

Badania zmienności parametrów geometrycznych przewodów hydraulicznych

JERZY WOŁKOW¹, SZYMON SALAMON², KAZIMIERZ RUP¹

¹Politechnika Krakowska, ²Politechnika Częstochowska

W pracy podjęto badania modelowe zmienności parametrów geometrycznych przewodów hamulcowych. Analizowano w szczególności zjawiska ich odkształcalności sprężystej, potocznie zwane „puchliwością”. W rozważaniach uwzględniono dwie zasadnicze odmiany konstrukcyjne przewodów giętkich (elastycznych) i sztywnych. Zjawisko to, analizowane na gruncie wytrzymałości materiałów i hydromechaniki, nazywano zagadnieniem wytrzymałościowo-przepływowym. Ujęcie tego zagadnienia przedstawiono dla przepływu cieczy lepkiej i nieściśliwej. Rozważony został przypadek przepływu laminarnego i turbulentnego.

1. Wprowadzenie

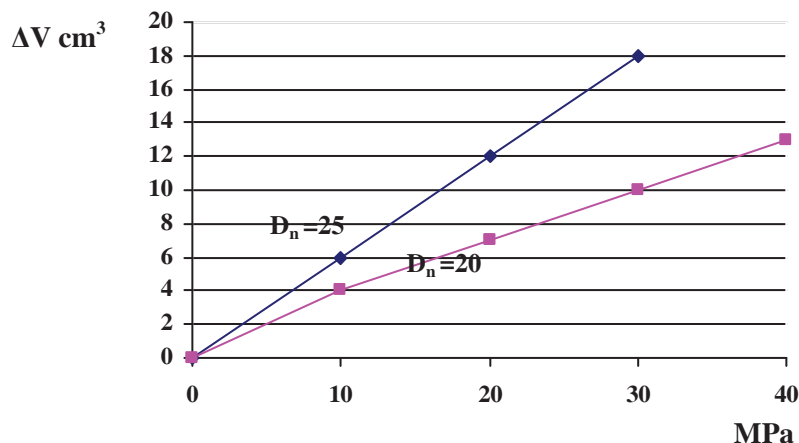
Eksploatacyjne badania niezawodności elementów układu hamulcowego pojazdu samochodowego wykazały m. in. występowanie wielu postaci jego uszkodzeń, których wynikiem jest utrata lokalnej lub globalnej szczelności [9]. Szczególnym rodzajem płynowej konstrukcyjnie zamkniętej przestrzeni roboczej (PKZPR) w układzie hamulcowym są jego przewody pneumatyczne i hydrauliczne. Zespoły układu hamulcowego mogą być połączone ze sobą za pomocą przewodów: sztywnych, giętkich i sprężynujących. Wyniki badań [10] potwierdzają, że jedną z istotnych przyczyn utraty ich szczelności jest zjawisko pulsacji ciśnienia czynnika roboczego. Fakt ten stał się przesłanką do podjęcia próby matematycznego opisu tego zjawiska.

Z literatury wiadomo, że przewody hamulcowe elastyczne charakteryzuje istotna odkształcalność sprężysta w porównaniu z przewodami sztywnymi. Wyraża się to znaczącą zmianą objętości wraz ze wzrostem ciśnienia czynnika roboczego, co nazywano w niektórych publikacjach [12] „puchliwością”. Z kolei zaś w innych pozycjach, np. [4], zjawisko to nazywano właściwościami akumulacyjnymi przewodu hamulcowego giętkiego, co obejmuje szersze spektrum zjawisk w tym zagadnieniu.

Wzrost ciśnienia o 20 MPa [12] powoduje wzrost objętości początkowej przewodu elastycznego o około 2%. Badania opisane w literaturze [14] pozwalają na stwierdzenie, że przy ciśnieniu 20 MPa następuje wzrost pierwotnej objętości przewodów elastycznych o średnicy 20 i 25 mm, i długości 1 m, o około 8 i 14 cm³. Badania opisane w pozycji [2] upoważniają do sformułowania następującego wniosku: im większa jest średnica przewodu, tym większe są przyrosty objętości początkowej

