



Politechnika Wrocławska

DZIEDZINA NAUK INŻYNIERYJNO-TECHNICZNYCH

DYSCYPLINA: INŻYNIERIA MECHANICZNA

ROZPRAWA DOKTORSKA

Analiza wpływu kształtu taśmy stalowej i miękkomaterialowej w uszczelnieniu spiralnym na szczelność i wytrzymałość połączenia kołnierzowo-śrubowego w funkcji obciążenia

Mgr inż. Konrad Adamek

Promotor / Promotorzy:

dr hab. inż. Janusz Skrzypacz

Promotor pomocniczy:

dr hab. inż. Przemysław Jaszak

Słowa kluczowe: złącze kołnierzowo-śrubowe, uszczelnienie spiralne, metoda elementów skończonych, plan eksperymentu

WROCŁAW 2025

Streszczenie

Uszczelnienia statyczne są najważniejszymi elementami w połączeniach kołnierzowo-śrubowych, ponieważ głównie to od ich właściwości zależy niezawodność i bezpieczeństwo pracy instalacji. Jednym z rodzajów uszczelnień statycznych jest uszczelnienie spiralne. Jego podstawowa konstrukcja składa się z pierścienia wewnętrznego, zewnętrznego oraz elementu spiralnego wykonanego z naprzemiennie nawiniętej taśmy stalowej i taśmy miękkomateriałowej. Odpowiedni kształt obu taśm umożliwia pracę w zmiennych warunkach obciążenia. Uszczelnienie to znalazło zastosowanie w instalacjach wysokoenergetycznych oraz w transporcie mediów agresywnych chemicznie.

Dotychczasowy stan wiedzy na temat właściwości uszczelnień spiralnych w odniesieniu do ich przekroju poprzecznego przedstawia te zagadnienia fragmentarycznie. Najmniej rozwinięty obszar badań dotyczy konstrukcji, w których na wypełnienie miękkomateriałowe stosuje się taśmę o niskiej ściśliwości. W rezultacie obecnie funkcjonujące rozwiązania coraz częściej wykazują ograniczenia wobec rosnących wymagań i rygorystycznych kryteriów określanych w technice uszczelnień.

W niniejszej pracy analizie poddano wpływ kształtu taśmy stalowej oraz miękkomateriałowej na wytrzymałość mechaniczną i szczelność uszczelnienia spiralnego. Problem badawczy rozwiązano przy pomocy planu eksperymentu oraz symulacji numerycznych, które zostały zweryfikowane wynikami badań doświadczalnych. Na podstawie studiów literaturowych, badań wstępnych oraz badań zasadniczych sformułowano wnioski poznawcze i użytkowe. Zaproponowano konstrukcję o asymetrycznym profilu, która w porównaniu ze standardowym uszczelnieniem typu „V” zapewnia szerszy zakres bezpiecznej eksploatacji oraz wyższy poziom szczelności.

Abstract

Static seals are the most important elements of bolted flange joint, because the reliability and safe operation of the installation depends on their properties. One type of static seal is the spiral wound gasket. Its basic design consists of an inner ring, an outer ring and a spiral element made of alternately wound steel tape and soft filler material. The proper shape of the tape allows operation under varying load conditions. This gasket has applications in high-energy installations and in the transportation of chemically aggressive media.

The current state of knowledge regarding the properties of spiral wound gaskets in relation to their cross-section presents these issues fragmentarily. The least developed area of research concerns designs where a low-compressibility tape is used as the soft filler material. As a result, the solutions currently in use increasingly exhibit limitations when faced with increasing requirements and stringent criteria defined in sealing technology.

The present study analyzed the influence of the shape of the steel and soft filler tapes on the mechanical strength and tightness of spiral wound gaskets. The research problem was solved using an experimental plan and numerical simulations, which were verified by experimental results. Based on a literature review, preliminary research and main investigation, cognitive and utilitarian conclusions were formulated. A design with an asymmetric profile was proposed, which compared to the standard “V”-type gasket, provides a wider range of safe operation and a higher level of tightness.

Podziękowania

Zrealizowanie tej rozprawy było możliwe dzięki wsparciu wielu osób z Politechniki Wrocławskiej oraz z firmy Gambit Lubawka Sp. z o.o.

Chciałbym podziękować swojemu promotorowi Panu dr hab. inż. Januszowi Skrzypaczowi oraz promotorowi pomocniczemu Panu dr hab. inż. Przemysławowi Jaszakowi za przekazaną wiedzę, merytoryczne uwagi oraz poświęcony czas.

Dziękuję również Zarządowi Firmy Gambit Lubawka Sp. z o.o. za możliwość udziału w programie „Doktorat Wdrożeniowy” oraz opiekunom pomocniczym Panu mgr inż. Pawłowi Schulzowi i Panu mgr Pawłowi Myjakowi za wszelką pomoc na każdym etapie realizacji tej pracy.

