

Leszek UŁANOWICZ, Ryszard SABAK  
*Air Force Institute of Technology (Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych)*

## COMPUTER AIDED DESIGN PROCESS FOR HYDRAULIC SERVO

### Komputerowe wspomaganie procesu projektowania serwomechanizmu hydraulicznego

**Abstract:** *This study presents a method of computer support for the design of a hydraulic servo dedicated to the aircraft control system. A 3D geometric model of the servo was developed, which enabled the simulation of its kinematics. The paper presents a simulation model of a hydraulic servo that enables simulation of the dynamics of its mechanisms. The servomechanism model takes into account the dynamics of the movement of the distributor slider and the dynamics of the actuator piston rod movement under the influence of forces occurring in the servo. As a result of the simulation, step characteristics and static characteristics of the servo response were obtained. The presented model makes it possible to visualize the dynamics of operation of the prototype servo in various modes of its operation with different parameters of its control. It allows you to quickly and conveniently test the concept of an hydraulic servo and evaluate its functioning.*

**Keywords:** aviation, projects, aircraft, hydraulic drive, hydraulic servo

**Streszczenie:** W niniejszym studium przedstawiono metodę komputerowego wsparcia procesu projektowania serwomechanizmu hydraulicznego dedykowanego do układu sterowania statku powietrznego. Opracowano model geometryczny 3D serwomechanizmu, który umożliwił symulację jego kinematyki, oraz model symulacyjny umożliwiający symulację dynamiki działania jego mechanizmów. W modelu serwomechanizmu uwzględniono dynamikę ruchu suwaka rozdzielacza oraz dynamikę ruchu tłocznika siłownika pod wpływem sił występujących w serwomechanizmie. W wyniku symulacji uzyskano charakterystyki skokowe oraz charakterystyki statyczne odpowiedzi serwomechanizmu. Zaprezentowany model umożliwia zobrazowanie dynamiki działania projektowanego serwomechanizmu w różnych trybach jego pracy przy różnych parametrach jego sterowania. Pozwala na szybkie i wygodne przetestowanie koncepcji serwomechanizmu hydraulicznego i ocenę jego funkcjonowania.

**Słowa kluczowe:** lotnictwo, projektowanie, statek powietrzny, napęd hydrauliczny, serwomechanizm hydrauliczny

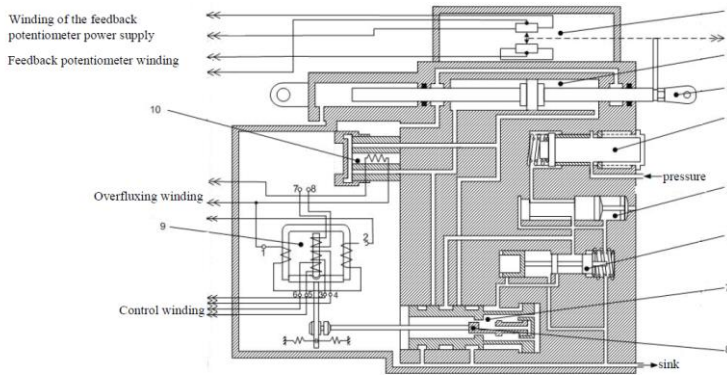
## **1. Introduction**

The hydraulic servo, hereinafter referred to as SH, is a force tracking element designed to convert an electrical input signal into a hydraulic output signal proportional to the input signal. Its use is justified by the fact that it produces a much higher energy efficiency per unit mass of the device compared to electric actuators. Compared to electric systems with the same power, it is on average 2.5 times lighter [1, 10]. Its advantages also include easy control of physical parameters, the possibility of obtaining large gear ratios and their continuous changes, as well as making sudden changes in load and speed. It also has very good damping properties, which plays an important role in the transition processes.

Computer aided design of hydraulic servos on the basis of simulation models allows for a significant acceleration of the process of their design and testing.. The basic tools for the study of various hydraulic devices are programs that use graphical modeling methods using flowcharts. This is a great help in modeling control systems, because the built and verified model of an element can be reused many times without having to penetrate its structure. Such programs include Vissim, 20-sim, ACSL [5, 7, 9]. These programs use methods based on concentrated parameters and are of limited use in modeling the phenomena occurring during the flow of liquid through hydraulic valves [2, 4, 6]. In this modeling scope, it seems inevitable to use modeling methods with distributed parameters. When analyzing publications on the modeling of hydraulic valves in the field of modeling with distributed parameters, mainly software such as Fluent, ANSYS CFX, STAR CD, FIDAP [3, 8, 13] is used.

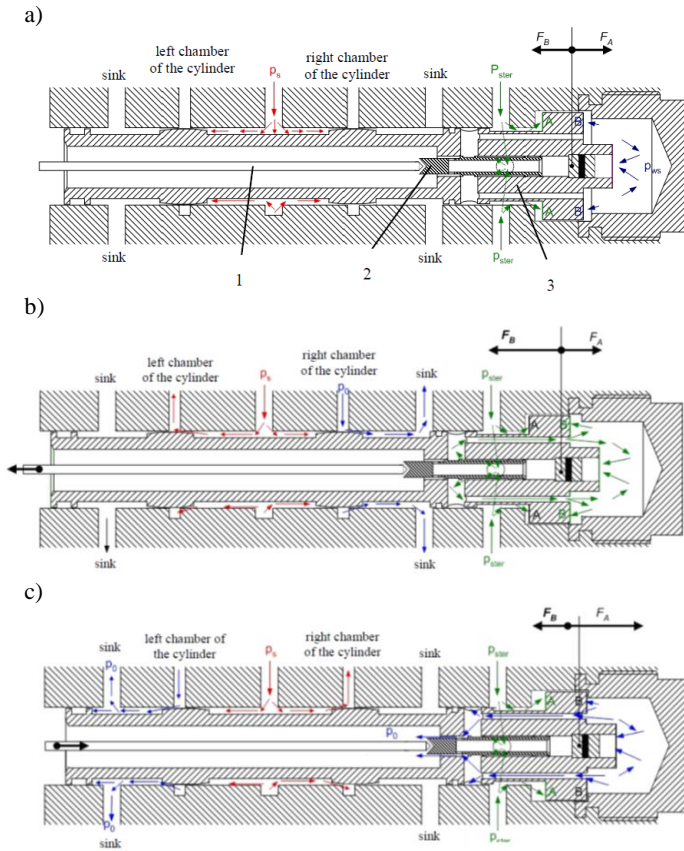
In its design essence, the designed SH is a set of the following elements: a hydraulic distributor, a hydraulic valve, a hydraulic cylinder (executive element) and an electronic controller [11, 12]. The servo controller compares the signal from the measuring transducer with the command signal and determines the position error. Then it generates the signal controlling the splitter. The distributor controls the flow of the working liquid under pressure, which in turn causes the actuator to move until the set position is reached. In this position, the position error signal reaches zero.

The schematic diagram of the designed hydraulic servo is shown in Fig. 1. A polarized relay (torque motor) installed in the mechanism body receives electrical control signals of different values and polarization. Depending on these signals, the relay anchor moves the appropriate amount to the left or right of the neutral position. The movement of the anchor causes the displacement of the spool of the 1st degree manifold, which controls the position of the spool of the 2nd stage manifold. The 2nd stage distributor regulates the main flow rate of the working liquid to the appropriate cylinder chamber. In the neutral position of the spool of the 2nd stage manifold, the supply channels to the actuator chambers are covered. The forces acting on the distributor spool are the same, despite the different working surfaces of the spool face. The feedback potentiometer provides an electrical signal proportional to the yaw angle of the aircraft controls.



**Fig. 1.** Block diagram of the hydraulic servomechanism prototype: 1 – feedback potentiometer; 2 – power cylinder space; 3 – actuator body; 4 – filter; 5 – high pressure reducing valve; 6 – low pressure reducing valve; 7 – the second level gain distributor slider; 8 – the first level gain distributor slider; 9 – polarised relay; 10 – electromagnetic valve

The distribution of forces, flow rates, pressures and the mutual position of the working elements of the 1st and 2nd degree of reinforcement of the electrohydraulic servo for the neutral position of the spool and the movement of the actuator piston to the right and left are shown in Fig. 2a. When the spool of the 1st stage of reinforcement manifold spool is shifted by the relay anchor to the left, the flow of working liquid will be as shown in Fig. 2b. The control pressure  $p_{ster}$  acts on the working surfaces A and B of the spool of the 2nd stage manifold. As the working surface B is larger than the surface A, the force  $F_B$  acting on the slider B will make it move to the left. The system will follow the movement of the 1st gain level slider. At the same time, the flow between the supply line with pressure  $p_{ws}$  and the left chamber of the actuator will be opened. The right chamber of the actuator will be connected to the sink line. This will move the piston to the right. This stage of the servo operation will continue until the flow between the spools of the I and II amplification spools is closed. Movement of the spool of the 2-nd stage amplification manifold to the right in relation to the neutral position (Fig. 2c) is performed analogically to the movement to the left, with the difference that the control spool of the 1st stage manifold will be shifted to the right. As a result, the control pressure  $p_{ster}$  will act on the surface A of the divider spool. The other side of the slider, on the other hand, will be connected to the sink line. Since the  $F_A$  force will be greater than the  $F_B$  force acting on the slider, the slider will move to the right. The system will follow the movement of the 1st gain level slider. The return to the neutral position (see Fig. 2) takes place when the anchor of the polarized relay sets in the neutral position, and with it the slider of the 1st stage of amplification distributor. On the other hand, the spool of the second degree of reinforcement manifold will follow it until the supply lines of the actuator chamber of the executive mechanism are closed. Then the actuator piston will be stopped. The  $F_A$  and  $F_B$  forces acting on the slider will balance out.



