

TEZĂ DE DOCTORAT

***„CONTRIBUȚII LA MIȘCAREA FLUIDELOR PRIN
POMPELE DE EXTRAȚIE A PETROLULUI”***

Conducător științific,

Prof. univ. habil. dr. ing. Florinel DINU

Doctorand,

Ing. Ion STOIAN-ALBULESCU

Rezumatul capitolului întâi

Mentenanța pompelor de extracție constituie o problemă practică importantă. În capitol sunt definite și sunt indicate relațiile de calcul pentru parametri care măsoară uzura prin adeziune și uzura prin abraziune. Tratamentele termochimice (borurarea și cromarea) pot asigura creșterea puternică a durtății și mărirea rezistenței la coroziune. Numeroase perfecționări ale coliviei în vederea scăderii uzurii bilei și a creșterii randamentului volumic au fost analizate. Autorul tezei a beneficiat de experiența practică a activității în domeniul extracție petrolului de trei decenii. În cadrul Schelei de Producție Băicoi au fost efectuate o serie de experimente în sonde Astfel, în paralel cu urmărirea efectului protecției catodice asupra cuplului cămașă (cilindru) – piston prin utilizarea anozilor activi, s-a avut în vedere și modul de comportare a scaunelor supapelor cu bilă tratate termochimic, realizate din oțel carbon borurat și/sau cromat. *Prin acest studiu s-a verificat presupunerea făcută de autor că prin mărirea durabilității supapelor, durabilitatea pompei crește mai mult, comparativ cu utilizarea metodei de creșterea a durabilității cuplului cămașă – piston.*

Sonda H Țintea, Obiectiv de exploatare Dacianul	
Date de producție și exploatare	Valoare
coloana de exploatare:	$D=6^{5/8}$ in;
oglanda de ciment:	$H_o=1360$ m;
intervalul perforat:	1346...1340 m; 1334...1328 m; 1324...1320 m;
pompă de extracție:	tip RLAC $2^{3/8} \times 1^{1/4} \times 12$;
adâncimea de fixare a pompei:	$H_p=1247$ m;
garnitura de prăjini de pompare:	$d_p=3/4$ in, $l_p=800$ m; $d_p=7/8$ in, $l_p=447$ m;
coloana de țevi de extracție:	$d_t=2^{7/8}$ in, $l_t=1247$ m;
unitatea de pompare:	UP 7 T – 2000 – 3500 M;
cursa și numărul de curse la capul de balansier:	$S=1500$ mm, $n=7,5$ cd/min;
debit de lichid extras:	$Q_l=2,0$ m ³ /zi;
impurități lichide:	$i=20$ %;
debit de țiței:	$Q_t=1,3$ t/zi.
rezultate	În sondă s-a introdus o pompă de extracție cu protecție catodică având scaunele ambelor supape – fixă și mobilă – tratate termochimic prin cromizare. Pompa a funcționat 103 zile față de o medie anuală de 51 zile, după care a fost extrasă din sondă.

Rezumatul capitolului al doilea

- Capitolul include relațiile de modelare a proceselor de curgere la deschiderea și închiderea supapei cu bilă în condițiile pompelor poziționate vertical sau înclinat.
- Simultan cu lovirea scaunului de către bilă se produce și un fenomen de abraziune a celor două piese, fenomen ce se accentuează în timp datorită creșterii pierderilor de fluid (scurgeri) din corpul pompei. Această pierdere de material se produce la contactul direct dintre bilă și scaun, loc în care se realizează și ciocnirea corpurilor.
- Relațiile originale deduse de autor includ timpul de deplasare al bilei în lichid la deschiderea și închiderea supapei și viteza de deplasare a bilei în lichid. Sunt efectuate determinări numerice referitoare la influența adâncimii sondei asupra timpului de deplasare al bilei și asupra vitezei acesteia.
- Este stabilită relația care determină volumul de lichid scurs printre bilă și scaunul supapei până la închiderea supapei.
- Cinematica bilei supapei fixe și a supapei mobile este influențată de poziția pe care o are pompa de extracție în sondă, verticală sau înclinată. Autorul stabilește valoarea unghiului critic de înclinare a pompei când bila, în cursa descendentă, lovește muchia superioară a conicității scaunului. În cazul depășirii unghiului critic de înclinare al pompei, șocurile repetate ale bilei pe muchia conicității scaunului conduc la distrugerea ambelor piese prin oboseală de contact.

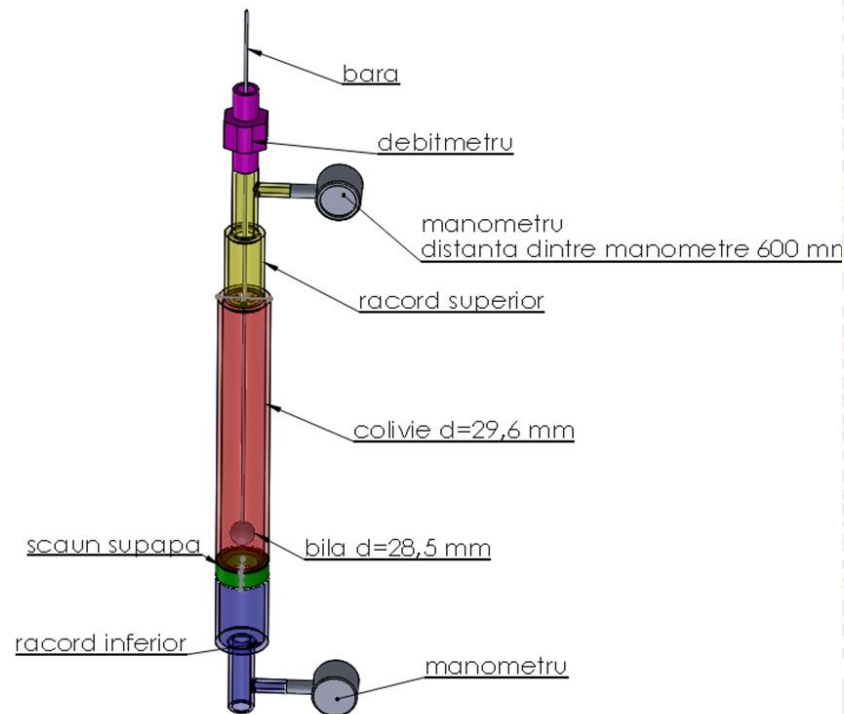
Rezumatul capitolului al treilea

- Autorul stabilește pe cale experimentală expresia coeficientului de rezistență la înaintare c_R pentru o sferă situată într-un spațiu limitat. Această expresie este stabilită pentru patru unghiuri de înclinare ale supapei. Cu cât regimul de curgere este mai intens cu atât coeficientul de rezistență hidraulică scade. Coeficientul de rezistență hidraulică (determinat experimental) maxim este de 4,5, iar cel minim de 1,3.
- Mărirea unghiului de înclinare reduce valorile coeficientului de rezistență hidraulică. Autorul stabilește relația coeficientul de rezistență hidraulică și într-o formă modificată care ține seama de raportul dintre diametrul bilei și diametrul coliviei. Astfel, relația poate fi utilizată pentru orice condiții de lucru care au în vedere atât dimensiunile și masa bilelor, cât și debitul și proprietățile fizice ale fluidelor (densitate, vâscozitate) care curg prin elementele pompelor de extracție.
- Tot pe cale experimentală autorul stabilește expresia coeficientului de viteză, element important pentru stabilirea legăturii dintre debitul real și teoretic al pompei de extracție. Coeficientul de viteză este determinat pentru diferite poziții ale bilei față de scaunul supapei, pentru ambele sensuri de curgere prin supapă. S-a constatat că, la distanțe mai mari de 6 mm ale bilei față de scaun, bila supapei nu mai influențează scurgerea fluidului din corpul coliviei pentru ambele sensuri de curgere.
- Autorul stabilește două corelații pentru determinarea coeficienților de compresibilitate pentru apă β_a și țitei β_t în funcție de temperatură, pentru un domeniu de presiuni de până la 150 bar.
- Utilizând relațiile experimentale determinate autorul elaborează un model complex în programul LMS AMESIM. Utilizarea modelului permite evidențierea debitului de pierderi prin spațiul dintre pistonul și cilindrul pompei. Modelul realizat, implică definirea proprietăților lichidului: vâscozitatea, modulul de elasticitate și densitate în concordanță cu valorile obținute prin experiment în raport cu temperatura și presiunea, grupate într-un fișier. În timpul deplasării pistonului, lichidul (în modelul dinamic) are caracteristici variabile care modifică condițiile de curgere. Utilizarea dependenței de temperatură și presiune a caracteristicilor lichidului și separarea spațiului dintre piston și cilindru în mai multe zone evidențiază diferența dintre valorile pierderilor comparativ cu un model cu o singură zonă de lichid.
- În cazul în care în conținutul țiteiului extras avem particule de nisip, acestea determină eroziunea pistonului a bilei și scaunului supapei. Pentru a modela eroziunea scaunului și a bilei supapei autorul a folosit un model tridimensional realizat în Solidworks și studiat în Flow Simulation. În acest fel se poate modela procesul de eroziune la nivelul bilei și al scaunului supapei.

Cap. 3 exemplificări: determinarea coeficientului de viteză

Relația coeficientului de viteză este:

$$c_v = \frac{Q_r}{Q_t}$$



Standul experimental.

Nr. Crt.	Sensul A				Nr. Crt.	Sensul B			
	h mm	Q _r l/h	p ₁ 10 ⁵ Pa	p ₂ 10 ⁵ Pa		h mm	Q _r l/h	p ₁ 10 ⁵ Pa	p ₂ 10 ⁵ Pa
1	1,5	200	0,23	0,2	1	1,5	200	0,22	0,19
2		265	0,39	0,28	2		265	0,36	0,25
3		355	0,59	0,44	3		315	0,5	0,34
4		430	0,82	0,61	4		385	0,75	0,49
5		500	1,3	0,77	5		430	0,93	0,57
6		555	1,28	0,95	6		485	1,18	0,7
7		620	1,52	1,14	7		515	1,38	0,78
8		645	1,65	1,25	8		545	1,57	0,88
9		670	1,78	1,36	9		555	1,65	0,92
10		690	1,88	1,46	10		580	1,8	1

Înălțimea de ridicare a supapei h, mm	Coeficientul de viteză, -
pentru sensul A de mișcare a fluidului	
1,5 mm	$c_v = 2 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 0,0093$
3,0 mm	$c_v = -8 \cdot 10^{-8} \cdot Re + 0,0156$
6,0 mm	$c_v = 8 \cdot 10^{-8} \cdot Re + 0,0206$
pentru sensul B de mișcare a fluidului	
1,5 mm	$c_v = -2 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 0,0098$
3,0 mm	$c_v = -10^{-7} \cdot Re + 0,018$
4,5 mm	$c_v = -8 \cdot 10^{-8} \cdot Re + 0,0284$

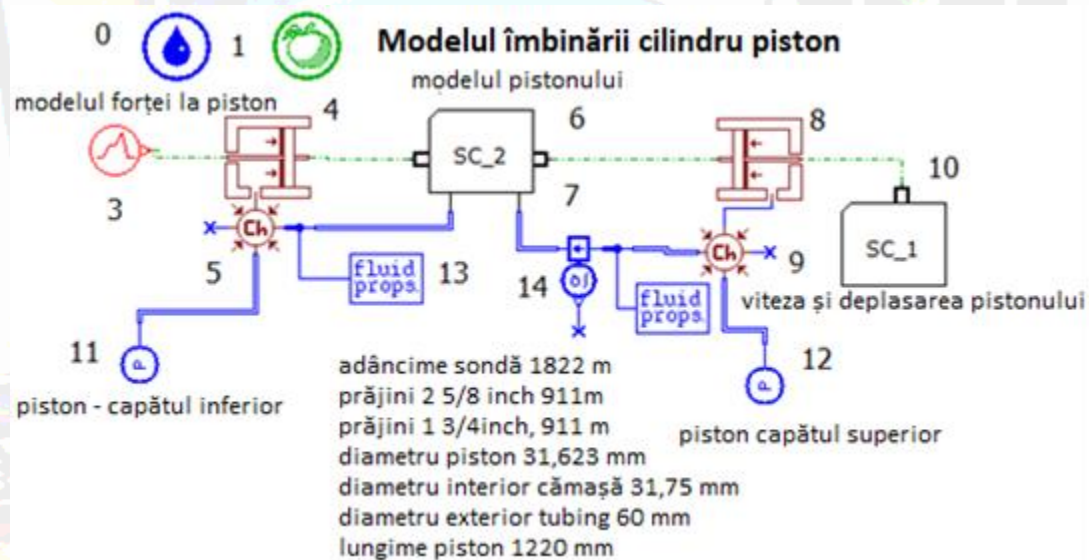
Cap. 3 exemplificări: determinarea căderii de presiune prin supapă

Experimentele efectuate au arătat că valorile coeficienților de viteză sunt practic constante, ceea ce confirmă unele rezultatele din literatura de specialitate. Se constată că la distanțe mici dintre bilă și scaun, coeficienții de viteză prezintă cele mai mici valori, iar în cazul în care bila etanșează pe scaun, coeficientul de viteză este nul. *Practic s-a observat că, pentru valoarea $h = 6 \text{ mm}$, (la distanțe mai mari de scaun), bila supapei nu mai influențează scurgerea fluidului din corpul coliviei atât pentru sensul **A**, cât și pentru sensul **B**.*

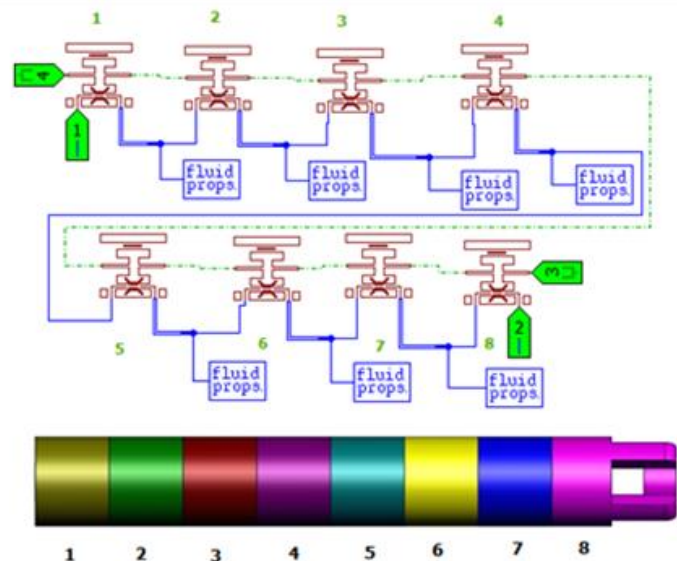
Căderea de presiune prin supapă determinată experimental poate fi apreciată în funcție de debitul care trece prin supapă:

Înălțimea de ridicare a supapei h , mm	Căderea de presiune Δp , bar
pentru sensul A de mișcare a fluidului	
1,5 mm	$\Delta p = 8 \cdot 10^{-4} \cdot Q_r - 0,1279$
3,0 mm	$\Delta p = 4 \cdot 10^{-5} \cdot Q_r + 0,0141$
6,0 mm	$\Delta p = 4 \cdot 10^{-5} \cdot Q_r - 0,0053$
pentru sensul B de mișcare a fluidului	
1,5 mm	$\Delta p = 9 \cdot 10^{-9} \cdot Q_r^3 - 6 \cdot 10^{-6} \cdot Q_r^2 + 0,0025 \cdot Q_r - 0,2942$
3,0 mm	$\Delta p = 4 \cdot 10^{-4} \cdot \exp(0,0073 \cdot Q_r)$
4,5 mm	$\Delta p = 16 \cdot 10^{-4} \cdot \exp(0,0045 \cdot Q_r)$