Szczególne podziękowania należą się mojej żonie Paulinie za cierpliwość i wsparcie w ciężkich dla mnie momentach.

Obliczenia numeryczne wykonano przy użyciu metody elementów skończonych z wykorzystaniem zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant obliczeniowy Nr 444.

Spis treści

1. Wprowadzenie.....	11
2. Analiza stanu wiedzy	14
2.1. Uszczelnienia spiralne.....	14
2.2. Podstawowe właściwości uszczelnień statycznych	17
2.3. Analiza stanu obciążenia złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem	19
2.4. Funkcja uszczelnienia spiralnego w złączu kołnierzowo-śrubowym	24
2.5. Projektowanie poziomu szczelności metodą analityczną	27
2.6. Badania eksperymentalne dotyczące parametrów obliczeniowych	31
2.7. Analiza pracy złącza kołnierzo-śrubowego przy użyciu MES	35
2.8. Podsumowanie i ocena aktualnego stanu wiedzy	37
3. Cel, tezy i zakres pracy	39
4. Badania wstępne.....	40
4.1. Obiekt badań wstępnych	40
4.2. Stanowisko badawcze	41
4.3. Metoda prowadzenia badań na stanowisku TEMES _{fl.ai1}	44
4.4. Wyznaczenie maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax}	46
4.5. Określenie współczynnika relaksacji P_{QR}	49
4.6. Wyznaczenie charakterystyki szczelności	50
4.7. Wyznaczenie charakterystyki ściskania	52
4.8. Podsumowanie wyników badań wstępnych.....	53
5. Badania zasadnicze	54
5.1. Symulacje numeryczne	54
5.1.1. Budowa modelu geometrycznego uszczelnienia spiralnego	54
5.1.2. Model numeryczny i warunki brzegowe	55
5.1.3. Definicja kontaktów	57
5.1.4. Wpływ wielkości siatki dyskretnej	59
5.1.5. Wyznaczenie nacisku na powierzchni uszczelnienia	60
5.1.6. Walidacja modelu numerycznego.....	61
5.2. Plan eksperymentu – uszczelnienie spiralne typu „V”	62
5.2.1. Budowa funkcji opisującej zależność Q_{Smax} od geometrii przekroju spirali.....	63
5.2.2. Analiza statystyczna opracowanego modelu	66
5.2.3. Analiza wpływu poszczególnych zmiennych geometrycznych na Q_{Smax}	69

5.2.4.	Analiza rozkładu nacisku stykowego na powierzchni uszczelnienia	72
5.2.5.	Wnioski wynikające z analizy uszczelnienia standardowego typu „V”	75
5.3.	Plan eksperymentu – uszczelnienie asymetryczne.....	77
5.3.1.	Budowa funkcji opisującej zależność Q_{Smax} od geometrii przekroju spirali.....	78
5.3.2.	Analiza statystyczna opracowanego modelu	81
5.3.3.	Analiza wpływu poszczególnych zmiennych geometrycznych na Q_{Smax}	83
5.3.4.	Analiza rozkładu nacisku stykowego na powierzchni uszczelnienia	86
5.4.	Podsumowanie wyników badań zasadniczych	91
6.	Badania doświadczalne właściwości uszczelnienia asymetrycznego	92
6.1.	Wyznaczenie maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax}	92
6.2.	Określenie współczynnika relaksacji P_{QR}	94
6.3.	Wyznaczenie charakterystyki szczelności	97
7.	Podsumowanie	99
8.	Bibliografia	102

Wykaz ważniejszych oznaczeń wraz z jednostkami podstawowymi:

