

UDK: 621.643.4(047)=861
 COSATI: 13-11, 14-02, 05-02

Statička greška regulatora pritiska za tečni propan-butan

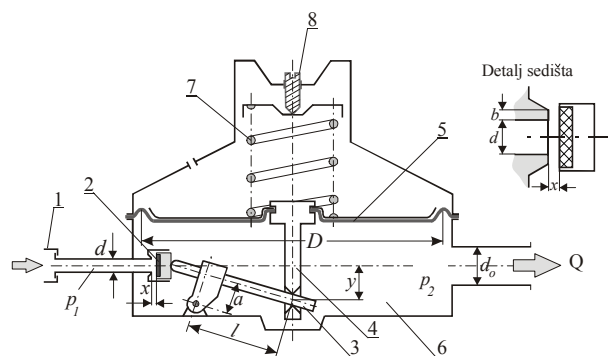
Dr Dragoljub Vujić, dipl.inž.¹⁾
 Mr Slobodan Radojković, dipl.inž.²⁾

Izveden je matematički model ponašanja regulatora u stacionarnom režimu. Model predstavlja zavisnost izlaznog pritiska od protoka i ulazog pritiska, kao i konstrukcionih parametara regulatora. Razmotren je uticaj konstrukcionih parametara na veličinu statičke greške. U okviru numeričkog primera, za jedan tip regulatora, određena je statička karakteristika, statička greška, pritisak i sila hermetizacije.

Ključne reči: regulator pritiska, statička karakteristika, statička greška.

Uvod

REGULATOR pritiska za propan-butan (sl.1) ima široku primenu u domaćinstvu i služi da visoki i promenljivi ulazni pritisak iz boce p_1 snizi na približno konstantnu vrednost izlaznog pritiska p_2 kojim se napajaju aparati u domaćinstvu (štednjaci, rešoi, roštilji,...). Teorijski, regulator bi trebalo da održava zadatu (podešenu) vrednost konstantnom, bez obzira na variranje dva nezavisna parametra opterećenja: protok Q (potrošnja) i ulazni pritisak p_1 . Međutim, ovaj tip regulatora ne može taj zadatak da ispuni u potpunosti, jer ima samo proporcionalno dejstvo (P-regulator), pa mu je *statička greška* imanentno svojstvo.



Slika 1. Regulator pritiska

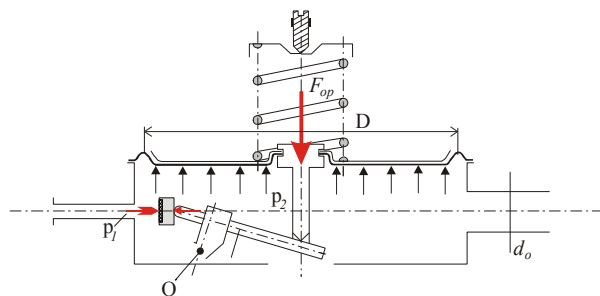
1- ulazni priključak; 2- regulacioni ventil; 3- klackalica; 4- podizač klackalice; 5- membrana; 6- radna komora; 7- opruga; 8- zavrtanj za podešavanje izlaznog pritiska

Određivanje statičke karakteristike regulatora se svodi na određivanje matematičkog modela kojim se uspostavlja zavisnost izlaznog pritiska p_2 od konstrukcionih parametara i od nezavisnih promenljivih veličina p_1 i Q .

Matematički model ponašanja regulatora

Pri formiranju matematičkog modela statičke karakteristike polazi se od jednačine ravnoteže momenata svih sila koje deluju na pokretni sistem regulatora i jednačine kontinuiteta protoka na ulazu i na izlazu regulatora. Zbir momenata svih sila za tačku O regulatora, prema sl.2, može se napisati u obliku:

$$\Sigma M_o^F = aA_v(p_1 - p_2) - p_2 A_M l + c(y_0 - y)l = 0 \quad (1)$$



Slika 2. Šema opterećenja

Odatle sledi da je izlazni pritisak:

$$p_2 = \frac{c y_0}{(a A_v + l A_M)} - \frac{c y}{(a A_v + l A_M)} + \frac{a A_v p_1}{(a A_v + l A_M)} \quad (2)$$

gde su: a, l - krakovi klackalice (elementa krute povratne sprege); c - krutost opruge; y_0 - početni ugib opruge (kad je regulacioni ventil 2 zatvoren); y - radni ugib opruge; A_v - površina otvora ventila; A_M - efektivna površina membrane.