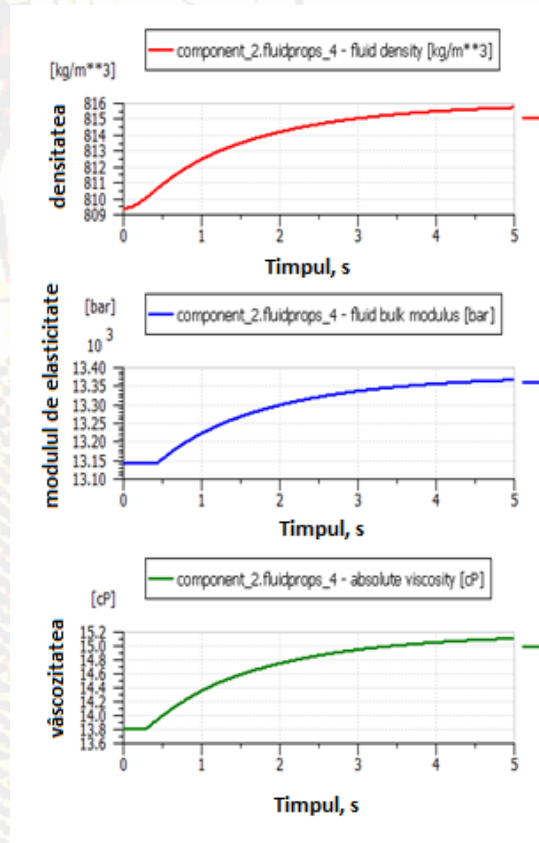
Cap.3 exemplificări: influența presiunii asupra pierderilor de lichid dintre piston și cilindru



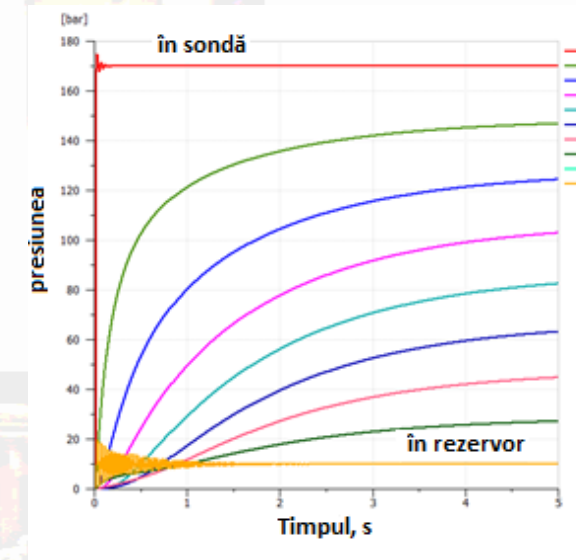
Modelul pompei de adâncime.



Submodelul cu cele opt zone de curgere

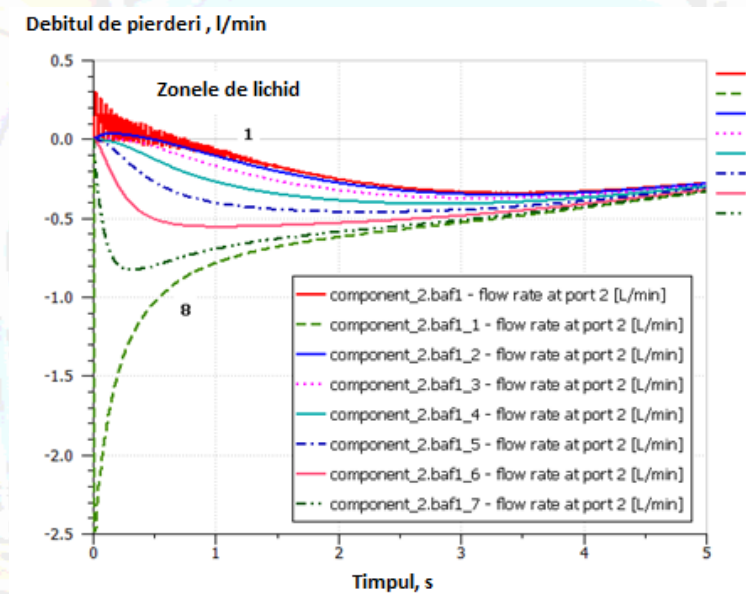


Variația proprietăților lichidului în timpul simulării - exemplificată pe zona 5

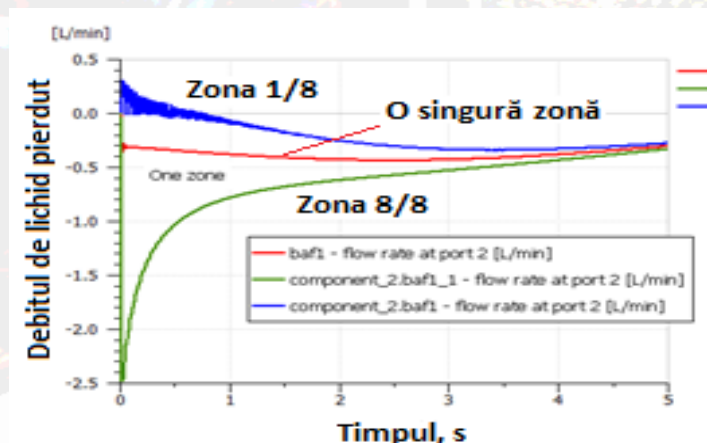


Distribuția presiunii de-a lungul pistonului

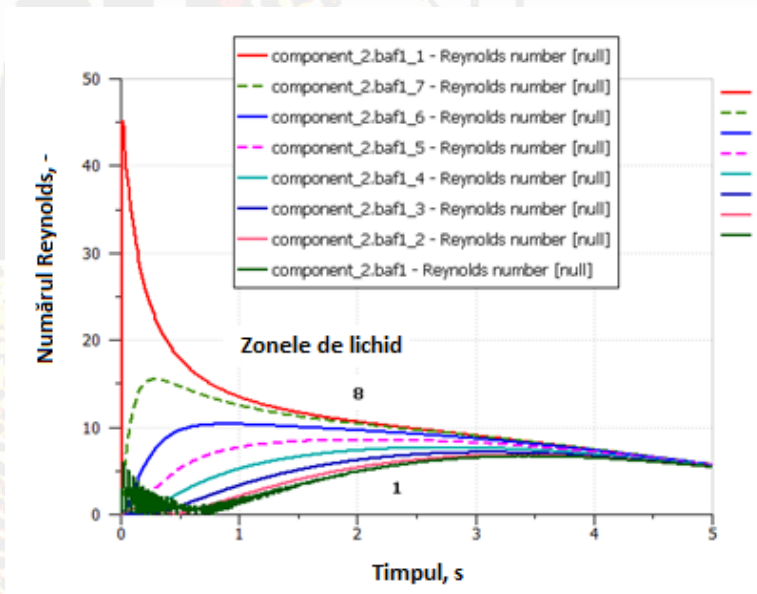
Cap. 3 exemplificări: influența presiunii asupra pierderilor de lichid dintre piston și cilindru



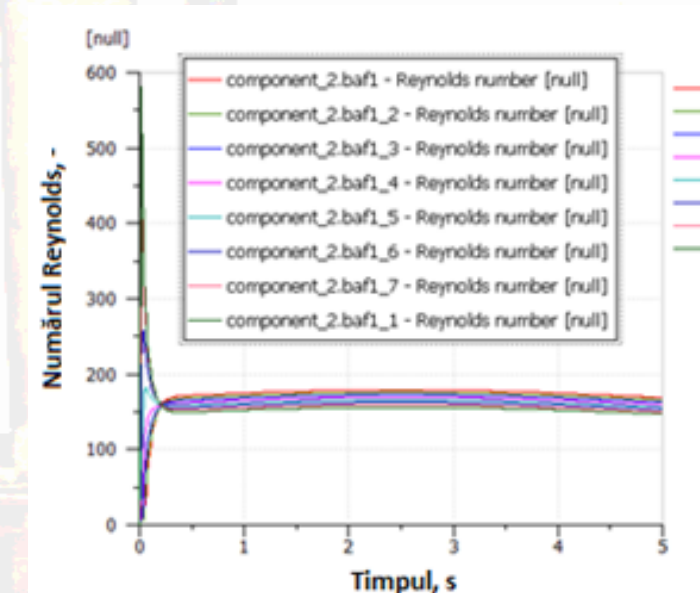
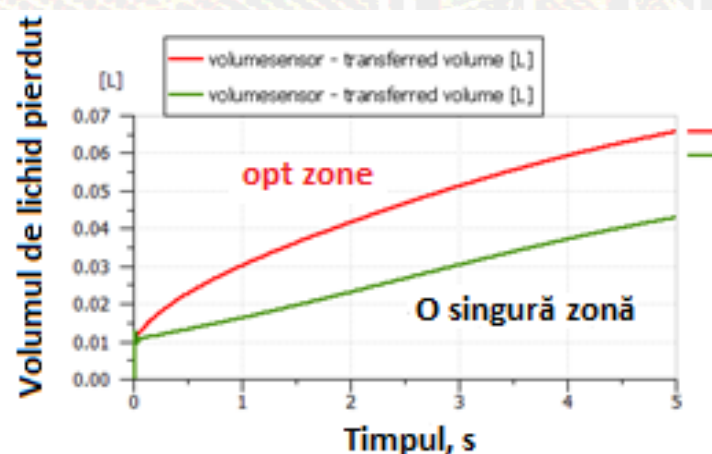
Debitul de lichid pe cele opt zone de curgere.



Comparație între debite pe modelul cu o zonă și opt zone de curgere. Volumul de lichid pierdut la modelul cu o zonă și opt zone de curgere.



Numărul Reynolds pentru un interstițiu diametral de 0,127 mm

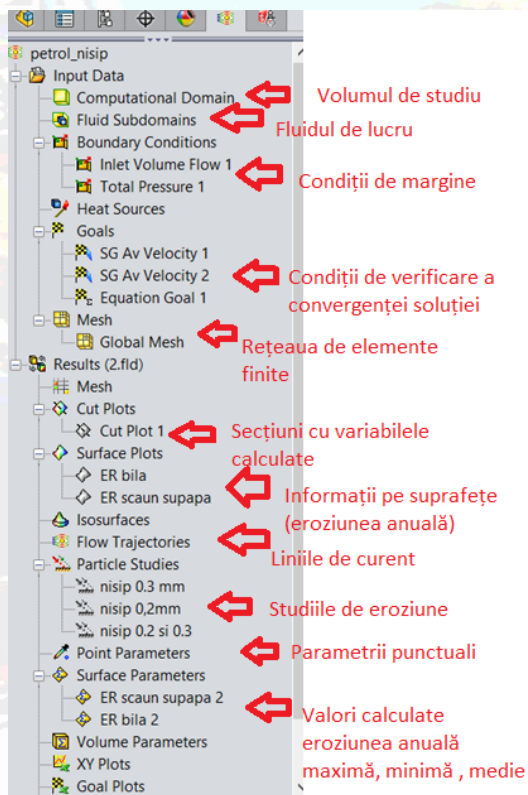


Numărul Reynolds pentru un interstițiu diametral de 0,508 mm

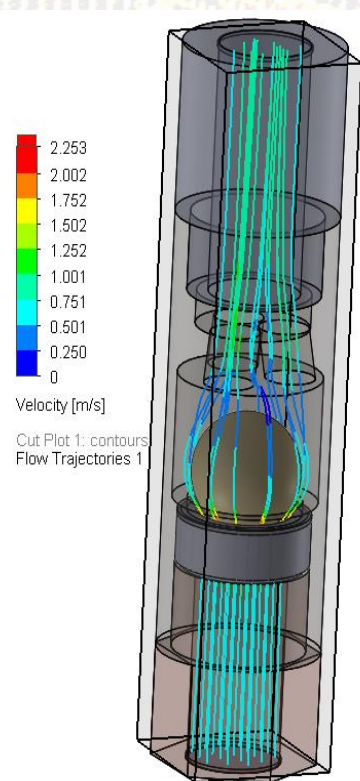
Utilizarea dependenței de temperatură și presiune a caracteristicilor lichidului și separarea spațiului dintre piston și cilindru în mai multe zone evidențiază diferența dintre valorile pierderilor. Se remarcă faptul că, într-un model cu 8 zone în timpul regimului tranzitoriu avem viteze diferite, mai mici pe măsură ce ne îndepărtăm de capătul superior al pistonului. Modelul de lichid cu o singură zonă prezintă o viteză aproximativ constantă în interstițiu. Pierderile evidențiate de un model cu 8 zone sunt mai mari 0,065 l comparativ cu un model cu o singură zonă 0,042 l (54% în plus). În modelul cu o zonă, avem la capetele interstițiului o diferență de presiune de la 170 la 10 barg. În modelul cu 8 zone, diferența de presiune este dependentă de timp, iar scăderea presiunii în interstițiu este mai bine apreciată. În concluzie, un model discretizat este mai bun, deoarece permite o selecție adecvată a valorilor medii ale caracteristicilor lichidului, utilizate în calcul.

Cap. 3 exemplificări: modelarea eroziunii

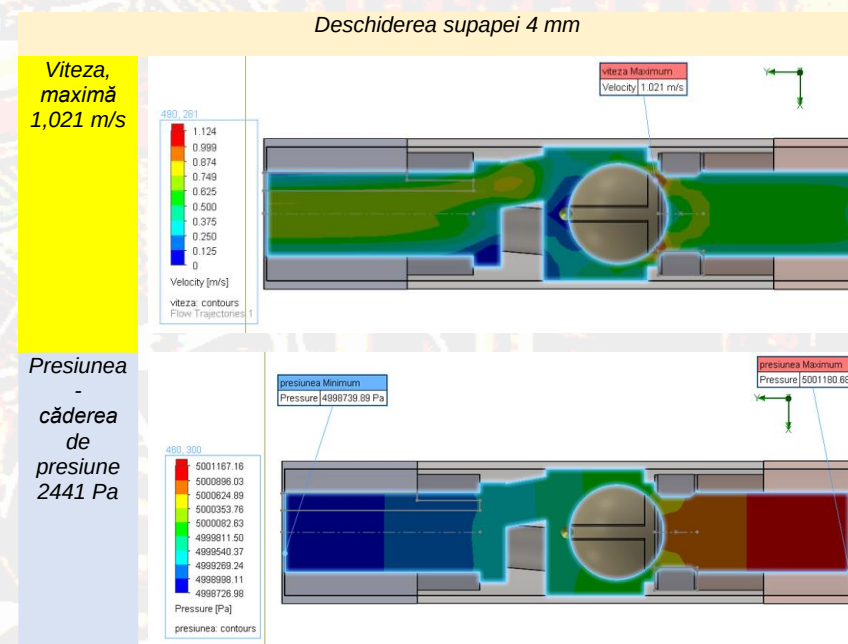
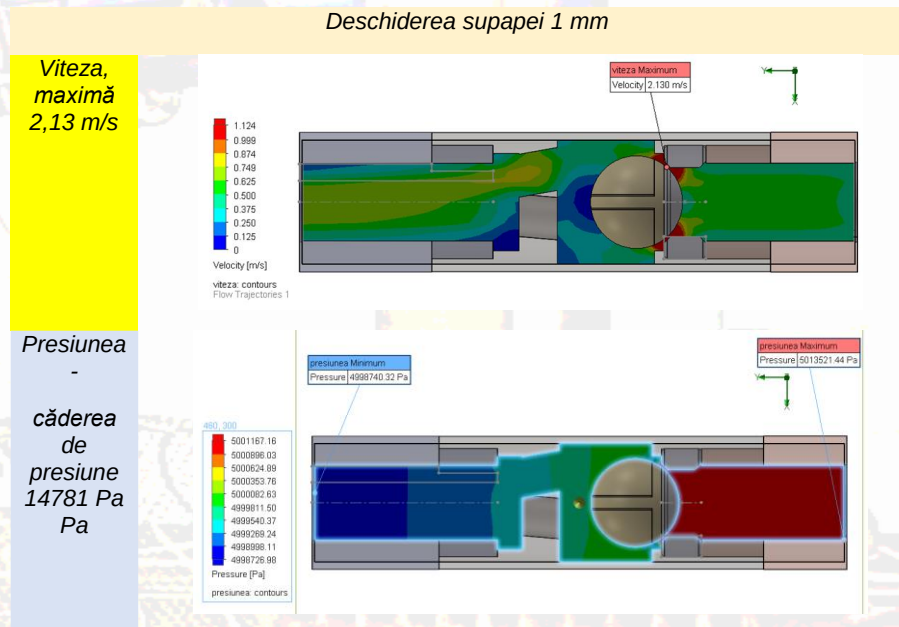
În cazul în care, în conținutul țițeiului extras avem particule de nisip, acestea determină eroziunea pistonului a bilei și scaunului supapei. Pentru a modela eroziunea scaunului și a bilei supapei se folosește un model tridimensional realizat în Solidworks. Asociat acestui model, autorul a construit un studiu de curgere în programul Solidworks, care conține următoarele secțiuni: volumul de studiu (delimitat ca un paralelipiped dreptunghic în care se plasează modelul studiat); fluidul de lucru cu caracteristicile sale; condițiile de margine (de intrare și de ieșire din model), în cazul studiat la intrare se impune debitul volumic și la ieșire presiunea de la ieșirea din pompa de adâncime; condițiile de verificare a convergenței soluției: se impune stabilizarea valorilor vitezei pe secțiunile de intrare și de ieșire și diferența dintre acestea.