- A_B – pole przekroju rdzenia śruby [mm²],
 A_{Ge} – efektywne pole powierzchni uszczelnienia [mm²],
 C – sztywność [N/mm],
 E_F – moduł sprężystości materiału kołnierzy [MPa],
 E_G – moduł sprężystości materiału uszczelnienia [MPa],
 F – test Fishera-Snedecora [-],
 F_A – dodatkowa siła zewnętrzna oddziałująca na złącze [N],
 F_B – siła działająca (wywarta) na śrubę [N],
 F_{B0} – obciążenie montażowe śruby [N],
 F_{B1} – obciążenie całkowite śruby [N],
 F_G – siła działająca (wywarta) na uszczelnienie [N],
 F_{G0} – siła działająca na uszczelnienie w warunkach montażu [N],
 F_{G0req} – wymagana siła działająca na uszczelnienie w warunkach montażu [N],
 F_{G1min} – minimalna siła działająca na uszczelnienie w zależności od stanu obciążenia [N],
 F_{Q1} – siła wynikająca z działania ciśnienia wewnętrznego [N],
 F_{R1} – wypadkowa sił osiowych działających na uszczelnienie w zależności od stanu obciążenia [N],
 L_N – klasa szczelności [mg/(m·s)],
 M_A – dodatkowy moment zginający oddziałujący na złącze [N·mm],
 P_{QR} – współczynnik relaksacji naprężenia uszczelnienia [-],
 Q_A – nacisk na powierzchnie uszczelnienia przed odciążeniem (nacisk montażowy) [MPa],
 $Q_{min(L)}$ – minimalny poziom nacisku stykowego w trakcie obciążania uszczelnienia [MPa],
 Q_{Smax} – maksymalny dopuszczalny nacisk na powierzchnie uszczelnienia [MPa],
 $Q_{Smin(L)}$ – minimalny poziom nacisku stykowego w trakcie odciążania uszczelnienia [MPa],
 Q_z – zacisk reszkowy [MPa],
 Y_{G1} – podatność osiowa związana z siłą F_{G1} [mm/N],
 Y_{Q1} – podatność osiowa związana z siłą F_{Q1} [mm/N],
 Y_{R1} – podatność osiowa związana z siłą F_{R1} [mm/N],
 Z_F – moduł podatności obrotowej kołnierza [mm⁻³],
- b_{Ge} – czynna szerokość uszczelnienia [mm],
 b_{Gt} – teoretyczna średnica uszczelnienia [mm],
 d_{3e} – efektywna średnica rozstawu śrub [mm],
 d_E – efektywna średnia średnica piasty [mm],
 d_{Ge} – efektywna średnia średnica uszczelnienia [mm],
 d_{W1} – średnica wewnętrzna podkładki [mm],

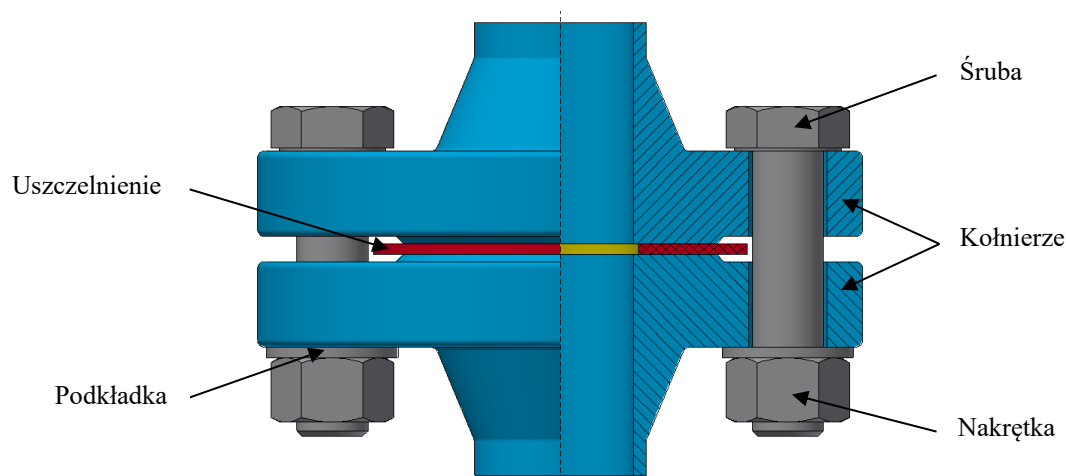
d_{W2} – zewnętrzna średnica podkładki [mm],
 e – reszty modelu [-],
 e_E – efektywna grubość piasty kołnierza [mm],
 e_G – grubość uszczelnienia [mm],
 $e_{G(QG0)}$ – grubość uszczelnienia w stanie obciążenia siłą F_{G0} [mm],
 e_W – efektywna grubość podkładki [mm],
 f_{B0} – dopuszczalne naprężenie w śrubie [MPa],
 h_G – ramię dźwigni siły działającej na uszczelnienie [mm],
 h_{G0} – korekcja ramion dźwigni [mm],
 h_H – ramię dźwigni siły działającej na piastę [mm],
 p – ciśnienie wewnętrzne uszczelnianego medium [MPa],

Δ_B – odkształcenie śruby [mm],
 Δ_{eG} – odkształcenie uszczelnienia [mm],
 $\Delta_{e_{GCI}}$ – zmiana grubości uszczelnienia w zależności od stanu obciążenia [mm],
 Δ_{FG} – odkształcenie elementów ściskanych w złączu [mm],
 ε – odkształcenie względne [-],
 Θ_F – kąt obrotu kołnierza [rad],
 λ_B – podatność śruby [mm/N],
 χ – współczynnik obciążenia śruby [-].

