

Przemysław Jaszak

## Racjonalizacja kształtu gumowej membrany zaworu zaporowego

W artykule przedstawiono sposób modelowania pracy zaworu zaporowego. Podstawowym celem pracy było zwiększenie wytrzymałości mechanicznej elastycznej membrany oraz poprawa stopnia szczelności wewnętrznej zaworu, poprzez modyfikację kształtu membrany. W celu ustalenia przyczyn powstałego miejsca uszkodzenia pierwotnej konstrukcji, przeprowadzono analizę numeryczną, która pozwoliła określić rozkład wartości naprężenia w miejscu uszkodzenia. Symulację przeprowadzono, wykorzystując Metodę Elementów Skończonych. Do odzwierciedlenia nieliniowych właściwości materiału gumy wykorzystano hipersprężysty model materiału Mooneya–Rivlina. Dzięki analizie numerycznej oraz kolejnym próbom modyfikacji geometrii membrany, zmniejszono naprężenie w miejscu pierwotnego uszkodzenia oraz zapewniono wymagany nacisk stykowy wpływający na poziom szczelności wewnętrznej zaworu. Otrzymany w wyniku kolejnych iteracji obliczeń numerycznych kształt membrany przebadano eksperymentalnie. Ostatecznie liczba cykli otwarcia i zamknięcia zaworu wzrosła z 5 do 298.

**Słowa kluczowe:** membrana, hipersprężystość, wytrzymałość, zmęczenie.

## Rationalization of the shape of the rubber diaphragm of shut-off valve

The paper presents the method of modeling the operation of the shut-off valve. The main goal of the work was to increase the fatigue life and improve the degree of internal tightness of the valve, by properly forming the rubber diaphragm and selecting the adequate material for its performance. In order to verify the causes of failure of the original structure, a numerical analysis was carried out. This allowed determining the stress distribution at failure place. The simulation was carried out using the finite element method. To reflect the non-linear properties of the rubber material, a hyperelastic material Mooney-Rivlin model was used. Thanks to numerical analysis and subsequent attempts to modify the geometry of the diaphragm, the stress at the location of the original damage was reduced, and the required contact pressure affecting the level of internal tightness of the valve was ensured. The shape of the membrane obtained as a result of successive iterations of numerical calculations was tested experimentally. Eventually, the number of valve opening and closing cycles increased from 5 to 298.

**Keywords:** membrane, hyper-elasticity, durability, fatigue.

### 1. Wstęp

Ze względu na silnie nieliniową relację pomiędzy naprężeniem i odkształceniem ocena stanu wytężenia

### 1. Introduction

Due to the strongly non-linear relationship between stress and deformation the assessment of the state of

Politechnika Wroclawska,  
Wydział Mechaniczno-Energetyczny,  
Zakład Podstaw Konstrukcji  
i Maszyn Przepływowych  
e-mail: przemyslaw.jaszak@pwr.edu.pl

**Dr inż. Przemysław Jaszak** – adiunkt w zakładzie Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Politechniki Wroclawskiej. Zainteresowania zawodowe: projektowanie maszyn, metoda elementów skończonych, technika uszczelniania maszyn i urządzeń.



w elementach wykonanych z gumy jest złożonym zagadnieniem. Materiały wykazujące tego typu właściwości są powszechnie zwane materiałami hipersprężystymi. W fachowej literaturze przedmiotu [1] można znaleźć wiele modeli odwzorowujących właściwości materiałów hipersprężystych. Modele numeryczne pozwalają określić relacje pomiędzy naprężeniem i odkształceniem w projektowanym elemencie. Do pełnego opisu danego modelu materiału hipersprężystego, konieczne jest przeprowadzenie testów eksperymentalnych, na podstawie których określa się brakujące współczynniki materiałowe [2, 3]. Ze względu na skomplikowany, iteracyjny charakter, obliczenia wytrzymałościowe elementów hipersprężystych przeprowadza się w sposób numeryczny. Powszechnie znanym i szeroko stosowanym algorytmem obliczeń numerycznych jest Metoda Elementów Skończonych (MES). Do zalet metody można zaliczyć przede wszystkim zmniejszenie czasu i kosztów związanych z przeprowadzeniem procesu projektowania. Ponadto można z dużym prawdopodobieństwem uzyskać zbliżony do rzeczywistego stan naprężenia i odkształcenia konstrukcji. W pracy [4, 5] przy zastosowaniu MES przeprowadzono optymalizację kształtu membrany sprężarkowego zaworu pneumatycznego. Starano się wyłonić najlepszą postać konstrukcyjną membrany przez modyfikację kształtu tak, aby zmniejszyć naprężenie w materiale do minimum. Przyjęto kryterium oceny racjonalnej konstrukcji jako maksymalną wartość naprężenia zredukowanego w membranie wynoszącą 2,5 MPa.

## 2. Cel i zakres pracy

Celem pracy była analiza wytrzymałości konstrukcji membrany zaworu zaporowego DN 50 przeznaczonego do regulacji przepływu czynnika o ciśnieniu maksymalnym 16 bar. Wstępną konstrukcją zaworu zaprezentowano na rys. 1. Elastyczną membranę wykonano z gumy EPDM o twardości 65°ShA. Po przeprowadzeniu pomiarów eksperymentalnych stwierdzono wyciek wewnętrzny (spowodowany brakiem styku na powierzchni membrany (C) z korpusem zaworu (B)) oraz rozerwanie membrany po około 5 cyklach otwarcia i zamknięcia zaworu (rys. 2). Uszkodzenie wystąpiło na całym obwodzie, rozdzielając część płaską od sferycznej. Naprężenie w gumowej membranie, które powstawało podczas cyklu otwarcia i zamknięcia zaworu, było trudne do wyznaczenia w sposób eksperymentalny, dlatego w dalszym kroku przeprowadzono obliczenia numeryczne.

Na podstawie analizy numerycznej możliwym było wyznaczenie mapy naprężenia lub odkształcenia, następnie zlokalizowanie newralgicznego miejsca konstrukcji, przekonstruowanie modelu geometrycznego, ponowne jego przeliczenie i ocena rezultatów. W wyniku powyższych iteracji dokonano racjonalizacji konstrukcji membrany w celu zredukowania naprężenia w materiale

strain in the elements made of rubber is a complex issue. Materials showing such properties are commonly called hyperelastic materials. In the professional literature of this topic [1] many models of hyperelastic materials properties can be found. These numerical models allow precisely determining the state of stress and strain in the designed element. For a full description of a given model of a hyperelastic material, it is necessary to conduct experimental tests, on the basis of which the missing material coefficients are determined [2-3]. Due to the complicated iterative nature, the strength calculations of hyperelastic elements are carried out numerically. A commonly known and widely used numerical calculation algorithm is the Finite Element Method (FEM). The advantages of this method include, above all, reducing the time and costs associated with conducting the design process. In addition, the state of stress and deformation of the structure can be very close to the reality. In works [4, 5], the shape of the compressor pneumatic valve diaphragm was optimized using FEM. The best construction form of the membrane was tried to reduce the stress in the diaphragm material to a minimum. The rational construction evaluation criterion was adopted as the maximum value of the reduced stress in the diaphragm material of 2.5 MPa.

## 2. Purpose and scope of work

The purpose of this work was to analyze the strength of the diaphragm of DN 50 shut-off valve, designed to regulate the flow of the medium with a maximum pressure of 16 bar. The valve's initial design is shown in Fig. 1. The flexible membrane is made of EPDM rubber with a 65 Shore A hardness. After the experimental measurements, there was a clear internal leak (most likely the lack of proper contact on the surface of the diaphragm (C) with the body (B)) and worse membrane break after about 5 cycles of opening and closing the valve (Fig. 2). The damage occurred over the whole circumference, separating flat part from spherical one. Stress in the rubber membrane, which arise during the valve opening and closing cycle, is difficult to determine in an experimental manner, therefore numerical calculations were performed in a further step.