Structura proiectului de studiu.



Linii de curent.



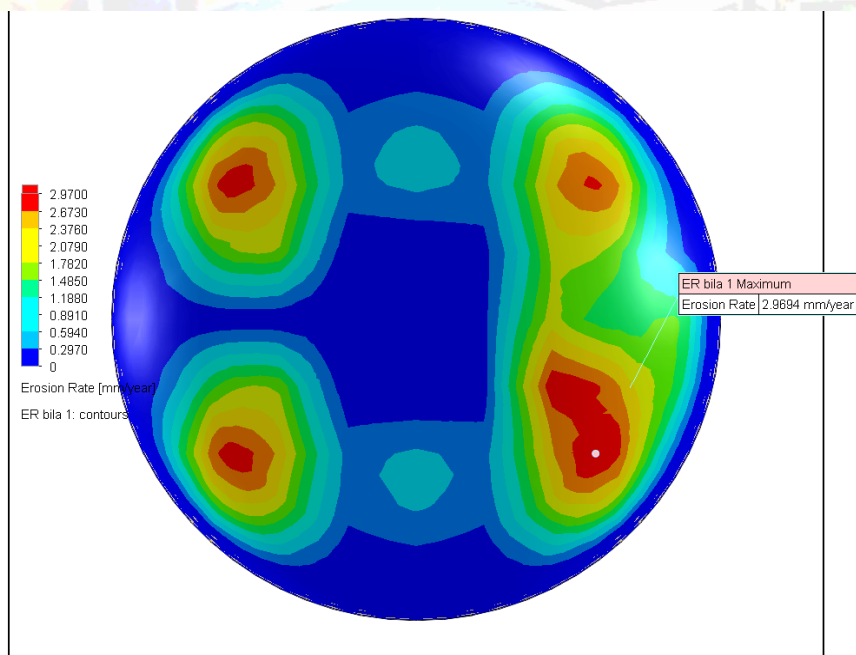
Viteza și căderea de presiune al diferite deschideri ale supapei.

Cap. 3 exemplificări: modelarea eroziunii

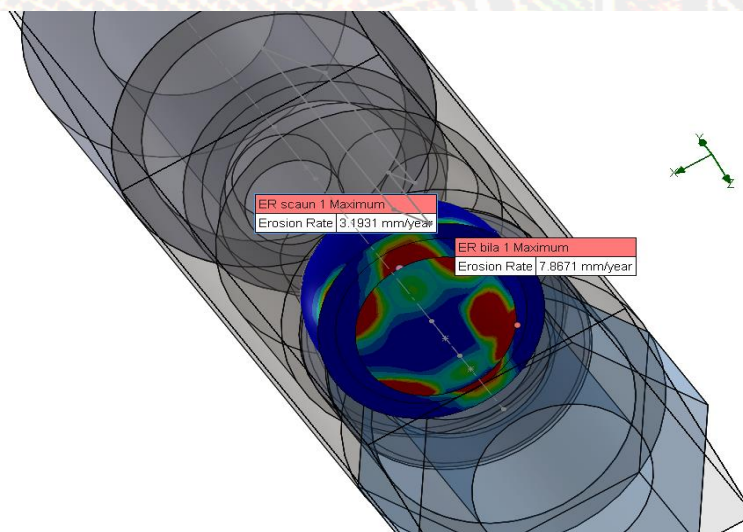
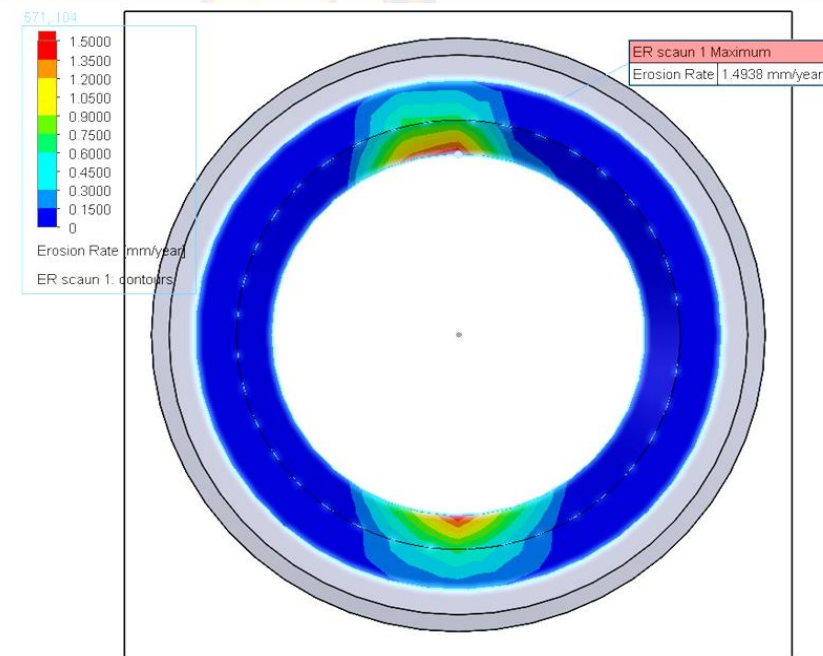
Debit constant, debit particule nisip 0,0529 kg/s, diametrul particulei de nisip 0,3 mm Debitul 793 l/h, Adâncimea sondei 600m, Diametrul bilei 28,5 mm,			
Ridicarea bilei 1 mm			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	1,58	0,06
Bilă	0,00	3,94	0,27
Ridicarea bilei 2 mm			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	1,02	0,035
Bilă	0,00	0,48	0,03
Ridicarea bilei 3 mm			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	0,40	0,014
Bilă	0,00	0,66	0,02
Ridicarea bilei 4 mm			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	0,27	0,01
Bilă	0,0	0,37	0,02

Debit variabil, debit particule nisip 0,052 kg/s, diametrul particulei de nisip 0,3 mm, ridicarea bilei 1 mm, adâncimea sondei 600m, diametrul bilei 28,5 mm,			
Debitul 265 l/h			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	0,08	0,003
Bilă	0,00	0,21	0,01
Debitul 529 l/h			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	0,50	0,02
Bilă	0,00	1,25	0,09
Debitul 793 l/h			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,00	1,58	0,06
Bilă	0,00	3,94	0,27
Debitul 1059 l/h			
Elementul	Eroziunea anuală minimă, mm/an	Eroziunea anuală maximă, mm/an	Eroziunea anuală medie, mm/an
Scaun supapă	0,02	3,53	0,14
Bilă	0,00	7,73	0,55

Cap. 3 exemplificări: modelarea eroziunii



Eroziunea anuală: a. la bila supapei; b. la scaunul supapei. Condițiile de simulare: debitul de lichid $Q=793$ l/h, amestecul de nisip, particule cu diametrul de $d_{\text{nisip}}=0,3$ mm și debitul masic $Q_{\text{nisip}}=0,026$ kg/s, particule cu diametrul de $d_{\text{nisip}}=0,2$ mm și debitul masic $Q_{\text{nisip}}=0,026$ kg/s, adâncimea sondei 600 m.

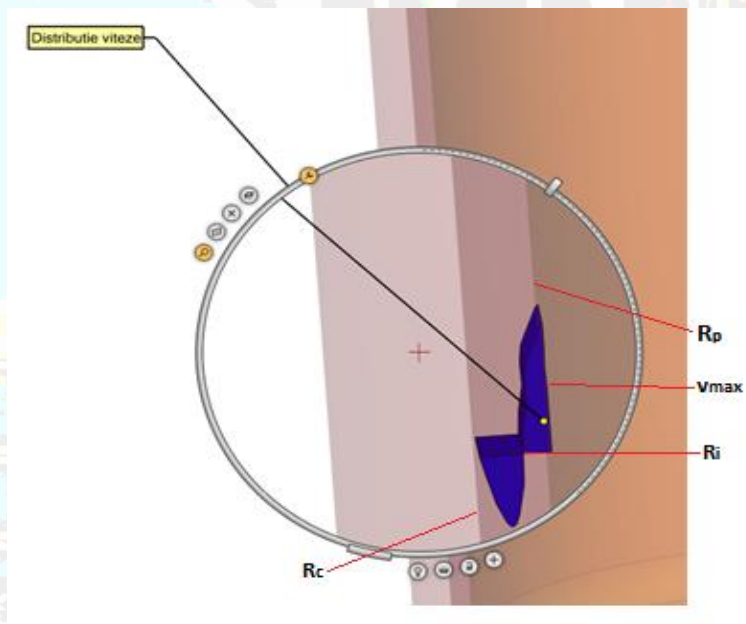
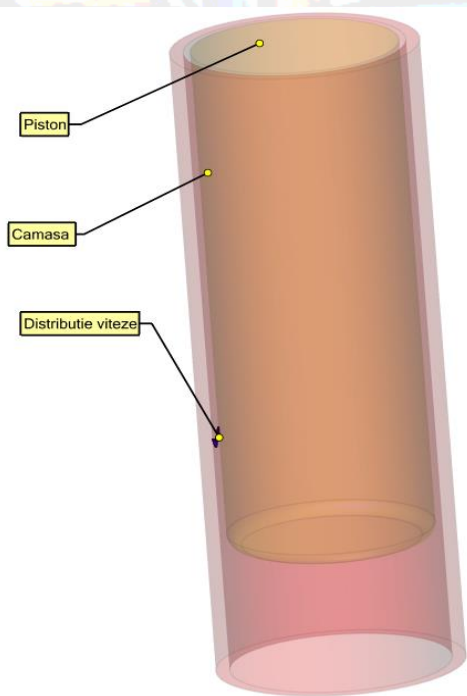


Eroziunea anuală: a. la bila supapei și la scaunul supapei. Condițiile de simulare , debitul de petrol $Q=1059$ l/h, particule de nisip cu diametrul $d_{\text{nisip}}=0,2$ mm și debitul $Q_{\text{nisip}}=0,0529$ kg/s, adâncimea sondei 600 m

Rezumatul capitolului al patrulea

- Scurgerea lichidului printre pistonul și cilindrul pompei de extracție, contribuie la scăderea debitului de țiței extras cu pompa de adâncime. Sunt determinate relațiile de calcul pentru debitul de lichid (la cursele ascendentă și descendentă) care se scurge prin interstițiu și comparate cu relațiile deduse de alți cercetători. Utilizând cercetările experimentale efectuate la sondele în pompaj de adâncime, folosind măsurătorile cu ecometrul, autorul a stabilit o nouă relație empirică de calcul valabilă pentru condițiile statice și dinamice.
- Autorul realizează un model într-un simulator numeric LMS AMESIM pentru stabilirea debitului de pierderi dintre piston și cilindru la pompa de extracție. Modelul este folosit mai întâi în cazul static și rezultatele sunt comparate cu rezultatele experimentale. Valorile care se apropie cel mai bine de valorile experimentale corespund unui raport de excentricitate de $\varepsilon = 0,5$. Pentru $\varepsilon = 0$, (poziția centrică) valorile pierderilor obținute cu LMS AMESIM sunt mai mici.
- Autorul, folosește în continuare modelul realizat pentru cazul dinamic în două situații pentru pistonul neted și pentru pistonul cu rile. Model oferă posibilitatea de simulare a pistonului cu detaliile sale de construcție: cele două camere ale pistonului cu volumele corespunzătoare de lichid (volumele camerelor variază și țin cont de mișcarea pistonului); este modelat spațiul dintre piston și cilindru; proprietățile petrolului sunt introduse cu blocul corespunzător lichidului; se ține seama de accelerația gravitațională; se utilizează variația în timp a forței la tija pistonului și a elementelor cinematice; se ține seama de forțele de frecare. Pentru pistonul cu rile este modelat fiecare canal (rilă) care intervine în construcția pistonului. Randamentul volumic este mai bun atunci când se folosesc rilele. Este posibil să se asigure o curgere laminară la pistonul cu canale, ceea ce oferă și condiții mai bune de lubrifiere.

Cap. 4 exemplificări: modelarea vitezei de curgere în spațiul inelar



a

b

Distribuția vitezei de curgere în spațiul inelar între pistonul și cilindrul pompei: a. imaginea cu interstițiul piston – cămășă; b. detaliu cu distribuția de viteze. R_p raza piston; R_i raza punctului de inversare a sensului vitezei; R_c rază cămășă; v_{max} viteza maximă

$$v = \frac{\Delta p \cdot R_c^2}{4 \cdot \mu \cdot l} \left(1 - \frac{r^2}{R_c^2} - \frac{1-k^2}{\ln k} \ln \frac{r}{R_c} \right) - \frac{v_{max}}{\ln k} \ln \frac{r}{R_c}$$

Cercetările efectuate pe standul de probă a pompelor de extracție din cadrul ASSET-ului Muntenia - Schelei de Producție Băicoi [18], au condus la stabilirea unor noi relații matematice pentru determinarea pierderilor de lichid prin spațiul inelar dintre piston și cilindrul pompei, în condiții statice. Astfel, pentru pistonul de 1¼ in relația are forma:

$$q = K \cdot \delta_r^{1,800861}$$

unde constanta $K = 276891,53$ când debitul de lichid pierdut se exprimă în $\text{cm}^3/5$ min, sau $K = 79,744761$ când debitul de lichid pierdut se exprimă în m^3/zi .