1. Wprowadzenie

W ostatniej dekadzie obserwuje się znaczący wzrost zainteresowania w zakresie ochrony środowiska. Jest to związane z rosnącą świadomością społeczną, postępem naukowym oraz licznymi dowodami potwierdzającymi wpływ działalności człowieka na zmiany klimatyczne. Ponadto ciągle zaostrzanie restrykcji w tej dziedzinie wynika również z międzynarodowych porozumień. Jednym z podstawowych wyzwań, przed jakimi stoi praktycznie każdy sektor przemysłowy, jest ograniczanie emisji zanieczyszczeń, które mogą mieć charakter zorganizowany lub niezorganizowany. Także dużo uwagi i działań podejmuje się w celu redukcji śladu węglowego, zmniejszenia ilości odpadów czy lepszego zagospodarowania surowców naturalnych.

Uszczelnienia stosowane w złączach kołnierzowo-śrubowych (rys. 1.1) zapewniają integralność rurociągów przesyłowych oraz są tym elementem, który znacząco może wpłynąć na poprawę efektywności energetycznej. Odpowiedni dobór uszczelnienia do warunków pracy, takich jak temperatura, ciśnienie oraz rodzaj transportowanego medium, minimalizuje ryzyko wystąpienia nieszczelności. Jak wskazują dane ESA-FSA [23], emisja zanieczyszczeń w Stanach Zjednoczonych, spowodowana wyciekami z armatury przemysłowej, odpowiada za około 30% całkowitej emisji substancji organicznych z zakładów chemicznych. Ponadto emisja lotnych związków organicznych (LZO) z rafinerii waha się w zakresie od 600 do 10 000 ton rocznie. Zatem uszczelnienia pełnią ważną funkcję w ograniczaniu emisji różnorodnych substancji do środowiska.



Rys. 1.1. Podstawowe elementy złącza kołnierzowo-śrubowego DN40 PN40.

Nieszczelności mogą być również przyczyną poważnych awarii zagrażających wydajności i bezpieczeństwu infrastruktury oraz jej otoczenia. W skrajnych przypadkach mogą prowadzić do katastrof przemysłowych [17], powodując poważne zagrożenia dla zdrowia i środowiska. Przykładem awarii wywołanej przez uszczelnienie jest katastrofa promu kosmicznego *Challenger* z 1986 roku [15]. Uszkodzenie pierścienia uszczelniającego typu „O” (O-ring) doprowadziło do wycieku gazów pod wysokim ciśnieniem w jednym z silników rakietowych, a w konsekwencji do eksplozji promu oraz śmierci całej siedmioosobowej załogi. To jedna z wielu sytuacji, gdzie w wyniku ogromnej tragedii zwrócono uwagę na znaczenie wysokiej niezawodności uszczelnień w wymagających warunkach eksploatacji.

W związku z powyższym bardzo ważny jest odpowiedni dobór uszczelnień oraz konstrukcja całego węzła uszczelniającego. Należy jednak pamiętać, że w praktyce całkowicie szczelne połączenia kołnierzowo-śrubowe nie istnieją. Z tego względu w technice uszczelnień opracowano klasy szczelności, które pozwalają na precyzyjne określenie dopuszczalnego poziomu wycieku. W Europie najczęściej stosuje się klasy szczelności przedstawione w normie DIN 28090-1 [21]. Jednostką miary wycieku jest $\text{mg}/(\text{m}\cdot\text{s})$, która określa masowy wyciek medium na poziomie miligrama na metr obwodu uszczelnienia w czasie jednej sekundy. Zgodnie z tą normą wyróżnia się trzy klasy szczelności:

- $L_{1,0} \leq 1,0 \text{ mg}/(\text{m}\cdot\text{s})$,
- $L_{0,1} \leq 0,1 \text{ mg}/(\text{m}\cdot\text{s})$,
- $L_{0,01} \leq 0,01 \text{ mg}/(\text{m}\cdot\text{s})$.