Sa sl.2 su očigledne relacije:

$$y = \frac{l}{a} x \quad ; \quad A_v = \frac{d^2 \pi}{4} \quad ; \quad A_M = \frac{D^2 \pi}{4}$$

¹⁾ Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15

²⁾ TELEOPTIK, 11080 Zemun, Cara Dušana 141

pa se izraz (2) može pisati u obliku:

$$p_2 = \frac{cly_0}{\frac{\pi}{4}(ad^2 + ID^2)} - \frac{\frac{l}{a}xcl}{\frac{\pi}{4}(ad^2 + ID^2)} + \frac{a \frac{d^2 \pi}{4} p_1}{\frac{\pi}{4}(ad^2 + ID^2)}$$

odnosno:

$$p_2 = \frac{4lcy_0}{\pi(ad^2 + ID^2)} - \frac{4cl^2x}{a\pi(ad^2 + ID^2)} + \frac{ad^2 p_1}{(ad^2 + ID^2)} \quad (3)$$

Zbog postojanja povratne sprege po pritisku, zatvaranje/otvaranje izlaznog otvora regulatora automatski izaziva zatvaranje/otvaranje regulacionog ventila, tj. promenu njegove koordinate x . Protok kroz regulacioni ventil, za slučaj natkritičnog strujanja, iznosi:

$$Q = \mu_l d \pi x \frac{p_1 \psi}{\sqrt{RT_1}} \quad (4)$$

gde su: μ_l - koeficijent protoka ventila; d - prečnik otvora ventila; R - gasna konstanta; T_1 - ulazna temperatura gasa; -faktor natkritičnog strujanja koji iznosi:

$$\psi = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi+1} \left(\frac{2}{\chi+1} \right)^{\frac{2}{\chi-1}}} \quad (5)$$

Saglasno izrazu (4), za ostvarivanje protoka Q potrebno je da klapna ventila bude udaljena od sedišta ventila za:

$$x = \frac{Q \sqrt{RT_1}}{\mu_l d \pi p_1 \psi} \quad (6)$$

Zamenom (6) u (3) dobija se krajnji izraz za izlazni pritisak:

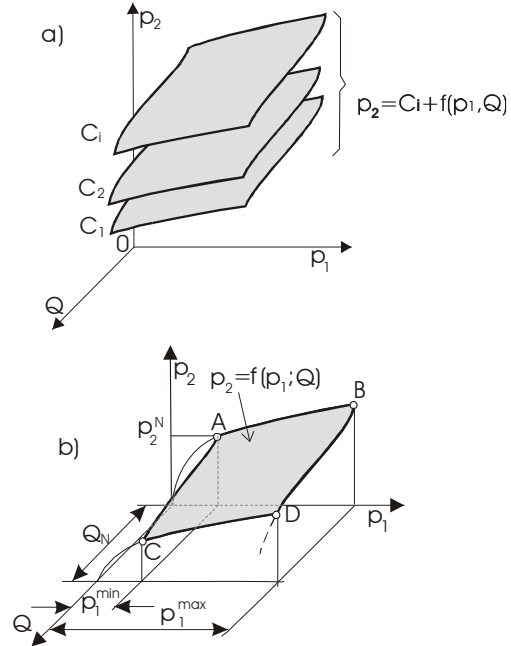
$$p_2 = \frac{4lcy_0}{\pi(ad^2 + ID^2)} - \frac{4cl^2 Q \sqrt{RT_1}}{\mu_l \pi^2 \psi ad(ad^2 + ID^2) p_1} + \frac{ad^2 p_1}{(ad^2 + ID^2)} \quad (7)$$

Kao što se vidi, izlazni pritisak je funkcija dve nezavisne promenljive Q , p_1 i jedne podesive konstante koja zavisi od početnog ugiba opruge y_0 - prvi član jednačine (7). To u geometrijskom smislu predstavlja familiju prostornih površina konstantnog potencijala (sl.3a), koje odgovaraju različitim zadatim silama opruge $F_{op} = cy_0$.

