

# MODELOWANIE ZESPOŁU ZASILAJĄCEGO INSTALACJI PNEUMATYCZNEJ CIĄGNIKA ROLNICZEGO

ZBIGNIEW KAMIŃSKI<sup>1</sup>

## Streszczenie

Ciągniki rolnicze są wyposażone w instalacje pneumatyczne do sterowania i napędu pneumatycznych układów hamulcowych a także pneumatycznych układów zawieszenia, coraz częściej stosowanych w przyczepach o dużej ładowności. Zwiększone zużycie sprężonego powietrza może wpływać ujemnie na efektywność hamowania zespołu ciągnik-przyczepa, dlatego już na etapie projektowania należy uwzględnić wpływ pracy zespołu zasilającego instalacji ciągnika na przebieg procesów przejściowych w pneumatycznym układzie hamulcowym przyczepy. W niniejszej pracy przedstawiono model matematyczny zespołu zasilającego, składający się z modeli funkcjonalno-strukturalnych poszczególnych podzespołów, w tym: sprężarki, regulatora i zbiornika sprężonego powietrza. Zamieszczono przykład wykorzystania opracowanego w programie Matlab-Simulink modelu komputerowego zespołu zasilającego do oceny poprawności doboru sprężarki w instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 5110. Potwierdzoną doświadczalnie adekwatność zrealizowanego modelu komputerowego zespołu zasilającego oceniono metodami statystycznymi przy użyciu testu Kołmogorowa-Smirnowa. Opracowany model komputerowy może być wykorzystany jako narzędzie do oceny poprawności doboru parametrów zespołu zasilającego w procesie projektowania oraz jako podsystem do analizy metodami symulacyjnymi procesów przejściowych w pneumatycznych układach hamulcowych pojazdów rolniczych.

**Słowa kluczowe:** ciągnik rolniczy, pneumatyka, układ hamulcowy, zespół zasilający, modelowanie

## 1. Wprowadzenie

W większości ciągników rolniczych do uruchamiania ich mechanizmów hamujących wykorzystuje się układy hydrauliczne, rzadziej mechaniczne czy pneumatyczne. Natomiast montowane w ciągnikach instalacje pneumatyczne służą przede wszystkim do zasilania i sterowania pneumatycznych układów hamulcowych przyczep i maszyn rolniczych agregowanych z ciągnikami.

Typowa kombinowana instalacja pneumatyczna ciągników rolniczych składa się z dwóch zespołów: zespołu zasilającego i zespołu sterującego. Zadaniem zespołu sterującego

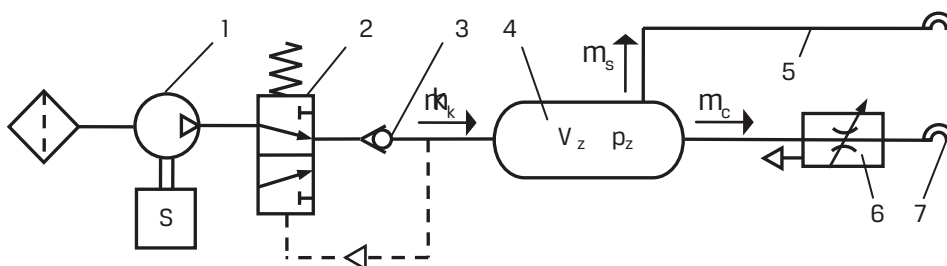
<sup>1</sup> Politechnika Białostocka, Wydział Mechaniczny, Katedra Budowy i Eksploatacji Maszyn, ul. Wiejska 45a, 15 - 351 Białystok, z.kaminski@pb.edu.pl

jest sterowanie nadające jedno- lub dwuprzewodowym układem przyczepy w sposób umożliwiający synchronię hamowania obu pojazdów. Zadaniem zespołu zasilającego jest sprężenie i oczyszczenie powietrza oraz utrzymanie odpowiedniego ciśnienia powietrza w zbiornikach ciągnika i przyczepy w celu zapewnienia wymaganej skuteczności hamowania przyczepy. Instalację pneumatyczną wykorzystuje się również do zasilania w sprężone powietrze pneumatycznych układów zawieszenia przyczep rolniczych o dużej ładowności. W takich warunkach pracy instalacji pneumatycznej występuje znaczne zużycie sprężonego powietrza, co w przypadku powtarzających się cyklicznie hamowań może wpływać ujemnie na efektywność hamowania zespołu pojazdów ciągnik-przyczepa. W celu doboru parametrów konstrukcyjnych, a także analizy pracy instalacji pneumatycznej ciągnika w stanach nieustalonych przy użyciu metod symulacyjnych, niezbędne jest opracowanie modelu matematycznego poszczególnych zespołów instalacji, w tym również zespołu zasilającego.