**Fig. 2.** The distribution of forces, flow rates, pressure and the relative position of operating elements of the first and the second gain levels of the servomechanism actuator for: a) the slider neutral position; b) the cylinder piston movement to the right; c) the cylinder piston movement to the left (1 – relay pin, 2 – the first level gain slider; 3 – the second level gain slider)

The main motivation for creating the SH prototype model was to visualize the dynamics of its operation in various modes of its operation and for various operating parameters. The UNIGRAPHICS NX 5.0 visual model applications and a conceptual-functional model based on the Visual.Nastran VN4D program were used to achieve the assumed goal. The geometric model of UNIGRAPHICS NX 5.0 allows you to visualize the functioning of the SE, while the VN4D calculates all geometric relationships, formulas and mathematical relationships. This solution combines the speed and ease of handling of the VN4D geometry with its flexibility and numerical yield. The kinematics of the mechanism was simulated using a geometric model, and the dynamics of its operation was simulated on the basis of a mathematical model of physical phenomena occurring in the servo.

## 2. Geometric model of a electrohydraulic servomechanism

The modeling module of the UNIGRAPHICS NX 5.0 software was used to build the SH geometric model. It was chosen due to the large number of quick and convenient methods of creating geometry, as well as the parametric approach to modeling - allowing for model re-edition, e.g. when changing the design assumptions. The main emphasis was placed on the correct positioning of the servo elements in relation to each other and the configuration of its internal channels (working fluid flow paths). Fig. 3 shows the mutual arrangement of the SE components in its body. Fig. 4 and Fig. 5 show the SE element models developed in the Unigraphics package.

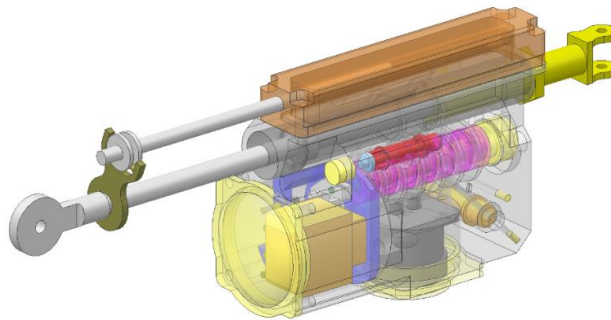


Fig. 3. 3D view of a complex hydraulic servo

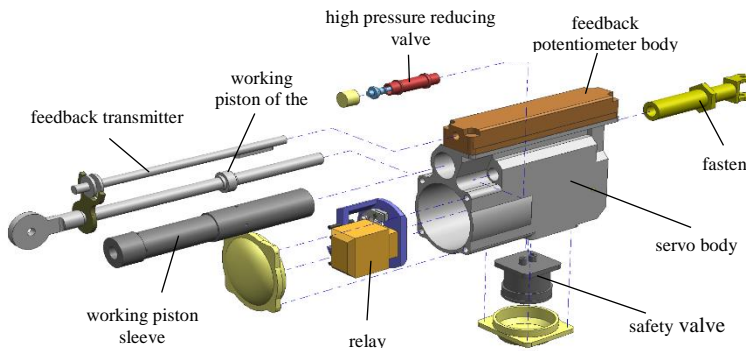


Fig. 4. Summary of hydraulic servo components - front view

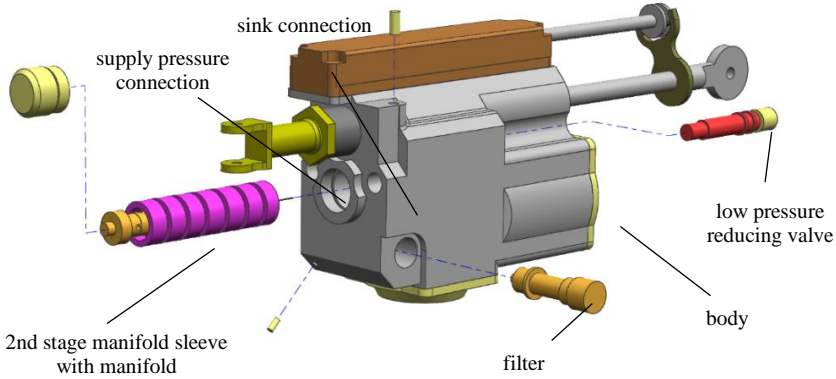


Fig. 5. Summary of hydraulic servo components - rear view

### 3. Simulation model of a hydraulic servomechanism

The servo operation was simulated in the Visual.NASTRAN 4D environment. As the VN4D does not have a mathematical model of the fluid, the operation of the working fluid has been approximated by means of pressures acting on the respective walls of the pistons of the mechanism. The pressure values were modeled as the difference between the position of the 1st stage spool (relay anchor) and the position of the 2nd stage gain spool. The value of this difference is determined from the kinematic dependencies calculated by the VN4D program on the basis of the relative displacements of the SH elements resulting from the inputs (Fig. 3). It was assumed that the flow in the cascades (internal resistances) is turbulent (turbulent). The value of the local pressure drop in the cascades was estimated on the basis of the dimensions, geometry and sequence of the cascades along the flow path to the manifold chambers and on the basis of the coefficients assigned to them [1].

In the model of the actuator chambers, the influence of compressibility and absorptivity of the actuator were taken into account. Due to the presence of rubber sleeve seals, external leaks were considered negligible. Instead, leaks between the chambers were taken into account. Taking the absorptivity into account is of key importance for the dynamics of the mechanism, as it is the actuator absorptivity that mainly limits its speed.

The balance of the working fluid flow rate for the left cylinder chamber is described by the formula:

$$Q_{zas-silL} = Q_{silL-splyw} + Q_{hsil} \quad (1)$$

and for the right cylinder chamber the formula:

$$Q_{zas-silP} = Q_{silP-splyw} + Q_{hsil} \quad (2)$$

where:

- $Q_{zas-silL}$  [m<sup>3</sup>/s] - flow rate from the supply line to the left cylinder chamber,  
 $Q_{silL-splyw}$  [m<sup>3</sup>/s] - flow rate from the left cylinder chamber to the sink line,  
 $Q_{zas-silP}$  [m<sup>3</sup>/s] - flow rate from the supply line to the right cylinder chamber,  
 $Q_{silP-splyw}$  [m<sup>3</sup>/s] - flow rate from the right cylinder chamber to the sink (runoff) line,  
 $Q_{hsil}$  [m<sup>3</sup>/s] - flow losses related to the absorption capacity of the actuator.

The flow rate from the supply line to the left cylinder chamber is given by the formula:

$$Q_{zas-silL} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{zas} - p_{silL})}{\rho \left( R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (3)$$

where:

- $R_{zas-sil}$  - value of the hydraulic resistance on the road power line - actuator,  
 $p_{zas}$  [MPa] - supply pressure,  
 $p_{silL}$  [MPa] - pressure in the left cylinder chamber,  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - working liquid density,  
 $A_R$  [m<sup>2</sup>] - area of the flow slot of the distributor,  
 $\xi_R$  - coefficient of resistance on the slider of the distributor.

The flow rate from the left actuator chamber to the sink line is given by the formula:

$$Q_{sil-splyw} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{silL} - p_{splyw})}{\rho \left( R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (4)$$

where:

- $R_{sil-splyw}$  - value of the hydraulic resistance on the way actuator - sink line,  
 $p_{splyw}$  [MPa] - pressure in the sink line.

The flow rate from the supply line to the right cylinder chamber is given by the formula:

$$Q_{zas-silP} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{zas} - p_{silP})}{\rho \left( R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{A_R^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (5)$$

where:  $p_{silP}$  [MPa] - pressure in the right cylinder chamber.

The flow rate from the right actuator chamber to the sink line is given by the formula:

$$Q_{silP-splyw} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{silP} - p_{splyw})}{\rho \left( R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{A_R^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (6)$$

The flow losses related to the absorbing capacity of the actuator are described by the formula:

$$Q_{hsil} = A_{sil} v_{sil} \quad (7)$$

where:  $A_{sil}$  [m<sup>2</sup>] - surface of the actuator piston,  $v_{sil}$  [m/s] - actuator piston speed.

After substituting formulas (3) - (7) to the balance equation and performing appropriate transformations, the following formulas were obtained to determine the pressures in the actuator chambers:

$$P_{silL} = \begin{cases} p_{zas} - \text{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R > 0 \\ p_{splyw} - \text{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$P_{silP} = \begin{cases} p_{zas} + \text{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R > 0 \\ p_{splyw} + \text{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (9)$$

Frictional resistance has a significant influence on the operation of the hydraulic slide pairs of the distributor and the actuator. The dry friction resistance on rubber seals is



particularly important here, because it introduces e.g. the zone of insensitivity of the distributor operation, which results in the appearance of a static deviation in the value of the stabilized pressure. The value of the friction parameter for all sliders of the servo is described by the formula:

$$\lambda_{RTw} = \frac{\nu \rho A_b}{\delta} \quad (10)$$

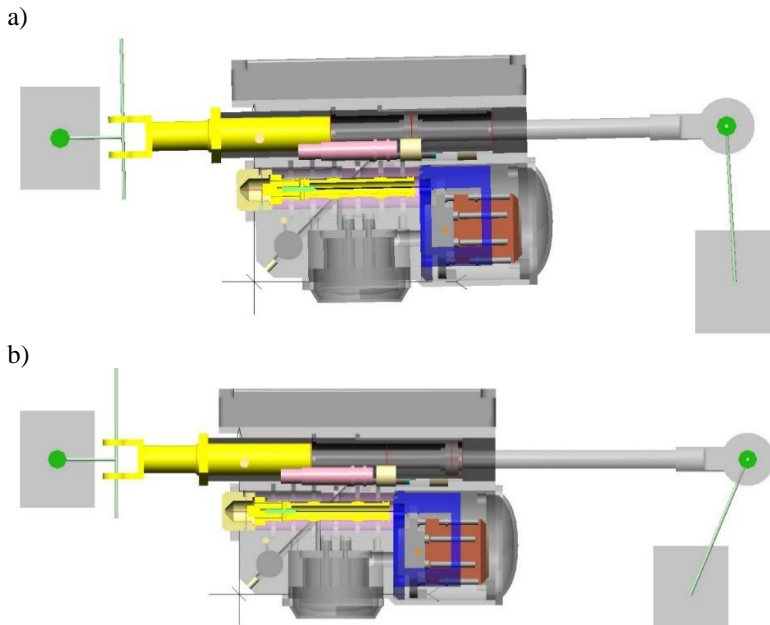
where:  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] - kinematic viscosity of the working fluid,  $A_b$  [m<sup>2</sup>]- side surface of the spool taking part in friction with the cylinder liner,  $\delta$  [m] - the distance between the sleeve and the slider (axial play), depending on the accuracy of their machining.