On the basis of numerical analysis it was possible to determine the map of stress or strain, then locate the crucial place of the structure, re-engineer the geometric model, recalculate it and evaluate the results. As a result of the above iterations, it is possible to quickly rationalize the structure in order to obtain an acceptable level of stress. The rational construction of the membrane has been adopted, which will meet the following assumptions:

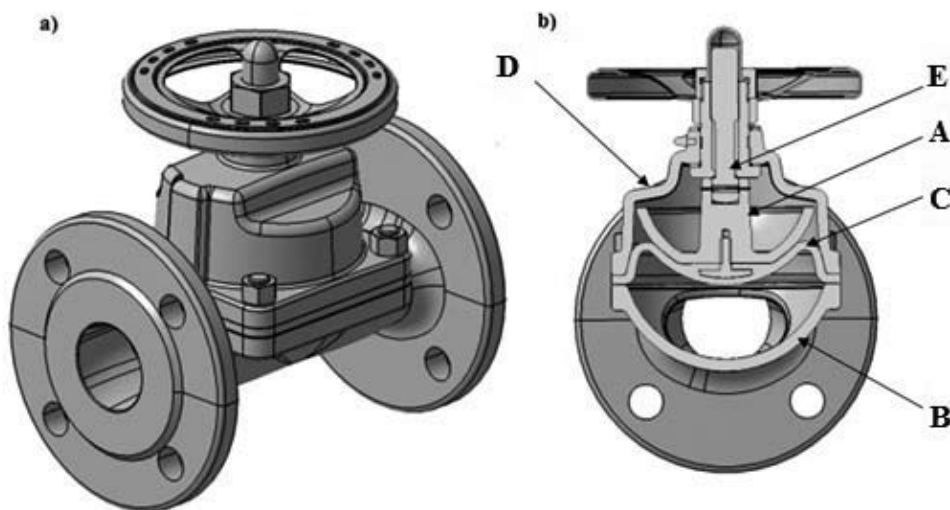
- the maximum value of tension in the diaphragm material will not exceed 1.5 MPa,

do akceptowalnego poziomu. Za racjonalną konstrukcję membrany przyjęto taką, która spełniała niżej wymienione założenia:

- maksymalna wartość naprężenia w materiale membrany nie przekroczy 1,5 MPa;
- minimalna wartość nacisku stykowego na powierzchni membrana (C) – korpus (B) (dla warunku zapewnienia szczelności zaworu) wyniesie 2,25 MPa ( $1,4 \cdot p_{nom}$ ).

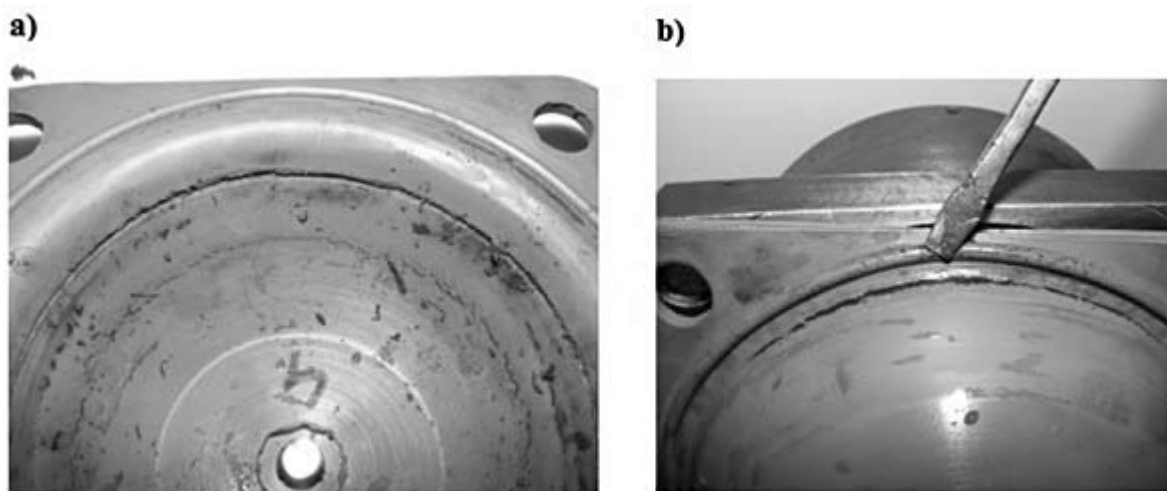
- minimal contact pressure on the membrane surface (C) – the body (B) (for the condition of ensuring the valve tightness) will be 2.25 MPa ( $1.4 \cdot p_{nom}$ ).

The operational parameters of the valve operation shown in Figure 1 are as follows: nominal pressure  $p_{nom} = 16$  bar, water factor with maximum temperature  $T_{max} = 30^\circ\text{C}$ , maximum valve opening stroke 50 mm.



**Rys. 1.** Wstępna konstrukcja zaworu membranowego DN 50, zaproponowana przez biuro konstrukcyjne firmy ZETKAMA: a) widok 3D, b) przekrój w płaszczyźnie środkowej modelu, A – grzyb, B – korpus, C – elastyczna membrana, D – pokrywa, E – wrzeciono

**Fig. 1.** Preliminary design of the diaphragm valve DN 50, a) 3D view; b) cross-section at the middle plane of the model, A – globe, B – body, C – elastic diaphragm, D – cover, E – spindle



**Rys. 2.** Membrana po 5 cyklach otwarcia i zamknięcia zaworu: a) widok od strony styku grzyba, b) widok od strony zewnętrznej (styku z korpusem)

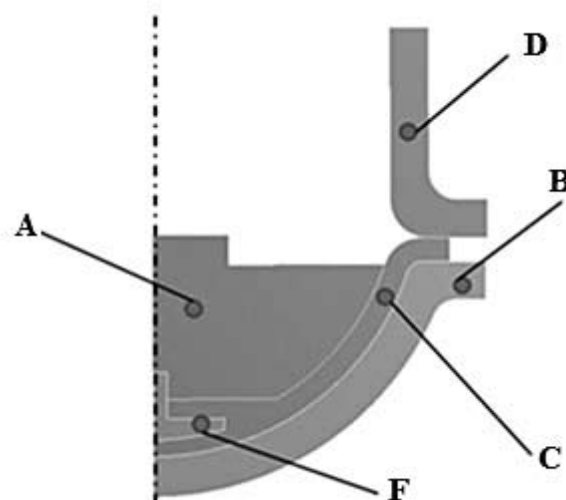
**Fig. 2.** Diaphragm after 5 open and close cycle: a) view at globe contact; b) view at external side

Założone w projekcie użytkowe parametry pracy zaworu przedstawiono na rys. 1 to: ciśnienie nominalnej pracy  $p_{nom} = 16$  bar, czynnik woda o maksymalnej temperaturze  $T_{max} = 30^{\circ}\text{C}$ , maksymalny skok otwarcia zaworu 50 mm.

### 3. Model numeryczny

Wykorzystując to, że geometria membrany (C), grzyba (A) oraz górnej pokrywy zaworu (D) ma symetrię w płaszczyźnie środkowej, do analizy przyjęto model osiowo-symetryczny (rys. 3). Dyskretyzację części metalowych zaworu dokonano elementami skończonymi typu SOLID 273, natomiast elastyczną membranę elementami typu HYPER 56. Rozwiązanie takie odznaczało się małą liczbą elementów skończonych, co w przypadku analizy nieliniowej (materiał hipersprężysty) pozwoliło skrócić czas obliczeń.

Analizę numeryczną podzielono na trzy kroki. W pierwszym zdefiniowano montażowe obciążenie docisku pokrywy (D) do membrany (C), zapewniające odpowiedni nacisk na powierzchniach styku pokrywa-membrana oraz korpus-membrana. W rzeczywistych warunkach pracy docisk ten generowany był poprzez odpowiednie napięcie śrub. W symulacji zamodelowano to odpowiednim przemieszczeniem pokrywy (D) w taki sposób, aby uzyskać odkształcenie względne w materiale membrany równe 20%. W kroku pierwszym wpro-

