

**dr hab. inż. Zbigniew Kamiński**

**mgr inż. Krzysztof Kulikowski**

Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn  
Politechnika Białostocka  
ul. Wiejska nr 45C, 15-351 Białystok, Polska  
E-mail: z.kaminski@pb.edu.pl  
k.kulikowski@doktoranci.pb.edu.pl

## **Wyznaczanie metodami symulacyjnymi właściwości funkcjonalno-użytkowych pneumatycznej instalacji ciągnika rolniczego z hamulcami mechanicznymi**

**Słowa kluczowe:** *ciągnik rolniczy, pneumatyka, układ hamulcowy, zespół zasilający, zawór sterujący hamulcami przyczepy, modelowanie, symulacja*

**Streszczenie:** Ciągniki rolnicze są wyposażone w powietrzne instalacje hamulcowe do sterowania i napędu układów hamulcowych pojazdów ciągnionych. Właściwości funkcjonalno-użytkowe instalacji pneumatycznej ciągnika mają istotny wpływ na synchronię i szybkość działania układu hamulcowego zespołu ciągnik-przyczepa.

W niniejszej pracy przedstawiono model matematyczny do prognozowania właściwości funkcjonalno-użytkowych układu pneumatycznego ciągnika metodą symulacji cyfrowej. Opisano modelowanie zespołu zasilającego (sprężarka, regulator, zbiornik powietrza) i modelowanie zespołu sterującego z zaworem sterującym hamulcami przyczepy połączonym mechanicznie z hamulcami ciągnika.

Wyniki testu statystycznego Kołmogorowa-Smirnowa oceny zgodności doświadczalnych i symulowanych przebiegów czasowych ciśnienia podczas badania wydatku sprężarki i czasu reakcji obwodu sterującego ciągnika Pronar 320AM potwierdziły adekwatność opracowanego w Matlabie-Simulinku modelu komputerowego.

Model komputerowy może być wykorzystany jako narzędzie do oceny właściwości eksploatacyjno-użytkowych instalacji pneumatycznej ciągnika w procesie projektowania oraz jako podsystem do analizy metodami symulacyjnymi procesów przejściowych w pneumatycznych układach hamulcowych zespołów ciągnik-przyczepa. Modele matematyczne wybranych komponentów instalacji mogą być również wykorzystane w modelowaniu innych pneumatycznych układów hamulcowych pojazdów użytkowych.

### **1. Wprowadzenie**

W traktorach rolniczych stosowane są różnorodne cierne mechanizmy hamujące, w tym hamulce taśmowe, hamulce bębnowe oraz suche i mokre hamulce wielotarczowe [5]. Do przenoszenia energii potrzebnej do uruchomienia hamulców zasadniczych traktora wykorzystuje się napęd mechaniczny, hydrauliczny lub powietrzny. Wybór rodzaju napędu i źródła energii zależy od konstrukcji i masy ciągnika. W ciągnikach małej i średniej mocy stosuje się uruchamiane manualnie hydrauliczne układy hamulcowe. W ciągnikach małej mocy nadal atrakcyjnym ze względu na koszty są hamulce uruchamiane mechanicznie.

Traktory rolnicze z mechanicznymi lub hydraulicznymi hamulcami zasadniczymi są wyposażane w instalację pneumatyczną hamulcową przeznaczoną do uruchamiania powietrznych układów hamulcowych ciągniętych przyczep i maszyn rolniczych. Obecnie stosowane tzw. instalacje kombinowane [32], umożliwiające współpracę zarówno z jedno- jak i dwuprzewodowymi układami hamulcowymi pojazdów ciągniętych.

Typowy kombinowany układ pneumatyczny ciągnika rolniczego składa się z dwóch zespołów: zespołu zasilającego i zespołu sterującego. Zadaniem zespołu zasilającego jest sprężanie i oczyszczenie powietrza oraz utrzymanie odpowiedniego ciśnienia powietrza w zbiornikach ciągnika i przyczepy w celu zapewnienia wymaganej skuteczności hamowania przyczepy. Zadaniem zespołu sterującego jest sterowanie nadążne jedno- lub dwuprzewodowym układem pojazdu ciągniętego w sposób umożliwiający synchronię hamowania zespołu pojazdów. Zespoły sterujące różnią się przede wszystkim typem zaworu sterującego hamulcami przyczepy, który może być uruchamiany mechanicznie, hydraulicznie czy pneumatycznie w zależności od hamulców ciągnika [32]. Schemat instalacji pneumatycznej z zaworem uruchamianym mechanicznie pokazano na rys.1.

Ze względu na bezpieczeństwo ruchu drogowego układy hamulcowe pojazdów rolniczych muszą spełniać szereg specyficznych wymagań [8, 9] dotyczących skuteczności hamowania, dużej szybkości działania podczas hamowań nagłych (czas reakcji mniejszy równy 0.6 s) oraz kompatybilności układu hamulcowego traktora i pojazdu ciągniętego [27] (synchronia działania poszczególnych obwodów). Badania Scarlett [28] ujawniają, że 90% przyczep nie osiągnęło wymaganego prawnie poziomu efektywności hamowania. Niekompatybilność układów hamulcowych ciągnika i przyczepy powodująca składanie się zespołu pojazdów lub jego zarzucanie podczas hamowania była w Wielkiej Brytanii w latach 1999-2004 przyczyną około 9,7 % wypadków tragicznych [7].

Właściwości funkcjonalno-użytkowe układów hamulcowych, w tym charakterystyki dynamiczne decydujące o szybkości i synchronii działania, można prognozować już na wczesnym etapie projektowania, stosując metody symulacji cyfrowej. Wymaga to opracowania modeli matematycznych i komputerowych poszczególnych zespołów układu hamulcowego. W procesie modelowania elementy pneumatyczne są zastępowane elementami idealizowanymi w postaci objętości i oporów skupionych [18, 20]. Ze względu na dyskretną naturę i złożoność układów hamulcowych nawet komponenty o parametrach rozłożonych w sposób ciągły, np. przewody pneumatyczne, są w modelowaniu matematycznym zastępowane modelami o parametrach skupionych [14]. Dzięki dyskretyzacji w przestrzeni otrzymuje się równania różniczkowe zwyczajne, które dają się rozwiązać przy użyciu wyspecjalizowanego oprogramowania do symulacji złożonych systemów inżynierskich, w tym oprogramowania zorientowanego obiektowo [34]. Korzyścią projektowania wspartego o modele jest zwiększenie szybkości i efektywności testowania nowych rozwiązań, możliwości konfrontowania ich z przyjętymi wymaganiami oraz wcześniejsze niż w przypadku budowy prototypów materialnych wykrywanie błędów wynikających ze złego funkcjonowania lub źle przyjętych założeń.

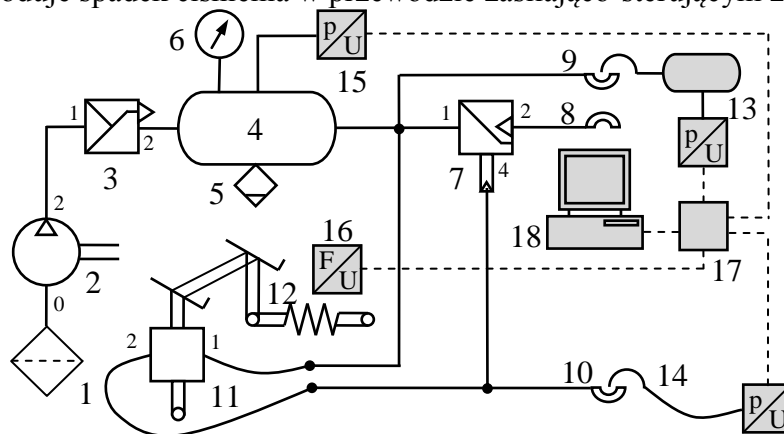
Podstawową trudnością w modelowaniu instalacji hamulcowej ciągnika rolniczego jest brak w literaturze odpowiednich modeli podstawowych komponentów, w tym sprężarek i zaworów hamulcowych. Modele matematyczne do oszacowania osiągniętych sprężarek i termodynamicznego zachowania się sprężarek w różnych warunkach pracy (analizy zachodzących w nich zjawisk termodynamicznych) [2, 10, 30] są zbyt skomplikowane w przypadku modelowania dynamiki wieloobwodowych układów pneumatycznych i hydraulicznych. Z kolei większość znanych z literatury modeli zaworów hamulcowych dotyczy typowych zaworów stosowanych w powietrznych układach hamulcowych pojazdów użytkowych [11, 23, 29] i przyczep [12, 13, 15, 21, 24].

W niniejszej pracy przedstawiono funkcjonalno-strukturalny model matematyczny instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego małej mocy. Szczegółowo opisano modelowanie zaworu hamulcowego sterującego hamulcami przyczepy służącego do sterowania dwuprzewodowymi układami przyczep w połączeniu z mechanicznymi hamulcami nożnymi ciągnika. W modelu matematycznym i komputerowym tego zaworu uwzględniono szereg zjawisk - wymianę ciepła, bezwładność elementów ruchomych, tarcie - pomijanych

zazwyczaj już na etapie tworzenia fizycznego lub etapie uruchamiania modelu komputerowego do symulacji cyfrowej [11, 23, 29]. Natomiast w przypadku modelowania zespołu zasilającego, opisanego w pracy [16], podano tylko najważniejsze równania końcowe modelu. Zrealizowany w Matlabie-Simulinku program komputerowy wykorzystano do oceny wybranych właściwości funkcjonalno-użytkowych, w tym oceny pracy sprężarki zespołu zasilającego i czasu reakcji zespołu sterującego według wymagań stawianych układom hamulcowym. Wyniki badań symulacyjnych porównano z wynikami badań doświadczalnych przeprowadzonych w tych samych warunkach. Opracowany model może być wykorzystany w procesie projektowania instalacji hamulcowej ciągnika na etapie obliczeń dynamicznych. Można go również wykorzystać jako podsystem w symulacji procesów przejściowych w pneumatycznym układzie hamulcowym zespołu ciągnik-przyczepa.