The rotation of the torque motor arm is generated on the basis of the input applied to the relay shaft. This excitation takes the form of a torque, and all kinematic and dynamic quantities (angle of rotation, acceleration, inertia forces, etc.) are generated by internal VN4D algorithms based on a solid model. Said torque is simulated by the unit jump of the input value on the torque motor.

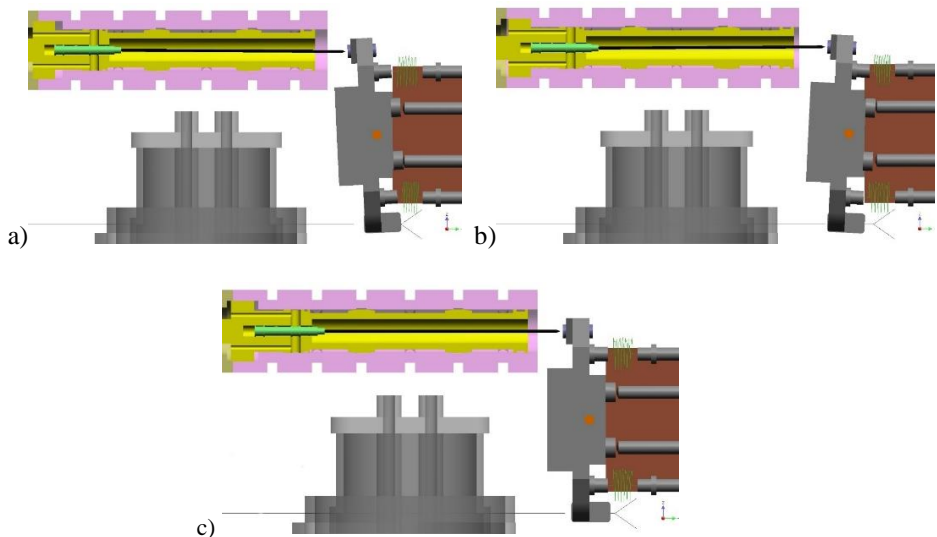
Formulas (3) - (9) were introduced as formulas into the VN4D program. This made it possible to control the excitations on the appropriate surfaces of the geometric model. In the adopted model, the pressure in the chambers is mainly a function of the speed of the shaft of the mechanism and the degree of opening of the flow path in the distributor. Dry friction (friction on the rubber seals of the actuator sleeve) and viscous friction - in the form of a concentrated force (friction force) always acting in the axis of the piston, the return and value of which depend on the axial velocity component of the piston in relation to the sleeve, were introduced into the model. Viscous friction acting on the distributor slider was also introduced. The value of the dry friction force was determined at the level of 72 N and the viscous friction force coefficient was estimated based on the formula (10).

## 4. Simulation results of the designed hydraulic servo

Figure 6 shows the simulated servo configuration for two positions of the actuator's piston. Figure 7 shows the simulated settings of the manifold of the 2nd degree of reinforcement in three positions and in different directions, the movement of the working piston of the actuator. The drawings show that the dimensions of the polarized relay and divider elements were mapped with sufficient accuracy. The bumpers on the relay body are positioned so that the second stage manifold plunger (yellow) takes a position in relation to the sleeve enabling proper flow direction following the first stage reinforcement anchor spool (green). In Fig. 7 we can see that the return springs, in the absence of the torque generated by the polarized relay, stabilize the arm (and thus the distributor) in the neutral position.



**Fig. 6.** Mechanism configuration for: a) the neutral position of the piston, b) the extreme right position of the piston



**Fig. 7.** Setting the manifold of the 2-nd degree of reinforcement: a) extreme left position - movement of the working piston to the right, b) extreme right position - movement of the working piston to the left c) neutral position

The simulation was carried out for two variants - with no load, and for the piston loaded with an axial force of 1500 N acting in the direction of the negative coordinate. The simulation results illustrating the operation of the mechanism within the VN4D simulation are shown in Figs. 8-12. Figure 8 shows the displacement of the piston in a closed loop. Shortly after the jump of the control signal, the actuator takes some time to overcome the friction forces and then starts to move at a practically uniform speed. This is illustrated by the diagrams in Figs. 9 and 10. The diagrams also show that the speed of the actuator in the loaded state is, as predicted, lower than in the case of no load. Figures 11 and 12 show the displacement of the slider controlling the flow in the mechanism for the discussed variants. Figure 13 shows the simulated pressures in the actuator chambers. Figures 11 and 12 show that the manifold spool very quickly reaches its extreme position, both with the active load and its absence. As a result, the speed of the actuator shaft reaches the maximum value for a given load in a short time. However, it should be remembered that since this model does not take into account the dynamics of the torque motor windings, there are no adverse effects resulting from magnetic induction slowing down the movement of the armature. It is natural that the closer the piston is to the set displacement, the weaker the control signal becomes and the actuator starts to brake, as shown in the speed charts. Figure 13 shows the influence of hydraulic resistance on the supply-valve line. In the phase of the fastest movement, the absolute value of the pressures is the lowest, while the difference of these pressures decreases with the change of the size of the distributor window. This is how the actuator is controlled.