Pentru pistonul de 1¾ in relația de calcul este:

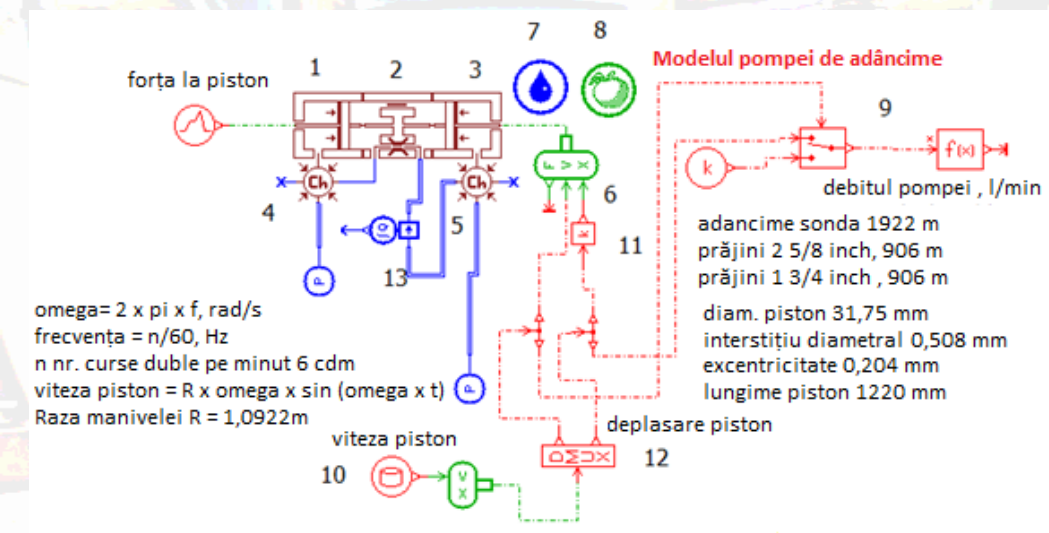
$$q = K \cdot \delta_r^{1,8065352}$$

unde constanta $K = 423304,14$ când debitul de lichid pierdut se exprimă în $\text{cm}^3/5$ min, sau $K = 121,91159$ când debitul de lichid pierdut se exprimă în m^3/zi

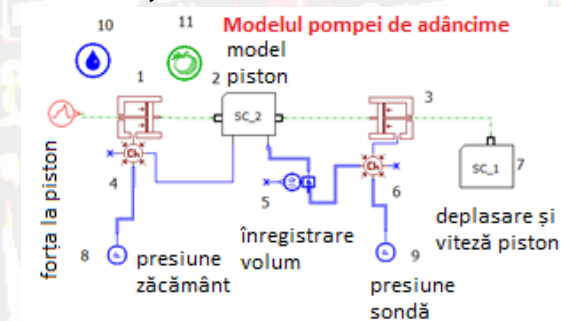
Utilizând cercetările experimentale efectuate la sondele în pompaj de adâncime, folosind măsurătorile cu ecometrul, a fost stabilită o nouă relație empirică de calcul valabilă pentru condițiile statice și dinamice, de forma:

$$q = \frac{3,44 \cdot D^{1,35} \cdot \delta_r^{2,04} \cdot \Delta p}{\mu \cdot l} + 3,66 \cdot 10^4 \cdot D \cdot \delta_r \cdot v_p$$

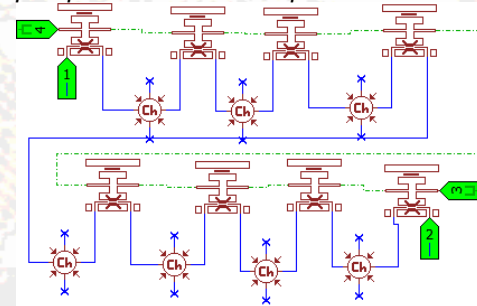
Cap. 4 exemplificări: modelarea pistonului neted și cu rile



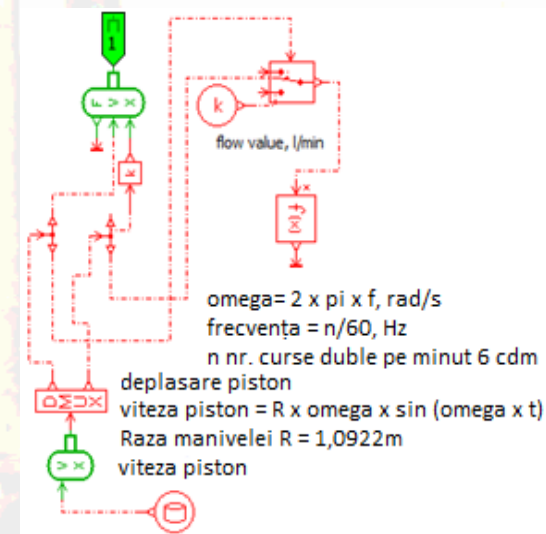
Modelul pompei de adâncime – piston neted.



Modelul pompei de adâncime – piston cu rile.



Modelul rilelor.



Parametri cinematici.

Rezultatele simulării pe calculator (model în LMS AMESIM), cazul dinamic, piston neted

Jocul	Excentricitate	Diametrul pistonului	Debitul mediu al pompei de adâncime	Volumul pierdut*	Debitul mediu pierdut	Randamentul volumic
1	2	3	4	5	6	7
mm	mm	mm	l/min	l	l/min	-
0,508	0,254	31,75	88,20	1,66	9,96	0,89
0,533	0,266	31,725	88,06	1,93	11,58	0,87
0,558	0,279	31,699	87,91	2,21	13,26	0,85
0,584	0,292	31,674	87,78	2,52	15,12	0,83
0,609	0,304	31,650	87,64	2,85	17,10	0,80

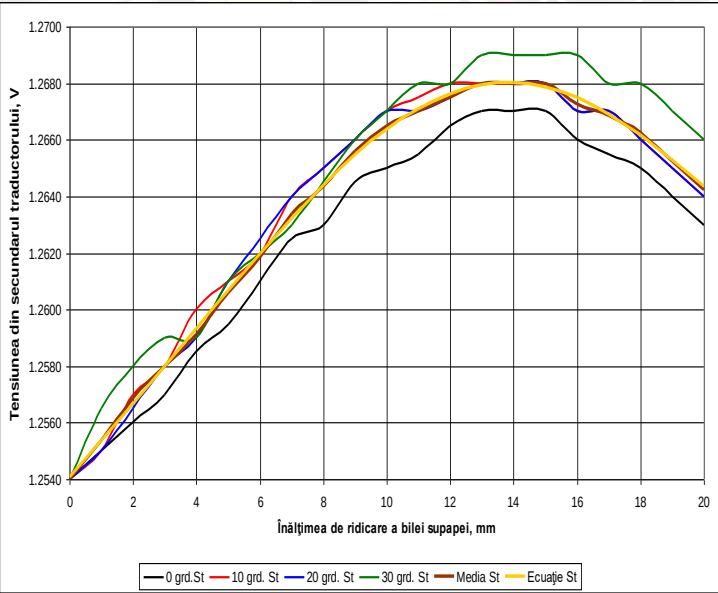
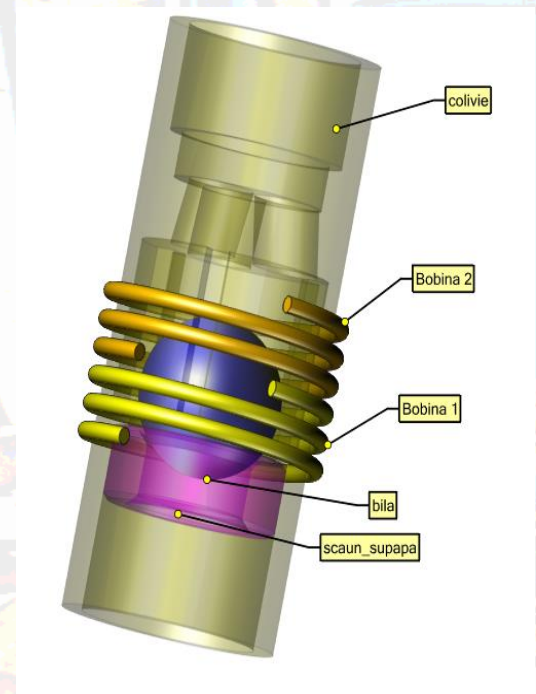
Rezultatele simulării pe calculator (model în LMS AMESIM), cazul dinamic, piston cu rile.

Jocul	Excentricitate a	Diametrul pistonului	Debitul mediu al pompei de adâncime	Volumul pierdut*	Debitul mediu pierdut	Randamentul volumic
1	2	3	4	5	6	7
mm	mm	mm	l/min	l	l/min	-
0,508	0,254	31,75	88,20	1,11	6,66	0,92
0,533	0,266	31,725	88,06	1,26	7,56	0,91
0,558	0,279	31,699	87,91	1,43	8,58	0,90
0,584	0,292	31,674	87,78	1,62	9,72	0,89
0,609	0,304	31,650	87,64	1,82	10,92	0,88

Rezumatul capitolului al cincilea

- *Lucrarea se bazează pe numeroase determinări experimentale efectuate pe instalațiile din șantier, dar și pe standul construit de autor și instalat în laboratoarele Universității Petrol Gaze din Ploiești. Pentru efectuarea încercărilor pe instalația experimentală a fost necesar, să se realizeze etalonarea traductoarelor cu care este echipată instalația, prin trasarea curbelor caracteristice.*
- Montarea traductoarelor la nivelul ansamblului supapă cu bilă, cât și a cuplului cilindru-piston a necesitat adaptarea standului realizat. S-a folosit un sistem de achiziție date *SPIDER* dotat cu software-ul *CATMAN*.
- Curbele caracteristice ale traductorului inductiv au fost ridicate *pentru colivia standard și pentru colivia cu nervuri drepte*. Instalația experimentală, descrisă constructiv și funcțional în capitolul a șaselea al lucrării, a fost echipată cu un cuplul piston-cilindru lung cu diametrul nominal de $1\frac{1}{4}$ și $1\frac{3}{4}$ in, având pistonul cromat și cilindrul în variantă călit superficial. În zona centrală a cilindrului lung este plasată o marcă tensometrică ce permite măsurarea presiunii interioare dintre piston și cilindru în funcție de poziția capului pistonului față de această marcă. *S-a obținut caracteristica cilindrului de pompă care reprezintă variația semnalului dat de marca tensometrică în funcție de presiunea interioară creată.*

Cap. 5 exemplificări: schema traductorului pentru măsurarea înălțimii de ridicare a supapei

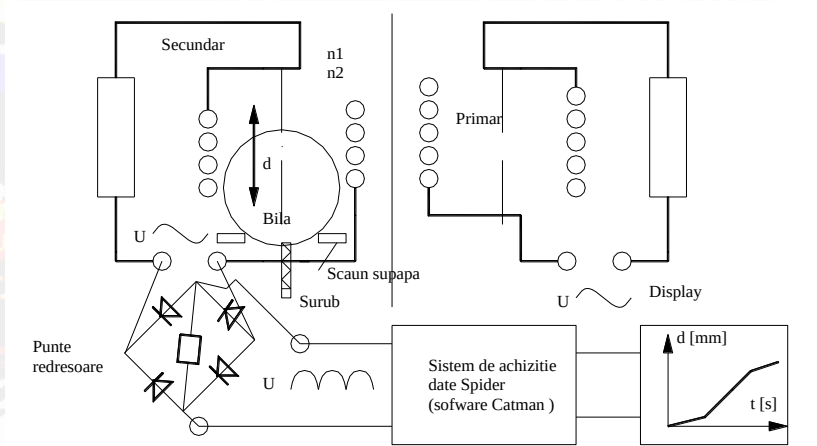


Curbele caracteristice ale traductorului inductiv pentru colivia standard (St), $U=U(h)$.

Tensiunea din secundarul traductorului în funcție de înălțimea de ridicare a bilei și unghiul de înclinare a traductorului.

Înălțimea de ridicare a bilei, mm	Tensiunea din secundarul traductorului inductiv, V					
	0°	10°	20°	30°	Media înregistrărilor	Valori calculate
20	1,2630	1,2640	1,2640	1,2660	1,2643	1,2643
19	1,2640	1,2650	1,2650	1,2670	1,2653	1,2653
18	1,2650	1,2660	1,2660	1,2680	1,2663	1,2662
17	1,2655	1,2670	1,2670	1,2680	1,2669	1,2669
16	1,2660	1,2670	1,2670	1,2690	1,2673	1,2675
15	1,2670	1,2680	1,2680	1,2690	1,2680	1,2679
14	1,2670	1,2680	1,2680	1,2690	1,2680	1,2680
13	1,2670	1,2680	1,2680	1,2690	1,2680	1,2679
12	1,2665	1,2680	1,2675	1,2680	1,2675	1,2676
11	1,2655	1,2675	1,2670	1,2680	1,2670	1,2671
10	1,2650	1,2670	1,2670	1,2670	1,2665	1,2664
9	1,2645	1,2660	1,2660	1,2660	1,2656	1,2655
8	1,2630	1,2650	1,2650	1,2645	1,2644	1,2644
7	1,2625	1,2640	1,2640	1,2630	1,2634	1,2632
6	1,2610	1,2620	1,2625	1,2620	1,2619	1,2620
5	1,2595	1,2610	1,2610	1,2610	1,2606	1,2607
4	1,2585	1,2600	1,2590	1,2590	1,2591	1,2593
3	1,2570	1,2580	1,2580	1,2590	1,2580	1,2580
2	1,2560	1,2570	1,2565	1,2580	1,2569	1,2567
1	1,2550	1,2550	1,2550	1,2565	1,2554	1,2554
0	1,2540	1,2540	1,2540	1,2540	1,2540	1,2540

Schema traductorului



Schema de măsură.

Aparate de măsură.



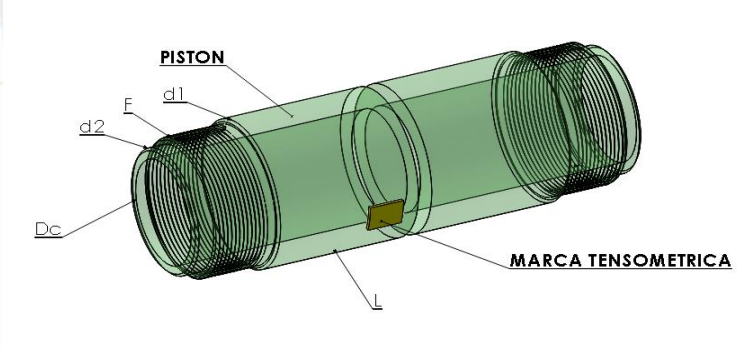
Colivia înclinată.



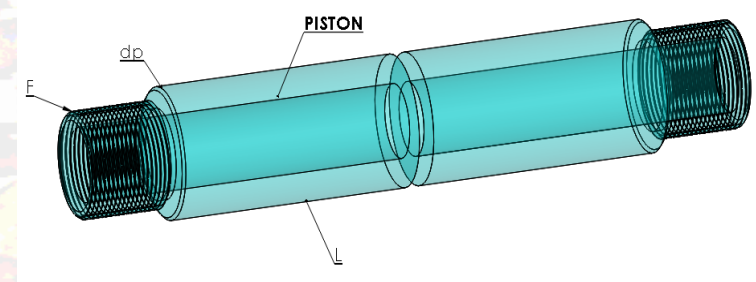
Ecuația care definește această curbă este de tip polinomial de gradul 5 și are forma

$$U = a + b \cdot h + c \cdot h^2 + d \cdot h^3 + e \cdot h^4 + f \cdot h^5$$

Cap. 5 exemplificări: înregistrări la nivelul îmbinării piston-cilindru



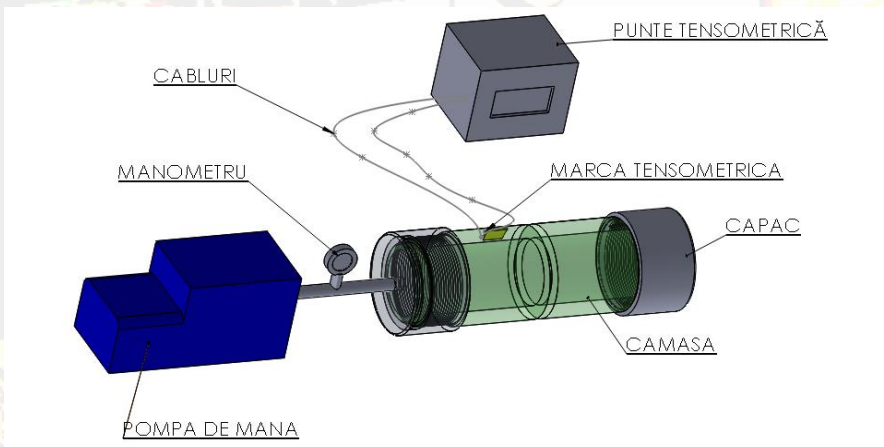
Construcția cilindrului lung al pompei montate pe instalația experimentală