## 2. Stanowisko do badania instalacji hamulcowej ciągnika

Uproszczony schemat normalno ciśnieniowej, kombinowanej instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego Pronar 320AM [26], wyposażonego w mechaniczny napęd hamulców roboczych, przedstawiono na rys.1. W skład zespołu zasilającego wchodzi filtr 1, sprężarka 2, regulator ciśnienia 3 i zbiornik 4 sprężonego powietrza. W układach wysokociśnieniowych, o ciśnieniu tłoczenia sprężarki do 18 bar, dodatkowo instaluje się za zbiornikiem 4 reduktor ciśnienia. Sprężone powietrze jest podawane poprzez czwórnik do zespołu sterującego, który zawiera proporcjonalny zawór hamulcowy 11 i inwersyjny zawór hamulcowy 7. Zawór 11 sterujący hamulcami przyczepy jest połączony poprzez mechanizm 12 z pedałem hamulców ciągnika. Nacisk nogi kierowcy na pedał hamulca przekazywany przez układ dźwigni na zawór 11, co powoduje otwarcie zaworu i wzrost ciśnienia w przewodzie ze złączem 10, sterującym dwuprzewodowym układem przyczepy. Przewód zasilający układu hamulcowego przyczepy jest podłączony do złącze 9. Do sterowania jedнопrzewodowym układem hamulcowym przyczepy służy zawór inwersyjny 7, który przy wzroście ciśnienia w przyłączy sterującym powoduje spadek ciśnienia w przewodzie zasilająco-sterującym ze złączem 8.

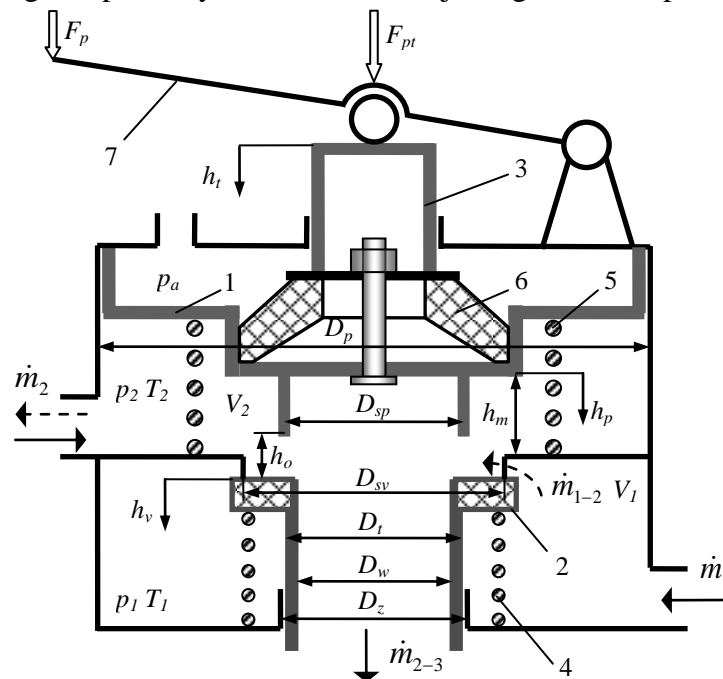


Rys.1. Schemat normalno ciśnieniowej, kombinowanej jedno i dwuprzewodowej instalacji powietrznej ciągnika rolniczego Pronar MTZ 320AM wraz układem pomiarowym do sprawdzania czasu reakcji obwodu sterującego: 1 – filtr, 2 – sprężarka 601.23.944 FOS Polmo Łódź, 3 – zawór odciążający (regulator ciśnienia) 51 10 018 Visteon, 4 – zbiornik powietrza 10 dm<sup>3</sup>, 5 – zawór odwadniający, 6 – manometr, 7 – zawór sterujący hamulcami przyczepy inwersyjny 45 10 016 Visteon, 8 – złącze przewodów w układzie jedнопrzewodowym (czarne), 9 – złącze zasilające (czerwone), 10 – złącze sterujące (żółte), 11 – zawór sterujący hamulcami przyczepy 41 13 014 Visteon (wykorzystana pierwsza sekcja), 12 – mechanizm uruchamiania zaworu, 13 – zbiornik 0,385 dm<sup>3</sup>, 14 – przewód o długości 2,5 m i średnicy wewnętrznej 13 mm, 15 – przetwornik ciśnienia, 16 – przetwornik siły na pedale hamulca, 17 – adapter wejściowo-wyjściowy, 18 – komputer z kartą pomiarową.

Na rys.1 wyróżniono szarym tłem elementy układu pomiarowego w wersji do sprawdzania czasu reakcji zespołu sterującego instalacji ciągnika w układzie dwuprzewodowym. Zmiany siły na pedale hamulca oraz ciśnienia w wybranych miejscach instalacji pneumatycznej są rejestrowane przez układ pomiarowy, składający się z przetworników napięciowych 15 i 16, adaptera 17 i karty pomiarowej Senga MC1212 (rozdzielczość 12 bit) zamontowanej w komputerze 18 do gromadzenia danych podczas uruchamianych pomiarów. Tensometryczny czujnik siły na pedale hamulca 16 typ CL 23 z przemysłowym wzmacniaczem typ CL10D firmy ZEPWN (zakres pomiarowy: 0÷1 kN, zakres sygnału wyjściowego: 0÷10 V, klasa dokładności: 0.1) użyto do pomiaru siły na pedale hamulca. Ciśnienie mierzono przy użyciu przemysłowego przetwornika ciśnienia 10 typ MBS 32 firmy Danfoss (zakres pomiarowy: 0÷10 bar, zakres sygnału wyjściowego: 0÷10 V, klasa dokładności: 0.3). Przetworniki są zasilane napięciem z adaptera wejściowo-wyjściowego 17. Wyjściowe sygnały napięciowe z przetworników są zbierane z adaptera przy użyciu karty pomiarowej i następnie bezpośrednio przetwarzane do danych ciśnienia i siły przy użyciu zintegrowanego oprogramowania zainstalowanego w komputerze. Maksymalną prędkość obrotową silnika mierzono obrotomierzem cyfrowym DMT-21 (zakres pomiarowy: 0-9999 obr/min, klasa dokładności: 0,2). Przykładowe przebiegi zarejestrowanych zmian siły i ciśnienia podczas badania czasu reakcji zespołu sterującego ciągnika Pronar 320AM pokazano na rys. 5 i 6.

### 3. Modelowanie uruchamianego mechanicznie zaworu hamulcowego sterującego hamulcami przyczepy

W obwodzie sterującym układu pneumatycznego ciągnika Pronar 320AM jako zawór sterujący hamulcami przyczepy 11 (rys.1) wykorzystano pierwszą sekcję zaworu hamulcowego głównego 41 13 014 Visteon [31]. Zawór ten stosowany zazwyczaj w powietrznych układach hamulców dwuobwodowych jest zespolony z mechanizmem dźwigniowym, uruchamiany poprzez pedał w kabinie i zespół dźwigni. Schemat budowy zaworu, zredukowanego na potrzeby modelowania do jednego obwodu pokazano na rys.2.



Rys. 2. Zawór hamulcowy sterujący hamulcami przyczepy uruchamiany mechanicznie: 1 – tłok sterujący, 2 – grzybek talerzykowy, 3 – popychacz, 4 – sprężyna powrotna zaworu, 5 – sprężyna powrotna tłoka, 6 – sprężyna gumowa, 7 – mechanizm uruchamiający dźwigniowy

Do komory wejściowej  $V_1$  o stałej objętości dopływa z obwodu zasilającego masowy strumień powietrza  $\dot{m}_1$ . Podczas hamowania tłok sterujący 1, przemieszczając się do dołu pod działaniem siły  $F_p$  na pedale hamulca, przekazywanej za pomocą mechanizmu dźwigniowego 7 na popychacz 3, otwiera zawór wlotowy 2. Sprężone powietrze z komory wejściowej przepływa do komory wyjściowej  $V_2$  o zmiennej pojemności jako strumień masowy  $\dot{m}_{1-2}$ . Wypływający z komory wyjściowej  $V_2$  strumień  $\dot{m}_2$  jest kierowany do obwodu sterującego układu hamulcowego przyczepy, powodując zadziałanie hamulców przyczepy. Podczas odhamowania, spowodowanego spadkiem siły na pedale hamulca, ciśnienie w komorze  $V_2$  w kombinacji z siłą sprężyny 5 podnoszą tłoka 1 z powrotem do góry. Pod działaniem sprężyny powrotnej 4 zawór grzybkowy 2 się zamyka (odcięcie komory wejściowej od wyjściowej) a otwiera się przelot między gniazdem w tłoku 1 a talerzykiem. Komora wyjściowa  $V_2$  jest odpowietrzana. Sprężone powietrze z przewodu sterującego wraca do komory wyjściowej jako strumień  $\dot{m}_2$  (zmiana kierunku przepływu), następnie wypływa do atmosfery jako strumień  $\dot{m}_{2-3}$ . Odpowietrzenie komory wyjściowej i zespołu sterującego powoduje spadek siły hamującej przyczepy.