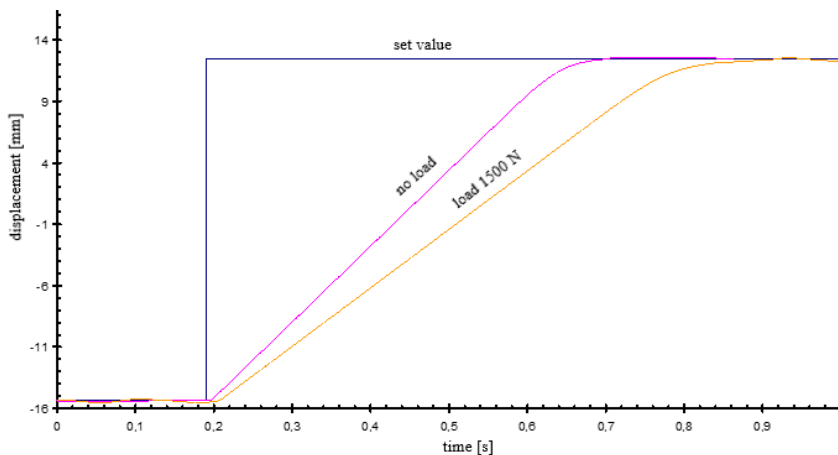


Fig. 8. Displacement of the actuator piston

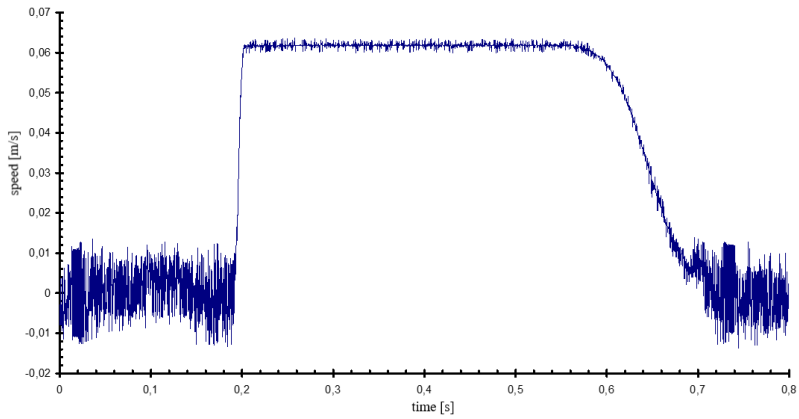


Fig. 9. Speed of the actuator piston no load

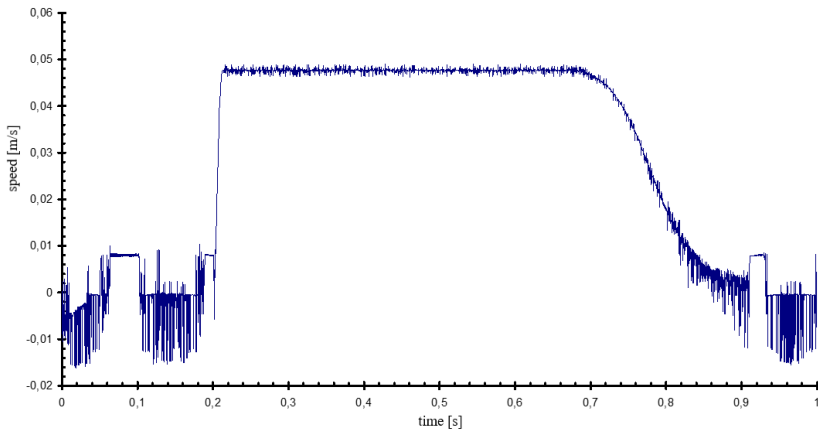


Fig. 10. The speed of the actuator piston with a load of 1500 N

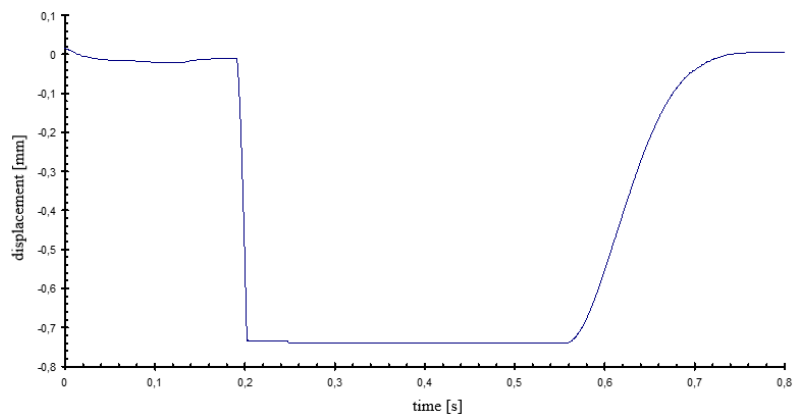


Fig. 11. Displacement of the spool valve no load

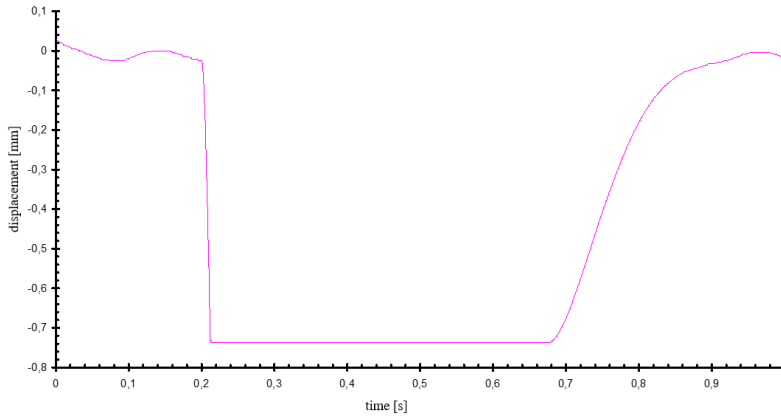


Fig. 12. Displacement of the spool valve with a load of 1500 N

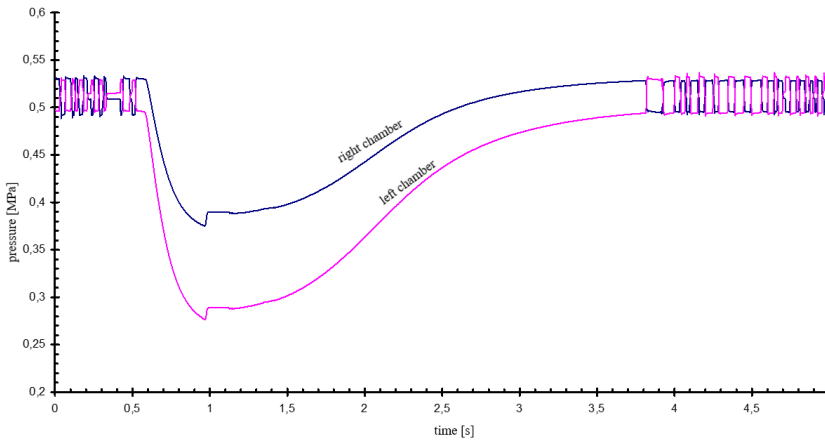


Fig. 13. Pressure in the actuator chambers

According to the presented illustrations, the simulation model shows a character consistent with the operation of real devices of this type.

## 5. The summary

The use of the Visual.Nastran VN4D program allows to obtain a reliable illustration of the principle of operation of the hydraulic servo and to visualize its operation without the need to conduct tests and measurements on a real object.

Based on a three-dimensional geometric model, the operation of a hydraulic servo technology demonstrator was simulated in the spatial environment of the Visual.Nastran program. The movement of the solid components was calculated by internal software

algorithms. The result of the simulation in the Visual.Nastran software was primarily a three-dimensional animation of the servo operation. It was also possible to see some aspects of the model's functioning in the form of charts. Three-dimensional animation allows for a clear and intuitive depiction of the operation of the servo and the relative position of its elements. Using the spatial CAD model, an auxiliary magnetostatic simulation of the torque motor was performed using the finite element method. This made it possible to include in the model the dynamics of the torque motor controlling the distributor spool.

The computer-aided design of the hydraulic servo made it possible to test the concept of the mechanism and evaluate its functioning, and to visualize its parameters, such as internal flow rates or pressures in individual chambers of the mechanism.

Based on the observation of the simulation results, it can be concluded that the constructed model fulfills its task and can be used to predict the operation of the servo in conditions difficult to verify experimentally. This model can be used to optimize the operation of various types of hydraulic servos.

## **6. References**

1. Altare G., Vacca A.: A Design Solution for Efficient and Compact Electro-hydraulic Actuators. *Procedia Engineering*, 2015, 106, 8-16.
2. Janota M., Władzielczyk K.: Wykorzystanie metody CFD do obliczania natężenia przepływu medium w zaworach przelewowych sekcji obudowy zmechanizowanej. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa*, 2014, 5(519), 49-55.
3. Jaskulski A.: AutoCAD 2021 PL / EN / LT +. *Metodyka efektywnego projektowania parametrycznego i nieparametrycznego 2D i 3D*. Helion, 2020.
4. Khan M.T.H., Rezwana S.: A review of CAD to CAE integration with a hierarchical data format (HDF)-based solution. *Journal of King Saud University – Engineering Sciences*, 2021, 33, 248-258.
5. Kowalski, M.: Method of automatic CAM programming using machining templates. *Mechanik*, 2020, 93(1), 48-52.
6. Kyratsis, P., Kakoulis, K., & Markopoulos, A.P.: Advances in CAD/CAM/CAE Technologies. *Machines*, 2020, 8(1), 13, doi:10.3390/machines8010013
7. Lyashenko V., Sotnik S., Manakov V.: Modern CAD/CAM/CAE Systems: Brief Overview. *International Journal of Engineering and Information Systems (IJEAIS)*, 2021, 5 (11), 32-40.
8. Reddy Sreenivasulu, N., & et al.: Modeling and Analysis of Helical Springs Using CATIA-V5R19 and ANSYS 16.0. AKGEC. *International Journal of Technology*, 2020, 11(2), 41-50.
9. Thanikaikarasan S., Masthanvali G. & Velmurugan V.: Modeling and analysis of car seat rubber bush using CATIA for reducing vibration in passenger engine vehicles. *Materials Today: Proceedings*, 2021.

10. Rogowski, K.: Actuator cell model of the 2D H-Darrieus wind turbine. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 2020, 58 (1), 285–288, doi: 10.15632/jtam-pl/115973.
11. Song W., Li Y., Zhang H., Wang D.: Design of control and hydraulic drive system for high-altitude live working vehicle. *The Journal of Engineering*, 2019, 2019(23), 8561-8565.
12. Weber J., and etl.: General Lecture: Novel System Architectures by Individual Drives. In: 10<sup>th</sup> International Fluid Power Conference, Dresden, 2016.
13. Wichniarek R., Górski F., Kuczko W.: Szybkie prototypowanie w procesie projektowania. *Projektowanie i Konstrukcje Inżynierskie*, 2014, 6(81), 26-29.

# **KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE PROCESU PROJEKTOWANIA SERWOMECHANIZMU HYDRAULICZNEGO**

## **1. Wprowadzenie**

Serwomechanizm hydrauliczny, dalej zwany SH, jest siłowym elementem śledzącym, mającym za zadanie przekształcenie elektrycznego sygnału wejściowego na wyjściowy sygnał hydrauliczny proporcjonalny do sygnału wejściowego. Za jego stosowaniem przemawia to, że uzyskuje się z niego o wiele większą wydajność energetyczną z jednostki masy urządzenia w porównaniu z elektrycznymi napędami wykonawczymi. W porównaniu z układami elektrycznymi dysponującymi tą samą mocą jest średnio 2,5-krotnie lżejszy [1, 10]. Do jego zalet należą także łatwość sterowania parametrami fizycznymi, możliwość uzyskania dużych przełożeń i ich zmiany w sposób ciągły oraz wykonywanie gwałtownych zmian obciążenia i prędkości. Ma również bardzo dobre własności tłumiące, co odgrywa istotną rolę w procesach przejściowych.

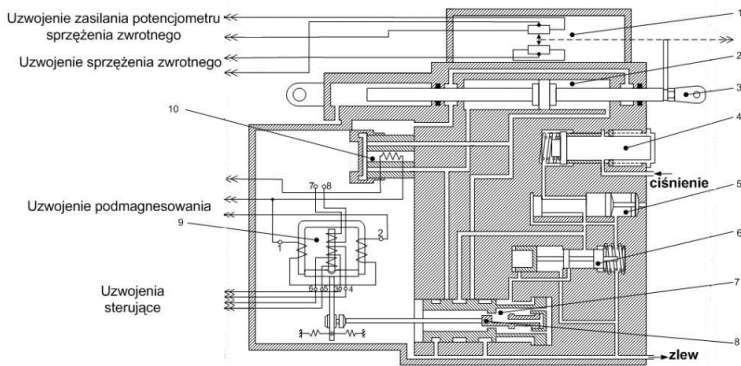
Komputerowo wspomagane projektowanie serwomechanizmów hydraulicznych na podstawie modeli symulacyjnych pozwala na znaczne przyspieszenie procesu ich projektowania i badań. Podstawowymi narzędziami do badania różnych urządzeń hydraulicznych są programy wykorzystujące graficzne metody modelowania za pomocą schematów blokowych. Stanowi to duże ułatwienie w modelowaniu systemów sterowania, ponieważ zbudowany i zweryfikowany model elementu może być wielokrotnie wykorzystywany bez konieczności wnikania w jego strukturę. Do programów takich można zaliczyć Vissim, 20-sim, ACSL [5, 7, 9]. Programy te wykorzystują metody oparte na parametrach skupionych i mają ograniczone zastosowanie w przypadku modelowania zjawisk zachodzących podczas przepływu cieczy przez zawory hydrauliczne [2, 4, 6]. W takim zakresie modelowania nieuniknione wydaje się stosowanie metod modelowania o parametrach rozłożonych. Analizując publikacje dotyczące modelowania zaworów hydraulicznych w zakresie modelowania o parametrach rozłożonych, stosowane jest głównie oprogramowanie takie jak Fluent, ANSYS CFX, STAR CD, FIDAP [3, 8, 13].