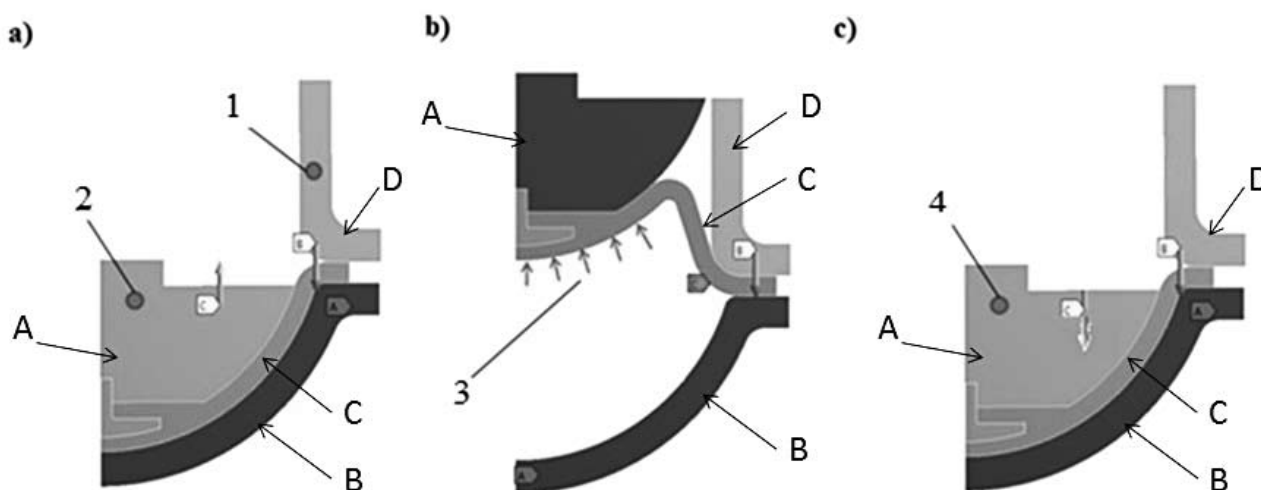


**Rys. 3.** Model osiowo-symetryczny złożenia elementów zaworu: A – grzyb, B – korpus, C – membrana, D – pokrywa, F – śruba

**Fig. 3.** Axisymmetric model of the valve's items: A – globe, B – body, C – diaphragm, D – cover, E – bolt

### 3. Numerical Model

Taking advantage of the fact that the geometry of the diaphragm (C), the globe (A), and the top cover (D) of the valve has symmetry in the median plane, the axis-symmetric model was assumed for analysis (Fig. 3). The discretization of the metal parts of the valve was done with finite elements of the SOLID 273 type, while the elastic membrane with HYPER 56 elements. This



**Rys. 4.** Warunki brzegowe oraz kroki analizy numerycznej; a) 1 – docisk pokrywy, 2 – pełne otwarcie zaworu, b) 3 – obciążenie ciśnieniem 16 bar, c) 4 – pełne zamknięcie zaworu

**Fig. 4.** Boundary conditions and steps of analysis: a) step 1 – cover contact pressure, 2 – full opened valve; b) 3 – valve pressurization at 16 bar; c) 4 – fully closed valve



wadzano także przemieszczenie grzyba (A), symulujące pełne otwarcie zaworu, tj. 50 mm. W drugim kroku analizy, do zewnętrznej powierzchni membrany przyłożono ciśnienie o wartości 16 bar. W kroku trzecim wprowadzono przemieszczenie grzyba (A), symulujące pełne zamknięcie zaworu. Warunki brzegowe w trzech krokach analizy przedstawiono na rysunku 4.

Do opisu właściwości odzwierciedlającego hiperprężysty materiał gumy przyjęto równanie Mooneya-Rivlina (M-R). Trójparametryczna postać tego modelu była następująca:

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + C_{11}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3)$$

gdzie:  $C_{10}$ ,  $C_{01}$ ,  $C_{11}$  – stałe zależne od rodzaju materiału,  $I_1$ ,  $I_2$  – pierwszy i drugi niezmiennik odkształcenia Couchy'ego-Greena.

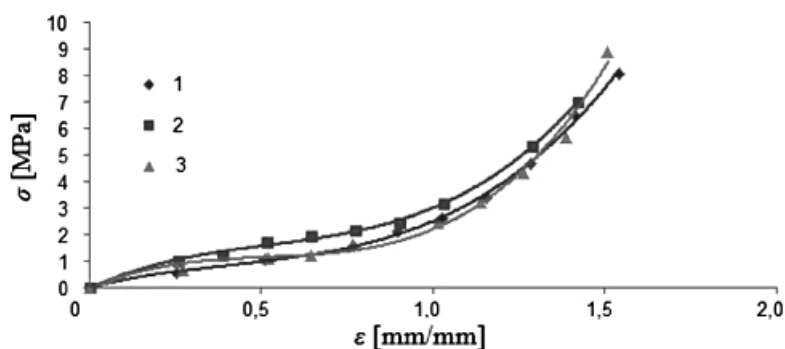
Wartości współczynników  $C_{10}$ ,  $C_{01}$ ,  $C_{11}$  wyznaczono na podstawie przeprowadzonych prób wytrzymałościowych; jednoosiowego i dwuosiowego rozciągania [6]. Przykładowe rezultaty zaprezentowano na rys. 5 i 6. Sposób prowadzenia pomiarów opisano m.in. w pracy [7].

solution is characterized by a small number of finite elements, which in the case of non-linear analysis (hyperelastic material) reduces the calculation time.

The numerical analysis was divided into three steps. The first defines the assembly pressure of the diaphragm cover pressure to ensure adequate pressure on the cover-membrane and body-diaphragm contact surfaces. In real working conditions, this pressure is generated by the appropriate screw tension. In the simulation, it was modeled by a suitable displacement of the cover in such a way as to obtain a relative deformation in the membrane material of 20%. Also in the first step, the displacement of the valve globe was introduced, simulating the full opening of the valve, i.e. 50 mm. In the second analysis step, a 16 bar pressure was applied to the outer surface of the membrane. In the third step, a globe pressure was introduced, simulating a full valve closure. The boundary conditions in the three steps of the analysis are presented in Fig. 4.

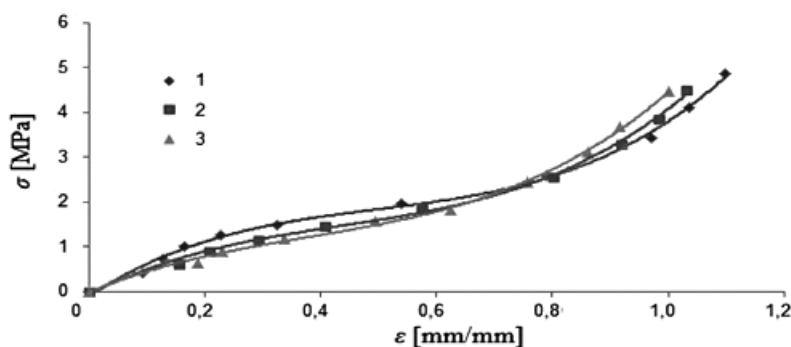
As a model reflecting hyperelastic properties of a rubber material, the Mooney-Rivlin (M-R) equation was adopted. The three-parameter form of this model is:

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) + C_{11}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3)$$



**Rys. 5.** Charakterystyka jednoosiowego rozciągania gumy EPDM o twardości 65°ShA [6]: 1 – próbka nr 1; 2 – próbka nr 2; 3 – próbka nr 3

**Fig. 5.** Characteristic of the uniaxial stretching test of 65°ShA EPDM rubber: 1 – sample No. 1; 2 – sample No. 2; 3 – sample No. 3



**Rys. 6.** Charakterystyka dwuosiowego rozciągania gumy EPDM o twardości 65°ShA [6]: 1 – próbka nr 1; 2 – próbka nr 2; 3 – próbka nr 3

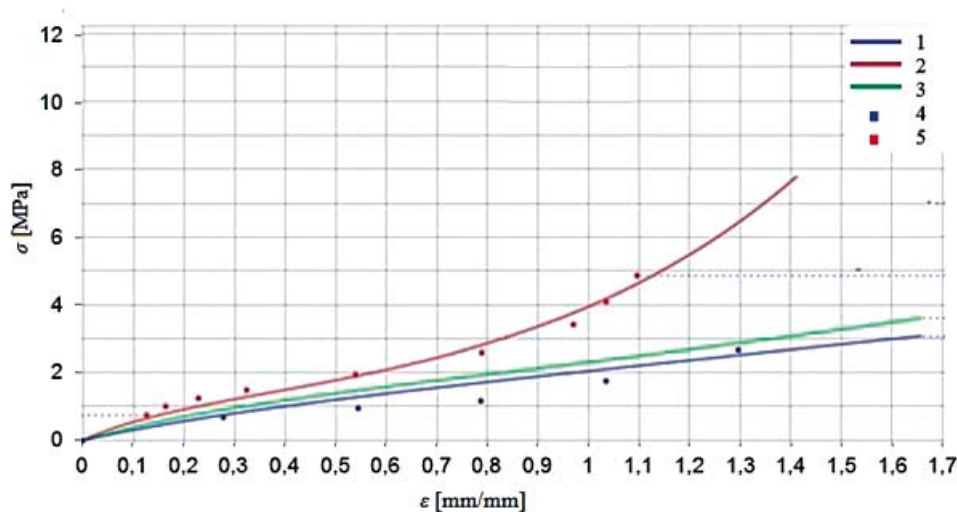
**Fig. 6.** Characteristics of biaxial stretching test of 65°ShA EPDM rubber: 1 – sample No. 1; 2 – sample No. 2; 3 – sample No. 3

Model materiału zbudowano w dwóch konfiguracjach (dla gumy EPDM oraz NBR o twardościach 65°ShA), dla których wyznaczone współczynniki wynoszą odpowiednio:  $C_{10EPDM} = 0,554$ ,  $C_{01EPDM} = 0,003$ ,  $C_{11EPDM} = 0,012$  oraz  $C_{10NBR} = 0,964$ ,  $C_{01NBR} = -0,273$ ,  $C_{11NBR} = 0,066$ . Na rysunku 7 przedstawiono sposób dopasowania krzywych modelu (M-R) do danych eksperymentalnych. W przypadku pozostałych (metalowych) elementów zaworu, przyjęto liniowo-sprężyste właściwości w postaci modułu Younga  $E = 206000$  MPa oraz współczynnika Poissona  $\nu = 0,3$ .