Przy tworzeniu własnego modelu matematycznego zaworu sterującego hamulcami przyczepy przyjęto szereg założeń upraszczających [15], w tym:

- Sprężone powietrze jest traktowane jako gaz termodynamicznie doskonały (tj. podlegający prawu Clapeyrona) a jednocześnie lepki i ściśliwy;
- Element nastawczy zaworu, niezależnie od konstrukcji, jest traktowany jako opór miejscowy (dysza), którego efektywne pole przepływu (konduktancja) zależy od wzniosu grzybka;
- Przepływ powietrza przez element nastawczy traktuje się jako jednowymiarowy i adiabatyczny;
- Właściwości powietrza są jednorodne zarówno w poszczególnych komorach zaworu, jak i w całym przekroju przepływu przez opór miejscowy;
- W fazie otwarcia zaworu pomija się oddziaływanie siłowe między grzybkiem a tłokiem sterującym, co oznacza, że oba elementy poruszają się razem jako jedna masa (jedno równanie ruchu);
- Pomija się przepływ powietrza przez nieszczelności komór;
- Pomija się oddziaływanie obudowy na tłok sterujący w jego położeniach krańcowych – zatrzymanie tłoka jest realizowane poprzez logikę sterowania przyspieszeniem (hard stopping);
- Wymiana ciepła między powietrzem w układzie a otoczeniem ma charakter konwekcji swobodnej przy stałej temperaturze ścianek, równej temperaturze otoczenia.

Zgodnie z zasadą zachowania materii zmianę masy w komorze wejściowej  $V_1$  (rys.2) i komorze wyjściowej  $V_2$  opisują równania:

$$\frac{dm_{V1}}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_{1-2} \quad (1)$$

$$\frac{dm_{V2}}{dt} = \dot{m}_{1-2} \mp \dot{m}_2 - \dot{m}_{2-3} \quad (2)$$

gdzie:  $\dot{m}_i$  - strumień masowy dopływający (znak +) lub wypływający (znak -) z danej komory [kg/s]; poszczególne indeksy strumieni są zgodne z konwencją oznaczania przyłączy komór zaworu hamulcowego (małe cyfry obok przyłączy zaworu na rys.1).

Do opisu przepływu masowego strumienia powietrza przez miejscowe opory pneumatyczne przyjęto zależność Saint-Venanta i Wantzela [3] w postaci uogólnionej:

$$\dot{m} = (\mu A_m) \frac{p_m}{\sqrt{RT_m}} \Psi_{\max} \Psi(\sigma) \quad (3)$$

gdzie:  $(\mu A_m)$  – konduktancja, czyli iloczyn współczynnika wydatku  $\mu$  i powierzchni przekroju przepływowego  $A_m$  [m<sup>2</sup>],  $p_m$  – ciśnienie przed oporem [Pa],  $T_m$  – temperatura powietrza przed oporem [K],  $R$  – stała gazowa dla powietrza,  $R=288$  [J/(kgK)],  $\Psi_{\max}$  – maksymalna wartość funkcji przepływu Saint Venanta i Wantzela dla krytycznego ilorazu ciśnienia  $\sigma^*$  za i przed oporem:

$$\Psi_{\max} = \Psi(\sigma^*) = \sqrt{\kappa \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 0,68473 \quad (4)$$

gdzie:  $\kappa$  – wykładnik adiabaty; dla powietrza  $\kappa=1,4$ .

Zamiast bezwymiarowej, dwuzakresowej funkcji przepływu  $\Psi(\sigma)$  Saint Venanta:

$$\Psi(\sigma) = \begin{cases} 1 & \text{for } \sigma \leq \sigma^* \\ \frac{1}{\Psi_{\max}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left( \sigma^{\frac{2}{\kappa}} - \sigma^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} & \text{for } \sigma^* < \sigma \leq 1 \end{cases}$$

zastosowano dogodniejszą do obliczeń numerycznych a jednocześnie wystarczająco dokładną, jednozakresową funkcję hiperboliczną Miatłuka-Avtuszki [20, 22]:

$$\Psi(\sigma) = b \frac{1-\sigma}{b-\sigma} \quad (5)$$

Przyjęto stałą wartość parametru  $b=1,13$ , typową dla elementów pneumatycznych, stosowanych w układach hamulcowych pojazdów.

Wykorzystując zależność (5), uzyskuje się następujące równania strumieni masowych przepływających przez zawór hamulcowy:

$$\dot{m}_{1-2} = \mu_{12} A_{12} \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \Psi_{\max} \Psi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{2-3} = \mu_{23} A_{23} \frac{p_2}{\sqrt{RT_2}} \Psi_{\max} \Psi\left(\frac{p_a}{p_2}\right) \quad (7)$$

Pole przekroju przepływowego  $A_{12}$  (podczas hamowania) i  $A_{23}$  (podczas odhamowania) z od przemieszczenia  $h_p$  tłoka 1 i odległości  $h_v$  grzybka 2 od gniazda zaworu:

$$A_{12} = \begin{cases} 0 & \text{if } h_v \leq h_{vo} \\ \pi D_{sv} (h_v - h_{vo}) & \text{if } h_{vo} < h_v \leq h_{vm} \\ \frac{\pi (D_{svw}^2 - D_{spz}^2)}{4} & \text{if } h_v > h_{vm} \end{cases} \quad (8)$$

$$A_{23} = \begin{cases} 0 & \text{if } h_p \geq h_o - h_{po} \\ \pi D_{sp} (h_o - h_{po} - h_p) & \text{if } h_{pm} \leq h_p < h_o - h_{po} \\ \frac{\pi D_w^2}{4} & \text{if } h_p < h_{pm} \end{cases} \quad (9)$$

gdzie:  $D_{sv}$ ,  $D_{svw}$  – średnia i wewnętrzna średnica gniazda nieruchomego [m],  $D_{spz}$  – zewnętrzna średnica gniazda ruchomego (w tłoku) [m],  $h_{vo}$ ,  $h_{vm}$  – położenie talerzyka zaworu odpowiadające początkowi otwarcia (z uwzględnieniem deformacji uszczelnienia talerzyka) i położenie odpowiadające osiągnięciu maksymalnej wartości pola przepływu [mm],  $D_{sp}$  – średnia średnica gniazda ruchomego [m],  $D_b$ ,  $D_w$  – wewnętrzna średnica tulei grzybka

talerzykowego [m],  $h_{po}$ ,  $h_{pm}$  – położenie tłoka odpowiadające początkowi otwarcia przelotu do atmosfery (z uwzględnieniem deformacji uszczelnienia) i położenie, w którym pole przepływu osiąga wartość maksymalną [m].

Między przemieszczeniem  $h_p$  tłoka sterującego 1 a przemieszczeniem  $h_v$  grzybka 2 istnieje związek:

$$h_v = \begin{cases} 0 & h_p \leq h_o \\ h_p - h_o & h_p > h_o \end{cases} \quad (10)$$

gdzie:  $h_o$  – maksymalna odległość (luz) między grzybkiem talerzykiem a tłokiem znajdującym się w górnym skrajnym położeniu [m].

Elementy mechaniczne zaworu hamulcowego można rozpatrywać jako układ dynamiczny o dwóch stopniach swobody. Równanie ruchu popychacza 3 i połączonych z nim elementów pod działaniem sił zewnętrznych ma postać:

$$m_t \frac{d^2 h_t}{dt^2} = F_{pt} - F_{st} + F_{ft} \quad (11)$$

gdzie:  $m_t$  – masa zredukowana elementów napędu łącznie od pedału hamulcowego do popychacza [kg],  $F_{st}$  – siła działania sprężyny gumowej 6 [N],  $F_{ft}$  – sumaryczna siła tarcia [N],  $F_{pt}$  – siła przyłożona do popychacza pochodząca od siły  $F_p$  na pedale hamulcowym [N], wyliczana z zależności:

$$F_{pt} = F_p i_p \eta_p \quad (12)$$

gdzie:  $i_p$ ,  $\eta_p$  – odpowiednio przełożenie i sprawność napędu mechanicznego między pedałem a popychaczem.

Siła pozycjonująca  $F_{st}$  sprężyny gumowej 6 zależy od jej deformacji  $\delta = h_t - h_p$  i można ją opisać równaniem trzeciego stopnia:

$$\begin{aligned} F_{st} &= c_1 \delta + c_2 \delta^2 + c_3 \delta^3 \\ \delta &= h_t - h_p \end{aligned} \quad (13)$$

gdzie:  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  – współczynniki wyznaczone z aproksymacji krzywej doświadczalnej  $F_{st}(\delta)$ . Bardziej złożoną zależność na  $F_{st}$  można znaleźć w pracy [29]. Przy uwzględnieniu w modelu regulacji siły napięcia wstępnego sprężyny przyjmuje się warunek początkowy  $h_t(0) = h_{t0} \neq 0$ , przy czym siła napięcia wstępnego nie może prowadzić do utraty kontaktu tłoka 1 z obudową zaworu:  $h_p(0) \approx 0$ .

Przyjęto, że sumaryczna siła tarcia ma składową stałą i zależną od prędkości popychacza:

$$F_{ft} = -\operatorname{sgn}\left(\frac{dh_t}{dt}\right) \cdot \left(F_{ct} + k_{vt} \frac{dh_t}{dt}\right) \quad (14)$$

gdzie:  $F_{ct}$  – siła tarcia o stałej wartości [N],  $k_{vt}$  – współczynnik tarcia wiskotycznego [Ns/m].