W swojej istocie konstrukcyjnej projektowany SH stanowi zespół następujących elementów: rozdzielacz hydrauliczny, zawór hydrauliczny, siłownik hydrauliczny (element wykonawczy) i sterownik elektroniczny [11, 12]. Sterownik serwomechanizmu porównuje sygnał z przetwornika pomiarowego z sygnałem zadany i określa błąd położenia oraz generuje sygnał sterujący rozdzielaczem. Rozdzielacz steruje przepływem cieczy roboczej



pod ciśnieniem, który wywołuje z kolei ruch elementu wykonawczego aż do momentu, gdy zostanie osiągnięta pozycja zadana. W tej pozycji sygnał błędu położenia osiąga wartość zerową.

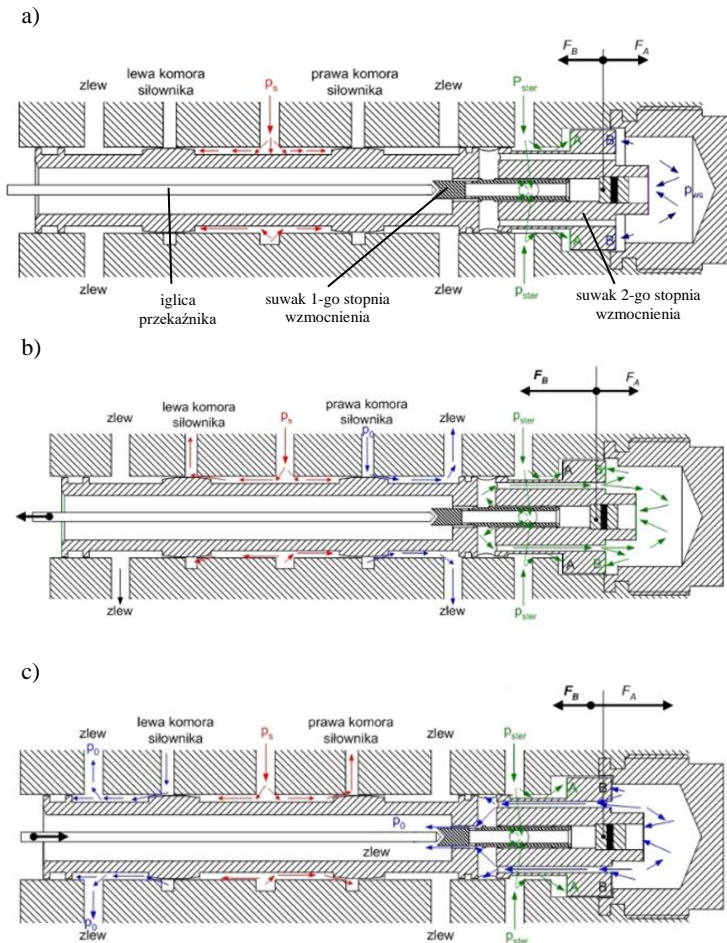
Schemat ideowy projektowanego serwomechanizmu hydraulicznego przedstawiono na rys. 1. Przekładnik polaryzowany (silnik momentowy) zamontowany w korpusie mechanizmu otrzymuje elektryczne sygnały sterujące o różnej wartości i polaryzacji.



**Rys. 1.** Schemat ideowy prototypu serwomechanizmu elektrohydraulicznego: 1 – potencjometr sprzężenia zwrotnego; 2 – przestrzeń cylindra siłowego; 3 – trzon mechanizmu wykonawczego; 4 – filtr; 5 – zawór redukcyjny wysokiego ciśnienia; 6 – zawór redukcyjny niskiego ciśnienia; 7 – suwak rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia; 8 – suwak rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia; 9 – przekładnik polaryzowany; 10 – zawór elektromagnetyczny

W zależności od tych sygnałów, kotwica przekładnika przemieszcza się o odpowiednią wartość w lewo lub w prawo względem położenia neutralnego. Ruch kotwicy powoduje przemieszczenie się suwaka rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia, który steruje położeniem suwaka rozdzielacza 2. stopnia. Rozdzielacz 2. stopnia reguluje główne natężenie przepływu cieczy roboczej do odpowiedniej komory siłownika. W położeniu neutralnym suwaka rozdzielacza 2. stopnia kanały zasilania komór siłownika są zasłonięte. Siły działające na suwak rozdzielacza są jednakowe, pomimo różnych powierzchni roboczych czoła suwaka. Za pomocą potencjometru sprzężenia zwrotnego przekazywany jest sygnał elektryczny proporcjonalny do kąta odchylenia elementów sterowych statku powietrznego. Rozkład sił, natężeń przepływów, ciśnień oraz wzajemnego położenia elementów roboczych 1. i 2. stopnia wzmocnienia serwomechanizmu elektrohydraulicznego dla położenia neutralnego suwaka i ruchu tłoka siłownika w prawo i w lewo przedstawiono na rys. 2a. Gdy tłoczek suwaka rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia zostanie przesunięty przez kotwicę przekładnika w lewo, wówczas przepływ cieczy roboczej będzie taki, jak na rys. 2b. Ciśnienie sterujące  $p_{ster}$  oddziałuje na powierzchnie robocze A i B suwaka rozdzielacza 2. stopnia. Ponieważ powierzchnia robocza B jest większa od powierzchni A, to siła  $F_B$  działająca na suwak B spowoduje jego ruch w lewą stronę. Układ będzie nadążał za ruchem suwaka 1. stopnia wzmocnienia. W tym samym momencie zostanie otwarty

przepływ pomiędzy linią zasilającą o ciśnieniu  $p_{ws}$  i lewą komorą siłownika. Prawa komora siłownika zostanie połączona z linią zlewu. Spowoduje to ruch tłoka w prawo. Ten etap działania serwomechanizmu będzie trwał do momentu, gdy zamknięty zostanie przepływ pomiędzy suwakami rozdzielacza 1. i 2. stopnia wzmocnienia. Ruch suwaka rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia w prawo względem położenia neutralnego (rys. 2c) realizowany jest analogicznie do ruchu w lewą stronę z tą różnicą, że suwak sterujący rozdzielacza 2. stopnia przesunięty zostanie w prawo.



**Rys. 2.** Rozkład sił, natężeń przepływów, ciśnień oraz wzajemnego położenia elementów roboczych 1. i 2. stopnia wzmocnienia mechanizmu wykonawczego serwomechanizmu dla: a) położenia neutralnego suwaka; b) ruchu tłoka siłownika w prawo; c) ruchu tłoka siłownika w lewo

W wyniku tego, ciśnienie sterujące  $p_{ster}$  będzie oddziaływać na powierzchnię A suwaka rozdzielacza. Natomiast druga strona suwaka zostanie połączona z linią zlewu. Ponieważ siła  $F_A$ , będzie większa od siły  $F_B$  działającej na suwak, nastąpi ruch suwaka w prawo. Układ będzie nadążał za ruchem suwaka 1. stopnia wzmocnienia. Powrót do położenia neutralnego (patrz rys. 2) nastąpi wówczas, gdy kotwica przekaźnika spolaryzowanego ustawi się w położeniu neutralnym, a razem z nią suwak rozdzielacza 1. stopnia wzmocnienia. Natomiast suwak rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia będzie za nim nadążał do momentu zamknięcia linii zasilających komory siłownika mechanizmu wykonawczego. Wówczas to tłok siłownika zostanie zatrzymany. Siły  $F_A$  i  $F_B$  działające na suwak zrównoważą się.

Główną motywacją stworzenia modelu prototypu SH było zobrazowanie dynamiki jego działania w różnych trybach jego pracy i dla różnych parametrów działania. Do realizacji założonego celu wykorzystano aplikacje modelu wizualnego UNIGRAPHICS NX 5.0 oraz model koncepcyjno-funkcjonalny bazujący na programie Visual.Nastran VN4D. Model geometryczny UNIGRAPHICS NX 5.0 pozwala na poglądowe zobrazowanie funkcjonowania SE, natomiast VN4D wylicza wszelkie zależności geometryczne, formuły i zależności matematyczne. Rozwiązanie to łączy szybkość i łatwość operowania geometrią VN4D z jego elastycznością i numeryczną wydajnością. Przy pomocy modelu geometrycznego dokonano symulacji kinematyki mechanizmu, a na podstawie modelu matematycznego zjawisk fizycznych zachodzących w serwomechanizmie dokonano symulacji dynamiki jego działania.

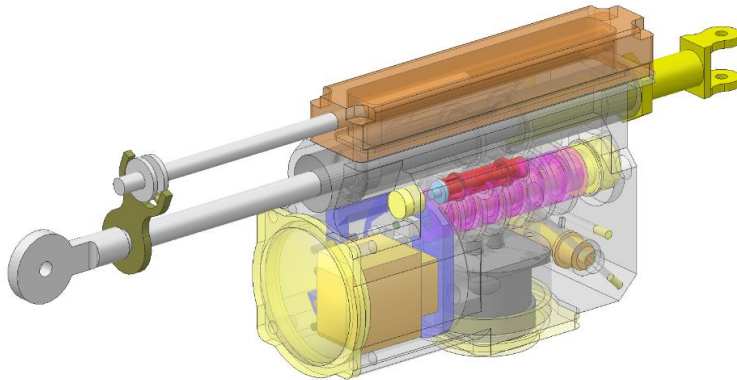
## **2. Model geometryczny SH**

Do budowy modelu geometrycznego SH wykorzystano moduł MODELING oprogramowania UNIGRAPHICS NX 5.0. Został on wybrany ze względu na dużą liczbę szybkich i wygodnych metod tworzenia geometrii, a także parametryczne ujęcie modelowania – pozwalające na reedycje modelu np. przy zmianie założeń konstrukcyjnych. Główny nacisk położono na właściwe umiejscowienie elementów serwomechanizmu względem siebie oraz konfigurację jego wewnętrznych kanałów (dróg przepływu cieczy roboczej). Na rys. 3 przedstawiono wzajemne ułożenie komponentów SH w jego korpusie. Na rys. 4 i 5 zobrazowano modele elementów SH opracowane w pakiecie Unigraphics.

