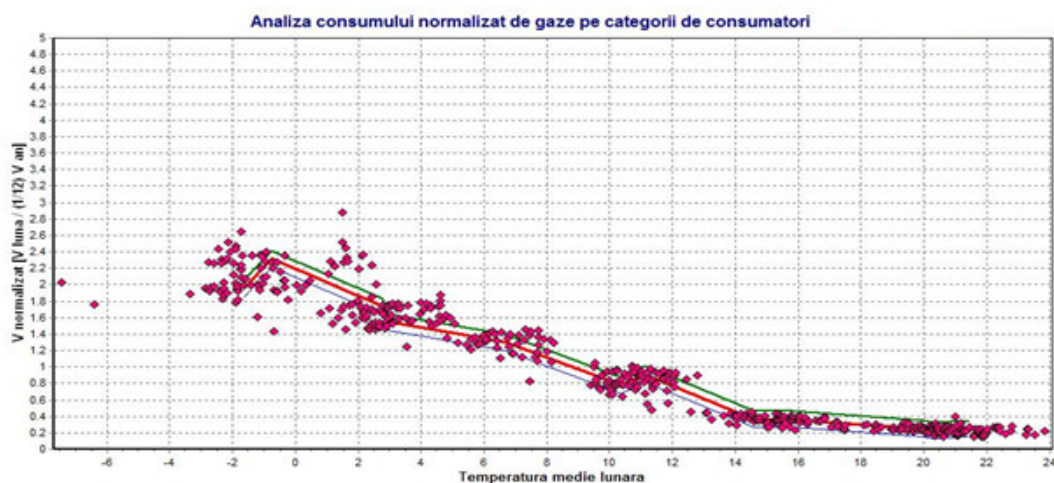


Fig. 9. Analiza consumului normalizat

4.1.2. Determinarea tendințelor principale din datele clienților

Din grupul de date, figura 9, care reprezintă variația volumelor lunare normalizate cu temperatura se definesc două tendințe principale de evoluție. Pentru temperaturi mai mari de 16°C se definește o funcție pentru variația volumelor cu temperatura, porțiune în care variația este redusă. Pentru temperaturi mai mici de 16°C de la care se consideră că volumele de gaze se utilizează pentru încălzire, se definește o altă funcție cu o pantă mai mare.

Cele două tendințe s-au reprezentat prin două funcții liniare ai căror coeficienți s-au calculat prin metoda celor mai mici pătrate (regresie liniară). Rezultatele sunt prezentate în figura 10.

4.1.3. Determinarea profilului

Profilul consumatorului din categoria aleasă este de tipul sigmoid, h , relația (7). Determinarea acestui profil înseamnă calcularea coeficienților curbei A, B, C și D. T_0 reprezintă temperatura de referință.

$$h = \frac{A}{1 + \left(\frac{B}{T - T_0}\right)^C} + D \quad (7)$$

Valorile coeficienților funcției sigmoide s-au determinat pe baza valorilor normalizate ale consumului funcție de temperatură.

Rezultatele determinării coeficienților sigmoidei sunt prezentați în figura 10.

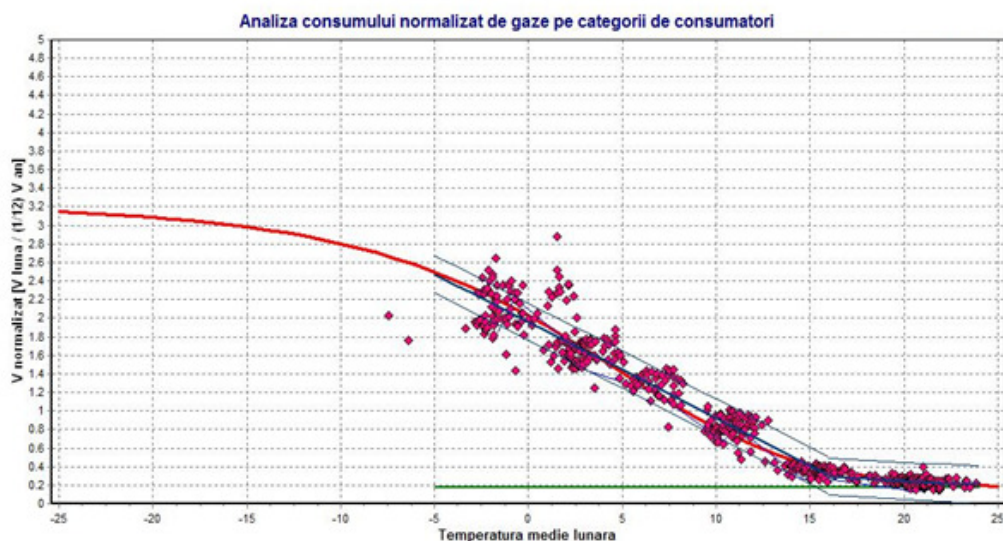


Fig. 10. Determinarea coeficienților

4.2. Verificarea profilului

Profilul de consum reprezintă o funcție pe baza căreia se pot estima volumele zilnice consumate de un client asociat grupei respective.