Construcția pistonului pompei montate pe instalația experimentală

Caracteristicile pistonului pompei montate pe instalația experimentală

Diametrul nominal al cilindrului lung, in	d_p , mm	d_1 , mm	d_2 , mm	Filetul F	Lungime piston L , mm
1 1/4	31,75 _{-0,05}	44,70 _{-0,9}	38	Cilindric tip S 1000-14 API Std 11Ax	440
1 3/4	44,45 _{-0,05}	57,40 _{-0,9}	31	Cilindric tip S 1.4704-14 API Std 11Ax	440



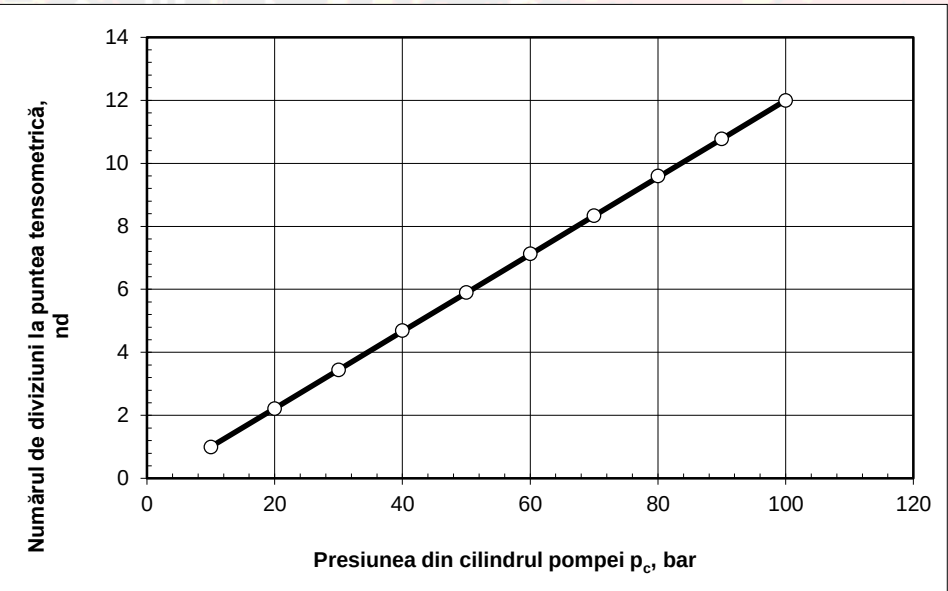
Schema de montaj pentru ridicarea caracteristicii cilindrului de pompă

Pentru situațiile în care se dorește determinarea numărului de diviziuni înregistrate la puntea tensometrică în funcție de presiunea din cilindrul pompei se poate aplica relația

$$n_d = a \cdot p_c + b$$

în care constantele numerice au valorile $a = 0,1222$ și $b = -0,2222$. Se admite că semnalul determinat de puntea tensometrică variază liniar cu presiunea interioară, ceea ce corespunde domeniului elastic de solicitare a cilindrului

Curba caracteristică de variație a mărimii semnalului dat de marca tensometrică în funcție de presiunea din cilindru



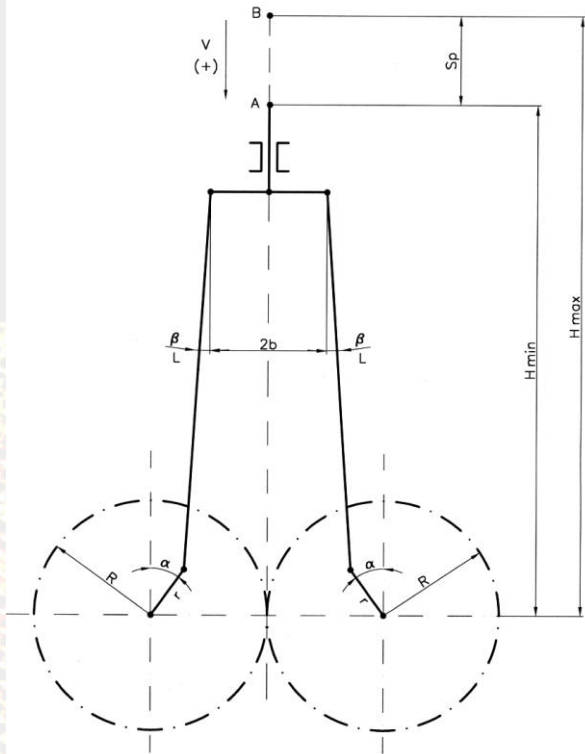
Rezumatul capitolului al șaselea

- Autorul a construit o instalație experimentală destinată încercării pompelor de extracție de lungime redusă, în condiții de lucru sensibil asemănătoare cu cele din sondă. Ea permite testarea cuplurilor de materiale pentru piston și cilindru lung, stabilirea influenței jocului radial asupra distribuției presiunii în spațiul inelar cămașă-piston, studiul mișcării bilei în supapă. Pentru echilibrarea încărcării, instalația este prevăzută cu două pompe de extracție model de lungime redusă poziționate vertical. Instalația permite măsurarea celor mai importanți parametri care caracterizează funcționarea pompelor și anume: presiunea de refulare a fiecărei pompe; presiunea din spațiul inelar dintre piston și cilindru la o cursă completă a pistonului; înălțimea de ridicare a bilei supapei pompei pe durata refulării.
- Supapa de refulare a fiecărei pompe este montată la partea superioară a cilindrului în traductorul inductiv plasat sub diferite unghiuri de înclinare corespunzător deviației sondelor, iar supapa pistonului este montată la partea superioară a acestuia. Deoarece funcționarea supapelor cu bilă este influențată și de cantitatea de gaze ce intră în pompa model odată cu fluidul de lucru, pe conducta de alimentare a celor două pompe este plasat un racord pentru aer comprimat prin care se introduce o cantitate controlată de aer.
- Cele două pompe ale instalației au lucrat în prezența unui *amestec de țiței (90%) cu un conținut de apă de zăcământ (10%)* având proprietățile fizice specificate în Tabelul 6.5. În cadrul cercetărilor experimentale s-au urmărit deschiderea și închiderea supapei cu bilă dispusă vertical sau înclinat. S-au înregistrat pe calculator pozițiile bilei pe durata mai multor cicluri de funcționare. S-au ridicat curbele caracteristice înălțime bilă – tensiune măsurată ale celor două construcții de colivii testate pe instalația experimentală, pentru diferite unghiuri de înclinare. Pe baza curbelor caracteristice ale traductorului inductiv obținute prin procedeele specificate în capitolul 5, s-a realizat convertirea curbelor care descriu variația tensiunii cu timpul, în curbe care indică variația înălțimii de ridicare a bilei de pe scaunul supapei în timp.
- S-a studiat mai întâi *colivia standard* pentru o poziție verticală și apoi pentru poziții înclinate la $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$. Diferențe mari ale comportării supapei fixe intervin la poziționarea pompei față de verticală sub un unghi de 20° și 30° ; la un unghi de înclinare a pompei mai mare de 10° se întârzie închiderea supapei, ceea ce face ca randamentul volumic al pompei de extracție să scadă progresiv. *Aceste determinări experimentale au caracter de unicat în România și înregistrarea înălțimii de ridicare a supapei are o valoare excepțională pentru confirmarea modelelor teoretice asociate.*

Rezumatul capitolului al șaselea

- În continuare s-a studiat comportarea supapei *având colivia cu nervuri drepte*. Pentru poziția verticală viteza de ridicare este practic aceeași la ambele construcții - standard și cu nervuri drepte, dar viteza de coborâre este mai lentă la acestea din urmă, după care are tendință de staționare. Colivia cu nervuri drepte reduce înălțimea de ridicare și prelungește timpul cât bila rămâne deasupra scaunului la un unghi de înclinare de 20° și 30° . La colivia standard, la apropierea de scaun bila prezintă oscilații puternice, poziția ei fiind instabilă. Înălțimea mai mică de ridicare a bilei în colivia cu nervuri drepte și oscilațiile mai slabe ale acesteia înainte de a se așeza pe scaun, contribuie la creșterea gradului de umplere cu lichid a cilindrului pompei de extracție.
- Variația presiunii în lungul pistonului în interstițiul de montaj este un parametru foarte important în aprecierea pierderilor volumice și a distribuției vitezei în spațiul inelar. Presiunea din spațiul inelar dintre cilindru și pistonul pompei este dependentă de mulți factori. O parte dintre aceștia au un caracter aleatoriu. Din acest motiv, *relațiile teoretice de calcul a presiunii în lungul pistonului sunt afectate de termeni de corecție, care nu întotdeauna sunt ușor de stabilit, iar experimentele făcute au un rol extrem de important fiind de asemenea, unicat pentru cercetarea românească*.
- În prima etapă a studiului efectuat pe instalația experimentală, autorul a efectuat măsurări ale presiunii pe lungimea pistonului pompei model în regim static prin metoda tensometrică. Pentru a stabili presiunea în lungul pistonului, respectiv în spațiul inelar dintre cilindru și piston, s-a procedat la fixarea pistonului în interiorul cilindrului pompei, având capătul la diferite distanțe față de poziția mărcii tensometrice. Aceste măsurători au pus în evidență: deformarea elastică pe direcție radială sub acțiunea presiunii interioare a cilindrului lung sau a setului de cămăși al pompei; creșterea maximă a jocului radial dintre piston și cilindru sau setul de cămăși intervine în momentul în care capătul pistonului, pe care acționează presiunea hidrostatică a coloanei de lichid corespunzătoare adâncimii de fixare a pompei de extracție, ajunge în zona centrală a cursei și nu neapărat la mijlocul cursei; la pompele de extracție tip P deformarea elastică radială determină deplasarea relativă periodică a fețelor frontale ale cămășilor dacă forța axială aplicată la montaj nu creează forțe de frecare capabile să asigure deformarea concomitentă a cămășilor, astfel încât setul de cămăși să formeze un cilindru unitar; strângerea exagerată a cămășilor duce la deformarea acestora sub formă de butoi, ceea ce determină modificarea jocului radial inițial.
- În a doua etapă a studiului experimental, autorul a procedat la măsurarea variației presiunii în spațiul inelar dintre cilindru și pistonul pompei model în regim dinamic, folosind tot metoda tensometrică. Din interpretarea graficelor prezentate rezultă că: în cazul utilizării apei cu un conținut scăzut în ulei emulsionabil, variația presiunii pe lungimea pistonului este aproximativ liniară atât la cursa ascendentă, cât și la cursa descendentă; în cazul utilizării ca agent de lucru a titelului provenit din ASSET-ul Muntenia - Schela de Producție Băicoi, se constată o variație mai mare a presiunii din spațiul inelar la cursa descendentă datorată adsorbției mai puternice pe cele două suprafețe metalice în alunecare, care asigură menținerea unei pelicule continue între piston și cilindru; variația presiunii pe lungimea pistonului depinde, de jocul radial, de capacitatea de udare a fluidului pompat și de vâscozitatea acestuia. În final autorul propune un algoritm de determinare a pierderilor de lichid la supapa cu bilă în șase pași, bazat pe modelele teoretice și determinările experimentale făcute în capitolul al șaptelea. Aprecierea gradului de uzură a cuplului cilindru-piston se stabilește prin presiunea din spațiul inelar dintre aceste două elemente, măsurată cu marca tensometrică plasată pe exteriorul cilindrului pompei.

Cap. 6 exemplificări: standul pentru cercetarea experimentală a curgerii prin pompă



Mecanismul de acționare a pistoanelor de pompă

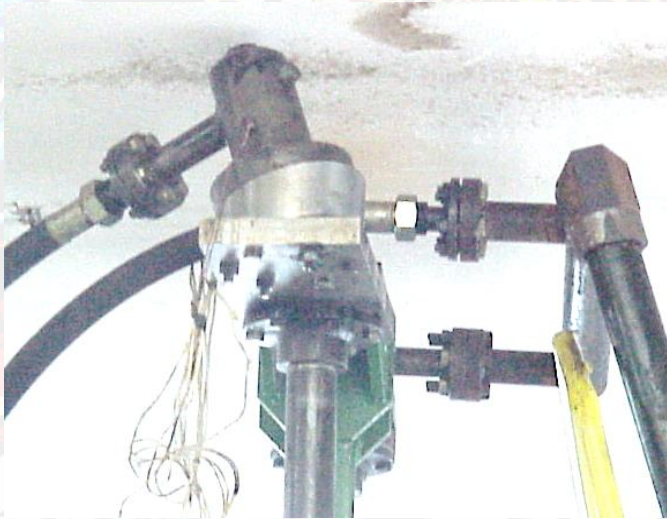
Elementele constructive ale mecanismul de acționare a pistoanelor de pompă

Elementul	Caracteristici
roată de acționare cilindrică cu dinți drepți, 2 bucăți	diametrul de divizare, $d=480\text{ mm}$; modulul, $m=6\text{ mm}$; numărul de dinți, $z=80$;
pinionul de atac	diametrul de divizare, $d=120\text{ mm}$; modulul, $m=6\text{ mm}$; numărul de dinți, $z=20$;
raza manivelei	$r=200\text{ mm}$;
lungimea bielei	$L=600\text{ mm}$;
excentricitatea	$e=200\text{ mm}$;
raportul de reducere reductor, transmisie prin curele multiple	$1:4$; $1:3,1$;
turația motorului de acționare	$n=980\text{ rot/min}$;
numărul de curse duble ale pistonului	$n_p=6...50\text{ cd/min}$;
cursa pistonului	$S_p=400\text{ mm}$;

Vedere de ansamblu a instalației experimentale pentru încercarea pompelor de extracție

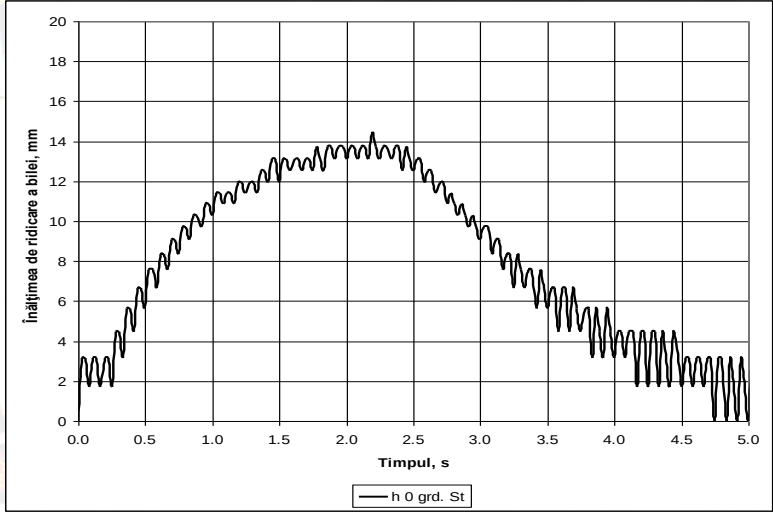


Cap. 6 exemplificări: determinarea experimentală a înălțimii de ridicarea a bilei supapei

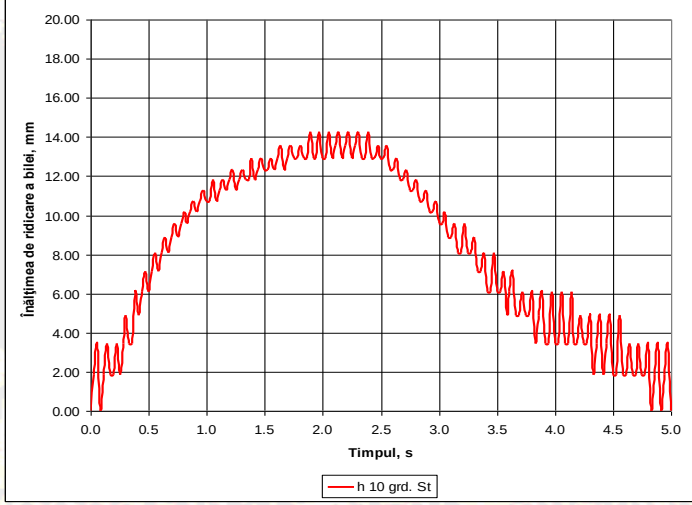


Amplasarea ansamblului colivie-supapă cu bilă echipat cu un traductor inductiv de deplasare, pe instalația experimentală: a. unghiul de înclinare 0° ; b. unghiul de înclinare 10° ; c. unghi de înclinare 20° ; d. unghiul de înclinare 30°