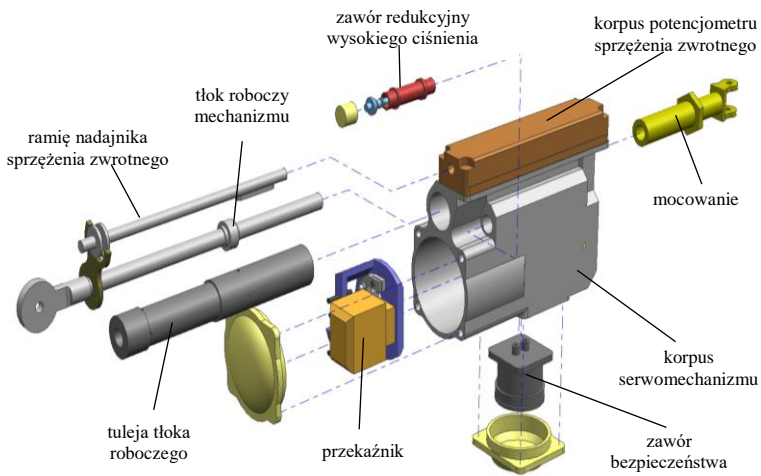
## **3. Model symulacyjny serwomechanizmu hydraulicznego**

Symulacji działania serwomechanizmu dokonano w środowisku programu Visual.NASTRAN 4D (VN4D). Ponieważ VN4D nie dysponuje matematycznym modelem płynu, działanie cieczy roboczej zostało przybliżone za pomocą wymuszeń w postaci ciśnień działających na odpowiednie ścianki tłoczków mechanizmu. Wartości ciśnienia

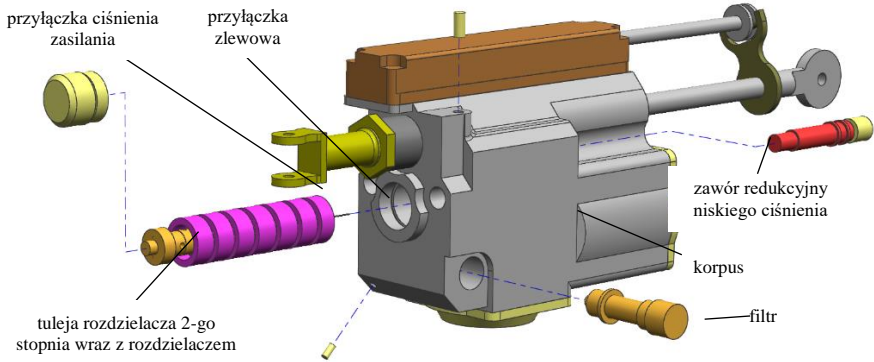
zamodelowano jako różnicę między położeniem suwaka 1. stopnia (kotwicy przełącznika) a położeniem suwaka 2. stopnia wzmocnienia. Wartość tej różnicy wyznaczana jest z kinematycznych zależności wyliczanych przez program VN4D na podstawie względnych przemieszczeń elementów SH wynikających z wymuszeń (rys. 2).



Rys. 3. Widok 3D złożonego serwomechanizmu hydraulicznego



Rys. 4. Zestawienie elementów serwomechanizmu hydraulicznego – widok z przodu



Rys. 5. Zestawienie elementów serwomechanizmu hydraulicznego – widok z tyłu

Przyjęto, że przepływ na kaskadach jest turbulentny. Wartość miejscowego spadku ciśnienia na kaskadach została oszacowana na podstawie wymiarów, geometrii oraz sekwencji kaskad na drodze przepływu do komór rozdzielacza. W modelu komór siłownika uwzględniono wpływ ściśliwości oraz chłonność siłownika. Przecieki zewnętrzne uznano za pomijalnie małe. Uwzględniono natomiast przecieki między komorami.

Bilans natężenia przepływu cieczy roboczej dla lewej komory siłownika opisuje wzór:

$$Q_{zas-silL} = Q_{silL-splyw} + Q_{hsil} \quad (1)$$

a dla prawej komory siłownika wzór:

$$Q_{zas-silP} = Q_{silP-splyw} + Q_{hsil} \quad (2)$$

gdzie:

- $Q_{zas-silL}$  [m<sup>3</sup>/s] – natężenie przepływu z linii zasilania do lewej komory siłownika,
- $Q_{silL-splyw}$  [m<sup>3</sup>/s] – natężenie przepływu z lewej komory siłownika do linii zlewu,
- $Q_{zas-silP}$  [m<sup>3</sup>/s] – natężenie przepływu z linii zasilania do prawej komory siłownika,
- $Q_{silP-splyw}$  [m<sup>3</sup>/s] – natężenie przepływu z prawej komory siłownika do linii zlewu (spływu),
- $Q_{hsil}$  [m<sup>3</sup>/s] – straty przepływu związane z chłonnością siłownika.

Natężenie przepływu z linii zasilania do lewej komory siłownika opisano wzorem:

$$Q_{zas-silL} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{zas} - p_{silL})}{\rho \left( R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

- $R_{zas-sil}$  – wartość oporu hydraulicznego na drodze linia zasilanie – siłownik,  
 $p_{zas}$  [MPa] – ciśnienie zasilania,  $p_{silL}$  [MPa] - ciśnienie w lewej komorze siłownika,  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstość cieczy roboczej,  $A_R$  [m<sup>2</sup>] - pole powierzchni szczeliny przepływowej rozdzielacza,  
 $\xi_R$  – współczynnik oporów na suwaku rozdzielacza.

Natężenie przepływu z lewej komory siłownika do linii zlewu opisano wzorem:

$$Q_{sil-splyw} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{silL} - p_{splyw})}{\rho \left( R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (4)$$

gdzie:

- $R_{sil-splyw}$  – wartość oporu hydraulicznego na drodze siłownik - linia zlewu,  
 $p_{splyw}$  [MPa] – ciśnienie w linii zlewu.

Natężenie przepływu z linii zasilania do prawej komory siłownika opisano wzorem:

$$Q_{zas-silP} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{zas} - p_{silP})}{\rho \left( R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (5)$$

gdzie:  $p_{silP}$  [MPa] – ciśnienie w prawej komorze siłownika.

Natężenie przepływu z prawej komory siłownika do linii zlewu opisano wzorem:

$$Q_{silP-splyw} = \begin{cases} \sqrt{\frac{2(p_{silP} - p_{splyw})}{\rho \left( R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{(A_R)^2} \right)}} & \text{dla } x_R > 0 \\ 0 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (6)$$

Straty przepływu związane z chłonnością siłownika opisano wzorem:

$$Q_{hsil} = A_{sil} v_{sil} \quad (7)$$

gdzie:  $A_{sil}$  [m<sup>2</sup>] – powierzchnia tłoka siłownika,  $v_{sil}$  [m/s] – prędkość tłoka siłownika.

Po podstawieniu wzorów (3)-(7) do równania bilansu i wykonaniu odpowiednich przekształceń, uzyskano wzory wyznaczające ciśnienia w komorach siłownika:

$$P_{silL} = \begin{cases} P_{zas} - \operatorname{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R > 0 \\ P_{splyw} - \operatorname{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$P_{silP} = \begin{cases} P_{zas} + \operatorname{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{zas-sil} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R > 0 \\ P_{splyw} + \operatorname{sgn}(v_{sil}) \frac{\rho}{2} \left( A_{sil} v_{sil} \sqrt{R_{sil-splyw} + \frac{\xi_R}{A_R^2}} \right)^2 & \text{dla } x_R < 0 \end{cases} \quad (9)$$

Opory tarcia mają istotny wpływ na działanie suwakowych par hydraulicznych rozdzielacza i siłownika. Szczególnie ważny jest tu opór tarcia suchego na gumowych uszczelnieniach, ponieważ wprowadza on np. strefę nieczułości działania rozdzielacza, co skutkuje pojawieniem się statycznej odchyłki wartości stabilizowanego ciśnienia. Wartość parametru tarcia  $\lambda_{RTw}$  dla wszystkich suwaków serwomechanizmu opisano wzorem:

$$\lambda_{RTw} = \frac{\nu \rho A_b}{\delta} \quad (10)$$

gdzie:  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] – lepkość kinematyczna cieczy roboczej,  $A_b$  [m<sup>2</sup>] – powierzchnia boczna suwaka biorąca udział w tarceniu z tuleją cylindra,  $\delta$  [m] – odstęp między tuleją a suwakiem (luz osiowy), zależny od dokładności ich obróbki.