## 2. Model matematyczny

Uproszczony schemat dwuprzewodowej instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego przedstawiono na rys.1. W skład zespołu zasilającego wchodzi sprężarka 1, regulator ciśnienia 2, zbiornik sprężonego powietrza 4 i przewód 5 ze złączem do zasilania układu hamulcowego przyczepy. Sprężone powietrze jest podawane również do zespołu sterującego, który zawiera zawór 6 sterujący hamulcami przyczepy i przewód sterujący 7. W zespole zasilającym mogą być również inne elementy, niepokazane na schemacie, takie jak: filtr, odolejacz, zawór bezpieczeństwa, czy niezbędny w instalacjach wysokociśnieniowych zawór redukcyjny.

Po osiągnięciu maksymalnej wartości ciśnienia regulowanego  $p_{\max}$  w zbiorniku, następuje skokowe zadziałanie regulatora ciśnienia, który łączy kanał tłoczny sprężarki z wylotem do atmosfery. W tym czasie sprężarka pracuje bez obciążenia i stopniowo się chłodzi. Z chwilą, gdy ciśnienie w zbiorniku spadnie do najniższej dopuszczalnej wartości  $p_{\min}$  regulator



**Rys.1. Schemat obliczeniowy instalacji pneumatycznej ciągnika rolniczego: 1 - sprężarka, 2 - regulator, 3 - zawór zwrotny, 4 - zbiornik powietrza, 5 - przewód zasilający, 6 - zawór sterujący hamulcami przyczepy, 7 - przewód sterujący.**

ponownie skokowo łączy sprężarkę ze zbiornikiem. Takie działanie regulatora daje się opisać charakterystyką statyczną przekaźnika dwustanowego z pętlą histerezy o szerokości  $p_{\max} - p_{\min}$ .

Zakładając w uproszczeniu, że ciśnienie w komorze sprężania kompresora jest równe ciśnieniu w zbiorniku  $p_z$  (mała długość, mała objętość elementów łączących sprężarkę ze zbiornikiem) można strumień objętościowy powietrza podawanego ze sprężarki zapisać następująco [4]:

$$Q_k = \begin{cases} \dot{V}_k(n_k, p_z) & \text{gdy } p_z < p_{\max} \\ 0 & \text{gdy } p_z \geq p_{\max} \end{cases} \text{ gdy } \frac{dp_z}{dt} \geq 0$$

$$Q_k = \begin{cases} 0 & \text{gdy } p_z \geq p_{\min} \\ \dot{V}_k(n_k, p_z) & \text{gdy } p_z < p_{\min} \end{cases} \text{ gdy } \frac{dp_z}{dt} < 0$$
(1)

Strumień objętościowy  $\dot{V}_k(n_k, p_z)$  zależy od prędkości obrotowej  $n_k$  wału sprężarki i ciśnienia  $p_z$  w zbiorniku:

$$\dot{V}_k(n_k, p_z) = \eta_v \cdot V_s \cdot i_c \frac{n_k}{60} = \eta_v \frac{\pi \cdot D_c^2}{4 \cdot 60} \cdot S \cdot i_c \cdot n_k \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$
(2)

gdzie:  $\eta_v$  – współczynnik napełnienia cylindra,  $V_s$  – objętość skokowa [ $\text{m}^3$ ],  $D_c$  – średnica cylindra [m],  $S$  – skok tłoka [m],  $i_c$  – liczba cylindrów.

Masowy strumień powietrza tłoczonego ze sprężarki wylicza się mnożąc strumień objętościowy przez gęstość powietrza w warunkach otoczenia:

$$\dot{m}_k = \rho_a \cdot Q_k = \frac{p_a}{RT_a} Q_k \quad [\text{kg/s}]$$
(3)

gdzie:  $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne [Pa],  $T_a$  – temperatura otoczenia [K],  $R$  – stała gazowa [J/(kgK)].