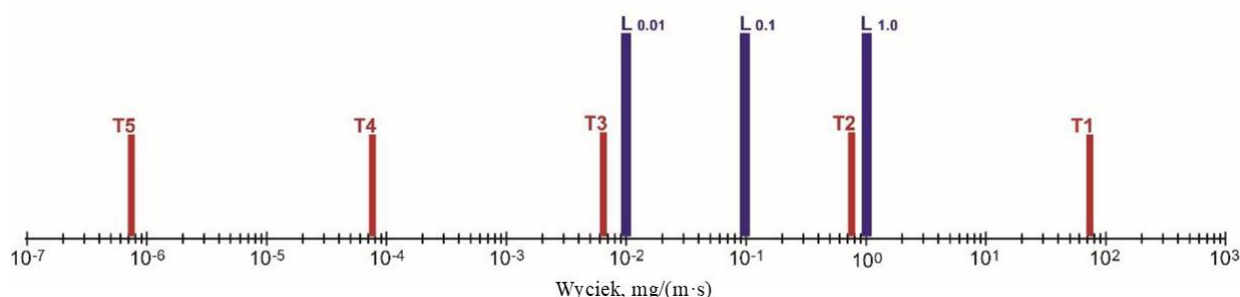
Natomiast w Stanach Zjednoczonych klasy szczelności oznaczone są symbolami od *T1* do *T5*, zgodnie z procedurą Room Temperature Tightness (ROTT), zawartą w normie ASME BPVC-VIII-I [10]. Wyciek jest wyrażany w jednostkach $\text{mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$. Standardowa klasa szczelności *T2* wynosi $0,002 \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$. Wyższa klasa szczelności *T3* oznacza mniejszy wyciek, przy czym każdy kolejny poziom szczelności zmniejsza jego wartość o 2 rzędy wielkości, jak przedstawiono poniżej:

- *T1*: klasa ekonomiczna, wyciek $\leq 2 \cdot 10^{-1} \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$,
- *T2*: klasa standardowa, wyciek $\leq 2 \cdot 10^{-3} \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$,
- *T3* – klasa szczelna, wyciek $\leq 2 \cdot 10^{-5} \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$,

oraz dwie dodatkowe charakteryzujące bardzo wysoki poziom szczelności:

- *T4*: wyciek $\leq 2 \cdot 10^{-7} \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$,
- *T5*: wyciek $\leq 2 \cdot 10^{-9} \text{ mg}/(\text{s}\cdot\text{mm})$.

Porównanie klas szczelności opracowanych zgodnie z powyższymi normami przedstawiono na rys. 1.2. Wykres jest pomocny przy przeliczaniu szczelności wg klas europejskich na standardy amerykańskie i odwrotnie.



Rys. 1.2. Zestawienie klas szczelności wg DIN oraz ROTT [24].

Szczelność złącza kołnierzowo-śrubowego zależy od szeregu czynników [28], do których należy zaliczyć:

- warunki pracy (rodzaj uszczelnianego medium, temperatura, ciśnienie),
- kołnierze (rodzaj i typ przyłgi, stan zużycia powierzchni przyłgi, rodzaj materiału),
- śruby (rodzaj materiału, typ i rozmiar),

- obciążenia zewnętrzne (siły, momenty, drgania),
- poprawność montażu (zgodność z obliczeniami dla danego złącza oraz przestrzeganie procedury montażu).

Wiele aplikacji przemysłowych charakteryzuje się szczególną specyfiką pracy [20]. Oprócz cyklicznego oddziaływania wysokiej temperatury oraz ciśnienia, uszczelnienia często narażone są na kontakt z agresywnie chemicznym medium. Takie warunki są wyjątkowo trudne, ponieważ przyspieszają procesy reologiczne, związane z pełzaniem i relaksacją uszczelnienia, a także powodują deformację jego kształtu oraz zmianę grubości. W następstwie tych zjawisk dochodzi do stopniowego odciążania nacisku na powierzchnię uszczelnienia, co w rezultacie może prowadzić do wycieku.

Ponadto w wielu przypadkach uszczelnienia muszą spełniać dodatkowe warunki wynikające z indywidualnych wymogów instalacji. Poszczególne normy precyzyjnie określają dopuszczalne poziomy wycieków oraz kryteria wytrzymałościowe. W zależności od sektora przemysłowego, wymagania te mogą nieznacznie różnić się między sobą. W przemyśle chemicznym oraz petrochemicznym uszczelnienia powinny charakteryzować się także wysoką odpornością na działanie agresywnych mediów, które często prowadzą do ich szybszego zużycia.

Jednym z najczęściej wybieranych uszczelnień do pracy w wymagających warunkach są uszczelnienia spiralne, które należą do grupy uszczelnień semi-metalowych. Podstawowa konstrukcja takiego uszczelnienia składa się z elementu spiralnego, osadzonego pomiędzy pierścieniem wewnętrznym a zewnętrznym. Element spiralny, wykonany z odpowiednio ukształtowanej taśmy stalowej i miękkomateriałowej, zapewnia lepszą odporność na zmienne warunki obciążenia w stosunku do innych rodzajów uszczelnień. Pomimo tych właściwości większość dostępnych rozwiązań na rynku nie jest w stanie spełnić coraz bardziej rygorystycznych kryteriów stawianych przed nimi [14].