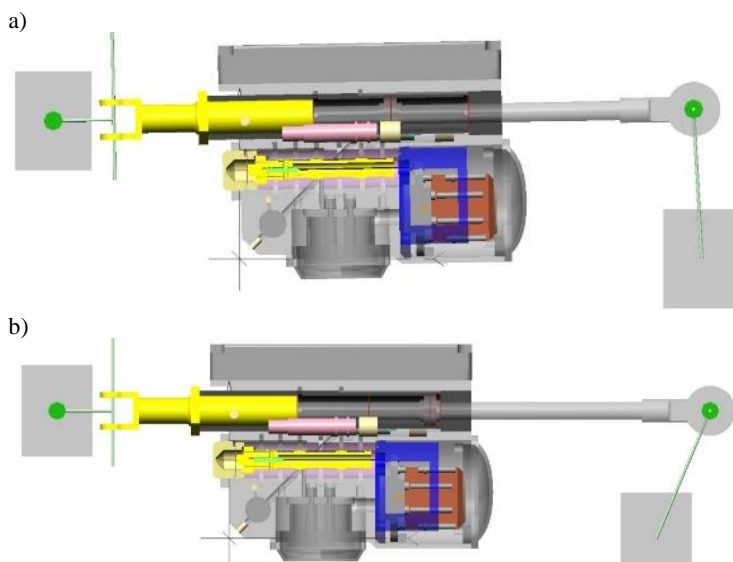
Obrót ramienia silnika momentowego wypracowywany jest na podstawie wymuszenia zadanego na wał przekaźnika. Wymuszenie to ma postać momentu obrotowego, a wszystkie wielkości kinematyczne i dynamiczne (kął obrotu, przyspieszenie, siły bezwładności itp.) są wypracowywane przez wewnętrzne algorytmy VN4D na podstawie modelu bryłowego. Wspomniany moment obrotowy jest zasymulowany za pomocą skoku jednostkowego wartości wymuszenia na silniku momentowym.

Wzory (3)-(9) wprowadzono w postaci formuł do programu Visual.NASTRAN 4D. Umożliwiło to sterowanie wymuszeniami na odpowiednich powierzchniach modelu

geometrycznego. W przyjętym modelu ciśnienie w komorach jest funkcją głównie prędkości trzonu mechanizmu oraz stopnia otwarcia drogi przepływu w rozdzielaczu. Do modelu wprowadzono tarcie suche (tarcie na gumowych uszczelnieniach tulei siłownika) i wiskotyczne – w postaci siły skupionej działającej zawsze w osi tłoka, której zwrot jak i wartość uzależniono od osiowej składowej prędkości tłoka względem tulei. Wprowadzono także tarcie wiskotyczne działające na suwak rozdzielacza. Wartość siły tarcia suchego określono na poziomie 72 N, a współczynnik siły tarcia wiskotycznego oszacowano na podstawie wzoru (10).

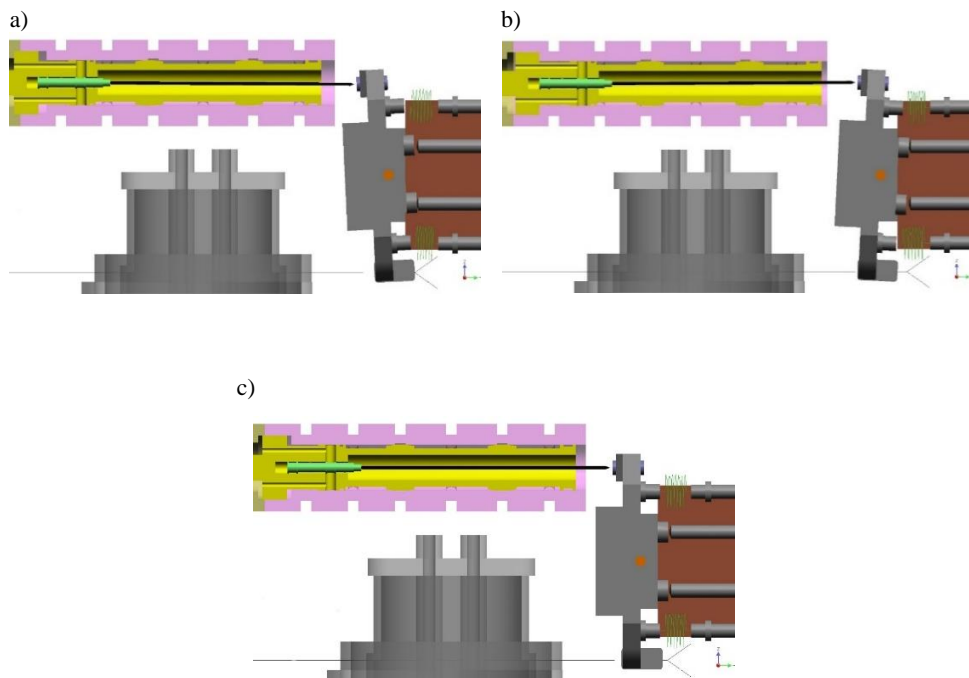
#### 4. Wyniki symulacji serwomechanizmu hydraulicznego

Na rys. 6 przedstawiono zasymulowaną konfigurację serwomechanizmu dla dwóch położen tłoka siłownika. Na rys. 7 przedstawiono zasymulowane ustawienia rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia w trzech położeniach i różnych kierunkach ruchu tłoka roboczego siłownika. Z rysunków wynika, że wymiary elementów przekładnika spolaryzowanego i rozdzielacza zostały odwzorowane z wystarczającą dokładnością. Zderzaki na korpusie przekładnika są ustawione tak, aby tłoczek rozdzielacza 2. stopnia (kolor żółty) zajmował położenie względem tulei umożliwiające odpowiednie ukierunkowanie przepływu nadążając za suwakiem kotwicy 1. stopnia wzmocnienia (kolor zielony). Na rys. 7 widzimy, że sprężyny powrotne, przy braku momentu wytwarzanego przez przekładnik spolaryzowany, stabilizują ramię (a co za tym idzie – rozdzielacz) w położeniu neutralnym.



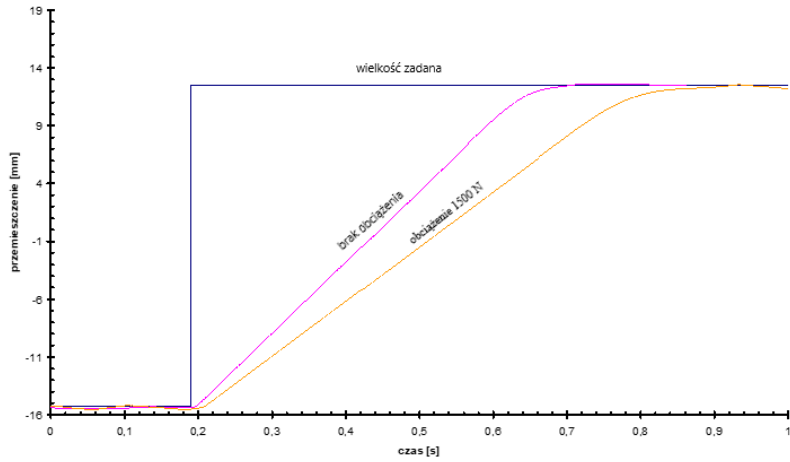
**Rys. 6.** Konfiguracja mechanizmu dla: a) neutralnego położenia tłoka, b) skrajnego prawego położenia tłoka



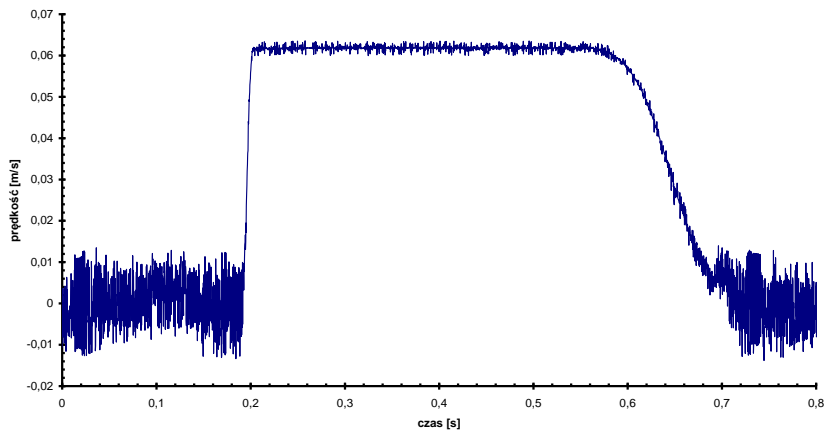


**Rys. 7.** Ustawienie rozdzielacza 2. stopnia wzmocnienia: a) położenie skrajne lewe – ruch tłoka roboczego w prawo, b) położenie skrajne prawe – ruch tłoka roboczego w lewo c) położenie neutralne

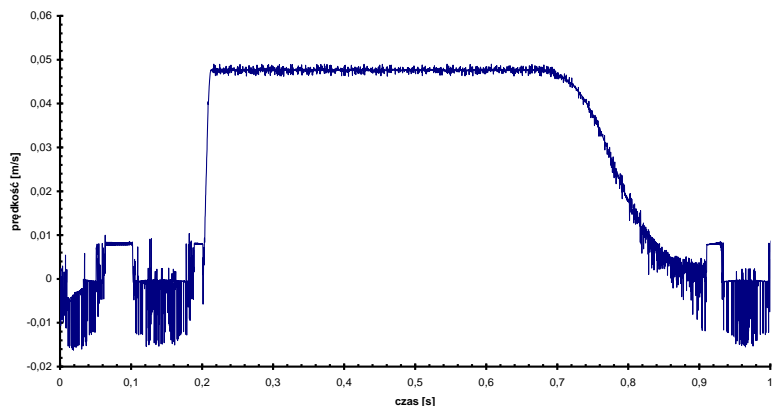
Symulację przeprowadzono dla dwóch wariantów – bez obciążenia oraz dla obciążenia tłoka siłą osiową 1500 N działającą w kierunku ujemnej współrzędnej. Wyniki symulacji ilustrujące działanie mechanizmu w ramach symulacji programu VN4D przedstawiono na rys. 8–12. Rysunek 8 przedstawia przemieszczenie tłoka w pętli zamkniętej. Tuż po skoku sygnału sterującego siłownik potrzebuje pewnego czasu na pokonanie sił tarcia, po czym zaczyna ruch z praktycznie jednostajną prędkością. Obrazują to wykresy na rys. 9 i 10. Z wykresów tych wynika także, iż prędkość siłownika w stanie obciążonym jest, zgodnie z przewidywaniami, mniejsza niż w przypadku braku obciążenia.