Równanie ruchu tłoka sterującego 1 (bez siły działania obudowy) ma postać:

$$m_z \frac{d^2 h_p}{dt^2} = F_{p2a} + F_{st} + F_{sp} + F_v + F_{fp} \quad (15)$$

gdzie:  $m_z$  – masa zredukowana tłoka i elementów poruszających się wraz z tłokiem 1 [kg],  $F_{p2a}$  – siła ciśnienia działającego na tłok,  $F_{st}$  – siła działania sprężyny gumowej 6 [N],  $F_{sp}$  – siła działania sprężyny powrotnej 5 tłoka [N],  $F_{fp}$  – siła tarcia tłoka 1 o obudowę [N],  $F_v$  – siła nacisku grzybka talerzykowego [N].

Masa zredukowana elementów poruszających się wraz z tłokiem wynosi:

$$m_z = \begin{cases} m_p + m_{sp} / 4 & h_p \leq h_o \\ m_p + m_v + (m_{sp} + m_{sv}) / 4 & h_p > h_o \end{cases} \quad (16)$$

gdzie:  $m_p$  – masa tłoka sterującego 1 [kg],  $m_v$  – masa grzybka talerzykowego 2 z tuleją prowadzącą [kg],  $m_{sv}$  – masa sprężyny 4 dociskającej grzybek 2 [kg],  $m_{sp}$  – masa sprężyny powrotnej 5 [kg].

Siła ciśnienia z obu stron tłoka wynosi:

$$F_{p2a} = \frac{\pi D_p^2}{4} p_a - \frac{\pi D_{sp}^2}{4} p_a - \frac{\pi(D_p^2 - D_{sp}^2)}{4} p_2 = -\frac{\pi(D_p^2 - D_{sp}^2)}{4} (p_2 - p_a) \quad (17)$$

Siłę nacisku sprężyny powrotnej 5 na tłok 1 wylicza się z zależności:

$$F_{sp} = -(F_{spo} + c_p h_p) \quad (18)$$

gdzie:  $F_{spo}$  – siła wstępnego napięcia sprężyny 5 dla  $h_p=0$  [N],  $c_p$  – sztywność sprężyny 5 [N/m].

Wyznaczając zależność na siłę nacisku  $F_v$  grzybka na tłok, przyjęto że zawór ma konstrukcję odciążoną ( $D_{sp} \approx D_z$ ):

$$F_v = \begin{cases} 0 & h_p \leq h_o \\ -[F_{svo} + c_v(h_p - h_o)] - (p_1 - p_2) \frac{\pi(D_{sv}^2 - D_{sp}^2)}{4} - \operatorname{sgn}\left(\frac{dh_p}{dt}\right) \left[ F_{cv} + k_v \left(\frac{dh_p}{dt}\right) \right] & h_p > h_o \end{cases} \quad (19)$$

gdzie:  $D_z$  – średnica przewodnicy tulei grzybka [m],  $F_{cv}$  – siła tarcia kinetycznego przewodnicy [N],  $k_v$  – współczynnik tarcia wiskotycznego [Ns/m].

Siłę tarcia statyczno-kinetycznego tłoka 1 o obudowę opisano wykorzystując model Karnoppa [1]:

$$F_{fp}\left(\frac{dh_p}{dt}, F_e\right) = \begin{cases} \operatorname{sgn}(F_e) \cdot \min(F_{sp}, |F_e|) & \text{gdym} \left| \frac{dh_p}{dt} \right| < \Delta v \\ \operatorname{sgn}\left(\frac{dh_p}{dt}\right) \cdot \left[ F_{cp} + k_v \cdot \left( \left| \frac{dh_p}{dt} \right| - \Delta v \right) \right] & \text{gdym} \left| \frac{dh_p}{dt} \right| \geq \Delta v \end{cases} \quad (20)$$

Sumaryczne siły tarcia statycznego  $F_{sp}$  i kinetycznego  $F_{cp}$  tłoka 1, jak również siłę tarcia kinetycznego  $F_{cv}$  przewodnicy grzybka 2 opisano zależnościami:

$$\begin{aligned} F_{sp} &= \pi D_p (f_s + k_s |p_2 - p_a|) \\ F_{cp} &= \pi D_p (f_c + k_c |p_2 - p_a|) \\ F_{cv} &= \pi D_z (f_c + k_c |p_1 - p_a|) \end{aligned} \quad (21)$$

gdzie:  $f_s, f_c$  – siła tarcia statycznego i kinetycznego przypadająca na jednostkę obwodu tłoka, niezależna od różnicy ciśnienia po obu stronach tłoka [N/m],  $k_s, k_c$  – współczynnik proporcjonalności [m].

Na podstawie zasady zachowania energii w układach otwartych otrzymuje się, pomijając energię kinetyczną i potencjalną, równania zmiany energii wewnętrznej powietrza w objętościach kontrolnych  $V_1$  i  $V_2$  w postaci:

$$\frac{dU_1}{dt} = \dot{Q}_1 + \dot{H}_1 - \dot{H}_{1-2} \quad (22)$$

$$\frac{dU_2}{dt} = \dot{Q}_2 + \dot{W}_2 + \dot{H}_{1-2} - \dot{H}_2 - \dot{H}_{2-3} \quad (23)$$

gdzie:  $U_i$  – energia wewnętrzna powietrza w danej komorze [J],  $\dot{H}_i$  – entalpia strumieni dopływających lub wypływających z poszczególnych komór [J],  $\dot{W}_i$  – strumień pracy zewnętrznej wykonanej przez powietrze w komorze [J],  $\dot{Q}_i$  – strumień ciepła wymieniany między powietrzem w  $i$ -tej komorze a otoczeniem [W]:



$$U_i = m_{vi} \cdot c_v T_i \quad \dot{H}_i = \dot{m}_i c_p T_{mi} \quad (24)$$

$$\dot{W}_i = -p_i \cdot \dot{V}_i \quad \dot{Q}_i = \alpha_i \cdot A_w (T_w - T_i)$$

gdzie:  $c_v, c_p$  – pojemność cieplna właściwa gazu przy stałej objętości i przy stałym ciśnieniu [J/(kgK)],  $T_i$  – temperatura powietrza w  $i$ -tej komorze [K],  $m_i$  – masa powietrza w  $i$ -tej komorze [kg],  $T_{mi}$  – temperatura strumienia [K] (dla strumienia wypływającego z komory  $T_{mi} = T_i$ ),  $T_w$  – temperatura ścianek komory zaworu równa temperaturze otoczenia [K],  $\alpha_i$  – współczynnik przejmowania ciepła  $i$ -tej komory [W/m<sup>2</sup>K],  $A_i$  – powierzchnia wewnętrzna  $i$ -tej komory [m<sup>2</sup>] zależna podobnie jak i objętość  $V_i$  od przemieszczenia tłoka.

Po zróżniczkowaniu energii wewnętrznej:

$$\frac{dU_i}{dt} = c_v \left( \frac{dm_{vi}}{dt} T_i + m_{vi} \frac{dT_i}{dt} \right) \quad (25)$$

oraz wykorzystaniu równania stanu gazu w komorze  $V_i$  (zapisanego w postaci różniczkowej):

$$p_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{dp_i}{dt} = R \left( \frac{dm_{vi}}{dt} T_i + m_{vi} \frac{dT_i}{dt} \right) \quad (26)$$

otrzymuje się:

$$\frac{dU_i}{dt} = \frac{c_v}{R} \left( p_i \frac{dV_i}{dt} + V_i \frac{dp_i}{dt} \right) \quad (27)$$

Wykorzystanie relacji  $R/c_v = \kappa - 1$  oraz połączenie równań (22), (23) i (27) prowadzi do różniczkowych równań zmian ciśnienia powietrza w komorze  $V_1$  i komorze  $V_2$  zaworu:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1} (\kappa - 1) (\dot{Q}_1 + \dot{H}_1 - \dot{H}_{1-2}) \quad (28)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{V_2} \left[ (\kappa - 1) (\dot{Q}_2 + \dot{H}_{1-2} \mp \dot{H}_2 - \dot{H}_{2-3}) - \kappa \cdot p_2 \frac{dV_2}{dt} \right] \quad (29)$$

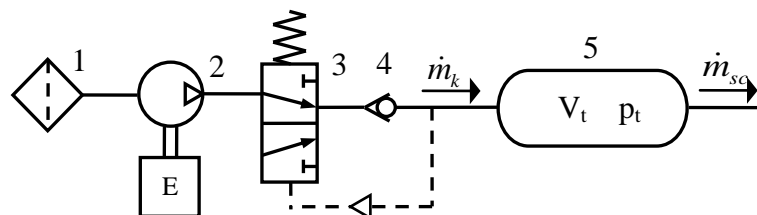
Podstawiając równania (1) i (2) do równania (26) oraz obliczając masę powietrza  $m_{vi} = (p_i V_i) / RT_i$  z równania gazu idealnego, po przekształceniach otrzymuje się różniczkowe równanie zmian temperatury powietrza w poszczególnych komorach zaworu:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1 V_1} \left[ V_1 \frac{dp_1}{dt} - RT_1 (\dot{m}_1 - \dot{m}_{1-2}) \right] \quad (30)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2 V_2} \left[ p_2 \frac{dV_2}{dt} + V_2 \frac{dp_2}{dt} - RT_2 (\dot{m}_{1-2} \mp \dot{m}_2 - \dot{m}_{2-3}) \right] \quad (31)$$

#### 4. Modelowanie zespołu zasilającego

Schemat obliczeniowy zespołu zasilającego instalacji pneumatycznej ciągnika przedstawiono na rys.3. Pożądana wielkość ciśnienia powietrza  $p_t$  w zbiorniku 5 jest utrzymywana w przez zawór odciażający 3 (regulator ciśnienia).