Poprzez nowe konstrukcje uszczelnień lub modyfikacje istniejących rozwiązań można wpływać zarówno na wzrost poziomu szczelności, wytrzymałości, a także na zmniejszenie zjawisk reologicznych związanych z relaksacją i pełzaniem. Istotnymi parametrami, oddziałującymi na szczelność i sztywność uszczelnień semi-metalowych, jest właściwe ukształtowanie elementów przekroju poprzecznego.

2. Analiza stanu wiedzy

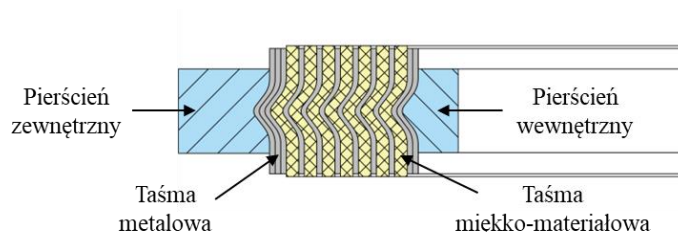
2.1. Uszczelnienia spiralne

Uszczelnienia spiralne należą do grupy uszczelnień statycznych, czyli takich, które są montowane pomiędzy dwoma nieruchomymi powierzchniami (przyłgami kołnierzy). Ich zasadniczą funkcją jest zapewnienie ochrony przed wyciekami uszczelnianego medium oraz wpływem czynników zewnętrznych. Jest to możliwe poprzez utrzymanie odpowiedniego nacisku na powierzchni uszczelnienia dla założonej klasy szczelności na etapie projektowym. Uszczelnienia statyczne można podzielić na trzy główne grupy: metalowe, semi-metalowe oraz niemetalowe. Dobór właściwego typu uszczelnienia zależy od szeregu czynników eksploatacyjnych i konstrukcyjnych [23], do których należy zaliczyć:

- zakres temperatury,
- zakres ciśnienia,
- rodzaj uszczelnianego medium,
- wymagany poziom szczelności,
- materiał oraz jakość powierzchni współpracujących,
- przewidywana trwałość uszczelnienia (okres eksploatacji),
- wymagania dotyczące konserwacji,
- metoda montażu,
- odporność na szoki termiczne i mechaniczne.

Liczba dostępnych rozwiązań w zakresie uszczelnień dedykowanych do pracy w kontakcie z agresywnym chemicznie medium jest mocno ograniczona. W takich aplikacjach najczęściej stosuje się materiały o wysokiej odporności, do których należy politetrafluoroetylen (PTFE), znany również jako teflon. PTFE charakteryzuje się wysoką odpornością na większość kwasów i zasad, ale niską odpornością na procesy reologiczne związane z pełzaniem i relaksacją. W rezultacie tylko uszczelnienia z grupy semi-metalowych spełniają tak wymagające warunki pracy. Jednym z takich rozwiązań jest uszczelnienie spiralne, gdzie wypełnienie miękkomateriałowe z taśmy PTFE zapewnia szczelność i odporność chemiczną, a elementy stalowe wytrzymałość mechaniczną [28].

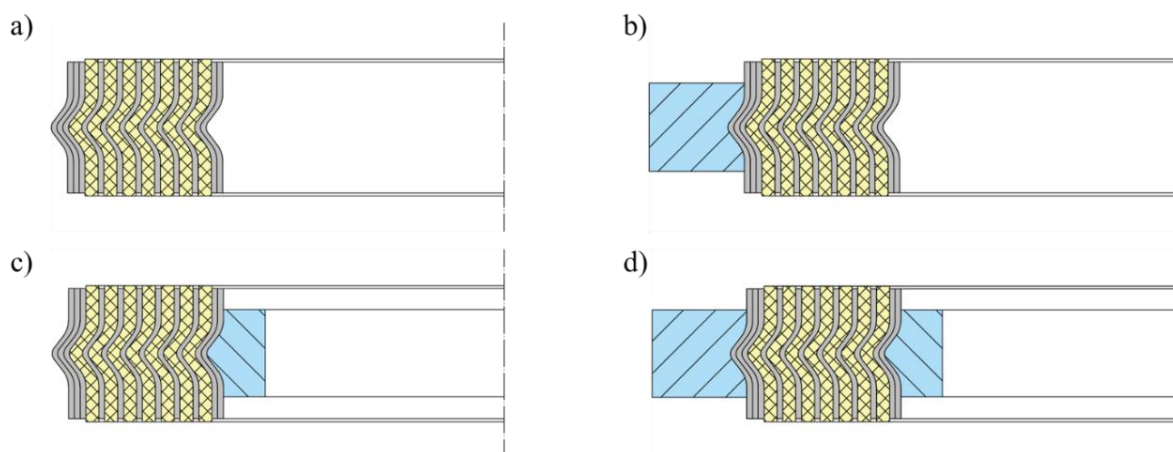
Uszczelnienie spiralne, które przedstawiono na rys. 2.1, jako pierwsza zaproponowała i opracowała firma Flexitallic. Konstrukcja tego rozwiązania zawiera pierścień wewnętrzny, na którym kolejno osadzona jest spirala z taśmy stalowej i miękkomateriałowej oraz pierścień zewnętrzny.