Where  $C_{10}$ ,  $C_{01}$ ,  $C_{11}$  – constants dependent on the type of material,  $I_1$ ,  $I_2$  – first and second invariant of Cauchy-Green strain.

The values of the equation coefficients were determined on the basis of strength tests carried out: uniaxial and biaxial stretching [6]. Examples of results are presented in Figs. 5 and 6. The method of conducting measurements is described, among others, at [7].

The material model was built in two configurations for EPDM and NBR rubber with a 65 Shore A hardness, for which the determined coefficients are



**Rys. 7.** Dopasowanie krzywych jedno- i dwuosiowego rozciągania gumy EPDM z modelem materiału Mooneya–Rivlina; 1 – jednoosiowe rozciąganie (model M–R), 2 – dwuosiowe rozciąganie (model M–R), 3 – ścinanie (model M–R), 4 – jednoosiowe rozciąganie (dane eksperymentalne), 5 – dwuosiowe rozciąganie (dane eksperymentalne) [6]

**Fig. 7.** Adjustment of the uniaxial and biaxial stretching curves of EPDM rubber with the Mooney-Rivlin material model; 1 – uniaxial stretching (M-R model), 2 – biaxial stretching (M-R model), 3 – shearing (M-R model), 4 – uniaxial stretching (experimental data), 5 – biaxial stretching (experimental data) [6]

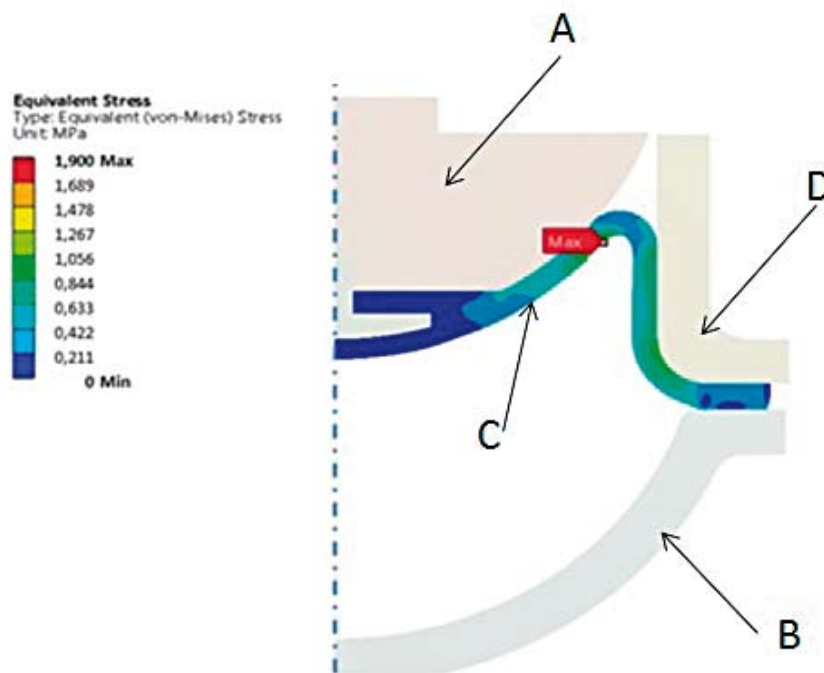
#### 4. Wyniki obliczeń numerycznych

Na rysunku 8 przedstawiono rozkład naprężenia zredukowanego w materiale membrany (EPDM), który otrzymano w drugim kroku analizy. Maksymalne zredukowane naprężenie wyniosło 1,9 MPa. Z wytrzymałościowego punktu widzenia wartość ta nie przekroczyła dopuszczalnego naprężenia materiału gumy na zerwanie (8 MPa), lecz przewyższyła założoną graniczną wartość 1,5 MPa. Należy zwrócić szczególną uwagę, że niekorzystnym efektem wywołującym wzrost naprężenia było wciskanie się membrany (C) w klinową przestrzeń utworzoną pomiędzy grzybem (A) a pokrywą (D), co w rezultacie zwiększało rozciąganie membrany. W tej sytuacji należało przekonstruować współpracujące elementy tak, aby zminimalizować, a w najlepszym przypadku całkowicie wyeliminować przestrzeń klinową pomiędzy grzybem (A) a pokrywą (D) oraz zwiększyć promień powstałej, w skutek podwinięcia, krzywizny membrany.

$C_{10EPDM} = 0.554$ ,  $C_{01EPDM} = 0.003$ ,  $C_{11EPDM} = 0.012$  and  $C_{10NBR} = 0.964$ ,  $C_{01NBR} = -0.273$ ,  $C_{11NBR} = 0.066$  respectively. Figure 7 shows how to adjust the model curves (M-R) to the experimental data. In the case of other (metal) valve elements, linear-elastic properties were adopted in the form of the Young modulus  $E = 206000$  MPa and the Poisson coefficient  $\nu = 0,3$ .

#### 4. The results of numerical calculations

Fig. 8 shows the distribution of stress in the membrane material (EPDM), which was obtained in the second step of the analysis. The maximum stress was 1.9 MPa. From the strength point of view, this value does not exceed the permissible material stress at break (8 MPa) but exceeds the assumed limit value of 1.5 MPa. It should be emphasized that the unfavorable effect of increasing the stress is pressing the membrane (C) into a wedge space



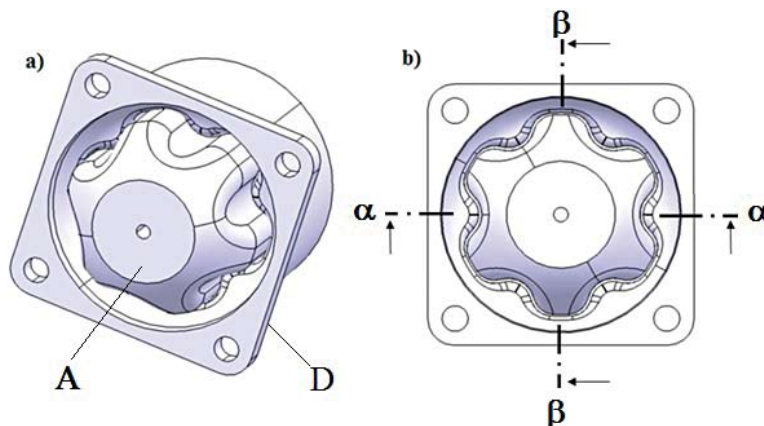
Rys. 8. Rozkład naprężenia w membranie  
Fig. 8. Stress distribution within diaphragm

Na rysunku 9 przedstawiono model numeryczny ze zmodyfikowanym kształtem membrany. Na grzybie (A) wykonano półokrągłe wypusty, natomiast w pokrywie (D) nacięto rowki (prowadnice), dzięki czemu membrana zostanie częściowo podparta i zabezpieczona przed efektem nadmiernego wydłużenia. Na rysunku 10 przedstawiono wynik obliczeń w postaci mapy rozkładu naprężenia zredukowanego von Misesa, jaki otrzymano w membranie zamodelowanej modelem materiału odpowiadającym gumie NBR. Zaobserwowano, że zmiana kształtu grzyba oraz pokrywy (w przekroju  $\beta$ - $\beta$  – rys 9b) zmniejszyła przestrzeń klinową i spowodowała obniżenie naprężenia w materiale gumy.