Rys.3. Schemat obliczeniowy zespołu zasilającego instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego: 1 – filtr, 2 – sprężarka, 3 – zawór odciażający, 4 – zawór zwrotny, 5 – zbiornik powietrza

Wzrost ciśnienia do ustalonej maksymalnej wartości  $p_{max}$  powoduje przełączenie regulatora 3 i powietrze ze sprężarki 2 tłoczone jest do atmosfery (bieg jałowy sprężarki). Spadek ciśnienia w układzie do minimalnej ustalonej wartości  $p_{min}$  powoduje ponowne przełączenie regulatora i połączenie sprężarki ze zbiornikiem. Takie działanie zaworu odciążającego można opisać funkcją przekaźnika dwustanowego z pętlą histerezy o szerokości  $p_{max} - p_{min}$ :

$$f_{rel}(p_t) = \begin{cases} 1 & \text{if } p_t < p_{max} \\ 0 & \text{if } p_t \geq p_{max} \end{cases} \text{if } \frac{dp_t}{dt} \geq 0$$

$$f_{rel}(p_t) = \begin{cases} 0 & \text{if } p_t \geq p_{min} \\ 1 & \text{if } p_t < p_{min} \end{cases} \text{if } \frac{dp_t}{dt} < 0$$
(32)

Zakładając, że ciśnienie sprężania kompresora jest równe ciśnieniu w zbiorniku  $p_t$  (mała długość, mała objętość elementów łączących sprężarkę ze zbiornikiem) można masowy strumień powietrza  $\dot{m}_k$  [kg/s] tłoczonego przez sprężarkę zapisać następująco [16]:

$$\dot{m}_k(n_k, p_t) = f_{rel} \cdot \eta_v \cdot V_s \cdot i_c \cdot \frac{n_k}{60} \rho_a = f_{rel} \cdot \eta_v \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4 \cdot 60} \cdot S \cdot i_c \cdot n_k \cdot \rho_a$$
(33)

gdzie:  $\eta_v$  – współczynnik napełnienia cylindra,  $V_s$  – objętość skokowa [m<sup>3</sup>],  $D_c$  – średnica cylindra [m],  $S$  – skok tłoka [m],  $i_c$  – liczba cylindrów,  $n_k$  – prędkość obrotowa wału sprężarki [obr/min],  $\rho_a$  – gęstość powietrza w warunkach otoczenia [kg/m<sup>3</sup>].

Wartość współczynnika napełnienia  $\eta_v$  zależny od prędkości obrotowej  $n_k$  i ciśnienia tłoczenia (ciśnienia  $p_t$  w zbiorniku) wyznaczono metodą regresji nieliniowej na podstawie charakterystyki wydajnościowej sprężarki:

$$\eta_v = A_1 + A_2 n_k + A_3 n_k^2 + A_4 p_t + A_5 p_t^2$$
(34)

gdzie:  $n_k$  – prędkość obrotowa wału sprężarki [obr/min];  $p_t$  – ciśnienie tłoczenia [kPa];  $A_1 \div A_5$  – współczynniki regresji; dla sprężarki FOS Polmo 601.23.924 [25];  $A_1 = 0,809863$ ;  $A_2 = 0,321974 \cdot 10^{-4}$ ;  $A_3 = -1,19758 \cdot 10^{-8}$ ;  $A_4 = -7,07972 \cdot 10^{-4}$ ;  $A_5 = 3,1248 \cdot 10^{-7}$  ( $R^2 = 99,39\%$ ,  $MAPE = 1,02\%$ ).

Zmianę ciśnienia i temperatury powietrza w zbiorniku opisują równania [16]:

$$\frac{dp_t}{dt} = \frac{1}{V_t} \left[ (\kappa - 1) (\dot{Q} + \dot{H}_k - \dot{H}_{sc}) \right]$$
(35)

$$\dot{Q} = \alpha_t A_t (T_w - T_t) \quad \dot{H}_i = \dot{m}_i c_p T_i$$

$$\frac{dT_t}{dt} = \frac{T_t}{p_t V_t} \left[ V_t \frac{dp_t}{dt} - RT_t (\dot{m}_k - \dot{m}_{sc}) \right]$$
(36)

gdzie:  $\dot{m}_{sc}$  – strumień masowy wpływający do obwodu zasilającego i sterującego [kg/s],  $\dot{H}_k$  – strumień entalpii z sprężarki [W],  $\dot{H}_{sc}$  – strumień entalpii ze zbiornika [W],  $\dot{Q}$  – strumień ciepła [W],  $\alpha_t$  – współczynnik przejmowania ciepła [W/m<sup>2</sup>K],  $A_t$  – powierzchnia przejmowania ciepła,  $T_w$  – temperatura ścianek zbiornika [K],  $T_t$  – temperatura powietrza w zbiorniku [K] obliczona z równania politropy:

$$T_k = T_a \left( \frac{p_t}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$
(37)

gdzie:  $n$  – wykładnik politropy;  $n = 1,25 \div 1,4$  [4];  $p_a$ ,  $T_a$  – ciśnienie [Pa] i temperatura [K] otoczenia.

## 5. Przykłady badań eksperymentalnych i symulacyjnych

Istotne właściwości funkcjonalno-użytkowe pojazdów rolniczych są sprawdzane w ramach badań homologacyjnych, badań kwalifikacyjnych wyrobu, czy badań okresowych. Przedstawiona w pracy [17] propozycja programu badań homologacyjnych ciągników rolniczych w zakresie hamowania obejmuje sprawdzanie skuteczności zasadniczego i postojowego układu hamulcowego [6] oraz sprawdzanie powietrznego układu hamulcowego, w tym:

- sprawdzenie zakresu pracy regulatora ciśnienia,
- sprawdzenie wartości ciśnień na złączach,
- sprawdzenie szczelności układu,
- sprawdzenie pojemności zbiornika sprężonego powietrza,
- sprawdzenie wydatku sprężarki,
- sprawdzenie czasu reakcji zespołu sterującego.

Metodykę badań opracowano zgodnie z wymogami Regulaminu [9] przygotowywanego przez WGAT (Working Group on Agricultural Tractors) dla pojazdów rolniczych i leśnych oraz Regulaminu 13 ECE [8] obowiązującego dla pojazdów samochodowych.

Możliwości zastosowania metod symulacyjnych do prognozowania właściwości funkcjonalno-użytkowych w projektowaniu powietrznych układów hamulcowych wspartym o modele przedstawiono na przykładzie sprawdzenia wydatku sprężarki i czasu reakcji obwodu sterującego ciągnika Pronar 320AM. Modele komputerowe większości komponentów powietrznego układu ciągnika, w tym zespołu zasilającego i zaworu sterującego hamulcami przyczepy utworzono w postaci podsystemów graficznych typu *S-function* zapisanych w *m-plikach* programu Matlab, utworzonych na podstawie własnych algorytmów i procedur [14, 16].

Otrzymane wyniki badań eksperymentalnych i symulacyjnych wykorzystano do walidacji modelu komputerowego instalacji pneumatycznej ciągnika metodami statystycznymi. Do sprawdzenia istotności różnic pomiędzy przebiegami czasowymi ciśnienia w układzie pneumatycznym uzyskanego z badań empirycznych i symulacyjnych zastosowano test nieparametryczny Kołmogorowa-Smirnova (K-S). W celu wyeliminowania wpływu kroku całkowania na wyniki testu, przedział czasowy odpowiadający procesowi przejściowemu dzielono na 100 równych części, tworząc wektor czasu, dla którego obliczano wektory wartości interpolowanych ciśnienia doświadczalnego i symulowanego przy użyciu standardowej funkcji *interp1* programu Matlab [33]. Następnie przy użyciu funkcji *kstest2* Matlab [19] przeprowadzono weryfikację hipotezy zerowej o zgodności rozkładu cech wektorów ciśnienia doświadczalnego i modelowego na podstawie wyliczonej wartości statystyki *ks2* testu Kołmogorowa-Smirnova oraz wartości parametru *h*. Hipoteza zerowa jest odrzucana ( $h=1$ ) na poziomie istotności *p*, jeśli:

$$ks2 > ks(p) \sqrt{\frac{n_1 + n_2}{n_1 \cdot n_2}} \quad (38)$$

gdzie:  $n_1, n_2$  – liczba elementów w porównywanych danych,  $ks(p)$  – wartość krytyczna testu Kołmogorowa-Smirnova dla dwóch prób; przy  $ks(0,05)=1,36$  i  $n_1=n_2=101$  warunek (38) jest spełniony, gdy  $ks2 > 0,1923$ .

Jakość modelowania oceniano również przy użyciu wskaźnika determinacji  $R^2$  i średniego absolutnego błędu procentowego (MAPE), zdefiniowanych jako [35]:

$$R^2 = 100 \left( 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (p_{mi} - p_i)^2}{\sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p})^2} \right) \quad (39)$$

$$MAPE = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{p_{mi} - p_i}{p_i} \right| \quad (40)$$

gdzie:  $n$  – liczba wartości w każdym ze zbiorów,  $p_i$  – wartości ciśnienia uzyskane z pomiarów,  $p_{mi}$  – odpowiadające im wartości ciśnienia wyznaczone z modelu,  $\bar{p}$  – średnia wartość ciśnienia doświadczalnego.