Wartość współczynnika napełnienia (sprawność wolumetryczną)  $\eta_v$  można oszacować z zależności teoretycznej [1], przyjmując ciśnienie ssania równe ciśnieniu atmosferycznemu:

$$\eta_v = 1 - \frac{V_{sz}}{V_s} \left[ \left( \frac{p_z}{p_a} \right)^{1/n} - 1 \right]$$
(4)

gdzie:  $V_{sz}$  – objętość przestrzeni „szkodliwej” [ $\text{m}^3$ ],  $n$  – wykładnik politropy,  $n=1,25 \div 1,4$ .

Współczynnik napełnienia  $\eta_v$  można również wyznaczyć metodą regresji nieliniowej na podstawie charakterystyki wydajnościowej sprężarki. W ogólnym przypadku współczynnik

ten zależy od prędkości obrotowej  $n_k$  i ciśnienia tłoczenia (ciśnienia  $p_z$  w zbiorniku). Z badań autora wynika, że dla większości sprężarek tłokowych współczynnik napełnienia można opisać równaniem regresji nieliniowej w postaci:

$$\eta_v = A_1 + A_2 n_k + A_3 n_k^2 + A_4 p_z + A_5 p_z^2, \quad (5)$$

gdzie:  $n_k$  – prędkość obrotowa wału sprężarki [obr/min],  $p_z$  – ciśnienie tłoczenia [kPa],  $A_1 \div A_5$  – współczynniki regresji; dla sprężarki FOS Polmo 601.23.931 zamontowanej w ciągniku Pronar 5110:  $A_1 = 0,80698$ ;  $A_2 = 0,46902E-4$ ;  $A_3 = -1,47791E-8$ ;  $A_4 = -7,81944E-4$ ;  $A_5 = 3,80523E-7$  ( $R^2 = 99,37\%$ ).

Prędkość obrotową sprężarki oblicza się wychodząc z prędkości jazdy, co przy znanym przełożeniu całkowitym układu napędowego ciągnika umożliwia obliczenie prędkości obrotowej silnika a następnie obliczenie prędkości obrotowej sprężarki:

$$n_k(t) = \frac{30 \cdot i_c v}{\pi \cdot i_k r_k (1-s)} \quad [\text{obr/min}], \quad (6)$$

gdzie:  $v$  – prędkość jazdy [m/s],  $i_c$  – przełożenie całkowite układu napędowego ciągnika,  $i_k$  – przełożenie napędu sprężarki,  $r_k$  – promień kinematyczny koła [m],  $s$  – poślizg kół napędowych.

Podczas hamowania prędkość obrotowa spada od prędkości odpowiadającej prędkości na początku hamowania do prędkości obrotowej silnika na biegu jałowym:

$$n_k(t) = n_{kh} - a_1 \cdot t \quad \text{dla } n_k > n_{kj}, \quad (7)$$

gdzie:  $n_{kh}$  – prędkość obrotowa odpowiadająca prędkości jazdy na początku hamowania [obr/min],  $a_1$  – współczynnik spadku obrotów sprężarki (obrotów silnika) podczas hamowania określony doświadczalnie [obr/(min·s)],  $n_{kj}$  – prędkość obrotowa wału sprężarki podczas pracy silnika na biegu jałowym [obr/min].

Równanie bilansu masowych strumieni w zbiorniku ma postać:

$$\frac{dm_z}{dt} = \dot{m}_k - \dot{m}_s - \dot{m}_c, \quad (8)$$

gdzie:  $\dot{m}_s$  – strumień masowy wpływający do magistrali zasilającej [kg/s],  $\dot{m}_c$  – strumień masowy wpływający do magistrali sterującej [kg/s].