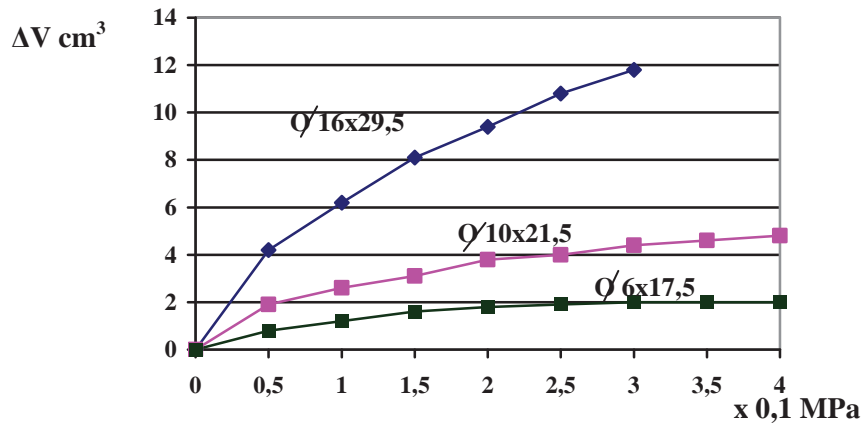
przewodu, i tak np.: dla średnic: 6, 10 i 16 mm, przy ciśnieniu 20 MPa, przyrosty objętości odpowiednio wynoszą: około 2, 4 i 9 cm³. Do podobnych wniosków można dojść analizując wyniki badań zaprezentowane w publikacji [4]. W wyniku przeprowadzenia podobnych badań, nad „puchliwością” przewodów giętkich hamulcowych, opisanych w [13], stwierdzono liniowy przyrost objętości tych przewodów w zależności od ich swobodnej długości.

Niżej, na rysunkach 1 i 2, przykładowo przedstawiono wyniki badania zmian objętości wewnętrznej przewodów hydraulicznych, prezentowanych w literaturze [2] i [14].



Rys. 1. Przebieg zmiany objętości wewnętrznej przewodów hydraulicznych o średnicy: 20 i 25 mm [14].

Fig. 1. Changeability course in internal volumes of hydraulic tubes 20 and 25 mm in diameter, acc. [14].



Rys. 2. Przebieg zmiany objętości wewnętrznej przewodów hydraulicznych o średnicy: 6, 10 i 16 mm, [2].

Fig. 2. Changeability course in internal volumes of hydraulic tubes 6, 10 and 16 mm in diameter, [2].

W niniejszej pracy podjęto próbę oceny zmienności parametrów geometrycznych przewodów hamulcowych w zależności od zmian ciśnienia płynu hamulcowego. Zakładając możliwość odkształcenia sprężystego materiału ścianki przewodu, rozważono w nim zarówno laminowaną, jak też turbulentną formę ruchu płynu hamulcowego.

2. Rozkład ciśnienia w przewodzie hamulcowym

Próbie matematycznego opisu tego zjawiska podjęto na gruncie wytrzymałości materiałów i hydromechaniki, nazywając problem ten zagadnieniem wytrzymałościowo-przepływowym. Ujęcie tego zagadnienia zostanie przedstawione dla przepływu cieczy lepkiej i nieściśliwej. Rozważony zostanie przypadek przepływu laminarnego i turbulentnego. Jeżeli oznaczyć przez A przekrój poprzeczny rozważanego przewodu, zaś przez $p(x)$ zmieniające się lokalnie ciśnienie płynu hamulcowego, to można zapisać, że: $A = A[p(x)]$.

Na rysunku 3 przedstawiono model geometryczny fragmentu przewodu hamulcowego z oznaczeniami parametrów niezbędnych do sformułowania problemu wytrzymałościowo-przepływowego w zakresie tego zjawiska.

Przyjęto zatem, że wymiary przewodu wynoszą: L - długość, R_r - promień wewnętrzny na końcu przewodu, r - lokalny promień wewnętrzny, g - grubość ścianki. Przewód nie jest obciążony siłami zewnętrznymi. Gęstość przepływającego płynu hamulcowego wynosi ρ . Ciśnienie na wlocie do przewodu wynosi p_{wb} , a na jego wylocie wynosi $p_{wy} = p_a$. Warto podkreślić, że ciśnienie p_{wy} jest równe ciśnieniu zewnętrznemu wywieranemu na ścianki przewodu. Zagadnienie to można sprowadzić do określenia rozkładu prędkości, rozkładu ciśnienia wzdłuż przewodu $p = p(x)$ i rozkładu odkształceń przekroju poprzecznego przewodu $A(x)$. Ciśnienie o wartości $p - p_a$ lokalnie oddziaływujące na ściankę przewodu powoduje zmianę wymiarów jego przekroju poprzecznego, przez co jego promień lokalnie osiąga wartość $r = r(x)$. Wartość promienia $r(x)$ można wyznaczyć posługując się wzorami na warunek wytrzymałościowy, wykorzystujący model dwuwymiarowego stanu naprężeń, co zapisano równaniem (1). Założono, że element przewodu o długości Δx i grubości ścianki g poddawany jest oddziaływaniu lokalnego nadciśnienia $p - p_a$. Wywołuje ono w tworzywie konstrukcyjnym ścianki naprężenie $\sigma = \sigma(x)$. Naprężenie to można określić wychodząc z warunku równowagi układu sił dla tego elementu i zapisać w postaci równania [wg 6]:

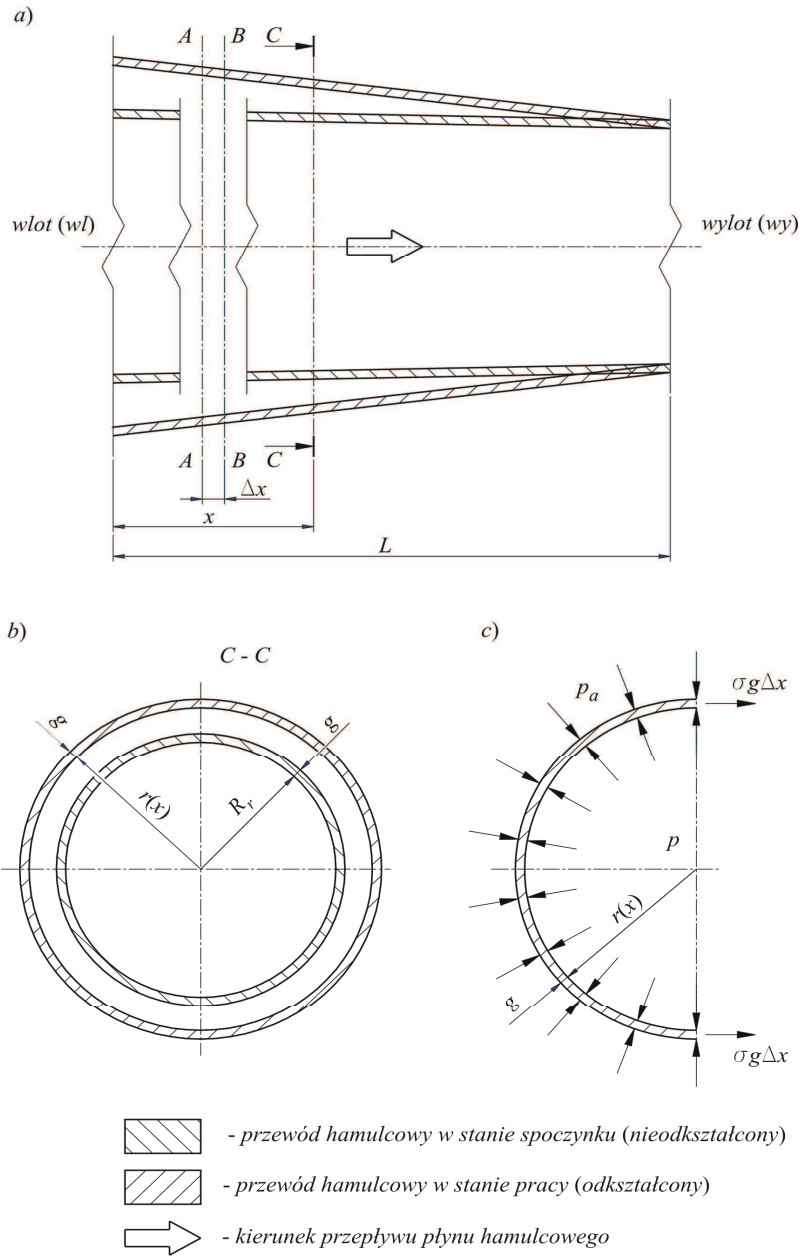
$$(p - p_a)(2r\Delta x) - 2\sigma(g\Delta x) = 0 \quad (1)$$

Równanie (1) daje możliwość określenia wartości naprężenia σ . Wartość jego można zapisać w postaci:

$$\sigma = \left(\frac{r}{g}\right)(p - p_a) \quad (2)$$

Względne odkształcenie obwodowe przewodu ε zapisano zależnością:

$$\varepsilon = \frac{2\pi r - 2\pi R_r}{2\pi R_r} = \frac{r}{R_r} - 1 \quad (3)$$



Rys. 3. Model geometryczny fragmentu przewodu hamulcowego w stanie spoczynku (nieodkształconym) i w stanie pracy (odkształconym): a) przekrój poosiowy przewodu, b) przekrój poprzeczny przewodu, c) siły i naprężenia w powłoce przewodu.

Fig. 3. Geometrical model of a brake line fragment in idle (unstrained) and in working (strained) conditions: a) the line axial cross-section, b) the line transverse cross-section, c) forces and strains in the line coating.