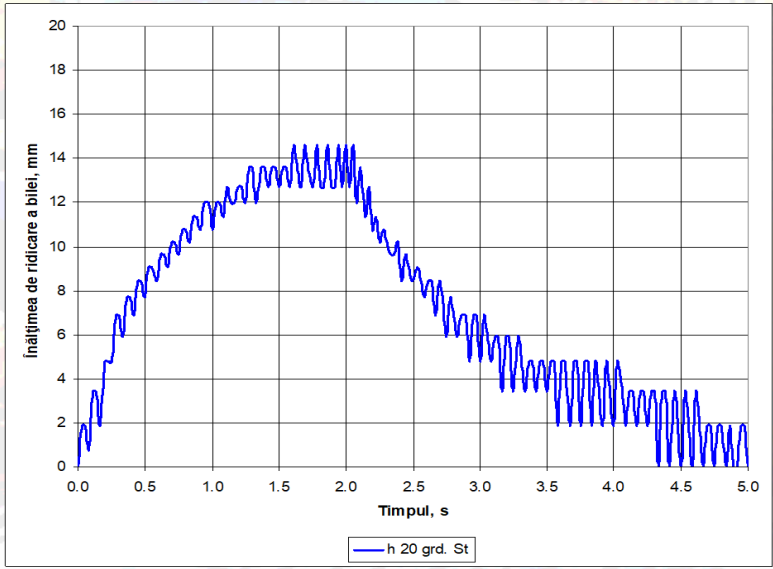
Cap. 6 exemplificări: comportarea supapei în colivia standard



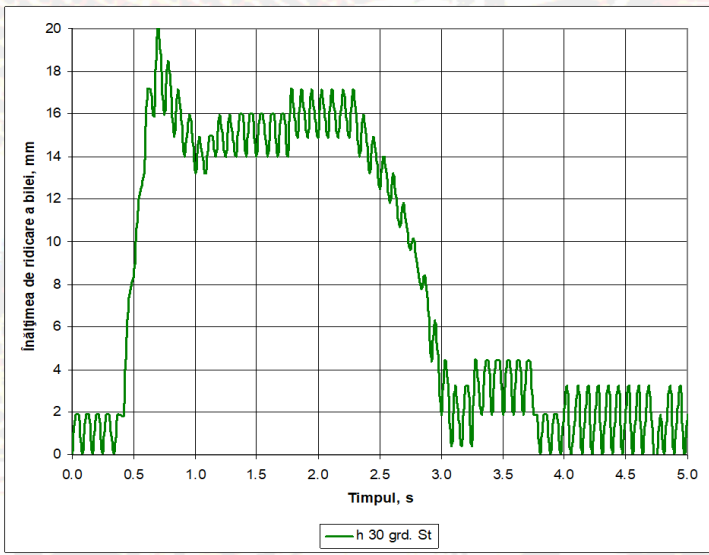
Variația înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, la cursa ascendentă a pistonului pompei pentru un unghi de înclinare de 0°.



Variația înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, la cursa ascendentă a pistonului pompei pentru un unghi de înclinare de 10°.

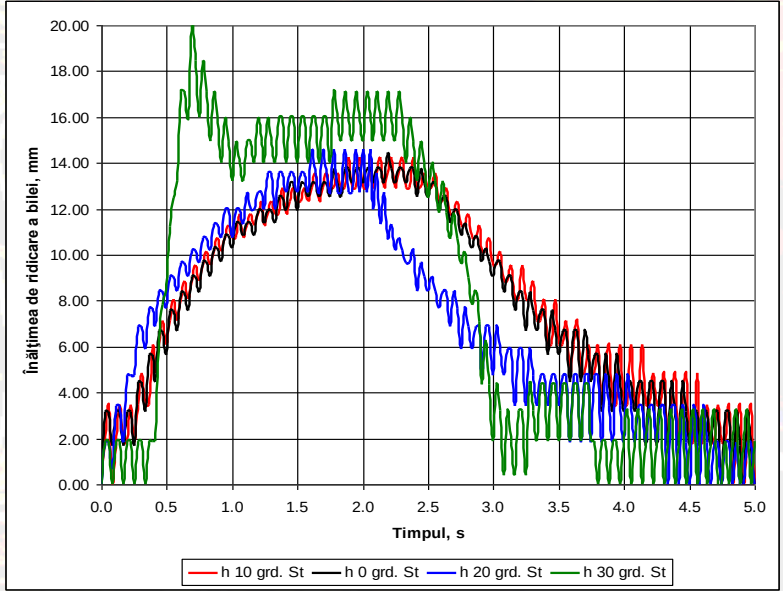


Variația înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, la cursa ascendentă a pistonului pompei pentru un unghi de înclinare de 20°.



Variația înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, la cursa ascendentă a pistonului pompei pentru un unghi de înclinare de 30°.

- poziționarea înclinată a traductorului pompei de extracție, modifică condițiile de deplasare a bilei supapei fixe de construcție standard, înrăutățind valoarea randamentului volumic;
- între poziția verticală și cea înclinată la 10° față de verticală a supapei fixe a pompei de extracție, diferențele de comportare sunt similare, fapt pentru care în situația coliviei cu nervuri drepte nu se mai justifică prezentarea acestui caz;
- diferențe mari ale comportării supapei fixe intervin la poziționarea pompei față de verticală sub un unghi de 20° și 30°;
- la un unghi de înclinare a pompei mai mare de 10° se întârzie închiderea supapei, ceea ce face ca randamentul volumic al pompei de extracție să scadă progresiv.



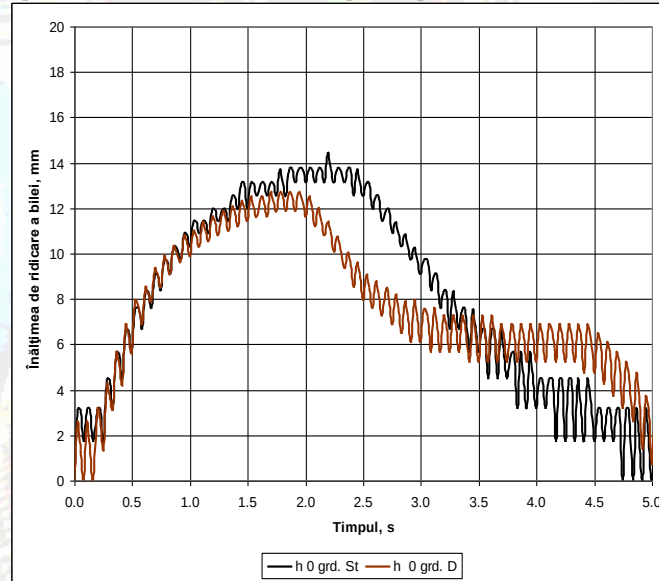
Variația înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, la cursa ascendentă a pistonului pompei pentru un unghi de înclinare de: 0°, 10°, 20° și 30°.

Cap. 6 exemplificări: comportarea supapei în colivia cu nervuri drepte

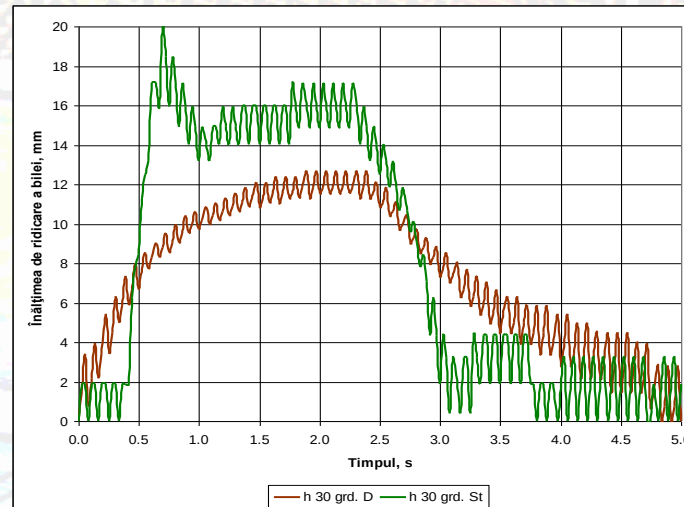


Construcția coliviei supapei cu nervuri drepte

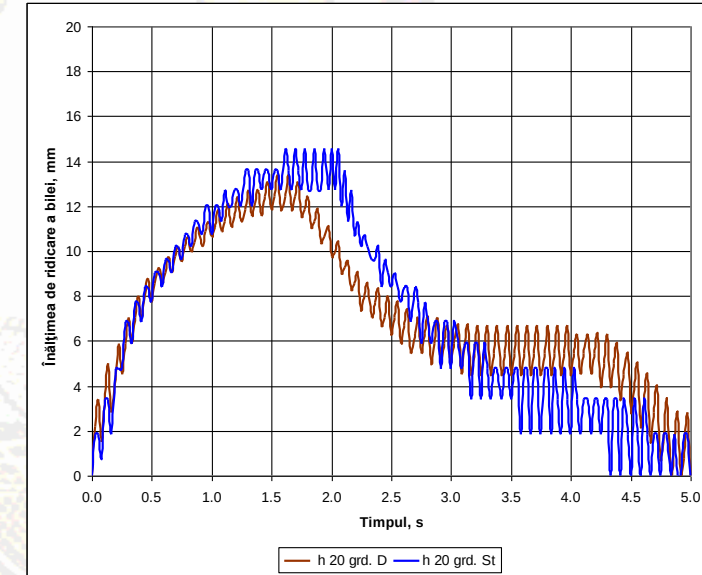
Înălțimea maximă de ridicare a bilei în colivie, la cursa ascendentă a pistonului pompei, $h_1 = 12,74$ mm;
timpul de deschidere a bilei, $t_d = 0,52$ s;
timpul de defazare la deschidere supapei, $t_{dd} = 1,35$ s;
timpul de defazare la închidere a bilei la cursa descendentă, $t_{di} = 2,98$ s;
timpul de închidere a supapei, $t_i = 4,65$ s;
numărul de ciocniri ale bilei pe scaunul supapei, $n_c = 1$;
amplitudinea vibrațiilor bilei, când supapa se afla în poziție deschisă la cursa ascendentă a pistonului este influențată de valoarea vâscozității dinamice a fluidului pompat și are valoarea, $h_{amp} = 1$ mm.



Variația comparativă a înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, pentru coliviile standard și cu nervuri drepte la o înclinare de 0°.



Variația comparativă a înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, pentru coliviile standard și cu nervuri drepte înclinate de 30°.



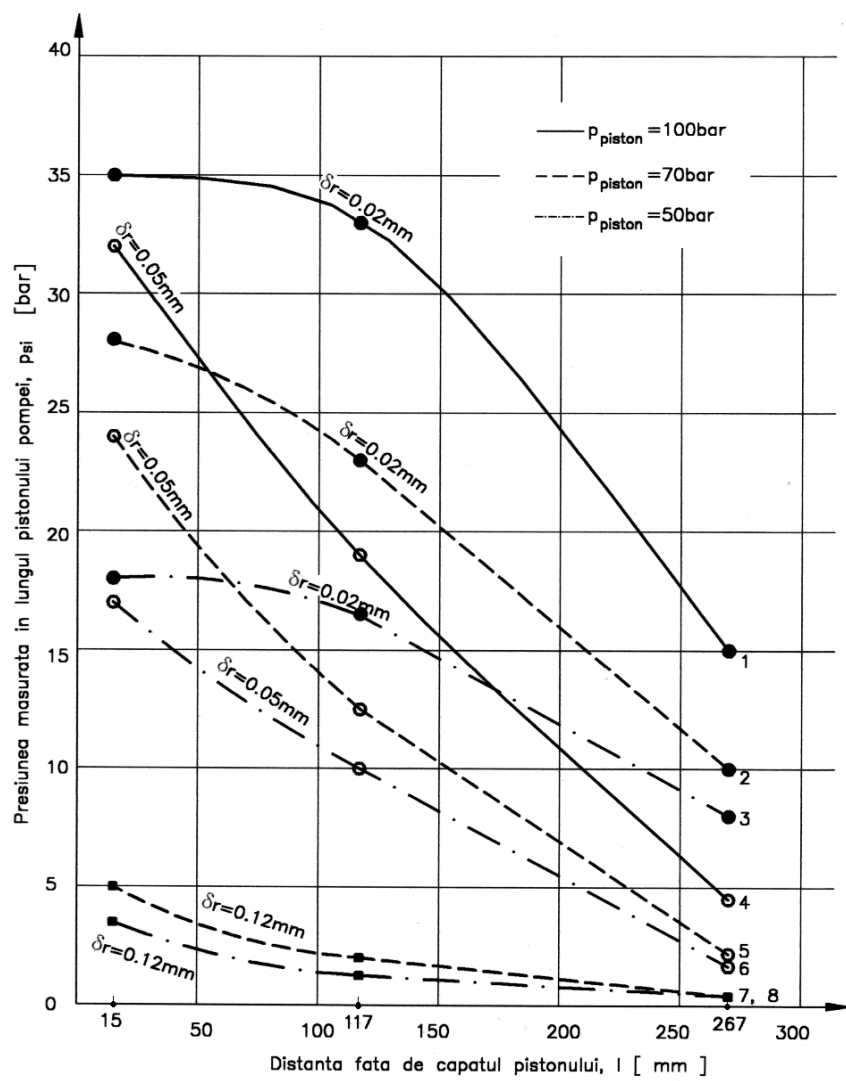
Variația comparativă a înălțimii de ridicare a bilei supapei cu timpul, pentru coliviile standard și cu nervuri drepte înclinate de 20°.

- supapa fixă a pompei de extracție cu colivie cu trei nervuri drepte, având în secțiune un profil trapezoidal, îmbunătățește mult condițiile de funcționare pentru întreg domeniu de variație a unghiului de înclinare cuprins între 0° și 30°;
- înălțimea mai mică de ridicare a bilei în colivia cu nervuri drepte și oscilațiile mai slabe ale acesteia înainte de a se așeza pe scaun, contribuie la creșterea gradului de umplere cu lichid a cilindrului pompei de extracție;
- modificarea constructivă a coliviei supapei fixe a pompei de extracție, elimină ideea ca bila să fie acționată la coborâre de un resort spiral, pretensionat.

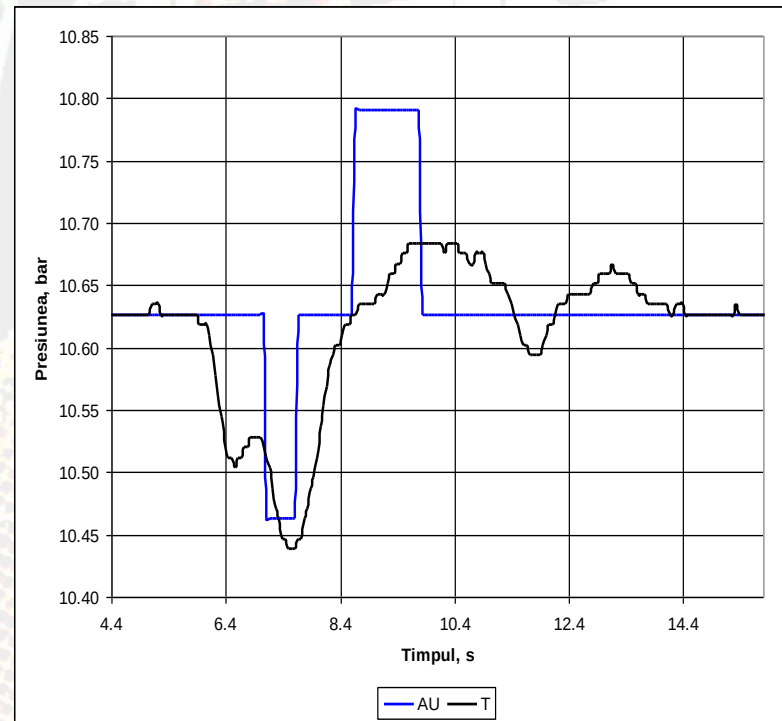
A close-up photograph of the interior mechanical structure of a vehicle, likely a bus or truck. A prominent green vertical support post is visible, surrounded by black metal bars and various cables. A yellow cable is secured with a yellow strap, and several white cables are bundled together on the left side. The background shows the interior of the vehicle, including a window and ceiling structure.