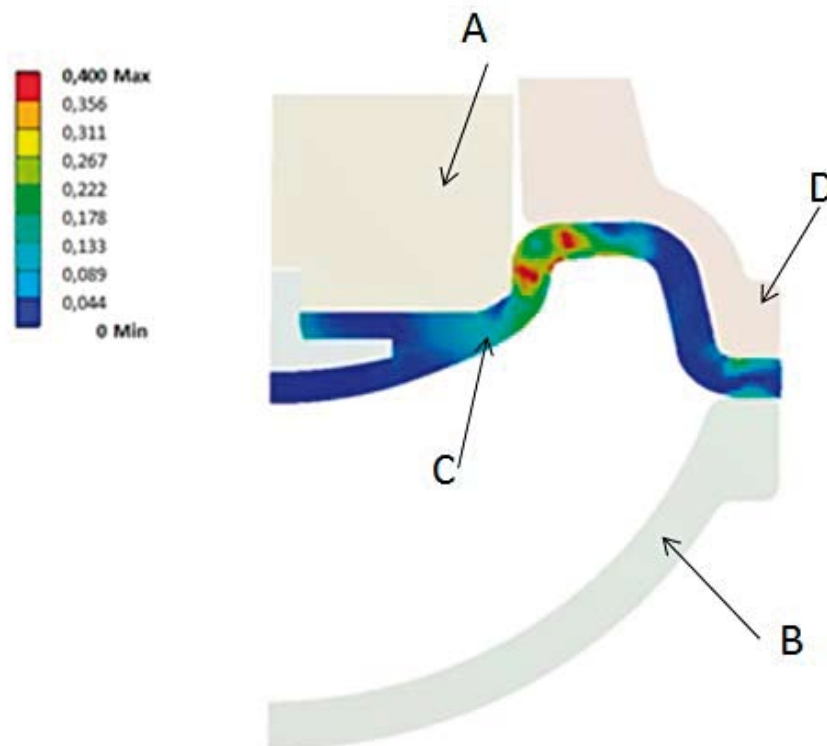
Maksymalna wartość naprężenia zredukowanego w materiale membrany wyniosła w tym przypadku około 0,4 MPa.

formed between the globe (A) and the cover (D), which allows additional stretching of the membrane and due to the resulting bend (curvature with a small radius) strongly accumulates stress. In this situation, the cooperating elements should be redesigned to minimize, and at best completely eliminate, the wedge space between the globe (A) and the cover (D) and increase the radius of curvature.

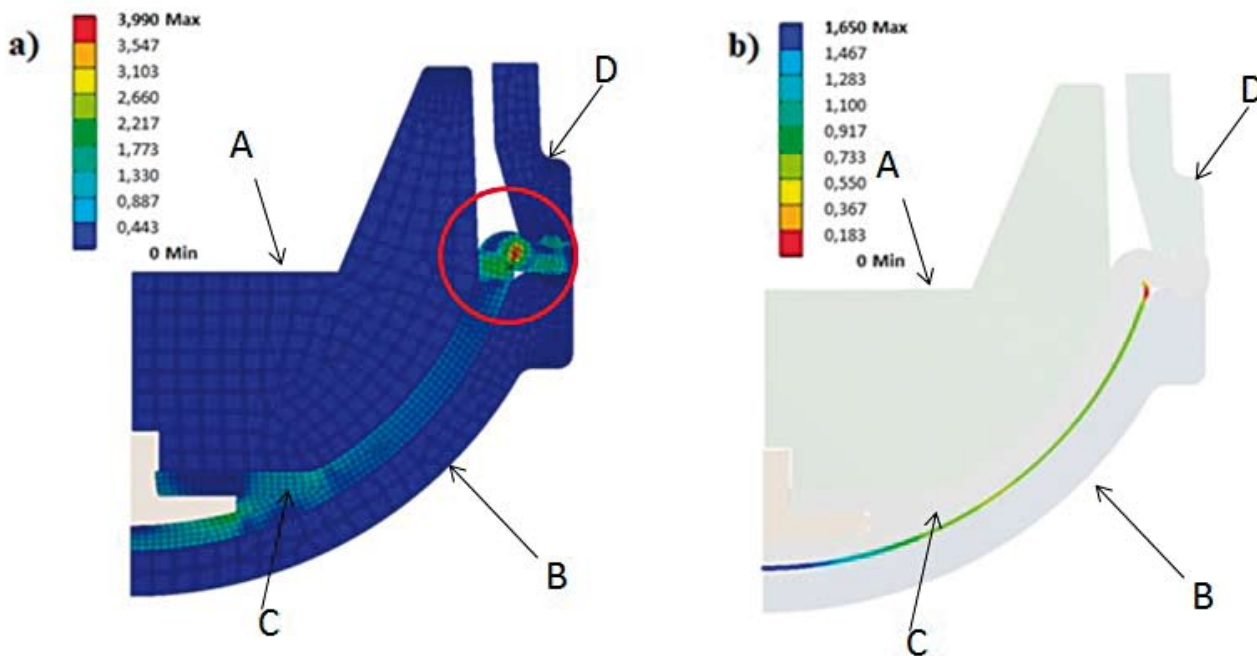
Figure 9 shows the numerical model for further calculations. Half-round projections were made on the globe (A), while the grooves (guides) were cut in the cover (D), thanks to which the membrane will be partially supported and protected against the effect of excessive elongation. Fig. 10 presents the result of calculations in the form of a stress distribution map which was obtained in a membrane modeled with a material model corresponding to NBR rubber. It can be seen that the



Rys. 9. Zmodyfikowana konstrukcja pokrywy i zaworu: a) model 3D, b) widok od strony czołowej  
Fig. 9. Modified design of the cover and the globe: a) 3D model, b) view at top side



Rys. 10. Rozkład naprężenia zredukowanego (MPa) w materiale membrany  
 Fig. 10. Stress distribution (MPa) within diaphragm



Rys. 11. Rozkład naprężenia zredukowanego (MPa) w materiale membrany podczas pełnego zamknięcia zaworu: a) w materiale membrany, b) na styku membrany z korpusem  
 Fig. 11. Equivalent von Mises Stress distribution at fully closed valve: a) within diaphragm; b) contact pressure between diaphragm and body

Kolejnym krokiem symulacji pracy zaworu było określenie rozkładu nacisku na styku powierzchni

shape change of the globe and the cover (in section  $\beta\text{-}\beta$  Fig. 9b) eliminates the wedge space and reduces stress.



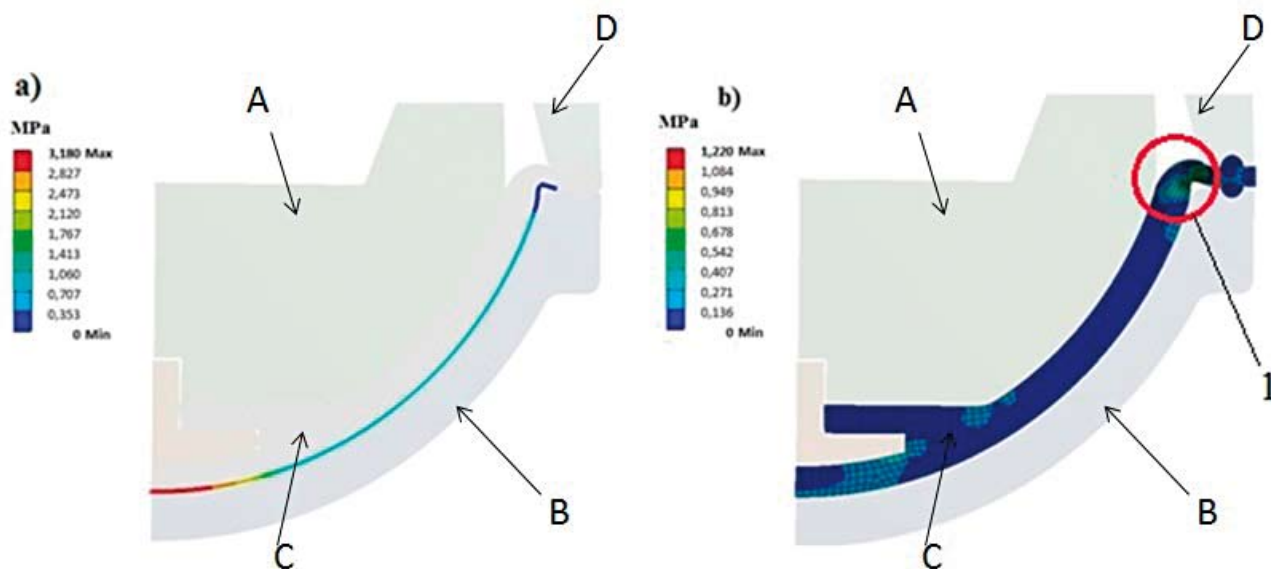
membrany (C) z korpusem (B). Główne założenia konstrukcyjne przy projektowaniu uszczelnień stykowych zakładają uzyskanie wartości nacisku stykowego większego o około 40% od ciśnienia roboczego. W związku z powyższym minimalna wartość nacisku stykowego powinna wynosić 22,5 barów ( $1,4 \times 16$  bar). Rozkład nacisku w miejscu styku membrany z korpusem dla analizowanego przekroju ( $\beta-\beta$  – rys. 9b) maksymalnie wyniósł 16 barów (rejon styku śruby łączącej grzyb z membraną) i stopniowo malał w kierunku wzrostu kąta rozwarcia grzyba (rys. 11b). Ponadto zredukowane naprężenie w materiale gumy, które powstało podczas pełnego zamknięcia zaworu, osiągnęło wartość około 4 MPa. Wzrost naprężenia spowodowany był ograniczonym przemieszczeniem materiału gumy, co w konsekwencji wywołało efekt podwinięcia membrany (C) oraz wpełnienia części membrany pomiędzy przestrzeń pokrywy (D) i grzyba (A) – rys. 11. Jedną z charakterystycznych właściwości materiałów hipersprężystych jest brak ściśliwości lub znikomo mała ściśliwość. Powoduje to, że podczas ściskania objętość materiału pozostaje niezmienna, więc ściskany materiał musi mieć możliwość wypełnienia wolnej przestrzeni.