Zależność pomiędzy naprężeniem a odkształceniem tworzywa konstrukcyjnego przewodu w zakresie sprężystym opisuje równanie nazywane prawem *Hooke'a*:

$$\sigma = \varepsilon E \quad (4)$$

gdzie: E jest modułem sprężystości tworzywa ścianki przewodu.

Podstawiając do równania (4) wyrażenia (2) i (3) oraz dokonując stosownych przekształceń można otrzymać wyrażenie będące stosunkiem promienia lokalnego zewnętrznego przewodu do jego promienia w przekroju wylotowym, tj. $\frac{r}{R_r}$, co zapisano równaniem:

$$\frac{r}{R_r} = \frac{1}{1 - \left(\frac{R_r}{Eg}\right)(p - p_a)} \quad (5)$$

Osiągnięcie założonych celów, w niniejszych rozważaniach, implikuje potrzebę bezwymiarowego zdefiniowania funkcji ciśnienia:

$$\varphi = \varphi(\xi)$$

gdzie: $\xi = \left(\frac{x}{L}\right)$ jest bezwymiarowym parametrem będącym stosunkiem długości odcinka x przewodu (jak na rys. 1) do całkowitej jego długości L . Funkcję ciśnienia φ po uwzględnieniu postaci równania (5) zapisano następująco:

$$\varphi = \left(\frac{R_r}{Eg}\right)(p - p_a) \quad (6)$$

W rezultacie tego podstawienia równanie (5) przybierze następującą postać:

$$\frac{r}{R_r} = (1 - \varphi)^{-1} \quad (7)$$

Można zauważyć, że na wylocie przewodu w jego końcowym przekroju oznaczonym symbolem „wy”, wartość $\xi_{wy} = 1$, zaś jeżeli $p_{wy} = p_a$, to wówczas funkcja ciśnienia wynosi $\varphi = \varphi_{wy} = 0$, a $\frac{r_{wy}}{R_r} = 1$, gdyż $r_{wy} = R_r$. Z kolei, na wlocie do przewodu w jego początkowym przekroju oznaczonym symbolem „wl” parametr $\xi_{wl} = 0$, a ciśnienie osiąga najwyższą wartość, zaś funkcja ciśnienia $\varphi = \varphi_{wl}$.

Niniejszą analizę ograniczono do przypadków, w których wartość φ_{wl} jest mniejsza od jedności.

Zakładając, że przekrój poprzeczny przewodu jest nieobciążony siłami zewnętrznymi, można wartość jego pola na wylocie zapisać jako równą: $A_{wy} = \pi R_r^2$, zaś stosu-

nek pola przekroju bieżącego do pola przekroju końcowego oznaczonego symbolem „wy” zapisać w postaci wyrażenia go w funkcji ciśnienia φ :

$$\frac{A_r}{A_{wy}} = \left(\frac{r}{R_r} \right)^2 = (1 - \varphi)^{-2} \quad (8)$$

Sens równania (8) polega w szczególności na tym, że mając określony rozkład ciśnienia w przewodzie, mamy również określony rozkład zmian pola przekroju.

Dla osiągnięcia celów niniejszej analizy oraz jej uproszczenia wprowadzono do rozważań wielkość, która wyraża się stosunkiem wartości obwodu rozważanego pola przekroju oznaczonego jako P , do wartości pola przekroju poprzecznego A_r przewodu. Stosunek ten wyrażono w funkcji ciśnienia, co zapisano równaniem:

$$\frac{P}{A_r} = \frac{2\pi r}{\pi r^2} = \frac{2}{R_r} \left(\frac{R_r}{r} \right) = \left(\frac{2}{R_r} \right) (1 - \varphi) \quad (9)$$

3. Równanie ciągłości przepływu

Równanie ciągłości jednowymiarowej strugi przepływu płynu wg literatury [3, 5] najpowszechniej zapisuje się w postaci:

$$Q_V = uA_r = u_{wy}A_{wy} \quad (10)$$

gdzie: Q_V – objętościowe natężenie przepływu płynu hamulcowego;

u – średnia prędkość płynu w przekroju A_r ;

u_{wy} – średnia prędkość płynu w przekroju A_{wy} .