[illegible]

Cap. 6 exemplificări: variația presiunii pe lungimea pistonului pompei



Variația presiunii măsurate în lungul pistonului pompei



Variația presiunii în lungul cilindrului pompei model într-un ciclu de pompare, pentru cele două tipuri de fluide – apă potabilă cu adaos de ulei emulsionabil (AU) și un amestec de țiței (90%) cu un conținut de apă de zăcământ (10%) prelevat dintr-o sondă aparținând Schelei de Producție Băicoi (T).

Din interpretarea graficelor prezentate rezultă următoarele:

în cazul utilizării apei cu un conținut scăzut în ulei emulsionabil, variația presiunii pe lungimea pistonului este aproximativ liniară atât la cursa ascendentă, cât și la cursa descendentă;

în cazul utilizării ca agent de lucru a țițeiului provenit din Schela de Producție Băicoi, se constată o variație mai mare a presiunii din spațiul inelar la cursa descendentă datorată adsorbției mai puternice pe cele două suprafețe metalice în alunecare, care asigură menținerea unei pelicule continue între piston și cilindru;

variația presiunii pe lungimea pistonului într-un ciclu de pompare este dependentă, pe de o parte, de jocul radial (care este constant pentru cele două medii de lucru) și, pe de altă parte, de puterea de udare a fluidului pompat și de vâscozitatea acestuia.

Rezumatul capitolului al șaptelea

- Există foarte puține informații în literatura de specialitate, referitoare la randamentul pompei în condițiile scurgerilor de lichid printre bilă și scaunul supapei. Ținând cont de caracterul bifazic al fluidului din sondă, este de subliniat faptul că cilindrul pompei de extracție nu este umplut complet cu lichid, o bună parte din volumul acestuia fiind umplut cu gaze, fapt ce duce la un randament scăzut al pompei. Dacă volumul de gaze aspirat este mare, presiunea de comprimare a țigăiului și gazelor de sub piston realizată la cursa descendentă nu crește destul pentru a putea deschide supapa mobilă. Astfel, la cursa ascendentă, fluidul se destinde, dar presiunea în pompă este încă destul de mare ca să nu permită deschiderea supapei fixe de aspirație. În acest caz pompa este blocată cu gaze și nu produce.
- Se prezintă algoritmul de calcul al randamentului scurgerilor de lichid prin supapele cu bilă care echipează pompele de extracție poziționate vertical sau înclinat, la *cursa ascendentă* și la *cursa descendentă*. Acest demers reprezintă o contribuție originală a autorului.
- Este stabilită de asemenea, relația randamentului care ține seama de scurgerile de lichid dintre cilindru și pistonul pompei ca o completare a modelelor teoretice și pe simulatorul LMS AMESIM realizate în capitolul al cincilea.

Într-o formă care urmărește prezentarea completă a problemei tratate, autorul stabilește în final relația randamentului total al scurgerilor de lichid la nivelul pompei de extracție (ansamblul piston – cămașă și bilă scaun), ceea ce constituie o nouă contribuție originală.

Cap. 7 exemplificări: relațiile randamentului hidraulic

Randamentul pierderilor de lichid prin supapele cu bilă la cursa ascendentă a pistonului:

$$\eta_{sa} = \cos^2 \frac{\varphi_a}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_a}{2} \right)$$

$$\text{pentru supapa mobilă: } \eta_{sam} = \cos^2 \frac{\varphi_{am}}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_{am}}{2} \right)$$

$$\text{pentru supapa fixă: } \eta_{saf} = \cos^2 \frac{\varphi_{af}}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_{af}}{2} \right)$$

Randamentul pierderilor de lichid prin supapele cu bilă la cursa descendentă a pistonului:

$$\eta_{sd} = \cos^2 \frac{\varphi_d}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_d}{2} \right)$$

$$\text{pentru supapa mobilă: } \eta_{sdm} = \cos^2 \frac{\varphi_{dm}}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_{dm}}{2} \right)$$

$$\text{pentru supapa fixă: } \eta_{sdf} = \cos^2 \frac{\varphi_{df}}{2} \cdot \left(1 - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \frac{\varphi_{df}}{2} \right)$$

Randamentul pierderilor de lichid dintre pistonul și cilindrul pompei de extracție în condiții dinamice și statice:

- pentru cazul condițiilor dinamice:

$$\eta_{sca} = 1 - \left\{ \frac{7,5 \cdot \Delta p \cdot R_c^2}{\mu \cdot l \cdot n \cdot S_r \cdot k^2} \left[(1 - k^2)(1 - k)^2 - \frac{2 \cdot k \cdot A \cdot (1 - k)}{R_c^2} \right] + \frac{60 \cdot v_{max} \cdot A \cdot k^2}{n \cdot S_r \cdot R_p^2 \cdot (1 - k) \cdot (1 + 2k)} \right\}$$

- pentru cazul condițiilor statice:

$$\eta_{sc} = 1 - \frac{7,5 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot R_c^2}{\mu \cdot l \cdot n \cdot S_r} \cdot \frac{(1 - k^2)(1 - k)^2}{k^2}$$

Concluziile tezei

1. Prin utilizarea protecției catodice și a tratamentelor termochimice de borurare și cromare se poate prelungi durata de utilizare a unei pompe de extracție de la 2 până la 2,5 ori, față de media anuală înregistrată în absența acestor măsuri.
2. Există modalități de a acționa supapele amplasate în interiorul unei pompe extracție cu prăjini, în așa fel încât să se deschidă și să se închidă chiar dacă în pompă există gaz. Ulterior, gazul poate fi evacuat și pompa poate rămâne în funcțiune. Aceste soluții deși în fază experimentală, se recomandă a fi încercate pentru a asigura creșterea randamentului volumic de umplere al pompei.
3. Pentru a rezolva problema nisipului blocat în pompa de extracție, se pot utiliza soluții de construcție a pompei. Particulele de nisip pot fi separate de țitei în *dispozitivul de turbionare - separatorul de fund*. Modelarea numerică, constituie un instrument eficient la analiză și fixare a formei constructive a pompei în cazul vehiculării țiteiului cu nisip.
4. Coliviile actuale ale supapei fixe și supapei mobile au o construcție ce nu asigură o ghidare bună a bilelor la coborârea pe scaun. Lipsa unui ghidaj corespunzător face ca timpul de închidere să crească, iar randamentul volumic al pompei să scadă. Randamentul volumic este cu atât mai mic cu cât pompa este plasată în sondă sub un unghi de înclinare mai mare. Reducerea jocului radial dintre bilă și interiorul coliviei nu rezolvă pe deplin ghidarea și nu asigură o secțiune de trecere suficient de mare. În urma cercetărilor efectuate de autor, se propune o construcție nouă de colivie cu nervuri drepte, realizată în două variante tehnologice.
5. Cinematica bilei supapei fixe și a supapei mobile este influențată de poziția pe care o are pompa de extracție în sondă, verticală sau înclinată. În cazul pompei plasată înclinat în sondă, cinematica deplasării bilei se modifică. Principalele cauze sunt determinate de: existența unui joc radial important între interiorul coliviei și bilă; prezenta degajărilor din interiorul coliviei. Căutând o soluție practică la utilizarea ecuațiilor de mișcare deduse la deplasarea bilei supapei în lichid, s-a stabilit expresia unghiului critic de înclinare a pompei când bila, în cursa descendentă, lovește muchia superioară a conicității scaunului. În cazul depășirii unghiului critic de înclinare al pompei, șocurile repetate ale bilei pe muchia conicității scaunului conduc la distrugerea ambelor piese prin oboseală de contact.

Concluziile tezei -continuare

6. Modelele matematice dezvoltate pentru simularea mișcării bilei supapei pot fi îmbunătățite, dacă sunt cunoscute valorile experimentale ale variabilelor implicate în aceste modele. Determinarea coeficientului de rezistență la înaintare, a coeficientului de viteză, a coeficientului de compresibilitate pentru amestecul de țigăi, apă și gaze, contribuie la mărirea acurateții simulărilor numerice efectuate.
7. În prezent, simulatoarele numerice oferă posibilități multiple de analiză. Utilizarea acestora permite modelarea rapidă a unui sistem ingineresc, în cazul de față a unei pompe de extracție și dezvoltarea unor studii cu un grad ridicat de încredere. Analiza este bazată pe folosirea unor elemente din biblioteca programelor, la care sunt asociate ecuațiile cunoscute din mecanică, hidraulică, termotehnică, etc. cu un grad de precizie care depinde de intențiile studiului. Utilizând simulatorul LMS AMESIM, autorul a putut compara rezultatele experimentale cu cele numerice, obținând soluții apropiate de valorile experimentale și de rezultatele altor autori.
8. Pe modelul pompei de adâncime în care s-a simulat curgerea fluidului, s-a putut studia în continuare fenomenul de eroziune pentru particule de nisip de diferite diametre, inclusiv pe amestecuri de particule cu dimensiuni diferite. Un rezultat important îl constituie identificarea zonelor în care avem o intensificare a eroziunii, datorată formei canalelor de curgere prin supapă și a asimetriei curgerii induse de acestea.
9. S-au realizat modele numerice care țin seama de prezența rilelor pe suprafața pistonului pompei de adâncime. Pe un astfel de model s-a evidențiat o creștere a randamentului volumic de 3 ... 8 % în funcție de jocul de montaj, la pistonul cu rile comparativ cu pistonul lis.
10. Autorul determină pe baza cunoștințelor din mecanica fluidelor o relație de calcul a debitului de pierderi de lichid dintre piston și cilindru, pe care o compară cu relațiile de calcul ale altor cercetători, găsind diferențe de până la 30 %.

Concluziile tezei - continuare

11. Pierderile de lichid dintre piston – cilindru sunt apreciate prin stabilire experimentală a acestora și în continuare, prin elaborarea unei relații care să aproximeze cât mai exact rezultatele obținute ca urmare a experimentelor realizate. Autorul a elaborat aceste noi relații originale pentru tipurile de pompe de extracție $P 2^{7/8} \times 1^{3/4}$ și $P 2^{7/8} \times 1^{1/4}$.
12. În lucrare sunt prezentate o serie de determinări experimentale greu de realizat, dar care pot constitui un suport important pentru lucrările ulterioare din domeniu. Astfel, se determină presiunea din spațiul inelar dintre cilindru și pistonul pompei pentru mai multe jocuri radiale 0,12 mm; 0,05 mm; 0,020 mm, la diferite diferențe de presiune pe piston 100 bar; 70 bar; 59 bar în regim static. O altă determinare experimentală remarcabilă se referă la presiunea din spațiul inelar în regim dinamic. Aceste înregistrări au evidențiat o serie de aspecte în premieră la nivel național și internațional: în cazul utilizării apei cu un conținut scăzut în ulei emulsionabil, variația presiunii pe lungimea pistonului este aproximativ liniară atât la cursa ascendentă, cât și la cursa descendentă; În cazul utilizării ca agent de lucru a țițeiului provenit din Schela de Producție Băicoi, se constată o variație mai mare a presiunii din spațiul inelar la cursa descendentă datorată adsorbției mai puternice pe cele două suprafețe metalice în alunecare, care asigură menținerea unei pelicule continue între piston și cilindru; Variația presiunii pe lungimea pistonului într-un ciclu de pompare este dependentă, de jocul radial (care este constant pentru cele două medii de lucru) și de vâscozitatea fluidului pompat.
13. În cadrul cercetărilor experimentale s-au urmărit deschiderea și închiderea supapei cu bilă dispusă vertical sau înclinat. De apreciat este faptul că, aceste determinări experimentale au caracter de unicat în România și surprinderea înălțimii de ridicare a supapei are o valoare excepțională pentru confirmare modelelor teoretice asociate. S-au înregistrat pe calculator pozițiile bilei, pe durata mai multor cicluri de funcționare. S-au ridicat curbele caracteristice înălțimii bilei de pe scaunul supapei, pe baza variației tensiunii măsurate pentru cele două construcții de colivii testate pe instalația experimentală, având diferite unghiuri de înclinare.
14. Determinarea pierderilor de lichid dintre bilă și scaun constituie un subiect puțin tratat în literatura de specialitate. Se propune un algoritm de determinare a pierderilor de lichid la supapa cu bilă în șase pași, bazat pe modelele teoretice și determinările experimentale făcute în capitolul al șaptelea, model utilizat la stabilirea randamentului volumic total al pompei de extracție din capitolul al optulea.
15. Este stabilită relația randamentului volumic care ține seama de scurgerile de lichid dintre cilindru și pistonul pompei și de pierderile dintre bilă și scaunul supapei .

Contribuțiile personale

- *Sistematizarea surselor bibliografice și stabilirea tematicii de cercetare:* spațiul inelar/interstițiul cămașă-piston; modificarea caracteristicilor fluidului vehiculat cu temperatura și presiunea; influența prezenței gazelor în pompa de adâncime; posibilitățile de reducere a consumului energetic la acționarea pompei; îmbunătățirea randamentului hidraulic prin modul de construcție al pompei; creșterea randamentului volumic al pompei prin controlul umplerii și submergența pompei; evitarea depunerilor de nisip în pompă; construcția pompelor pentru sondele adânci.
- *Ca urmare a studiul experimental al autorului, pe pompele de extracție cu piston* utilizate în cadrul ASSET-ul Muntenia - Schela de Producție Băicoi, a efectelor protecției catodice asupra cuplului cămașă (cilindru) – piston prin utilizarea anozilor activi și a scaunelor supapelor cu bilă tratate termochimic, realizate din oțel carbon supus la tratamentele de borurare și/sau cromare, s-a obținut o creștere a duratei de funcționare de 2,5 ori mai mare la pompele de extracție cu protecție catodică și tratamentul termochimic de borurare și de 2 ori mai mare la pompele de extracție cu protecție catodică și tratamentul termochimic de cromare, față de media anuală înregistrată anterior prin realizarea.
- *Stabilirea relațiilor de modelare a proceselor de curgere* la deschiderea și închiderea supapei cu bilă în condițiile pompelor poziționate vertical sau înclinat, incluzând fenomenul de percuție între bilă și scaun. Relațiile originale deduse de autor permit calculul timpului de deplasare al bilei în lichid la deschiderea și închiderea supapei și a vitezei de deplasare a bilei în lichid. Sunt efectuate determinări numerice referitoare la influența adâncimii sondei asupra timpului de deplasare al bilei și asupra vitezei acesteia. Este stabilită relația care determină volumul de lichid scurs printre bilă și scaunul supapei până la închiderea supapei.