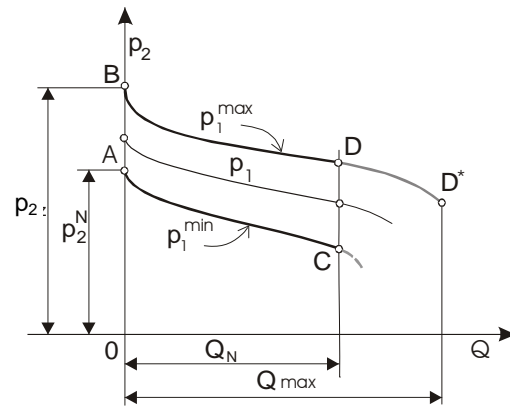
Željenom nazivnom izlaznom pritisku odgovara jedna nivo-površina $p_2^N = C_N + f(p_1, Q)$ (sl.3b) - koja se iz praktičnih razloga predstavlja u ravni p_2, Q familijom linija - karakteristika $p_2 = \varphi(Q)$ za različite konstantne vrednosti ulaznog pritiska od p_1^{\min} do p_1^{\max} (sl.4).

Ove linije se zovu **statičke karakteristike** regulatora a više različitih krivih formira dijagram statičkih karakteristika. Posebno su zanimljive dve krajnje karakteristike koje odgovaraju ekstremnim vrednostima ulaznog pritiska p_1^{\min} i p_1^{\max} . S obzirom da funkcija $p_2 = \varphi(Q)$ linearno zavisi od Q znači da su karakteristike, barem teorijski, *prave linije* (sl.5). Karakteristike konstruisane na osnovu eksperimentalnih merenja odstupaju od pravca, naročito u gornjem delu (sl.4), zato što računaska karakteristika ne uzima u obzir

dotadni pritisak za hermetičko zatvaranje ventila.



Slika 3. Statička karakteristika regulatora



Slika 4. Karakteristike $p_2 = \varphi(Q)$

Razlika između stvarne vrednosti izlaznog pritiska p_2 i deklarisanе nazivne vrednosti p_2^N predstavlja **statičku grešku** regulatora:

$$\Delta p = p_2 - p_2^N \quad (8)$$

U stručnoj literaturi se za nazivni (referentni) pritisak p_2^N obično uzima statički izlazni pritisak koji vlada u radnoj komori kad nema protoka ($Q = 0$ - zatvoren izlaz), a na ulazu vlada minimalni pritisak p_1^{\min} , (tačka A, sl.4). Ovakvim izborom se uprošćava izraz za statičku grešku, što olakšava analizu uticaja pojedinih parametara na tačnost regulatora. Nacionalni i međunarodni standardi mogu propisati i drugačiji izbor nazivnog pritiska. Na primer, stari JUS je nazivnim izlaznim pritiskom smatrao pritisak koji se dobije sa ulaznim pritiskom $p_1 = 0.5(p_1^{\min} + p_1^{\max})$ i protokom $Q = 0.5 Q_N$, gde je Q_N nazivni protok.

Kada se u izraz (7) uvrsti $Q = 0$ i $p_1 = p_1^{\min}$ dobija se

nazivni pritisak:

$$p_2^N = \frac{4cly_0}{\pi(ad^2 + lD^2)} + \frac{ad^2 p_1^{\min}}{(ad^2 + lD^2)} \quad (9)$$

Ako se u izraz (8) uvrsti (3) i (9), izraz za grešku postaje:

$$\Delta p = \frac{ad^2(p_1 - p_1^{\min})}{(ad^2 + lD^2)} - \frac{4cl^2 x}{\pi a(ad^2 + lD^2)} \quad (10)$$

ili

$$\Delta p = \frac{p_1 - p_1^{\min}}{1 + \frac{lD^2}{ad^2}} - \frac{4cx}{a\pi\left(\frac{ad^2}{l^2} + \frac{D^2}{l}\right)} = \Delta p(p_1) - \Delta p(Q) \quad (11)$$

gde je:

$$\Delta p(p_1) = \frac{p_1 - p_1^{\min}}{1 + \frac{lD^2}{ad^2}} \quad (12)$$

$$\Delta p(Q) = \frac{4cQ\sqrt{RT_1}}{\mu_1\pi^2\psi ad\left(\frac{ad^2}{l^2} + \frac{D^2}{l}\right)} p_1 \quad (13)$$