Aby uogólnić dalsze rozważania sprowadzimy analizowane zależności do postaci bezwymiarowej. Wybieramy prędkość na wylocie jako wielkość odniesienia, w przypadku $u(L) \equiv u_{wy}$. W ten sposób zdefiniowano prędkości płynu jako wielkość bezwymiarową:

$$\bar{u}(\xi) = \frac{u}{u_{wy}} \quad (11)$$

Wówczas $u(\xi = L) \equiv 1$. Uwzględniając zależności (10), (11) i (8) zapiszemy nową postać równania ciągłości:

$$\bar{u}(\xi) = (1 - \varphi)^2 \quad (12)$$

Ze względu na uczynione wyżej założenie $\varphi < 1$, z równania (12) wynika, że \bar{u} jest bliskie jedności, co można zapisać: $\bar{u} = O(1)$. Przyjęte wyżej założenia prowa-

dążą nas do rezultatu, którego konsekwencją jest rozwiązanie dla strumienia płynącego przez elastyczny przewód o tym samym wydatku i takiej samej prędkości przepływu na wylocie u_{wy} , jak dla strumienia płynącego przez przewód o stałym przekroju równym przekrojowi na wylocie przewodu A_{wy} . Zaznaczyć należy, że rozkład ciśnienia w sprężystym przewodzie hamulcowym różni się zasadniczo od odpowiedniego rozkładu w sztywnym przewodzie. Jak wiadomo, w prostoosiowym przewodzie omawiany rozkład ciśnienia cechuje się liniowym spadkiem w uformowanym przepływie laminarnym.

4. Równanie ruchu płynu lepkiego

W przypadku ruchu cieczy lepkiej przez prostoosiowy poziomy przewód równanie *Naviera - Stokesa* można uprościć do następującego równania [3, 5]:

$$u \frac{du}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\frac{u^2}{2} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} - \frac{\tau_w P}{\rho A_r} \quad (13)$$

gdzie: τ_w – naprężenie styczne na wewnętrznej ścianie przewodu.

Naprężenia styczne τ_w pojawiają się w płynach lepkich pozostających w ruchu. W celu uproszczenia dalszych rozważań skorzystano z możliwości wyrażenia naprężenia stycznego τ_w za pomocą współczynnika strat tarcia c_f , zwanego współczynnikiem *Fanninga*. Postać matematyczną współczynnika strat *Fanninga*, zgodnie z pozycjami [3, 7] zdefiniowano następująco:

$$c_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad (14)$$

Przekształcając równanie (14) oraz uwzględniając wyrażenia (11) i (12) otrzymano następujące wyrażenie na naprężenie styczne:

$$\tau_w = \rho u^2 \frac{c_f}{2} = \rho \left(\frac{u}{u_{wy}} \right)^2 u_{wy}^2 \frac{c_f}{2} = \rho u_{wy}^2 (1 - \varphi)^4 \frac{c_f}{2} \quad (15)$$

Człon równania (13), określający lepkość płynu w równaniu *Naviera - Stokesa*, po uwzględnieniu zależności (9) i (15) zapisano w postaci:

$$\frac{\tau_w P}{\rho A} = \frac{u_{wy}^2 (1 - \varphi)^5 c_f}{R_r} \quad (16)$$

W celu określenia kolejnego członu równania ruchu płynu hamulcowego, uwzględniającego siły od ciśnienia, zapisano, że spadek ciśnienia ($p - p_a$) jest równy dp , a następnie przekształcono równanie (6) w następującą postać:

$$dp = \left(\frac{Eg}{R_r} \right) d\varphi \quad (17)$$

Dokonując dalszych przekształceń kolejnych członów równania (13) można wyprowadzić równanie zawierające współczynnik strat tarcia c_f , który wyraża się za pomocą podlegającej wyznaczeniu funkcji ciśnienia φ [11]. Równanie to ma postać:

$$\frac{d}{d\xi} \left[\varphi + \frac{S^2(1-\varphi)^4}{4} \right] = - \frac{S^2 L c_f (1-\varphi)^5}{2R_r} \quad (18)$$

gdzie: $S = \frac{u_{wy}}{a_0}$

zaś $a_0 = \sqrt{\frac{Eg}{2\rho R_r}}$

Z uwagi na bardzo małą wartość S , wielkość ta będzie spełniać funkcję, tzw. małego parametru. Warunek graniczny na wylocie (w_y) przewodu wynika z równania(6):

$$\varphi_{wy} = \varphi(p = p_a) = 0 \quad (19)$$

Równanie (18) zawiera współczynnik strat tarcia c_f , który wyraża się za pomocą różnych funkcji dla przepływu laminowanego i turbulentnego. Warto zauważyć, że zarówno w przypadku przepływu laminowanego, jak też turbulentnego współczynnik c_f daje się wyrazić za pomocą podlegającej wyznaczeniu funkcji φ .

Z racji limitu objętości niniejszej publikacji pominięto niektóre wyprowadzenia, prezentując założenia modelu i symulacje wyników jego zastosowania. Warto podkreślić, że funkcje ciśnienia φ wyprowadzono dla przypadku przepływu laminarnego i turbulentnego [11].