Wykorzystując zasadę zachowania energii dla układu otwartego oraz równanie Clapeyrona otrzymuje się następujące zależności, opisujące zmianę ciśnienia i temperatury powietrza w zbiorniku [3]:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{1}{V_z} \left[ (\kappa - 1) (\dot{Q} + \dot{H}_k - \dot{H}_s - \dot{H}_c) \right]$$

$$\dot{Q} = \alpha_z A_z (T_w - T_z) \quad \dot{H}_i = \dot{m}_i c_p T_i \quad (9)$$

$$\frac{dT_z}{dt} = \frac{T_z}{p_z V_z} \left[ V_z \frac{dp_z}{dt} - RT_z (\dot{m}_k - \dot{m}_s - \dot{m}_c) \right], \quad (10)$$

gdzie:  $H_k$  – entalpia strumienia ze sprężarki [J],  $H_s$  – entalpia strumienia magistrali zasilającej [J],  $H_c$  – entalpia strumienia magistrali sterującej [J],  $Q$  – ciepło wymieniane z otoczeniem [J],  $\alpha_z$  – współczynnik przejmowania ciepła [W/m<sup>2</sup>K],  $T_z$  – temperatura powietrza w zbiorniku [K],  $A_z$  – powierzchnia przejmowania ciepła,  $T_w$  – temperatura ścianek zbiornika [K].

Temperaturę strumienia dopływającego ze sprężarki można oszacować z równania politropy:

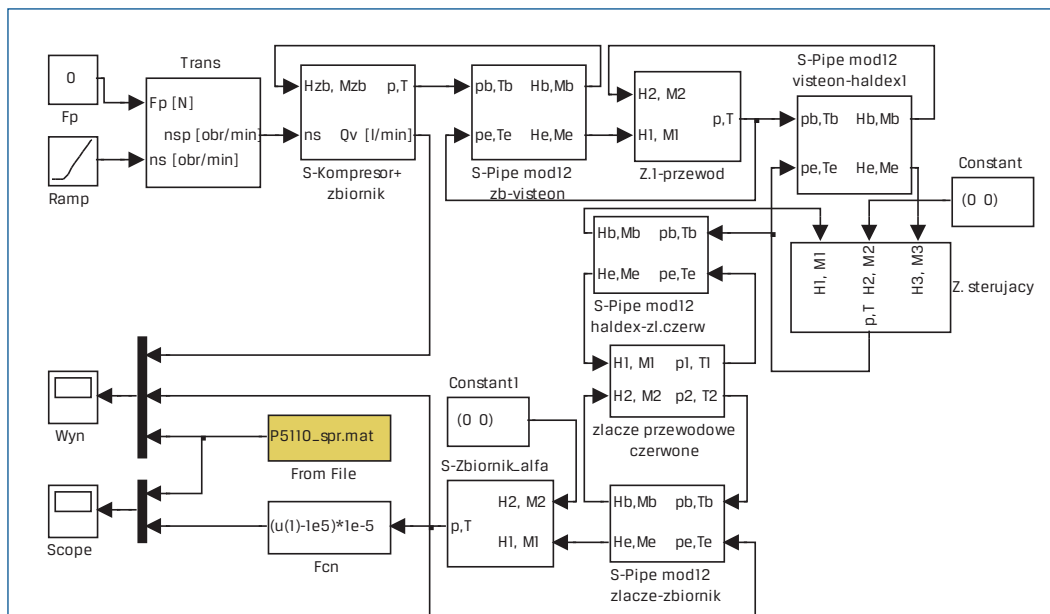
$$T_k = T_a \left( \frac{p_z}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (11)$$

### 3. Przykład zastosowania modelu

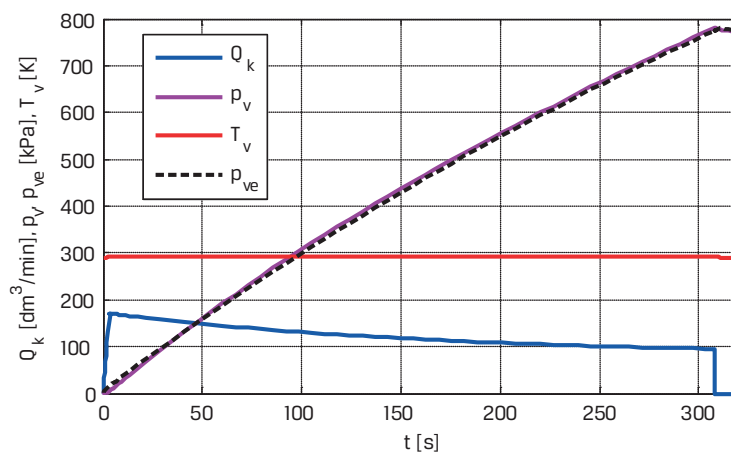
Opisany model matematyczny zespołu zasilającego wykorzystano do budowy w programie Matlab-Simulink modelu komputerowego instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 5110. W zespole sterującym tego ciągnika występuje uruchamiany hydraulicznie zawór 329 020 201 firmy Haldex, sterujący hamulcami ciągnika. Pokazany na rys.2 model komputerowy, w wersji przeznaczony do symulacji funkcjonowania zespołu zasilającego, wykorzystano do sprawdzenia wydatku sprężarki podczas napełniania zbiornika zastępczego o pojemności 60 dm<sup>3</sup> (imitującego układ hamulcowy przyczepy), podłączonego do złącza zasilającego. Tego typu test stosuje się również podczas badań homologacyjnych ciągników rolniczych [2].