Contribuțiile personale-continuare

- Autorul stabilește expresia unghiului critic de înclinare a pompei când bila, în cursa descendentă, lovește muchia superioară a conicității scaunului. Cinematica bilei supapei fixe și a supapei mobile este influențată de poziția pe care o are pompa de extracție în sondă, verticală sau înclinată. Principalele cauze sunt determinate de: existența unui joc radial important între interiorul coliviei și bilă; prezenta degajărilor din interiorul coliviei. În cazul depășirii unghiului critic de înclinare al pompei, șocurile repetate ale bilei pe muchia conicității scaunului conduc la distrugerea ambelor piese prin oboseala de contact.
- Determinarea pe cale experimentală a relației coeficientului de rezistență la înaintare c_R pentru o sferă situată într-un spațiu limitat. Această relație este stabilită pentru patru unghiuri de înclinare ale supapei $0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ și 30° . S-a constatat că, coeficientul de rezistență hidraulică depinde de intensitatea curgerii lichidului în jurul bilei. Cu cât regimul de curgere este mai intens, cu atât coeficientul de rezistență hidraulică scade. Coeficientul de rezistență hidraulică maxim este de 4,5, iar cel minim de 1,3. Mărirea unghiului de înclinare reduce valorile coeficientului de rezistență hidraulică. Autorul stabilește această relație și într-o formă modificată care ține seama de raportul dintre diametrul bilei și diametrul coliviei. Astfel relația poate fi utilizată pentru orice condiții de lucru care au în vedere atât dimensiunile și masa bilelor, cât și debitul și proprietățile fizice ale lichidelor (densitate, vâscozitate) care curg prin elementele pompelor de extracție.
- Stabilirea pe cale experimentală pe un stand proiectat și realizat de autor a relației coeficientului de viteză element important pentru stabilirea legăturii dintre debitul real și cel teoretic al pompei de extracție. Coeficientul de viteză este determinat pentru diferite poziții ale bilei față de scaunul supapei, pentru ambele sensuri de curgere prin supapă. Din experimentele efectuate a rezultat că, la distanțe mai mari de 6 mm ale bilei față de scaun, bila supapei nu mai influențează scurgerea lichidului din corpul coliviei pentru ambele sensuri de curgere.

Contribuțiile personale-continuare

- *Autorul stabilește două corelații pentru determinarea coeficienților de compresibilitate pentru apă β_a și țitei β_t în funcție de temperatură, pentru un domeniu de presiuni de până la 150 bar.*
- *În cazul în care în țiteiul extras avem și particule de nisip, acestea determină eroziunea pistonului, a bilei și scaunului supapei. Pentru a modela eroziunea scaunului și a bilei supapei, autorul a folosit un model tridimensional realizat în Solidworks și studiat curgerea în aceste condiții în Flow Simulation. Studiile au inclus curgerea particulelor de nisip de diferite diametre și anumite debite masice. La deschideri mici ale supapei, eroziunea medie anuală este mai mare datorită vitezelor ridicate de curgere ($0,06 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,27 \frac{mm}{an}$ la bila supapei, la deschiderea de 1 mm) comparativ cu ($0,01 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,02 \frac{mm}{an}$ la bila supapei la deschiderea de 4 mm). Dacă se păstrează constantă deschiderea supapei (1 mm) și se modifică debitul de țitei care trece prin supapă, eroziunea medie anuală crește odată cu debitul ($0,003 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,01 \frac{mm}{an}$ la bila supapei, la un debit de $265 \frac{l}{h}$) și ($0,14 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,55 \frac{mm}{an}$ la bila supapei, la un debit de $1059 \frac{l}{h}$). Dacă se modifică diametrul particulei de nisip de la 0,3 mm la 0,2 mm, eroziunea este puțin mai mică. De exemplu, la un debit de $1059 \frac{l}{h}$ și o înălțime de ridicare de 1 mm a bilei supapei avem ($0,14 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,55 \frac{mm}{an}$ la bila supapei) comparativ cu ($0,13 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,51 \frac{mm}{an}$ la bila supapei). Dacă se folosește un amestec de particule sferice cu diametre diferite 0,2 mm (50 %) și 0,3 mm (50 %) a rezultat că nu sunt mari diferențe față de cele două cazuri anterioare ($0,13 \frac{mm}{an}$ la scaunul supapei și $0,52 \frac{mm}{an}$ la bila supapei), dar *situația prezintă importanță pentru modelarea unui amestec real în care particulele au diametre și debite diferite.**
- *Utilizând modelul elaborat s-a constatat că eroziunea maximă care apare în diferite puncte pe scaunul supapei sau pe bilă datorită asimetriilor de curgere prin supapă. Astfel, raportul între valoarea eroziunii maxime și a eroziunii medii este de 25 la scaunul supapei și de 15 la bila supapei. Astfel, eroziunea intensă pe anumite zone duce la scoaterea din uz a supapei. În aceste condiții proiectarea unui supape care să evite variația de viteză pe suprafețele dintre bilă și scaun, reprezintă o problemă importantă.*

Contribuțiile personale-continuare

- În vederea stabilirii expresiei debitului de scurgeri, autorul determină *relația care dă forma distribuției vitezei pe interstițiu*. Sunt determinate în continuare relațiile pentru debitul de lichid (la cursele ascendentă și descendentă) care se scurge prin interstițiu/spațiul cămașă -piston și comparate cu relațiile deduse în literatura de specialitate de alți cercetători.
- Cercetările efectuate pe standul de probă* a pompelor de extracție din cadrul ASSET-ului Muntenia - Schelei de Producție Băicoi, pentru tipurile uzuale de pompe de extracție cu piston $P 27/8 \times 1^{3/4}$ și $P 27/8 \times 1^{1/4}$, au condus la *stabilirea unor noi relații pentru determinarea pierderilor de lichid prin spațiul inelar* dintre piston și cilindrul pompei, în condiții statice, până la presiunea de lucru de 150 bar.
- Utilizând cercetările experimentale efectuate la sondele aflate în pompaj de adâncime cu prăjini, folosind măsurătorile cu ecometrul, *autorul a stabilit o nouă relație empirică de calcul* a debitului de pierderi de lichid, valabilă pentru atât pentru condițiile statice, cât și dinamice.
- Autorul realizează un model într-un simulator numeric LMS AMESIM pentru stabilirea debitului pierderilor de lichid între pistonul și cilindrul pompei de extracție*. Modelul este folosit mai întâi în cazul static și rezultatele sunt comparate cu rezultatele obținute pe cale experimentală. Valorile care se apropie cel mai bine de valorile experimentale, corespund unui raport de excentricitate piston-cilindru de $\varepsilon = 0,5$. Pentru $\varepsilon = 0$, (poziția centrică) valorile pierderilor obținute cu LMS AMESIM sunt mai mici decât cele experimentale. Autorul folosește în continuare modelul realizat pentru cazul dinamic în două situații *pentru pistonul neted și pentru pistonul cu rile*. Pentru pistonul neted la diferite jocuri/interstiții diametrale (de la 0,508 mm la 0,609 mm) cu excentricități maxime (de la 0,254 mm la 0,304 mm,) se obține un randament volumic de la 0,89 la 0,80. Modelul oferă posibilitatea de implementare a pistonul pompei cu detaliile sale constructive: adică, cele două camere ale pistonului, cu volumele corespunzătoare de lichid (volumele camerelor variază și țin cont de mișcarea pistonului); se modelează spațiul dintre piston și cilindru; proprietățile țiteiului; se ia în considerare accelerația gravitațională; se utilizează variația în timp a forței de acționare a garniturii de prăjini a pistonului și a elementelor cinematice; se ține seama de forțele de frecare. Pentru pistonul cu rile s-a modelat fiecare canal (rilă) care intervine în construcția pistonului. Randamentul volumic este mai bun atunci când se folosesc rilele la diferite jocuri/interstiții diametrale (de la 0,508 mm la 0,609 mm) cu excentricități maxime (de la 0,254 mm la 0,304 mm) se obține un randament volumic de la 0,92 la 0,88.

Contribuțiile personale-continuare

- Utilizând relațiile experimentale elaborate, *autorul elaborează un model complex* în programul LMS AMESIM care permite *evidențierea debitului de pierderi* prin spațiul dintre pistonul și cilindrul pompei. Modelul realizat presupune modificarea proprietăților lichidului (vâscozitatea, modulul de elasticitate și densitatea) în raport cu temperatura și presiunea, în concordanță cu valorile obținute în cadrul experimentelor, fiind grupate într-un fișier. Utilizarea dependenței de temperatură și presiune a caracteristicilor lichidului și separarea spațiului dintre piston și cilindru *în 8 zone*, evidențiază diferența dintre valorile pierderilor de lichid, comparativ cu un model cu o singură zonă de lichid. Se remarcă faptul că într-un model cu 8 zone de separare, în timpul regimului tranzitoriu, avem viteze diferite mai mici pe măsură ce ne îndepărtăm de capătul superior al pistonului (la cursa de ridicare). Modelul de lichid cu o singură zonă, prezintă o viteză aproximativ constantă în interstițiu/spațiul dintre cilindru și piston. Pierderile de lichid rezultate pe modelul cu 8 zone de separare sunt mai mari 0,065 l, comparativ cu un model cu o singură zonă, de 0,042 l (54% în plus). În modelul cu o zonă, avem la capetele interstițiului o diferență de presiune constantă de presiune. În modelul cu 8 zone, diferența de presiune este dependentă de timp, variază de la o zonă la alta, iar scăderea presiunii în interstițiu este mai bine apreciată. În concluzie, un model discretizat este mai bun, deoarece permite o selecție adecvată a valorilor medii ale caracteristicilor lichidului, utilizate în calcul.
- *Autorul a conceput, construit și montat într-un laborator al Universității Petrol Gaze din Ploiești, un stand* pentru efectuarea încercărilor (în condiții de lucru similare de cele din șantier) care să certifice ideile și rezultatele obținute în cadrul tezei elaborate. Standul a permis testarea cuplurilor de materiale pentru piston și cilindru lung, stabilirea influenței jocului radial asupra distribuției presiunii în spațiul inelar cămașă-piston. Pentru echilibrarea încărcării, instalația este prevăzută cu două pompe de extracție model de lungime redusă poziționate vertical. Instalația permite măsurarea celor mai importanți parametri care caracterizează funcționarea pompelor și anume: presiunea de refulare a fiecărei pompe; presiunea din spațiul inelar dintre piston și cilindru la o cursă completă a pistonului; înălțimea de ridicare a bilei supapei pompei pe durata refulării. Deoarece funcționarea supapelor cu bilă este influențată și de cantitatea de gaze ce intră în pompa model odată cu lichidul de lucru, pe conducta de alimentare a celor două pompe este plasat un racord pentru aer comprimat prin care se introduce o cantitate controlată de aer. În acest fel se poate urmări influența gazelor asupra funcționării supapelor pompelor de extracție studiate.

Contribuțiile personale-continuare

- Pe instalația experimentală a fost necesar să se realizeze etalonarea traductoarelor cu care este echipată instalația, prin trasarea curbelor caracteristice. A folosit un sistem de achiziție date SPIDER dotat cu software-ul CATMAN. Curbele caracteristice ale traductorului inductiv au fost ridicate pentru colivia standard și pentru colivia cu nervuri drepte. Instalația experimentală a fost echipată cu un cuplul piston-cilindru lung cu diametrul nominal de $1\frac{1}{4}$ și $1\frac{3}{4}$ in, având pistonul cromat și cilindrul călit superficial. S-a obținut caracteristica cilindrului de pompă care reprezintă variația semnalului dat de marca tensometrică în funcție de presiunea interioară creată în pompa de extracție.
- În cadrul cercetărilor experimentale s-au urmărit deschiderea și închiderea supapei cu bilă dispusă vertical sau înclinat. S-au înregistrat pe calculator pozițiile bilei pe durata mai multor cicluri de funcționare. S-au ridicat curbele caracteristice ale înălțimii de ridicare a bilei de pe scaunul supapei în funcție de variația de tensiune măsurată ale celor două construcții de colivii testate pe instalația experimentală, pentru diferite unghiuri de înclinare.
- Autorul a studiat mai întâi colivia standard pentru o poziție verticală și apoi pentru pozițiile înclinate ale pompei de extracție la 10° , 20° și 30° . Diferențele mari ale comportării supapei fixe, au rezultat la poziționarea pompei de extracție față de verticală sub unghiurile de înclinare de 20° și 30° ; la unghiul de înclinare a pompei de extracție mai mare de 10° , au rezultat întârzieri ale închiderii supapei, ceea ce face ca randamentul volumic al pompei de extracție să scadă progresiv. Aceste determinări experimentale efectuate de autor, au caracter de unicat în România, iar înregistrările înălțimii de ridicare ale bilei supapei, are o semnificație deosebită pentru confirmare modelelor teoretice asociate.
- S-a studiat comportarea supapei având colivia cu nervuri drepte. Pentru poziția verticală, viteza de ridicare este practic aceeași la ambele construcții - standard și cu nervuri drepte, dar viteza de coborâre este mai lentă la acestea din urmă, după care are tendință de staționare. Colivia cu nervuri drepte reduce înălțimea de ridicare și prelungește timpul cât bila rămâne deasupra scaunului pentru unghiurile de înclinare ale pompei de extracției de 20° și 30° . În cazul coliviei standard, din înregistrările efectuate a rezultat că la apropierea de scaun, bila prezintă oscilații puternice, poziția ei fiind instabilă. Înălțimea mai mică de ridicare a bilei în colivia cu nervuri drepte și oscilațiile mai slabe ale acesteia înainte de a se așeza pe scaun, contribuie la creșterea gradului de umplere cu lichid a cilindrului pompei de extracție.

Contribuțiile personale-continuare

- *Variația presiunii în lungul pistonului în interstițiul de montaj este un parametru foarte important în aprecierea pierderilor volumice și a distribuției vitezei în spațiul inelar. Relațiile teoretice de calcul a presiunii în lungul pistonului sunt afectate de termeni de corecție, care nu întotdeauna sunt ușor de stabilit, iar experimentele făcute de autor au un rol deosebit de important, fiind de asemenea unicate pentru cercetarea românească din domeniu, dar și din lume. În prima etapă a studiului efectuat pe instalația experimentală, autorul a procedat la măsurarea presiunii pe lungimea pistonului pompei de extracție model, în regim static prin metoda tensometrică.*
- *Aceste măsurători au pus în evidență: deformarea elastică pe direcție radială sub acțiunea presiunii interioare a cilindrului lung sau a setului de cămăși al pompei; creșterea maximă a jocului radial dintre piston și cilindru sau setul de cămăși intervine în momentul în care capătul pistonului, pe care acționează presiunea hidrostatică a coloanei de lichid corespunzătoare adâncimii de fixare a pompei de extracție, ajunge în zona centrală a cursei și nu neapărat la mijlocul cursei; la pompele de extracție tip P deformarea elastică radială determină deplasarea relativă periodică a fețelor frontale ale cămășilor, dacă forța axială aplicată la montaj nu creează forțe de frecare capabile să asigure deformarea concomitentă a cămășilor, astfel încât setul de cămăși să formeze un cilindru unitar; Strângerea exagerată a cămășilor duce la deformarea acestora sub formă de butoi, ceea ce determină modificarea jocului radial inițial.*
- *În a doua etapă a studiului experimental s-a procedat la măsurarea variației presiunii în spațiul inelar dintre cilindrul și pistonul pompei de extracție model în regim dinamic, folosind tot metoda tensometrică. Din interpretarea graficelor prezentate rezultă că: în cazul utilizării apei cu un conținut scăzut în ulei emulsionabil, variația presiunii pe lungimea pistonului este aproximativ liniară atât la cursa ascendentă, cât și la cursa descendentă; în cazul utilizării ca agent de lucru a țiteiului provenit din cadrul ASSET-ului Muntenia - Schela de Producție Băicoi, se constată o variație mai mare a presiunii din spațiul inelar la cursa descendentă datorată adsorbției mai puternice pe cele două suprafețe metalice aflate în alunecare, care asigură menținerea unei pelicule continue între piston și cilindru; Variația presiunii pe lungimea pistonului depinde, de jocul radial, de capacitatea de udare a fluidului pompat și de vâscozitatea acestuia.*
- *Autorul propune un algoritm de determinare a pierderilor de lichid la supapa cu bilă în șase pași, bazat pe modelele teoretice și determinările experimentale făcute în capitolul al șaptelea.*
- *Autorul prezintă algoritmul de calcul al randamentului volumic prin supapele cu bilă care echipează pompele de extracție cu piston, poziționate vertical sau înclinat, la cursa ascendentă și la cursa descendentă. Este stabilită relația randamentului volumic care ține seama de scurgerile de lichid dintre cilindru și pistonul pompei de extracție, ca o completare a modelelor teoretice și de simulare - LMS AMESIM realizate în capitolul al cincilea.*
- *Autorul determină o nouă relație originală a randamentului volumic total la nivelul pompei de extracție.*