5. Dynamika zmian prędkości płynu hamulcowego i pola przekroju poprzecznego przewodu

Zmiany prędkości płynu hamulcowego związane z odkształcaniem się ścian przewodu wyznaczmy z równania (12) po uwzględnieniu zależności funkcji ciśnienia φ dla przepływu laminarnego i turbulentnego, określonych w pozycji [11]. Następnie po uporządkowaniu wszystkich składników i pozostawieniu członów zawierających ε

w potęgze drugiej, dochodzimy do następujących równań dla przepływu laminowanego i turbulentnego odpowiednio:

$$\bar{u}(\xi) = 1 - S2\Lambda(1-\xi) + S^2 5\Lambda^2(1-\xi)^2 - 0(S^3) \quad (20)$$

$$\bar{u}(\xi) = 1 - \frac{8}{15} BS^{\frac{7}{4}} \Lambda^{\frac{1}{4}} \left(\frac{L}{R_r}\right)^{\frac{3}{4}} (1-\xi) + \frac{16}{225} \left[BS^{\frac{7}{4}} \Lambda^{\frac{1}{4}} \left(\frac{L}{R_r}\right)^{\frac{3}{4}} \right]^2 (1-\xi)^2 + \dots \quad (21)$$

gdzie: $S = \frac{u_{wy}}{a_0}$, $\Lambda = \frac{4\nu L}{a_0 R_r^2}$, $B = 0,05244$

zaś: $a_0 = \sqrt{\frac{Eg}{2\rho R_r}}$

Zmiany pola przekroju poprzecznego wzdłuż przewodu otrzymamy podstawiając zależności funkcji ciśnienia φ dla przepływu laminarnego i turbulentnego, określonych w [11] do równania (8). Wykonując podobne czynności jak w przypadku zmiany prędkości otrzymamy następujące równania:

$$\frac{A_r}{A_{wy}} = \frac{1}{1 - S2\Lambda(1-\xi) + S^2 5\Lambda^2(1-\xi)^2} \quad (22)$$

$$\frac{A_r}{A_{wy}} = \frac{1}{1 - \frac{8}{15} BS^{\frac{7}{4}} \Lambda^{\frac{1}{4}} \left(\frac{L}{R_r}\right)^{\frac{3}{4}} (1-\xi) + \frac{16}{225} \left[BS^{\frac{7}{4}} \Lambda^{\frac{1}{4}} \left(\frac{L}{R_r}\right)^{\frac{3}{4}} \right]^2 (1-\xi)^2} \quad (23)$$

6. Badania modelowe zmienności parametrów geometrycznych przewodów hamulcowych

Badania modelowe zmienności parametrów geometrycznych przewodów hamulcowych (jednego z typów PKZPR) skupiono na badaniu zjawiska ich „puchliwości”. Przeprowadzono je dla dwóch ich zasadniczych odmian konstrukcyjnych, tj.: przewodów giętkich (elastycznych) i sztywnych. Badań modelowych dokonano według modelu matematycznego przedstawionego wyżej.

Czynnikiem roboczym był konkretny płyn hamulcowy stosowany w układach hamulcowych pojazdów samochodowych, dostępny w obrocie handlowym i oznaczony symbolem DOT-3 [8] o gęstości $\rho = 1,05 \text{ g/cm}^3$ i kinematycznym współczynnikiem lepkości $\nu = 900 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Płynową konstrukcyjnie zamkniętą przestrzenią roboczą były przewody hamulcowe w dwóch odmianach konstrukcyjnych, tj. przewody elastyczne i sztywne. W wyniku przeglądu ofert, w zakresie przewodów hamulcowych obu odmian, największych krajowych producentów, tj. firm: *ENZet* i *Bogusz*, ustalono konkretne ich postacie konstrukcyjne, których parametry geometryczne i materiałowe wykorzystano w badaniach modelowych. Można stwierdzić, że do wytwarzania przewodów giętkich wykorzystywany jest wąż elastyczny wykonany zgodnie z SAE J1401, o wymiarach: $D_z = 10,0 \text{ mm}$, $D_w = 3,2 \text{ mm}$ i dużym asortymencie co do długości - do badań przyjęto długości $L = 200, 400$ i 810 mm . Wartość modułu *Younga* dla tego typu węży elastycznych wynosi $E = 900 \text{ MPa}$.