Rys. 2.1. Standardowa konstrukcja uszczelnienia spiralnego.

Zwoje odpowiednio ukształtowanych taśm zapewniają szczelność, elastyczność oraz względnie wysoki (w porównaniu do innych rodzajów uszczelnień) powrót sprężysty. W trakcie montażu zwoje taśm stalowych zmieniają swój kształt, a wypełnienie miękkomateriałowe zostaje zagęszczone. W efekcie element spiralny dopasowuje się do powierzchni przylg kołnierzy zapewniając szczelne połączenie. Natomiast pierścień zewnętrzny i wewnętrzny poprawia właściwości wytrzymałościowe uszczelnienia [70]. Pierścień zewnętrzny ma jeszcze jedną dodatkową funkcję, a mianowicie ułatwia centrowanie (osiowanie) uszczelnienia względem kołnierzy w trakcie montażu. Ze względu na typ przylgi kołnierza [53] można wyróżnić następujące rodzaje uszczelnień spiralnych:

- bez pierścienia wewnętrznego i zewnętrznego (rys. 2.2a) – przeznaczone dla przylg typu C-D (występ-rowek),
- z pierścieniem wewnętrznym (rys. 2.2b) – przeznaczone dla przylg typu E-F (wypust-wpust),
- z pierścieniem zewnętrznym (rys. 2.2c) – przeznaczone dla przylg typu A (płaskich) oraz typu B (B1 i B2),
- z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym (rys. 2.2d) – przeznaczone dla przylg typu A (płaskich) oraz typu B (B1 i B2).



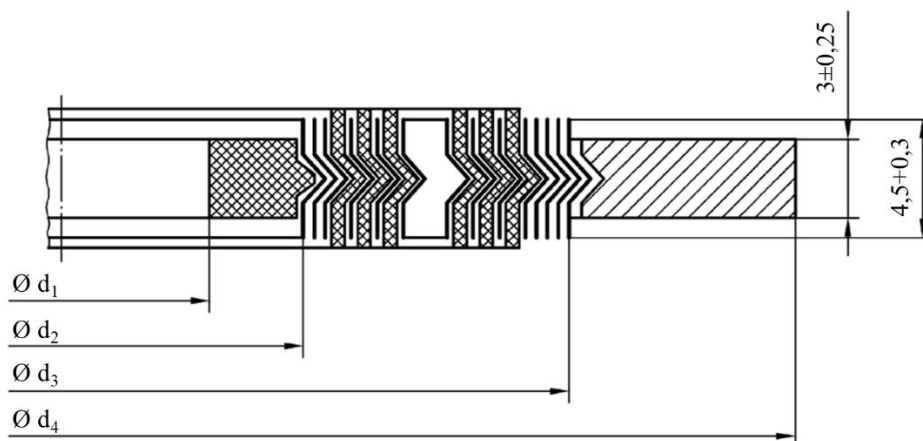
Rys. 2.2. Rodzaje uszczelnień spiralnych:

a) Bez pierścienia zewnętrznego i wewnętrznego, b) z pierścieniem zewnętrznym, c) z pierścieniem wewnętrznym, d) z pierścieniem zewnętrznym i wewnętrznym.

Wybór odpowiedniego materiału na poszczególne elementy uszczelnienia spiralnego uzależniony jest przede wszystkim od warunków eksploatacyjnych złącza kołnierzo-śrubowego. Ze względu na bezpośredni kontakt uszczelnianego medium z pierścieniem wewnętrznym oraz częścią spiralną, elementy metalowe są wykonywane z tego samego gatunku stali. Zapewnia to jednakową odporność chemiczną. Często, z powodów ekonomicznych, do produkcji pierścieni zewnętrznych używa się stali węglowej, która następnie jest zabezpieczana przed korozją poprzez galwanizację lub nakładanie powłok ochronnych. Z kolei na wypełnienie miękkomateriałowe głównie stosuje się wspomniany wcześniej politetrafluoroetylen, a w przypadku aplikacji wysokotemperaturowych grafit ekspandowany.