### 5.1. Sprawdzanie wydajności sprężarki

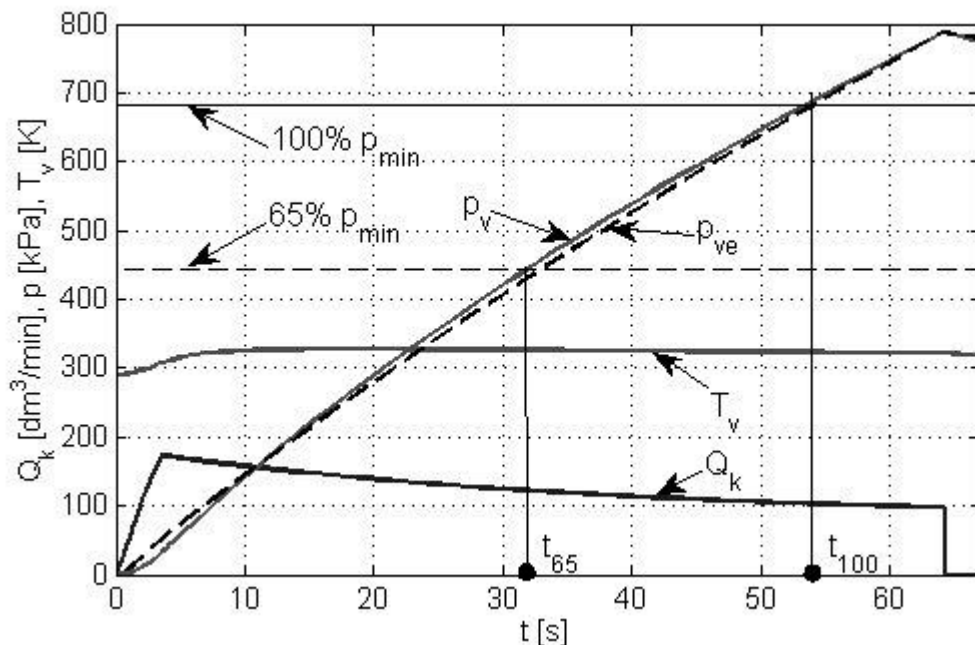
Badania doświadczalne i symulacyjne sprawdzenia wydajności sprężarki podczas pracy instalacji pneumatycznej ciągnika dwuprzewodowym polegały na rejestracji zmian ciśnienia podczas napełniania sprężonym powietrzem dodatkowego zbiornika, podłączonego do obwodu zasilającego pojazdu ciągnącego. Czas napełniania zbiornika reprezentującego pojemność instalacji pneumatycznej przyczepy, mierzono od chwili uruchomienia rozgrzanego silnika do chwili osiągnięcia przypisanego ciśnienia przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika. Objętość zbiornika dodatkowego wyliczono z zależności:

$$V = 20 \frac{M_t}{p_{max}} \quad (41)$$

gdzie:  $M_t$  – dopuszczalna maksymalna masa przypadająca na wszystkie osie przyczepy lub półprzyczepy [t],  $p_{max}$  – maksymalna wartość ciśnienia regulowanego [bar].

Dla ciągnika Pronar 320AM przeznaczonego do ciągnięcia przyczepy o masie  $M_t=3,5$  t otrzymuje się zakres zmian objętości  $V=8,75 \div 11,1$  dm<sup>3</sup>, zależnie od przyjętego ciśnienia  $p_{max}$  (8 bar w instalacji dwuprzewodowej - 6,3 bar w instalacji jednoprzewodowej).

Przykładowe wyniki badań symulacyjnych (linie ciągłe) i eksperymentalnych (linie przerywane) ciągnika Pronar MTZ 320AM podczas napełniania zbiornika o objętości  $V=10,42$  dm<sup>3</sup> przy prędkości obrotowej silnika około 3000 obr/min pokazano na rys.4.



Rys.4. Wyniki symulacji pracy zespołu zasilającego instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 320AM podczas sprawdzania wydatku sprężarki:  $Q_k$  – wydajność objętościowa,  $p_v$ ,  $T_v$  – ciśnienie i temperatura powietrza w zbiorniku,  $p_{ve}$  – ciśnienie doświadczalne ( $R^2=99,83\%$ ;  $MAPE=2,47\%$ ; wyniki testu K-S:  $h=0$ ;  $ks2=0,0198$ )

Zgodność przebiegów czasowych ciśnienia doświadczalnego  $p_{ve}$  i symulowanego  $p_v$  w zbiorniku została potwierdzona wynikami testu Kołmogorowa-Smirnowa ( $h=0$ ,

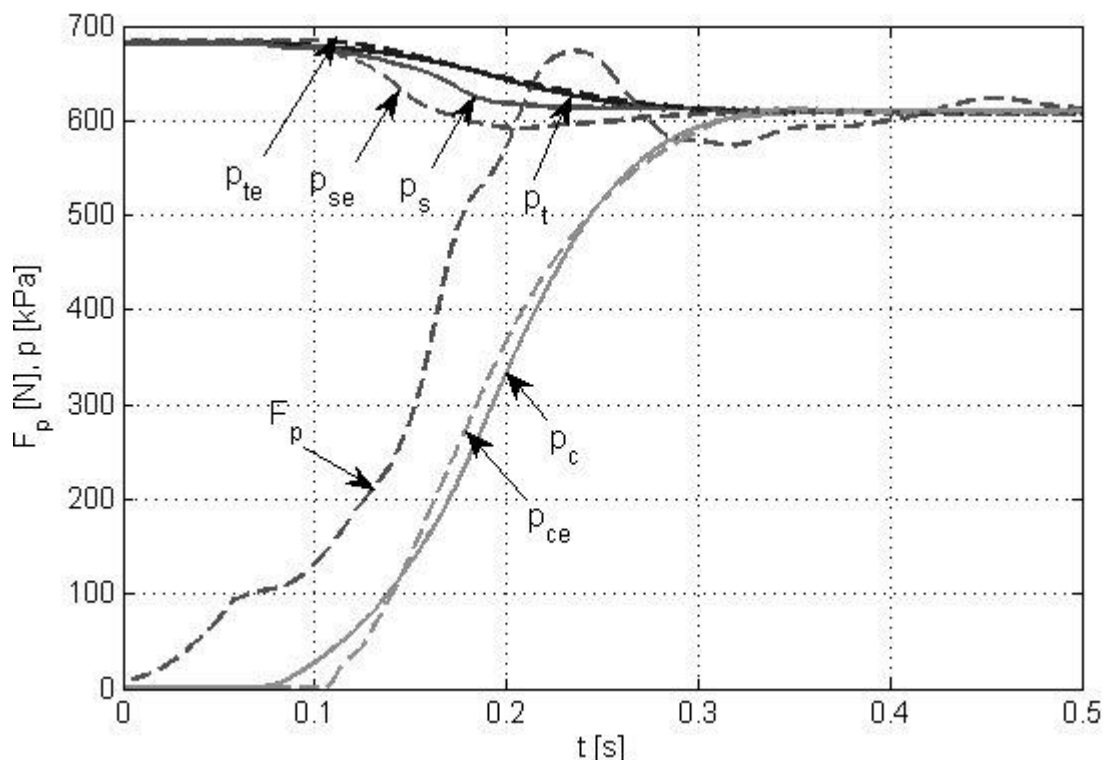
$ks2=0,0198<0,1923$ ). Adekwatność modelu komputerowego potwierdziły również uzyskane wartości wskaźników statystycznych  $R^2=99,83\%$  i  $MAPE=2,47\%$ .

Następnie na podstawie przebiegu czasowego ciśnienia w zbiorniku wyznaczano czas  $t_{65}$  potrzebny do wzrostu ciśnienia od zera do 65% wartości minimalnego ciśnienia regulowanego ( $p_{min}=6,83$  bar) oraz czas  $t_{100}$  potrzebny do osiągnięcia 100% wartości tego ciśnienia. Uzyskane wartości czasu  $t_{65}=33,023$  s i  $t_{100}=54,104$  s z badań eksperymentalnych oraz  $t_{65}=31,898$  s i  $t_{100}=53,519$  s z badań symulacyjnych (błąd względny odpowiednio 3.38% i 1,08%) są znacząco krótsze od maksymalnych wartości – odpowiednio 360 i 540 s – dopuszczalnych dla ciągników przeznaczonych do ciągnięcia przyczep. Wyniki badań doświadczalnych i symulacyjnych potwierdziły poprawność doboru sprężarki w zespole zasilającym ciągnika.