W celu zmniejszenia naprężenia w materiale membrany i wyeliminowania efektu jej podwijania zaproponowano modyfikację kształtu (rys. 12). Wykonano przewężenie grubości membrany występujące w miejscu przejścia kształtu sferycznego w płaski (oznaczenie nr 1 na rys. 12b). Rozwiązanie powinno w znaczący sposób

The maximum stress value in the membrane material is in this case about 0.4 MPa.

The next step in the simulation of the valve operation was to determine the pressure at the interface between the membrane (C) and the body (B). The main design assumption when designing contact seals is to achieve a pressure value greater by about 40% than the working pressure. Thus, the minimum contact pressure should be 22.5 bar ( $1.4 \times 16$  bar). Pressure distribution at the diaphragm-to-body contact area for the analyzed cross-section ( $\beta-\beta$  – section 9b) is maximum 16 bar (the contact area between the globe and the membrane) and gradually decreases towards the opening angle of the globe – Fig.11b. In addition, the tension in the rubber material, which arises when the valve is fully closed, reaches a value of approximately 4 MPa. The increase in stress was caused by a limited displacement of the rubber material, which consequently caused the membrane to fold up (C) and push the membrane part between the cover (D) and the globe (A) – Fig. 11. One of the characteristic properties of hyperelastic materials is the lack or negligible small compressibility. This causes that during compression, the volume of material remains unchanged so if possible, the squeezed material must be able to fill free space.

In order to reduce the tension in the membrane material and reduce the effect of its curling, a further modification of the shape was proposed – Fig. 12. Thickness reduction occurred at the spherical shape



**Rys. 12.** Membrana z przewężeniem: a) rozkład naprężenia zredukowanego w materiale membrany, b) nacisk stykowy na styku membrany z korpusem, 1 – miejsce, w którym wykonano przewężenie membrany

**Fig. 12.** Diaphragm with contraction: a) stress distribution within diaphragm; b) contact pressure between diaphragm and body, 1 – place in the diaphragm where contraction has been made

zmniejszyć podwinięcie membrany które, jak można domniemywać, pozwoli zmniejszyć maksymalne naprężenie oraz wyrównać nacisk stykowy. Na rysunku 12b zaprezentowano rozkład naprężenia zredukowanego w materiale po uwzględnieniu zaproponowanej modyfikacji. Wartość naprężenia zredukowanego zmalała do około 1,2 MPa, a więc prawie czterokrotnie. Niemniej jednak problem nierównomiernego rozkładu nacisku wzdłuż styku membrany z korpusem w dalszym ciągu pozostał (rys. 12a). Wartość maksymalna nacisku stykowego w rejonie usytuowania śruby łączącej membranę (C) z grzybem (A) wyniosła  $p_{\max} = 32$  bar (3,2 MPa) i stopniowo malała do około  $p_{\min} = 3,5$  bar w kierunku kąta rozwarcia grzyba ( $p_{\min}/p_{\max} = 0,11$ ).

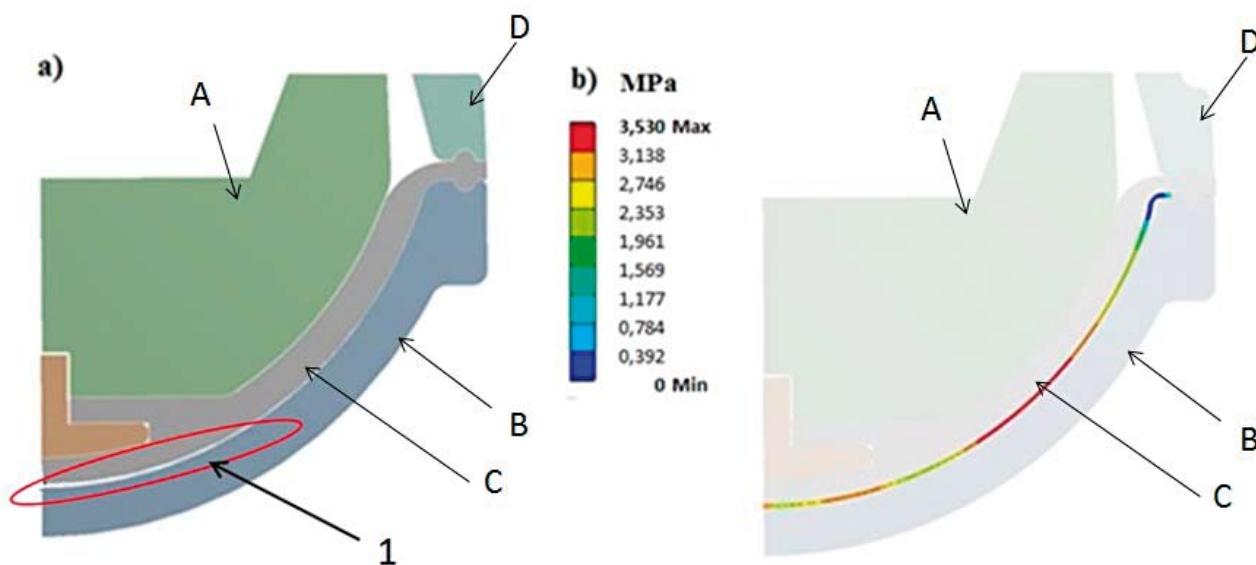
W celu poprawy rozkładu nacisku stykowego, dokonano dalszej modyfikacji kształtu. Na podstawie rozkładu nacisku stykowego (rys. 12a) można stwierdzić, że wykonanie membrany o kształcie zapewniającym uzyskanie pewnej zbieżnej szczeliny pomiędzy membraną (C) a korpusem (B) (powstałej w stanie nieobciążonym) pozwoli na wyrównanie rozkładu nacisku stykowego w trakcie wzrostu stopnia zamknięcia zaworu. Model rozwiązania przedstawiono na rys. 13a. Końcowy rezultat obliczeń przedstawiono na rysunku 13b. Niezupełnie wyrównano nacisk, albowiem stosunek minimalnego do maksymalnego nacisku wyniósł  $p_{\min}/p_{\max} = 0,68$ , lecz, co ważniejsze, na całej powierzchni styku minimalny nacisk jest nie mniejszy niż 2,4 MPa. Spełniało to podstawowe założenie odnośnie zapewnienia szczelności wewnętrznej zaworu.

W powyższym toku obliczeń zaproponowano model osiowo-symetryczny, który w przypadku zmodyfikowanej konstrukcji grzyba i pokrywy nie jest zachowany (kształt przekroju zaworu w płaszczyźnie  $\beta-\beta$  i  $\alpha-\alpha$  różnią się –

transition into plane. Such a solution should significantly reduce the collapse of the membrane, which, as can be presumed, will reduce the maximum stress and even out the contact pressure. Fig. 12b presents the distribution of stress in the material after taking into account the proposed modification. The stress dropped to the value of about 1.2 MPa – almost four times. Nevertheless, the problem of uneven pressure distribution along the membrane-body interface remained – Fig. 12a. The maximum value of the contact pressure in the region of the location of the screw joining the membrane with the globe is  $p_{\max} = 32$  bar (3.2 MPa) and decreases to about  $p_{\min} = 3.5$  bar in the direction of the opening angle of the globe ( $p_{\min}/p_{\max} = 0.11$ ).