W celu dokonania oceny uzyskanych przebiegów symulacyjnych do modelu komputerowego wprowadzono w postaci komponentu *From File* (wyróżnionego kolorowym tłem) przebiegi doświadczalne, zarejestrowane podczas badań instalacji pneumatycznej ciągnika.

Przykładowe wyniki badań symulacyjnych w postaci wykresu czasowego ciśnienia  $p_v$  i temperatury  $T_v$  w zbiorniku zastępczym oraz wydajności objętościowej  $Q_k$  sprężarki pokazano na rys.3. W równaniu (11), z którego obliczano temperaturę strumienia powietrza dopływającego ze sprężarki, przyjęto wykładnik politropy  $n=1,26$ . Na wykresie zamieszczono również przebieg ciśnienia  $p_{ve}$  z badań doświadczalnych. Symulacyjne i doświadczalne przebiegi czasowe ciśnienia wykorzystano do walidacji modelu komputerowego. Wyniki obliczonego w programie Matlab testu nieparametrycznego Kołmogorowa-Smirnowa



Rys.2. Schemat blokowy instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 5110 do symulacji funkcjonowania zespołu zasilającego (sprężarka 601.23.931 Polmo Praszka).



Rys.3. Wyniki symulacji pracy zespołu zasilającego instalacji pneumatycznej ciągnika Pronar 5110 podczas sprawdzania wydatku sprężarki:  $Q_k$  - wydajność objętościowa,  $p_v$ ,  $T_v$  - ciśnienie i temperatura,  $p_{ve}$  - ciśnienie doświadczalne.

na poziomie istotności 0,05 ( $k_{s2}=0,0198 < 0,1923$  dla 101 punktów) oraz wartość wskaźnika determinacji  $R^2=0.999$  potwierdziły adekwatność modelu komputerowego.

Na podstawie przebiegu modelowego wyznaczono czas osiągnięcia w zbiorniku zastępczym ciśnienia minimalnego 6,5 bar. Czas ten różni się o 2,1s od czasu wyznaczonego doświadczalnie (245,6 s), co również świadczy o zadowalającej dokładności modelu komputerowego z punktu widzenia celu modelowania.

## 4. Podsumowanie

Opracowany model matematyczny zespołu zasilającego może być wykorzystany do budowy modelu komputerowego instalacji pneumatycznej ciągników rolniczych, jak również samochodów użytkowych, w celu prognozowania metodami symulacyjnymi właściwości funkcjonalno-użytkowych instalacji we wczesnym etapie projektowania. Adekwatność zrealizowanego w Matlabie-Simulinku modelu komputerowego zespołu zasilającego została potwierdzona wynikami testu Kołmogorowa-Smirnowa przez porównanie doświadczalnych i symulacyjnych przebiegów czasowych ciśnienia w instalacji podczas sprawdzania poprawności doboru wydatku sprężarki ciągnika rolniczego Pronar 5110.

## Literatura

- [1.] BLOCH, H.,P.: *A Practical Guide to Compressor Technology*. John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, 2006.
- [2.] KAMIŃSKI Z., CZABAN J.: *Propozycja programu badań układów hamulcowych ciągników rolniczych*. Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. T.8 (red. Eugeniusz Krasowski). Akademia Nauk Oddział w Lublinie. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, 2006. s.92-100.
- [3.] KAMIŃSKI Z., KULESZA Z., MIATLUK K., MIATLUK M.: *Dynamika pneumatycznych układów napędowych* (red. F. Siemieniako). Rozprawy naukowe nr 145. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.
- [4.] MIATLUK M., AVTUŠKO V.: *Dinamika pnevmatičeskich i gidravličeskich privodov avtomobilej*. Mašinstroenije, Moskva 1980.