Izrazi (11, 12 i 13) dokazuju da na veličinu greške regulatora utiču ne samo nezavisni parametri p_1, Q , već i vrednosti konstrukcionih parametara, a to su prečnik membrane D , prečnik otvora ventila d , kraci klackalice a, l i krutost opruge c . Vrednosti konstrukcionih parametara se određuju u prvoj fazi sinteze regulatora, pa je veoma važno izvršiti njihov pravilan izbor koji će doprineti optimalnom rešenju.

Pažljivom analizom se može ustanoviti da se poveć

$$q_H = \frac{m + np_1}{10\sqrt{b}} \quad (14)$$

gde su: m , n - koeficijenti za zaptivku od polutvrde gume; b - širina zaptivajuće površine sedišta (sl.1). Za stvaranje ovog pritiska potrebna je sila:

$$F_H = q_H S_H \quad (15)$$

gde je površina zaptivanja:

$$S_H = (d+b) \cdot b \quad (16)$$

Iz uslova:

$$F_H \cdot a = (AM \cdot p_2) \cdot l$$

dobija se

$$\delta p_2 = \frac{a \cdot F_H}{l \cdot A_M} \quad (17)$$

Izlazni pritisak pri kojem prestaje curenje na ventilu se zove *pritisak hermetizacije* ili *pritisak zatvaranja* p_z .

Pri tipskom ispitivanju, kao merodavan se uzima pritisak hermetizacije pri najvećem ulaznom pritisku - tačka B (sl.5). Kod ventila koji imaju kvalitetnu izradu, sila za hermetizaciju je mala, pa se pritisak hermetizacije ne razlikuje mnogo od računске vrednosti statičkog izlaznog pritiska.

Na osnovu izloženog može se zaključiti da kvalitet i sposobnost brze hermetizacije regulacionog ventila imaju znatan uticaj na veličinu statičke greške regulatora. Relevantni standardi propisuju da razlika između izlaznih pritisaka, izmerenih u tačkama B i C (sl.5), ne sme biti veća od 30% p_2^N . To znači da karakteristike treba da imaju što blaži uspon, a segment p_2 da bude što kraći.

Numerički primer

Za regulator pritiska propan-butana poznati su sledeći podaci:

- efektivni prečnik profilisane membrane $D = 50$ mm
- prečnik otvora regulacionog ventila $d = 1.3$ mm
- prečnik izlaznog otvora $d_0 = 5$ mm
- kraci klackalice $a = 5$ mm; $l = 16$ mm
- krutost opruge $c = 1/3$ N/mm²
- ulazni pritisak u granicama $p_1 = (0.5 \div 10) \cdot 10^5$ N/m²
- standardni nazivni izlazni pritisak $p_2^N = 30$ mbar = $= 0.03 \cdot 10^5$ N/m²
- maseni protok u granicama $Q = 0.5 \div 2$ kg/hP/B

Treba odrediti vrednosti izlaznog pritiska u karakterističnim tačkama $A(p_1^{\min}, Q = 0)$, $B(p_1^{\max}, Q = 0)$ i $C(p_1^{\min}, Q = Q_N)$ i izračunati maksimalnu grešku u stacionarnom režimu (statička greška).

Jugoslovenski standard JUS M.C5.360 iz 1987.god. predviđa dozvoljeno odstupanje izlaznog pritiska u granicama $p_2 = (0.95 \div 1.25) p_2^N$.