## 5.2. Sprawdzanie czasu reakcji

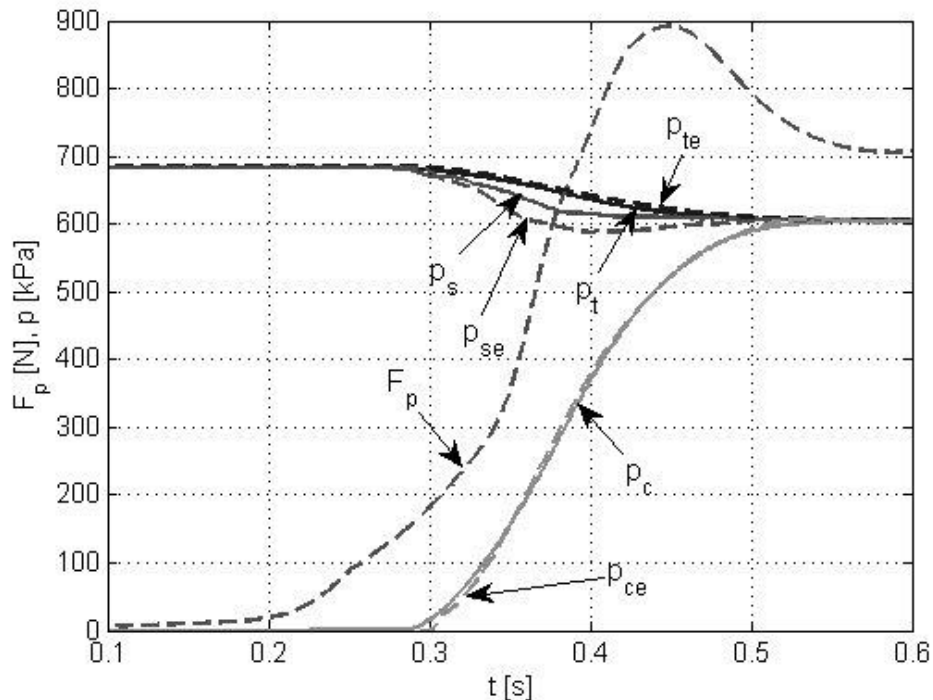
Czas reakcji obwodu sterującego dwuprzewodowej instalacji pneumatycznej ciągnika wyznaczano na podstawie zmian siły na pedale hamulca oraz ciśnienia na końcu przewodu o długości 2,5 m i średnicy 13 mm (imitacja przewodu sterującego przyczepy) podłączonego do złącza sterującego. Na początku każdej próby ciśnienie w zespole zasilającym było równe wartości ciśnienia włączania sprężarki (minimalnej wartości ciśnienia  $p_{min}$ ). Przy badaniu do złącza zasilającego podłączano zasobnik o pojemności  $385\pm 5$  cm<sup>3</sup>. Objętość tego zbiornika odpowiada objętości przewodu zasilającego o długości 2,5 m i średnicy 13 mm przy ciśnieniu 650 kPa.

Model komputerowy instalacji pneumatycznej ciągnika do badania procesów przejściowych w zespole sterującym zrealizowano w programie Matlab-Simulink w postaci bloków graficznych *S-function*.



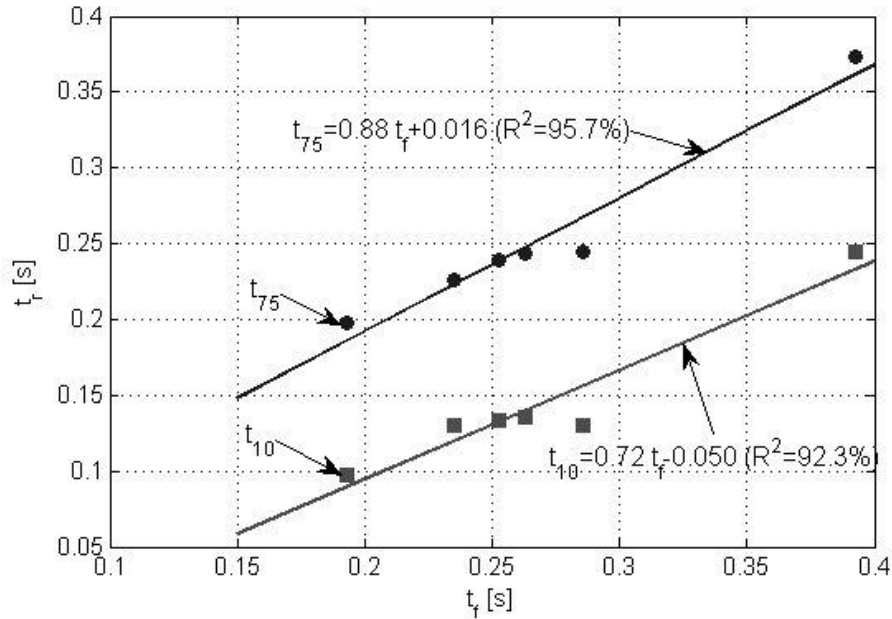
Rys. 5. Wyniki badań eksperymentalnych i symulacyjnych obwodu sterującego ciągnika Pronar 320AM:  $p_b$ ,  $p_s$ ,  $p_c$  – ciśnienie symulowane w zbiorniku ciągnika, w zbiorniku przyłączonym do złącza zasilającego i na końcu przewodu sterującego,  $p_{te}$ ,  $p_{se}$ ,  $p_{ce}$  – ciśnienie eksperymentalne w tych samych miejscach  $F_p$  – zmierzona siła na pedale hamulca ( $R^2=99,24\%$ ;  $MAPE=16,43\%$ ; wyniki testu K-S:  $h=0$ ;  $ks2=0,0990$ ; 101 pkt)

Rzeczywisty sygnał wymuszający w postaci siły  $F_p$  na pedale hamulca oraz rzeczywiste odpowiedzi układu, w tym przebiegi ciśnienia  $p_{te}$  w zbiorniku 4 (rys.1), ciśnienia  $p_{se}$  w zbiorniku 13 i ciśnienia  $p_{ce}$  na końcu przewodu 14 podłączonego do złącza sterującego, wprowadzono do modelu komputerowego w postaci komponentów źródłowych typu *FromFile*. Przykładowe wyniki badań symulacyjnych (linie ciągłe) i doświadczalnych (linie przerywane) podczas sprawdzania czasu reakcji obwodu sterującego instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 320AM przedstawiono na rys. 5 i 6.



Rys. 6. Wyniki badań eksperymentalnych i symulacyjnych obwodu sterującego ciągnika Pronar 320AM:  $p_t$ ,  $p_s$ ,  $p_c$  – ciśnienie symulowane w zbiorniku ciągnika, w zbiorniku przyłączonym do złącza zasilającego i na końcu 2,5 m przewodu sterującego,  $p_{te}$ ,  $p_{se}$ ,  $p_{ce}$  – ciśnienie eksperymentalne w tych samych miejscach  $F_p$  – zmierzona siła na pedale hamulca ( $R^2=99,84\%$ ;  $MAPE=7,21\%$ ; wyniki testu K-S:  $h=0$ ;  $ks2=0,0396$ ; 101 pkt)

Zgodność przebiegów przejściowych ciśnienia doświadczalnego  $p_{ce}$  i symulowanego  $p_c$  została potwierdzona wynikami testu Kołmogorowa-Smirnowa oraz wartościami wskaźników  $R^2$  i  $MAPE$  (wyniki w opisie pod rysunkami).

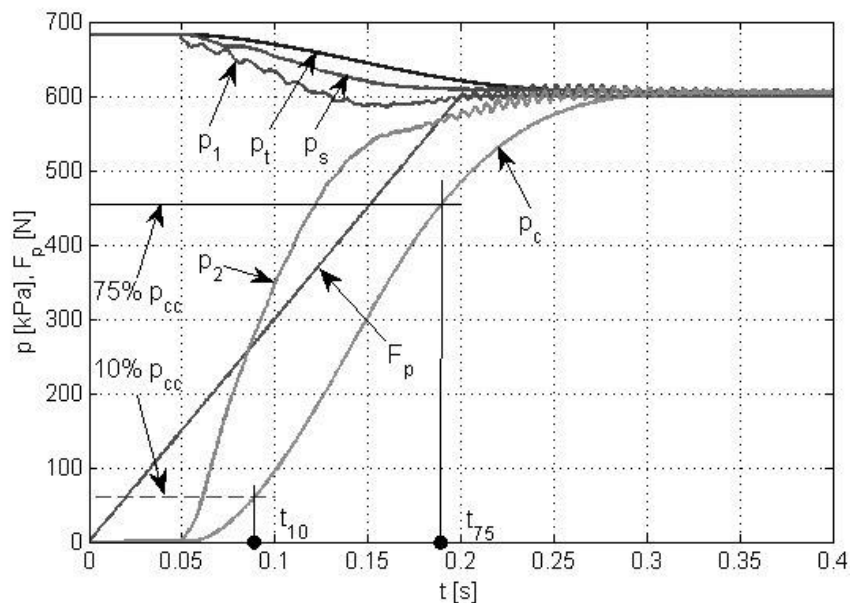


Rys. 7. Zależność czasu reakcji  $t_r$  ( $t_{10}$  i  $t_{75}$ ) od czasu uruchamiania  $t_f$  (wyniki doświadczalne)

Następnie na podstawie zarejestrowanych przebiegów eksperymentalnych siły i ciśnienia wyznaczano czas reakcji, tj. czas osiągnięcia 10 i 75% wartości ciśnienia asymptotycznego w funkcji czasu uruchamiania pedału hamulca, począwszy od najkrótszych możliwych uruchomień, powiększanych stopniowo do około 0,4 s.

Po wyznaczeniu metodą najmniejszych kwadratów równań regresji liniowej czasu reakcji  $t_{10}$  i  $t_{75}$  w funkcji czasu  $t_f$  zmian siły na pedale hamulca (rys.7) wyliczono czas reakcji odpowiadający czasowi uruchomienia  $t_f=0,2$  s dla hamowania nagłego. Wyniki obliczeń czasu reakcji zespołu sterującego instalacji hamulcowych z badań eksperymentalnych zestawiono w tab.1.

Do wyznaczenia czasu reakcji metodą symulacji cyfrowej wykorzystano model komputerowy po wprowadzeniu wzorcowego sygnału siły  $F_p$  na pedale hamulca, tj. narastającego liniowo do maksymalnej wartości 600 N w czasie 0,2 s. Wyniki symulacji pokazano na rys. 8. Wartości czasu reakcji  $t_{10}$  i  $t_{75}$  wyznaczone na podstawie przebiegu ciśnienia  $p_c$  podano w tab.1.