Pentru a fi funcțional profilul de consum ar trebui să i se asocieze un profil de temperatură ce reprezintă profilul climatic de referință. Pentru calculul volumului zilnic alocat cu ajutorul profilului se utilizează formula

$$V_{Azi} = h(T) \frac{V_{AN}}{C} \quad (8)$$

unde C este o constantă și V_{AN} reprezintă volumul anual de gaze consumat de client.

Verificarea profilului s-a făcut determinând consumurile clienților pe baza profilului și comparându-le cu consumurile realizate. Pentru a se putea face analiza pe toți clienții arondați la o stație meteo s-a calculat o eroare medie ponderată. Ponderarea s-a realizat în funcție de volumul consumat de client.

Ca exemplu este prezentată variația erorii de profilare pentru luna februarie 2008 pentru fiecare zona climatică asociată diverselor stații meteo, figura 11.

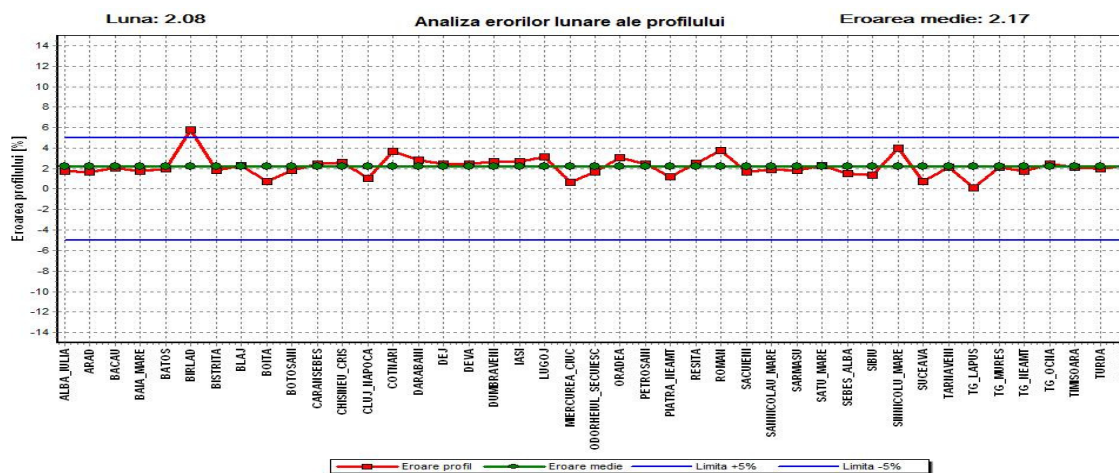


Fig. 11. Variația erorii de profilare

5. CONCLUZII

În cadrul colectivului care se ocupă de Profilele de consum din cadrul Catedrei de Hidraulică, Termotehnică și Inginerie de zăcământ al Universității Petrol-Gaze din Ploiești s-a realizat o metodologie care permite din analiza datelor de consum lunare și a datelor climatice să se realizeze profile de consum de tip sigmoid.

Analiza erorii profilului prezentat arată că aceasta este mai mică de 5%, deci peste 95% din volumele calculate cu acesta se încadrează în plaja de $\pm 5\%$.

Această metodologie de profilare se aplică din anul 2010 pentru clienții E-ON Gaz Distribuție,

urmând a se corecta coeficienții funcțiilor de profilare pe măsură ce apar date noi de consum.

BIBLIOGRAFIE

- [1] *** ERGEG principles: Capacity allocation and congestion management in natural gas transmission networks, 15 Jan 2008;
- [2] *** Capacity Allocation on European Gas Transmission Networks, Pilot Framework Guideline, 10 December 2009;
- [3] *** Capacity Allocation on European Gas Transmission Networks, Pilot Framework Guideline, 10 June 2010;
- [4] *** GTE comments on ERGEG "Gas Balancing" Discussion Paper (18 July 2005), 30 September 2005;
- [5] *** <http://www.anre.ro/documente.php?id=739>