Protok ulaznog (regulacionog) ventila sveden na protok vazduha

$$\frac{p_2^N}{p_1^{\min}} = \frac{1.013 + 0.03}{1.013 + 0.5} = \frac{1.043}{1.513} = 0.687 > 0.53 \rightarrow \text{potkritično}$$

strujane kroz ventil

Faktor potkritičnog strujanja je:

$$\begin{aligned} \psi_1^{\min} &= \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_2^N}{p_1^{\min}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2^N}{p_1^N} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 1.4}{(1.4-1)} \left[(0.687)^{\frac{2}{1.4}} - (0.687)^{\frac{1.4+1}{1.4}} \right]} = 0.65 \end{aligned}$$

$\frac{p_2^N}{p_1^{\max}} = \frac{1.013 + 0.03}{1.013 + 10} = \frac{1.043}{11.013} = 0.095 < 0.53 \rightarrow$ natkritično strujanje kroz ventil

$$\begin{aligned} \psi_1^{\max} &= \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 1.4}{1.4+1} \left(\frac{2}{1.4+1} \right)^{\frac{2}{1.4-1}}} = 0.684 \end{aligned}$$

$\kappa = 1.4$ - eksponent adijabate za vazduh.

$x_{\max} \cdot d \cdot \pi = \frac{d^2 \pi}{4} \Rightarrow x_{\max} = \frac{d}{4} = \frac{1.3}{4} = 0.325$ mm - maksimal-no otvaranje (hod) ventila

$$\begin{aligned} Q &= \frac{\mu_1 A_1 p_1^{\min} \psi_1^{\min}}{\sqrt{R_v T_1}} = \frac{\mu_1 d \pi \cdot x_{\max} \cdot p_1^{\min} \psi_1^{\min}}{\sqrt{R_v T_1}} = \\ &= \frac{0.8 \cdot 1.3 \pi \cdot 0.325 \cdot 1.513 \cdot 10^5 \cdot 0.65}{10^6 \sqrt{287.3 \cdot 293}} = \\ &= 0.00036 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1.296 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$\mu_1 = 0.8$ - koeficijenti protoka regulacionog ventila; $R_v = 287.3$ J/kgK- gasna konstanta vazduha.

Masi $M = 1.296$ kg vazduha odgovara, pri standardnim uslovima (1.013 bar, 20° C), zapremina:

$$V = \frac{MR_v T_1}{p_0} = \frac{1.296 \cdot 287.3 \cdot 293}{1.013 \cdot 10^5} = 1.076 \text{ m}^3$$

odnosno zapreminski protok $Q_v = 1.076$ m³/h = 17.9 l/min vazduha.

S obzirom da 1 kg P/B približno odgovara 0.63 m³ vazduha pri standardnim uslovima, sledi da je:

$$\frac{1 \text{ kg P/B}}{0.63 \text{ m}^3 \text{ VZ}} = \frac{\langle m \rangle \text{ kg P/B}}{1.076 \text{ m}^3 \text{ VZ}}$$

pa je pri minimalnom ulaznom pritisku, maseni protok propana/ butana kroz regulacioni ventil:

$$Q_{PB} = \frac{1.076}{0.63} = 1.7 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ P/B}$$

Za ovaj protok, regulacioni ventil mora da bude potpuno otvoren, tj. njegova klapna mora da ima puni hod. Postavlja se pitanje da li izlazni otvor ima odgovarajuću površinu poprečnog preseka da propusti ovu količinu gasa.

Propusna mo

$$1013+28.5 = 1041.5 \text{ mbar} = 1.0415 \text{ bar} = 1.0415 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Na izlazu iz regulatora vlada atmosferski kontrapritisak
 $p_o = 1.013 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ pa pošto je

$$\frac{0}{\min} \frac{1.013}{2} \quad 0.97j9l40Tm(65 .79090 TD\text{E}0025 Tc[(I)-648(.)-136(04)-6481(5)]TJ/TT6 1 Tf-2.37.28-1.7986 TD0Tc\text{p}0)Tj\text{E}35083 -151181 D$$

pritiska za p_2 , posle zaustavljanja protoka na izlazu. Iz uslova: $F_H a = (A_M p_2) l$ dobija se:

$$\delta p_2^{\min} = \frac{F_H^{\min} a}{A_M \cdot l} = \frac{a \cdot 4 F_H^{\min}}{l D^2 \pi} = \frac{5 \cdot 4 \cdot 2.86}{16 \cdot \pi \cdot 50^2 10^{-6}} =$$

$$= 0.0045 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.0045 \text{ bar} = 4.5 \text{ mbar}$$

$$\delta p_2^{\max} = \frac{F_H^{\max} a}{A_M \cdot l} = \frac{a 4 F_H^{\max}}{l D^2 \pi} = \frac{5 \cdot 4 \cdot 6.7}{16 \cdot \pi \cdot 50^2 10^{-6}} =$$

$$= 0.0106 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.0106 \text{ bar} = 10.5 \text{ mbar}$$