In order to improve the distribution of the contact pressure, the shape was further modified. On the basis of the contact pressure distribution (Fig. 12a), it can be intuitively determined that the diaphragm in the shape ensuring a certain convergent gap between the diaphragm (C) and the body (B) (created in an unloaded state) will allow the contact pressure distribution to equalize during the increase of the valve closing. A model of such solution is presented in Fig. 13a. The final result of the calculations is shown in Fig. 13b. The pressure was not completely equalized because the ratio of minimal to maximum pressure was  $p_{\min}/p_{\max} = 0.68$  but more importantly the minimum pressure is not less than 2.4 MPa over the entire contact area. This fulfills the basic assumption regarding the internal tightness of the valve.

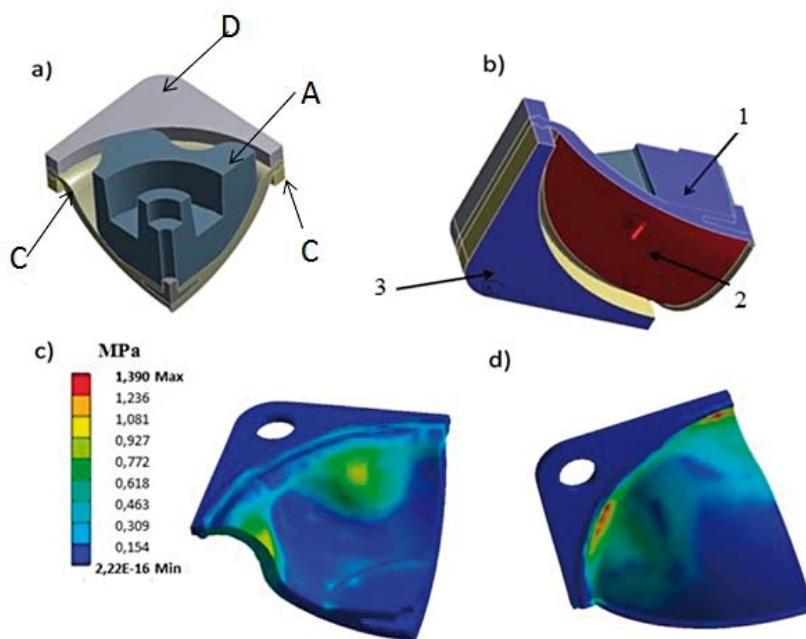
In the calculations above an axio-symmetric model was proposed, which in the case of modified globe and cover design is not retained (valve  $\alpha-\alpha$  cross-section



**Rys. 13.** Konstrukcja ostateczna: a) konstrukcja ze zbieżną szczeliną pomiędzy korpusem a membraną, b) rozkład nacisku na styku membrana–korpus, 1 – szczelina zbieżna

**Fig. 13.** Final design: a) design with converged clearance between body and diaphragm; b) contact stress distribution, 1 – converged clearance

rys. 9), co może prowadzić do dużych rozbieżności otrzymanych rezultatów w stosunku do rzeczywistego stanu naprężenia. W celu zamodelowania bardziej rzeczywistego stanu pracy membrany, zbudowano model 3D w postaci  $\frac{1}{4}$  wycinka zaworu (rys. 14a). Membrana w takiej konfiguracji miała dodatkowe zgrubienie wykonane na powierzchni zewnętrznej – w celu zwiększenia docisku na styku membrany z korpusem. Wynik obliczeń takiej konfiguracji zaprezentowano na rys. 14c i 14d. Zaobserwowano, że naprężenie zredukowane uzyskane w modelu trójwymiarowym było o około 15% większe w porównaniu do modelu osiowo-symetrycznego, lecz w dalszym ciągu mniejsze od założonego. Ostatecznie można stwierdzić, że w wyniku powyższych modyfikacji kształtu membrany maksymalne naprężenie zredukowane, które powstało podczas pełnego otwarcia zaworu spadło ponad czterokrotnie w stosunku do pierwotnej konstrukcji. W związku z powyższym założona geometria membrany oraz przyjęty na jej wykonanie materiał (NBR, 65°ShA) znacząco powinny zwiększyć jej wytrzymałość.



**Rys. 14.** Model 3 D w postaci  $\frac{1}{4}$  fragmentu zaworu: a) model geometryczny, b) warunki brzegowe, c) rozkład nacisku w membranie od strony styku z grzybem, d) rozkład nacisku w membranie od strony ciśnieniowej (styku z korpusem), 1 – płaszczyzna symetrii modelu, 2 – powierzchnia obciążona ciśnieniem, 3 – utwierdzenie

**Fig. 14.** 3D model of the quarter part of valve: a) geometrical model; b) boundary conditions; c) stress distribution at internal side of diaphragm; d) stress distribution at external side of diaphragm. 1 – symmetry plane of the model, 2 – surface at pressurization, 3 – fixed support

## 5. Badania eksperymentalne

W ostatnim etapie prac przeprowadzono badanie eksperymentalne zoptymalizowanego kształtu elementów zaworu. Elementy zaworu przedstawiono na rys. 15.



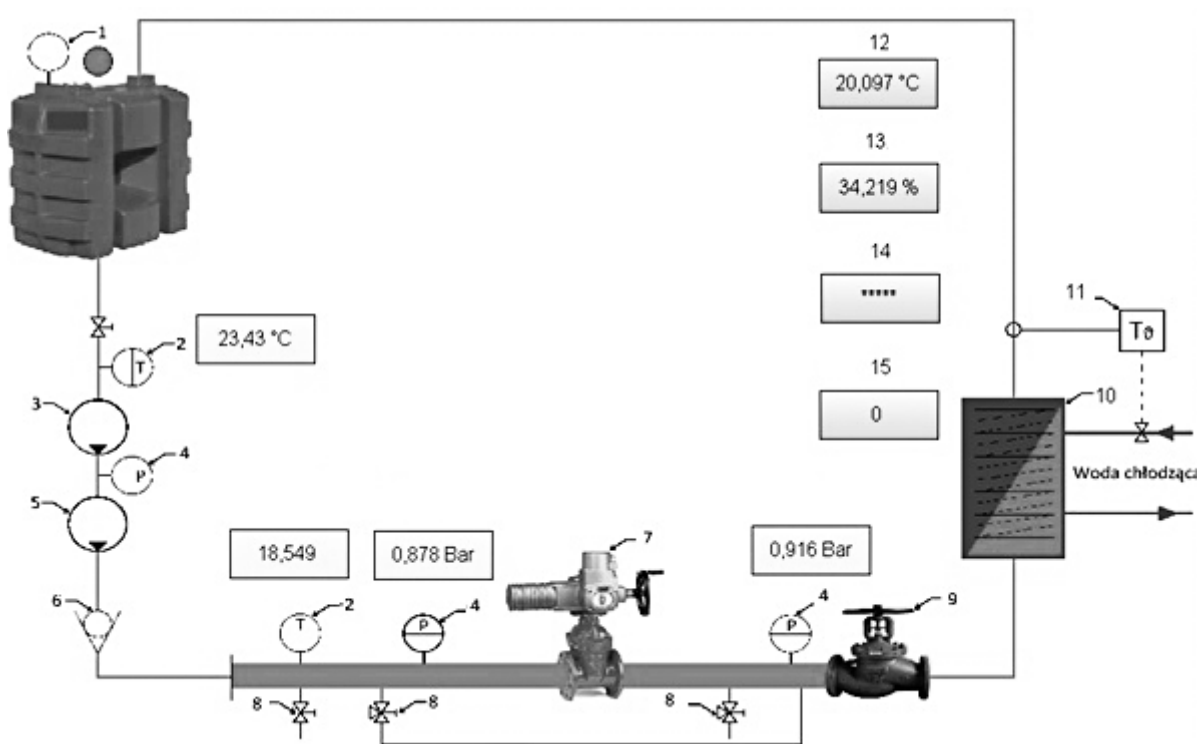
**Rys. 15.** Konstrukcja grzyba oraz pokrywy zaworu po modyfikacji [7]

**Fig. 15.** Final design of the globe and the cover [7]

and  $\beta$ - $\beta$  cross-section are different – Fig. 9), may lead to large discrepancies in the obtained results in relation to the actual stress level. In order to reflect the more real state of the diaphragm operation, a 3D model was built in the form of  $\frac{1}{4}$  of the valve section – Fig. 14a. The diaphragm in this configuration has an extra thickening made on the outer surface – to increase the pressure at the diaphragm-body contact. The result of calculations of such a configuration is presented in Figures 14c and 14d. It can be seen that the stresses obtained in the three-dimensional model are about 15% larger compared to the axially symmetrical model but still smaller than those assumed. Finally, it can be concluded that as a result of the above modification of the shape of the membrane, the maximum reduced stress which arose during the full opening of the valve dropped more than four times in relation to the original structure. In connection with the above, the membrane geometry assumed and the NBR material adopted, 65 Shore A hardness should significantly increase its durability.