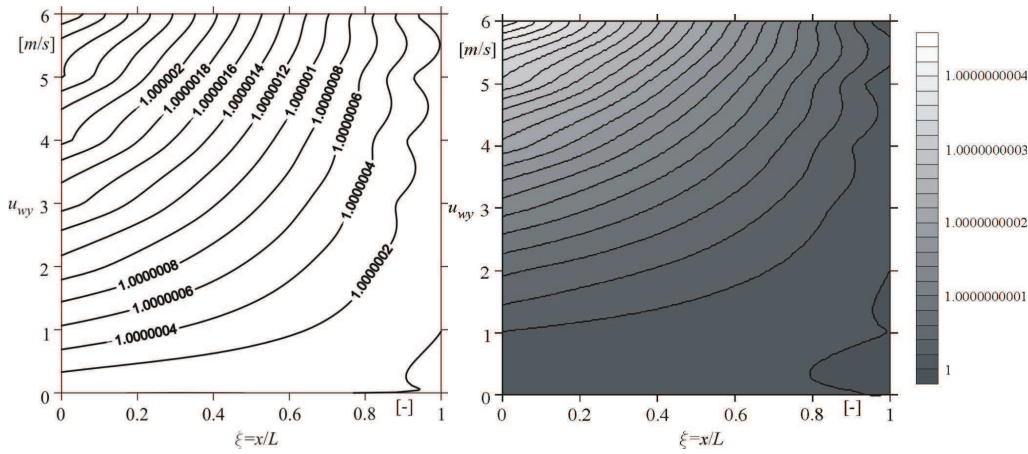
Z kolei zaś przewody hamulcowe sztywne są wytwarzane z rurek o parametrach: $D_z = 6 \text{ mm}$ i $g = 1 \text{ mm}$, $D_z = 4,8 \text{ mm}$ i $g = 1 \text{ mm}$, wykonanych ze stopu miedzi o wartości modułu *Younga* $E = 200\,000 \text{ MPa}$, wobec olbrzymiego asortymentu w zakresie ich długości, do badań przyjęto długości $L = 200, 2000$ i 6000 mm .

Komputerowej symulacji przebiegu zjawiska „puchliwości” przewodów dokonano dla przepływu laminarnego i turbulentnego płynu hamulcowego, wykorzystując oprogramowanie MATHCAD. Miarą przebiegu „puchliwości” przewodu hamulcowego jest zmiana wartości jego przekroju poprzecznego, co definiują równania (22) i (23).

Wyniki badania zmian parametrów przewodów hamulcowych, pokazano na rysunku 4, przedstawiając je w postaci wykresów warstwowych wartości A_r/A_{wy} w zależności od prędkości przepływu płynu hamulcowego i parametru $\xi = x/L$, wykorzystując równania (22) i (23).

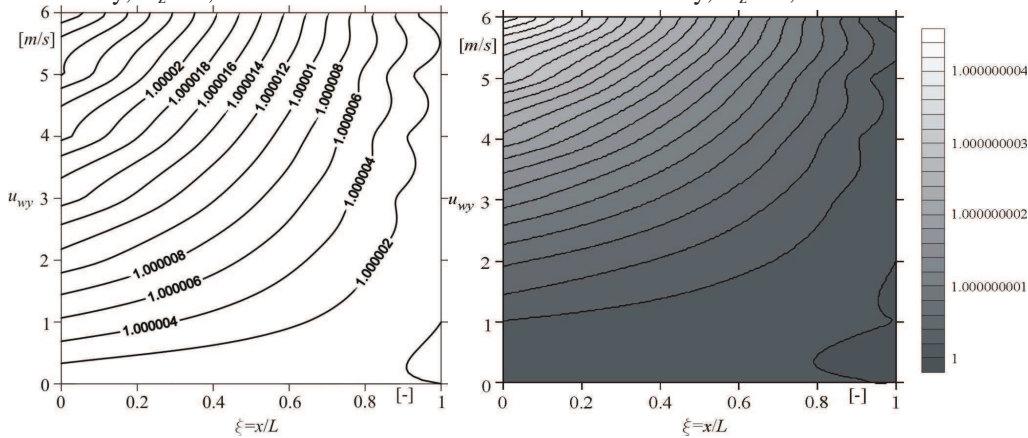
Analiza wyników badań pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

- wskaźnik A_r/A_{wy} rośnie wraz z wartością parametru ξ i ze zmniejszaniem się prędkości u_{wy} ,
- wartości wskaźnika A_r/A_{wy} są większe dla przepływu laminarnego aniżeli turbulentnego, jego znaczące wartości dla przepływu laminarnego odnotowano na: czwartym, piątym i szóstym miejscu po przecinku, zaś dla przepływu turbulentnego wartości te odnotowano na: ósmym i dziewiątym miejscu po przecinku.