Maksimalna vrednost pritiska zatvaranja (tačka B, sl.5) je:

$$p_z = p_{2.g} + \delta p_2^{\max} = 32 + 10.5 = 42.5 \text{ mbar.}$$

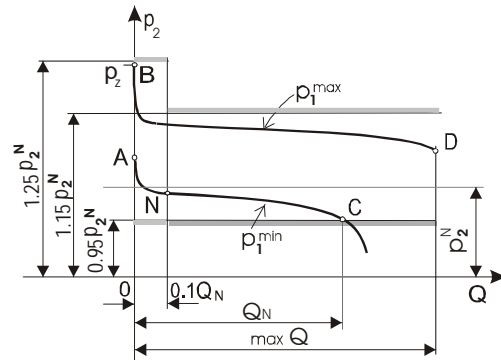
Razlika između ovog pritiska i pritiska $p_{2.\min}$ predstavlja maksimalnu **statičku grešku** regulatora:

$$\Delta p_{\max} = p_z - p_{2.\min} = 42.5 - 29.54 = 12.96 \text{ mbar}$$

što iznosi 43 % p_2^N i izlazi izvan dozvoljenih granica od 30% prema JUS-u. Ako ispitivanje prototipa potvrdi ove rezultate, rešenje treba tražiti u poboljšanju obrade sedišta, smanjenju dodirne površine i izboru mekše zaptivke.

Nazivne vrednosti izlaznog pritiska p_2^N regulatora su uglavnom standardizovane. Standard JUS M.C5.360/87, koji propisuje tehničke zahteve i postupke provere kvaliteta regulatora za upotrebu u domaćinstvu, predviđa dve standardne vrednosti nazivnog izlaznog pritiska: 30 i 50 mbar. Nažalost, pomenuti standard ne daje preciznu definiciju nazivnog izlaznog pritiska i ne propisuje s kojim vrednostima protoka i ulaznog pritiska treba da se dobije taj pritisak. Umesto toga, samo su propisana dozvoljena odstupanja od nazivne vrednosti - gornje $p_2^{\max} = 1.25 p_2^N$ i donje $p_2^{\min} = 0.95 p_2^N$ (sl.6). To otežava posao proizvođaču, jer mu nije definisana tačka podešavanja u kojoj se vrši baždarenje (kalibrisanje) regulatora, pa mora sam da je odredi. Preporučujemo da se izlazni pritisak p_2^N

preliminarno podešava s minimalnim ulaznim pritiskom p_1^{\min} i protokom $Q = 0.1 Q_N$.



Slika 6. Granične vrednosti izlaznog pritiska

Zaključak

Određivanje optimalnih vrednosti konstrukcionih parametara prikazanog tipa regulatora je dosta složen zadatak, čak i za stacionarni režim protoka. Ipak, kako funkcija cilja Δp ima eksplicitni, analitički oblik, nije teško primenom neke od metoda optimizacije doći do rešenja. Pošto se radi o uslovnoj Optimizaciji, treba voditi računa o pravilnom definisanju ograničenja nametnutih pojedinim konstrukcionim parametrima.

Literatura

- [1] BELYAEV, N.M., UVAROV, E.I., STEPANCHUK, YU.M. *Pnevmogidravlicheskie sistemy*. Vysshaya shola, Moskva, 1988.
- [2] ERMILOV, V.A., NASTARENKO, YU.V., NIKOLAEV, V.G. *Gasovye reduktory*. Leningrad, Mashinostroenie, 1981.
- [3] VUJIĆ, D., RADOJKOVIĆ, S. *Matematički model statičke karakteristike regulatora pritiska*. Zbornik radova, HIPNEF '98,

traitée. Un exemple numérique pour une espèce de régulateurs détermine la caractéristique statique, l'erreur statique, la pression et la force de l'étanchéité.

Mots-clés: régulateur de pression, caractéristique statique, erreur statique.