Rys. 8. Przeszczenie tłoka siłownika

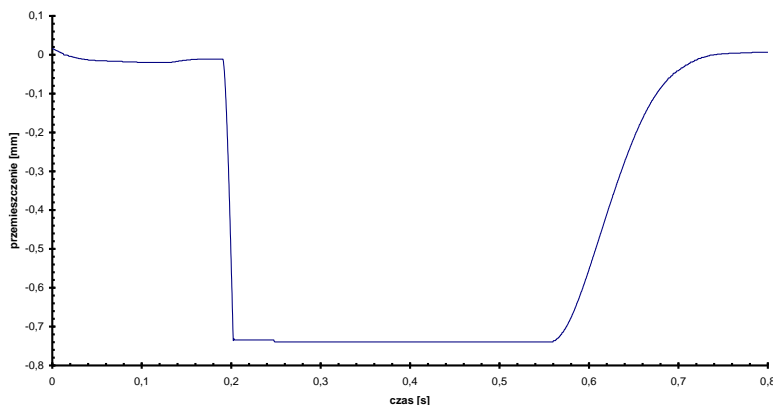


Rys. 9. Prędkość tłoka siłownika przy braku obciążenia

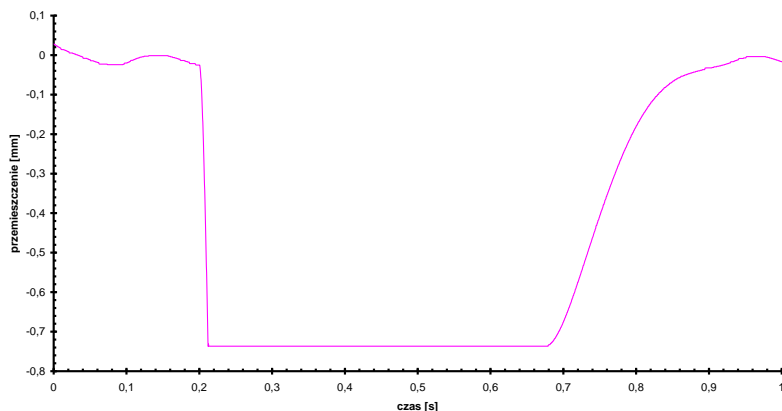


Rys. 10. Prędkość tłoka siłownika przy obciążeniu 1500 N

Rysunki 11 i 12 przedstawiają przemieszczenie suwaka sterującego przepływem w mechanizmie dla omawianych wariantów. Widoczne jest, że suwak rozdzielacza bardzo szybko osiąga skrajne położenie, zarówno przy działającym obciążeniu, jak i jego braku. Co za tym idzie, prędkość trzonu siłownika w krótkim czasie niemal skokowo osiąga maksymalną wartość dla danego obciążenia. Należy jednak pamiętać, że ponieważ w niniejszym modelu nie uwzględniono dynamiki uzwojeń silnika momentowego, nie występują niekorzystne efekty wynikające z indukcji magnetycznej spowalniającej ruch zwory. Naturalne jest, że im bliżej tłok znajduje się zadanego przemieszczenia, tym słabszy staje się sygnał sterowania, a siłownik zaczyna wyhamowywać, co uwidaczniają wykresy prędkości. Na rys. 11 zauważyć można wpływ oporów hydraulicznych na drodze linia zasilania–zawór. W fazie najszybszego ruchu wartość bezwzględna ciśnienia jest najniższa, natomiast różnica tych ciśnień zmniejsza się wraz ze zmianą wymiaru okna rozdzielacza. W ten sposób odbywa się sterowanie siłownikiem.

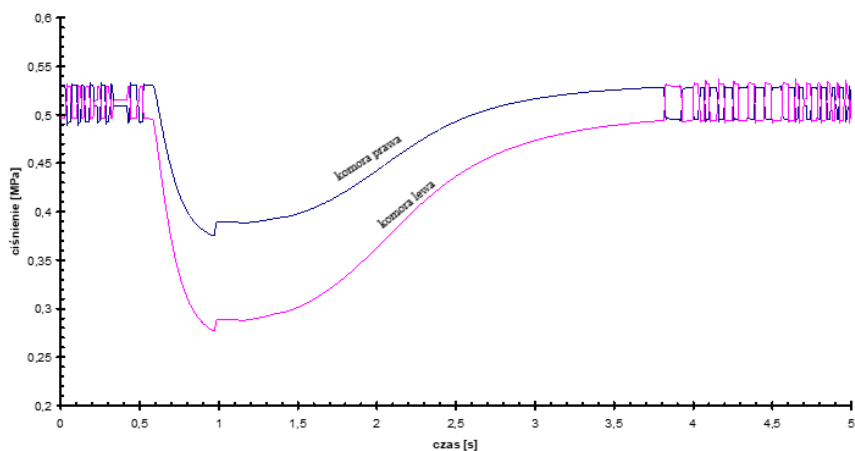


Rys. 11. Przemieszczenie suwaka rozdzielacza przy braku obciążenia



Rys. 12. Przesunięcie suwaka rozdzielacza przy obciążeniu 1500 N

Na rys. 13 przedstawiono symulowane ciśnienie w komorach siłownika. Zgodnie z przedstawionymi wykresami model symulacyjny wykazuje charakter zgodny z działaniem rzeczywistych urządzeń tego typu.



Rys. 13. Ciśnienie w komorach siłownika

## 5. Podsumowanie

Wykorzystanie programu Visual.Nastran VN4D pozwala na uzyskanie wiarygodnej ilustracji zasady działania serwomechanizmu hydraulicznego oraz poglądowe zobrazowanie jej funkcjonowania bez konieczności przeprowadzania badań i pomiarów na rzeczywistym obiekcie.

Opierając się na trójwymiarowym modelu geometrycznym, dokonano symulacji działania demonstratora technologii serwomechanizmu hydraulicznego w przestrzennym środowisku programu Visual.Nastran. Ruch bryłowych komponentów wyliczany był przez wewnętrzne algorytmy oprogramowania. Wynikiem symulacji w oprogramowaniu Visual.Nastran była przede wszystkim trójwymiarowa animacja działania serwomechanizmu. Możliwy też był wgląd w niektóre aspekty funkcjonowania modelu w postaci wykresów. Trójwymiarowa animacja pozwala na przejrzyste oraz intuicyjne zobrazowanie działania serwomechanizmu i wzajemnego położenia jego elementów. Wykorzystując przestrzenny model CAD dokonano pomocniczej symulacji magnetostaticznej silnika momentowego metodą elementów skończonych. Pozwoliło to na uwzględnienie w modelu dynamiki silnika momentowego sterującego suwakiem rozdzielacza.

Komputerowo wspomagane projektowanie serwomechanizmu hydraulicznego umożliwiło przetestowanie koncepcji mechanizmu i ocenę jego funkcjonowania oraz pozwoliło zobrazować jego parametry, takie jak wewnętrzne natężenia przepływu, czy wartości ciśnień w poszczególnych komorach mechanizmu.

Na podstawie obserwacji wyników symulacji można uznać, że zbudowany model spełnia swoje zadanie i może zostać użyty do predykcji działania serwomechanizmu w warunkach trudno weryfikowalnych doświadczalnie. Model ten może być wykorzystany do ewentualnej optymalizacji działania różnych typów serwomechanizmów hydraulicznych.

## **6. Literatura**

1. Altare G., Vacca A.: A Design Solution for Efficient and Compact Electro-hydraulic Actuators. *Procedia Engineering*, 2015, 106, 8-16.
2. Janota M., Władzielczyk K.: Wykorzystanie metody CFD do obliczania natężenia przepływu medium w zaworach przelewowych sekcji obudowy zmechanizowanej. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa*, 2014, 5(519), 49-55.
3. Jaskulski A.: AutoCAD 2021 PL / EN / LT +. *Metodyka efektywnego projektowania parametrycznego i nieparametrycznego 2D i 3D*. Helion, 2020.
4. Khan M.T.H., Rezwana S.: A review of CAD to CAE integration with a hierarchical data format (HDF)-based solution. *Journal of King Saud University – Engineering Sciences*, 2021, 33, 248-258.
5. Kowalski, M.: Method of automatic CAM programming using machining templates. *Mechanik*, 2020, 93(1), 48-52.
6. Kyratsis, P., Kakoulis, K., & Markopoulos, A.P.: Advances in CAD/CAM/CAE Technologies. *Machines*, 2020, 8(1), 13, doi:10.3390/machines8010013
7. Lyashenko V., Sotnik S., Manakov V.: Modern CAD/CAM/CAE Systems: Brief Overview. *International Journal of Engineering and Information Systems (IJEAIS)*, 2021, 5 (11), 32-40.

8. Reddy Sreenivasulu, N., & et al.: Modeling and Analysis of Helical Springs Using CATIA-V5R19 and ANSYS 16.0. AKGEC. International Journal of Technology, 2020, 11(2), 41-50.
9. Thanikaikarasan S., Masthanvali G. & Velmurugan V.: Modeling and analysis of car seat rubber bush using CATIA for reducing vibration in passenger engine vehicles. Materials Today: Proceedings, 2021.
10. Rogowski, K.: Actuator cell model of the 2D H-Darrieus wind turbine. Journal of Theoretical and Applied Mechanics 2020, 58 (1), 285–288, doi: 10.15632/jtam-pl/115973.
11. Song W., Li Y., Zhang H., Wang D.: Design of control and hydraulic drive system for high-altitude live working vehicle. The Journal of Engineering, 2019, 2019(23), 8561-8565.
12. Weber J., and etl.: General Lecture: Novel System Architectures by Individual Drives. In: 10<sup>th</sup> International Fluid Power Conference, Dresden, 2016.
13. Wichniarek R., Górski F., Kuczko W.: Szybkie prototypowanie w procesie projektowania. Projektowanie i Konstrukcje Inżynierskie, 2014, 6(81), 26-29.