## 5. Experimental part

In the last stage of the work, an experimental study of the optimized shape of valve elements was



**Rys. 16.** Schemat ideowy stanowiska do badania zaworów [7], 1 – wskaźnik poziomu, 2 – termometr wody zasilającej, 3 – wstępna pompa zasilająca, 4 – czujnik ciśnienia, 5 – główna pompa zasilająca, 6 – zawór zwrotny, 7 – badany zawór, 8 – zawór spustowy, 9 – zawór regulacyjny, 10 – chłodnica wody, 11 – czujnik temperatury, 12 – temperatura otoczenia, 13 – wilgotność, 14 – pomiar czasu, 15 – pomiar cykli otwarcia zaworu

**Fig. 16.** Scheme of the test rig used to test of the valve; 1 – level indicator, 2 – thermometer of the process water, 3 – preliminary water pump, 4 – pressure meter, 5 – main water pump, 6 – non-return valve, 7 – tested valve, 8 – discharge valve, 9 – control valve, 10 – water cooler, 11 – temperature sensor, 12 – ambient temperature, 13 – humidity, 14 – time meter, 15 – meter of opening valve cycle

Badanie prowadzono na stanowisku, którego schemat ideowy przedstawiono na rys. 16. Był to układ pracujący w obiegu wodnym zamkniętym z możliwością zewnętrznego schładzania czynnika. Główna pompa zasilająca wytwarza ciśnienie o maksymalnej wartości 4 MPa i przepływie w zakresie 2–32 m<sup>3</sup>/h. Stanowisko było opomiarowane z możliwością ciągłej rejestracji ciśnienia i temperatury. Wszystkie dane były archiwizowane w pamięci komputera. W miejscu oznaczonym nr 7 można zainstalować dowolny zawór i podłączyć go do automatycznego systemu sterującego poziomem skoku grzyba. Z tego względu liczba otwarcia i zamknięcia była ściśle kontrolowana i rejestrowana.

Na rysunku 17 zaprezentowano zawór zamontowany na stanowisku.

W wyniku badań eksperymentalnych otwarcia–zamknięcia zaworu, średnia wartość z trzech prób wyniosła 298 cykli. Po tym okresie nastąpiło rozerwanie membrany w miejscu odpowiadającym przejściu sferycznego kształtu w część płaską (rys. 18).

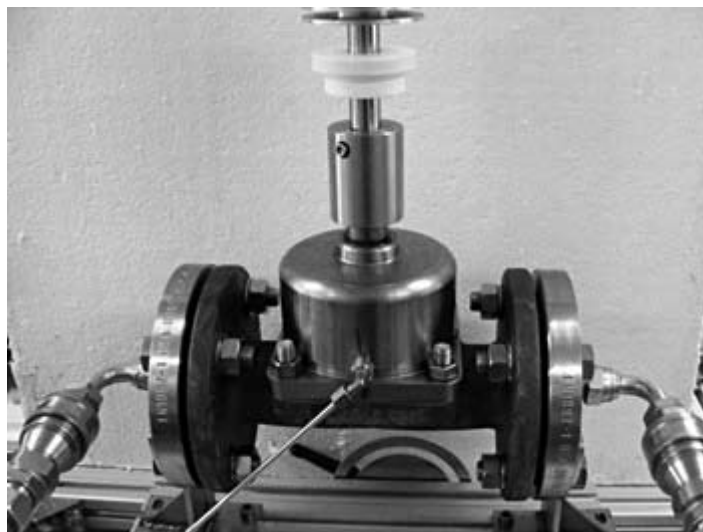
carried out. The valve elements are shown in Fig. 15.

The test was carried out on a test rig whose schematic diagram is shown in Fig. 16. It is a system operating in a closed water circuit with the possibility of external cooling of the medium. The main feed pump generates a maximum pressure of 4 MPa and a flow between 2 and 32 m<sup>3</sup>/h. The station is metered with the possibility of continuous pressure and temperature recording. All data is archived in the computer's memory. In the place marked with No. 9, any valve can be installed and connected to the automatic control system of the funnel stroke level. For this reason, the number of openings and closures is strictly controlled and recorded.

Fig. 17 shows the valve mounted on the test rig.

As a result of experimental open-closing valve cycles, the average value of the three trials was 298 cycles. After this period, the membrane was ruptured in a place corresponding to the transition of the spherical shape into the flat part – Fig. 18.





**Rys. 17.** Zawór zamontowany na stanowisku badawczym [7]  
**Fig. 17.** Valve installed in test rig



**Rys. 18.** Membrana po badaniu, na rysunku zaznaczono miejsce rozerwania,  
 1 – miejsce uszkodzenia [8]  
**Fig. 18.** Diaphragm after test, there are visible marks of the wearing and failure,  
 1 – failure place [8]

## 6. Podsumowanie

Uzyskany w końcowym etapie kształt membrany spełniał przyjęte założenia projektowe tj. maksymalne naprężenie zredukowane w materiale membrany nie przekroczyło 1,5 MPa oraz minimalny nacisk na styku membrany z korpusem minimalnie wyniósł 24 bar. Należy zwrócić uwagę, że wartość maksymalnego naprężenia zredukowanego w materiale membrany oraz minimal-

## 6. Summary

The shape of the membrane obtained in the final stage meets the adopted design assumptions, i.e. the maximum stress in the membrane material does not exceed 1.5 MPa and the minimum pressure at the membrane-body interface is 24 bar. It should be noted that the value of the maximum stress in the membrane material and the minimum contact pressure value were

na wartość nacisku stykowego uzyskano dla materiału gumy NBR o twardości 65°ShA. Badania eksperymentalne potwierdziły, że zmodyfikowany kształt: membrany, grzyba oraz pokrywki zaworu zwiększył wytrzymałość zmęczeniową (średnia wartość cykli otwarcia i zamknięcia wyniosła 298) oraz zawór utrzymuje szczelność do momentu zerwania.

*Projekt realizowany w ramach Programu „INNOTECH” w ścieżce programowej IN-TECH dofinansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju. Beneficjent firma ZETKAMA*

obtained for the NBR rubber material with a hardness 65° Shore A. Experimental tests confirmed that the modified shape of the membrane, globe and valve cover improves fatigue strength (the average value of the opening and closing cycles is 298) and maintains the tightness until breaking.

*The project implemented as part of the “INNOTECH” Program in the IN-TECH program path co-financed by the National Center for Research and Development.*

## Literatura/Literature:

1. Ogden R.W., “Non-linear Elastic Deformations”, New York, Dover Publications, 1997.
2. Javorik J., Manas D., “The Specimen Optimization for the Equibiaxial Test of Elastomers,” Proc. 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling & Simulation, Lanzarote, Spain, 2011, 121–124.
3. Reuge N., Schmidt F.M., Le Maout Y., Rachik M., Abbe F., “Elastomer Biaxial Characterization Using Bubble Inflation technique”, *Polymer Engineering & Science*, 2001, 41 (3), 532–541.
4. Javorik J., Stanek M., “The Numerical Simulation of the Rubber Diaphragm Behavior” Proc. 13th WSEAS International Conference on Automatic Control, Modelling & Simulation, Lanzarote, Spain, 2011, pp. 117–120.
5. Javorik J., Stanek M., „The shape optimization of the pneumatic valve diaphragms”, *International Journal of mathematics and computers in simulation*, 2011, 4 (5), 361–369.
6. Jaszak P., Skrzypacz J., Adamek K., Myjak P. „Analiza sztywności kompensatora gumowego z wykorzystaniem metody elementów skończonych oraz badań doświadczalnych”, *Elastomery*, 2018, 22, 1, 51–65.
7. Jaszak P. „Modelowanie gumy metodą elementów skończonych”, *Elastomery*, 2016, 20, 3, 31–39.
8. Podkomorzy K., Romanik G., Stanclik M., Raport serii RSP Politechniki Wrocławskiej Nr 34/2016 *Badanie armatury przemysłowej Etap II*, Wrocław 2016.