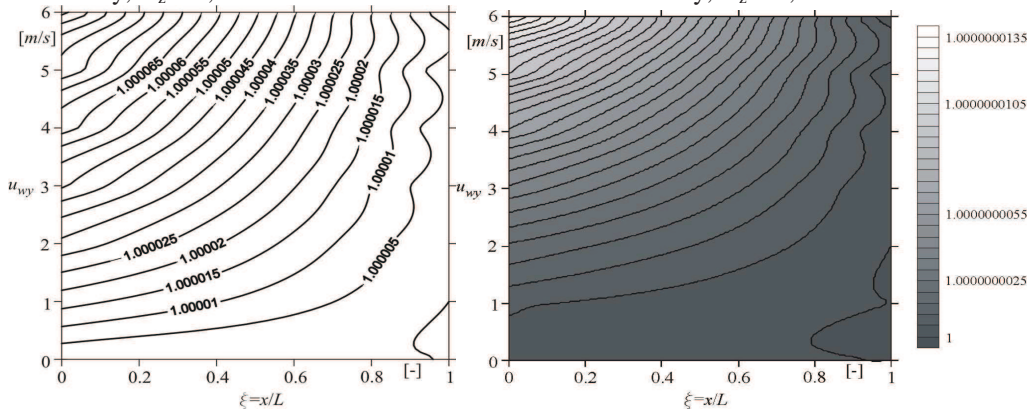
Laminarny, $D_z = 6,0$ mm $L = 200$ mm

Turbulentny, $D_z = 6,0$ mm $L = 200$ mm



Laminarny, $D_z = 6,0$ mm $L = 2000$ mm

Turbulentny, $D_z = 6,0$ mm $L = 2000$ mm



Laminarny, $D_z = 6,0$ mm $L = 6000$ mm

Turbulentny, $D_z = 6,0$ mm, $L = 6000$ mm

Rys. 4. Kształtowanie się wartości wskaźnika A_r/A_{wy} przewodu sztywnego o średnicy 6,0 mm w zależności od rodzaju przepływu płynu hamulcowego.

Fig. 4. The A_r/A_{wy} coefficient value for a 6.0 mm diameter rigid tube, depending upon the type of brake fluid flow.

Literatura

- [1] BACKE W.: *Grundlagen der Ölhydraulik*. Institut für Hydraulische und Pneumatische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen, 1974.
- [2] BASZTA T.M.: *Hydraulika w budowie maszyn*. WN-T, Warszawa 1966.
- [3] BROWER W. B. JR.: *A Primer in fluid mechanics, dynamics of flows in one space dimension*. CRS Press, New York, Boca Raton 1998.
- [4] ГАВРИЛЕНКО Б.А., МИНИН В.А., РОЖДЕСТВЕНСКИЙ С.Н.: *Гидравлический привод*. Издательство "МАШИНОСТРОЕНИЕ", Москва 1968.
- [5] GRYBÓŚ R.: *Podstawy mechaniki płynów*. PWN, Warszawa 1999.
- [6] NIEZGODZIŃSKI E.M., NIEZGODZIŃSKI T.: *Wytrzymałość materiałów*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [7] OERTEL H.: *Prandtl's Essentials of fluid mechanics*. Ed. Springer Verlag, New York 2000.
- [8] PN-C-40005 Płyn hamulcowy do pojazdów silnikowych.
- [9] Rozporządzenie Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej z dnia 7 września 1999 r. w sprawie zakresu i sposobu przeprowadzania badań technicznych pojazdów oraz wzorów dokumentów przy tym stosowanych. Dz. U. RP Nr 81, poz.917.
- [10] SALAMON S.: *Badanie niezawodności układu hamulcowego samochodów ciężarowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Częstochowska i Wrocławska. Częstochowa - Wrocław 1989.
- [11] SALAMON S.: *Rozpoznanie możliwości automatyzacji badań szczelności elementów pneumatyki hamulcowej*. Raport z pracy BW-613/201/97/P. Katedra Systemów Technicznych i Zarządzania, Politechniki Częstochowskiej. Częstochowa 1995.
- [12] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny*. Elementy. T.1, WNT, Warszawa 1990.
- [13] STUDZIŃSKI K.: *Samochód. Teoria, konstrukcja i obliczanie*. WKiŁ, Warszawa 1980.
- [14] SZYDELSKI Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych*. WNT, Warszawa 1980.

Testing of changes in hydraulic tube geometrical parameters

Summary

The work describes geometrical parameters model changeability tests in of brake lines. In particular, their elastic deformability is reviewed here, which is commonly referred to as "swelling". In our considerations we have accounted for the two basic construction varieties of flexible and rigid tubes. The phenomenon is analysed in terms of material strength and hydromechanics is referred to as a flow resistance phenomenon. The phenomenon is described for viscous and incompressible liquid flows. Laminar and turbulent flows are considered.