Rys. 8. Wyniki symulacyjnego badania czasu reakcji  $t_r$  dla wzorcowego przebiegu siły  $F_p$

Z badań doświadczalnych i symulacyjnych wynika, że wyznaczone wartości czasu reakcji są znacznie niższe od wartości dopuszczalnych  $t_{10}=0,2$  i  $t_{75}=0,4$  s, co świadczy o poprawnym doborze elementów kształtujących charakterystyki dynamiczne instalacji pneumatycznej ciągnika. Względny błąd wyznaczenia czasu reakcji nie przekracza 5%, co świadczy o zadowalającej dokładności modelu komputerowego ze względu na cel modelowania.

Tabela 1. Czas reakcji [s] obwodu sterującego dla 10% i 75% ciśnienia asymptotycznego

	Wymagania	Eksperyment	Symulacja	Błąd [%]
$t_{10}$	$\leq 0,2$	0,094	0,0893	5,00%
$t_{75}$	$\leq 0,4$	0,192	0,1896	1,25%

## 5. Podsumowanie

Opracowany model komputerowy może być wykorzystany do prognozowania metodami symulacyjnymi wybranych właściwości funkcjonalno-użytkowych w procesie projektowania instalacji pneumatycznych ciągników rolniczych małej mocy z hamulcami mechanicznymi. Model komputerowy może również służyć jako podsystem do badania procesów przejściowych w wieloobwodowych układach hamulcowych zespołu ciągnik-przyczepa w celu kształtowania pożądanych właściwości dynamicznych, w tym szybkości i synchronii działania (kompatybilności).

Uzyskane wartości wskaźników statystycznych  $R^2$ ,  $MAPE$  oraz wyniki testów Kolmogorowa-Smirnowa oceny zgodności doświadczalnych i modelowych przebiegów ciśnienia potwierdziły adekwatność zrealizowanego w Matlabie-Simulinku modelu komputerowego instalacji ciągnika Pronar 320AM podczas sprawdzania wydatku sprężarki ciągnika oraz czasu reakcji obwodu sterującego. Badania te wykazały poprawność doboru sprężarki oraz dużą szybkość działania zespołu sterującego ze względu na stawiane wymagania.

Model matematyczny zespołu zasilającego oraz zaworu sterującego hamulcami przyczepy może być wykorzystany do modelowania innych pneumatycznych układów hamulcowych samochodów użytkowych. Na podstawie opisanych równań modelu zaworu hamulcowego można zbudować modele matematyczne i komputerowe innych zaworów hamulcowych o podobnej konstrukcji, z uwzględnieniem wymiany ciepła, sił bezwładności elementów ruchomych zaworu oraz sił tarcia statyczno-kinetycznego.

Wykonano w ramach pracy statutowej S/WM/2/2013.

## Literatura

1. Armstrong-Helouvry B., Dupont P., Canudas de Wit C. A survey of models analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 1994; Vol. 30(7): 1083–1138.
2. Barth E.J., Riofrio J. Dynamic characteristics of free piston compressor. *Proceedings of IMECE04 2004 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim, California USA, 2004; November 13-20: 1-8.
3. Beater P. *Pneumatic Drives. System Design, Modeling and Control*, Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 2007.
4. Bloch H.P. *A Practical Guide to Compressor Technology*. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2006.



5. Breuer B.J., Bill K. H. Brake Technology Handbook (R-375). SAE International, Warrendale. 2008.
6. Czaban J., Kamiński Z. Performance testing of agriculture tractor braking systems. *Archiwum Motoryzacji*, 2010(1): 15-25.
7. Dodd M., Bartlett R., Knight I. Provision of information and services on the subject of the performance requirements, testing methods and limit values for braking systems of agricultural and forestry tractors, their trailers and interchangeable towed machinery – final report. TRL Unpublished Project Report, Wokingham, UK, 2007, No. UPR/VE/064/07,
8. ECE Regulation No. 13. Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking. UN Economic Commission for Europe, Geneva, Switzerland, 2001.
9. EEC (2008) Draft Regulation of the European Parliament and the Council on the braking systems of agricultural or forestry tractors, their trailers and interchangeable towed machinery, amending Directive 2003/37/EC, Council Directive 89/173/EEC and repealing Council Directive 76/432/EEC. (17.11.2008) [http://circa.europa.eu/Public/irc/enterprise/automotive/library?l=/agricultural\\_tractors/meeting\\_november\\_2008/99rev16\\_v171108pdf/\\_EN\\_1.0\\_&a=d](http://circa.europa.eu/Public/irc/enterprise/automotive/library?l=/agricultural_tractors/meeting_november_2008/99rev16_v171108pdf/_EN_1.0_&a=d)
10. Govindan N., Jayaraman V., Venkatasamy S.R., Ramasamy M. Mathematical modeling and simulation of reed valve reciprocating air compressor. *Thermal Science*, 2009; Vol. 13(3): 47-58.
11. He L., Wang X., Zhang Y., Wu J., Chen L. Modeling and Simulation Vehicle Air Brake System. *Proceedings 8th Modelica Conference*. Dresden, Germany, 2011; March 20-22: 430-435. ([https://modelica.org/events/modelica2011/Proceedings/pages/papers/17\\_3\\_ID\\_144\\_a\\_fv.pdf](https://modelica.org/events/modelica2011/Proceedings/pages/papers/17_3_ID_144_a_fv.pdf)).
12. Kamiński Z. Dynamic calculations of pneumatic relay valve. *Acta Mechanica et Automatica*, 2009; Vol.3(1): 62-64.
13. Kamiński Z. Mathematical modeling of pneumatic relay valve. *Hydraulika i Pneumatyka*, 2009; 5: 22-25.
14. Kamiński Z. Mathematical Modeling of Pneumatic Pipes in a Simulation of Heterogeneous Engineering Systems. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2011; Vol. 133(12): 1-8.
15. Kamiński Z. Mathematical Modelling of the Pneumatic Relay Emergency Valve for Dual-line Agricultural Trailer Braking Systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2012; 226(5): 603-612. (<http://pid.sagepub.com/content/early/2011/10/11/0954407011423133>: 1-9).
16. Kamiński Z. Modelling of the energy supply equipment of the air braking system of a farm tractor. *The Archives of Automotive Engineering*, 2011; 3: 33-39.
17. Kamiński Z., Czaban J. Proposition of exploration program of braking systems of agriculture tractors. *MOTROL*, 2006; 8: 92-100.
18. Kulesza Z., Siemieniako F. Modeling the air brake system equipped with brake and relay valves. *Scientific Journals Maritime University of Szczecin*, 2010; Vol. 24(96): 5-11.

19. Martinez W.L., Martinez A.R. Computational Statistics Handbook with MATLAB, 2th edition, Boca Raton, FL: Chapman & Hall/CRC, 2008.
20. Metljuk N.F., Avtushko V.P. Dinamika Pnevmaticheskikh Privodov Avtomobilej. Mashinostroenie, Moskva, 1980.
21. Miatluk M., Czaban J. An Analysis of Transient Processes in Pneumatic Brake System with Automatic Regulator of Brake Forces of Automotive Vehicles. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, 2006; Vol. 6: 85-93.
22. Miatluk M., Kamiński Z., Czaban J. Characteristic Features of the Airflow of Pneumatic Elements of Agricultural Vehicles. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, 2003; Vol. 3: 174-181.
23. Natarajan S.V., Subramanian S.C., Darbha S., Rajagopal K.R. A model of the relay valve used in an air brake system. Nonlinear Analysis: Hybrid Systems, 2007; Vol. 1(3): 430-442.
24. Németh H., Ailer P., Hangos K.M. Unified model simplification procedure applied to a single protection valve. Control Engineering Practice, 2005; Vol. 13(3): 315-326.
25. Polmo (2011) Fabryka Osprzętu Samochodowego „Polmo” Łódź S.A. Single cylinder compressors. 2011, <http://www.polmo-lodz.com.pl/katalog/>.
26. Pronar. Tractors. Pronar 320AM. [http://www.pronar.pl/ciagniki/\\_\\_\\_pronar\\_320am\\_\\_.html](http://www.pronar.pl/ciagniki/___pronar_320am__.html).
27. Radlinski R.W., Flick, M.A. Tractor and trailer brake system compatibility. SAE Transactions, 1986; paper no. 861942.
28. Scarlett A. In-service assessment of agricultural trailer and trailed appliance braking system condition and performance. The Agricultural Trailer Braking Study. 2009; RR697 Research Report, (<http://www.hse.gov.uk/research/rrpdf/rr697.pdf>).
29. Subramanian S.C., Darbha S., Rajagopal K.R. Modelling the pneumatic subsystem of a S-cam air brake system. Trans. of the ASME, J. Dynamic Systems, Measurement and Control, 2004; Vol. 126(1): 36-46.
30. Venkatesan J., Nagarajan G., Seeniraj R.V., Kumar S. Mathematical modeling of water cooled automotive air compressor. International Journal of Engineering and Technology, 2009; Vol. 1(1): 50-56.
31. Visteon. Foot brake valve. <http://www.demont.com.pl/katalog/4113-1i2.pdf>
32. Wabco Air-braking system. Agriculture and forestry vehicles. Edition 8 (Version 2/02.2010(en)). [www.wabco-auto.com](http://www.wabco-auto.com).
33. Yang W.Y., Cao, W., Chung, T. S., Morris J. Applied Numerical Methods Using MATLAB. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2005.
34. Zhang H., Wu J., Zhang Y., Chen L. Objected oriented modelling and simulation of pneumatic brake system with ABS. IEEE Intelligent Vehicle Symposium, Xi'an, Shaanxi, China, 2009; June 3-5: 780-785.
35. Zurada J., Levitan A., Guan J. A Comparison of Regression and Artificial Intelligence Methods in a Mass Appraisal Context, Journal of Real Estate Research, 2011; Vol. 33(3): 349-387.