Wszelkie zalecenia projektowe w zakresie konstrukcji uszczelnień spiralnych są opracowywane przez komitety normalizacyjne. Należy podkreślić, że aktualne normy, oprócz podstawowych wymiarów geometrycznych i ich tolerancji (rys. 2.3), określają dodatkowe wytyczne [11, 54], takie jak:

- liczba tzw. „pustych zwojów”, czyli liczba zwojów taśmy stalowej na średnicy wewnętrznej: od 2 do 3,
- liczba pustych zwojów na średnicy zewnętrznej: od 3 do 5,
- minimalną liczbę zgrzein na średnicy wewnętrznej – łącząca pierwszy zwój taśmy z pierścieniem wewnętrznym: minimum 4,
- minimalną liczbę zgrzein na średnicy zewnętrznej łącząca ostatni zwój taśmy stalowej z przedostatnim zwojem: minimum 4,
- grubość taśmy stalowej: $0,2 \pm 0,02$ mm,
- szerokość profilowanej taśmy stalowej: $4,5 + 0,3$ mm,
- zawartość popiołu w graficie: maksymalnie 2%,
- rodzaj PTFE – nie może pochodzić z recyklingu (spiekane lub niespiekane).



Rys. 2.3. Podstawowe wymiary standardowego uszczelnienia spiralnego [54].

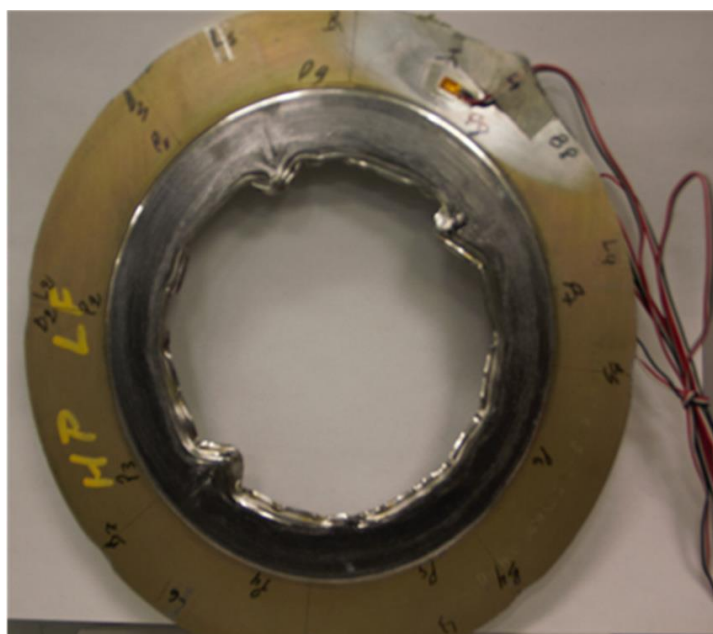
Standardowy profil taśmy stalowej i miętko-materiałowej przypomina kształt litery „V” skierowanej w kierunku zbieżnym do średnicy zewnętrznej. Takie rozwiązanie powoduje, że w początkowym stadium obciążenia uszczelnienie wykazuje bardzo dobre właściwości związane z powrotem sprężystym, które mogą ulec znacznemu pogorszeniu w momencie przekroczenia pewnych nacisków montażowych i w efekcie doprowadzić do uszkodzenia części spiralnej.

Dobór ukształtowania profilu taśmy stalowej oraz grubość wypełnienia miętko-materiałowego pozostawia się producentowi. Zatem uszczelnienie o tych samych wymiarach, tj. średnicy wewnętrznej, zewnętrznej oraz grubości, może wykazywać całkowicie odmienne właściwości pod kątem szczelności i wytrzymałości. Powodem takiej sytuacji może być różna liczba zwojów przypadających na tą samą szerokość uszczelnienia, tzw. gęstość uzwojenia lub inna geometria przekroju poprzecznego spirali [62, 66].

2.2. Podstawowe właściwości uszczelnień statycznych

Właściwości uszczelnień statycznych określa się na podstawie szeregu parametrów, które wyznacza się zgodnie z odpowiednimi procedurami badawczymi. Materiały stosowane do produkcji uszczelnień powinny charakteryzować się: wysoką ściśliwością, niską podatnością na pełzanie i relaksację, dużą wytrzymałością na ściskanie, zdolnością do powrotu sprężystego oraz minimalną przepuszczalnością [31].

W przypadku uszczelnień statycznych jednym z najważniejszych parametrów wytrzymałościowych jest Q_{Smax} [58]. Parametr ten określa maksymalny dopuszczalny nacisk na powierzchnię uszczelnienia, jakim może zostać ono obciążone w trakcie montażu oraz eksploatacji, bez ryzyka jego uszkodzenia. Zazwyczaj wraz ze wzrostem temperatury dopuszczalne naciski osiągają niższą wartość. W przypadku uszczelnień spiralnych przekroczenie dopuszczalnego nacisku może prowadzić do wyboczenia części spiralnej [12-13, 45]. Przykład takiego uszkodzenia przedstawiono na rys. 2.4, gdzie wewnętrzne zwoje spirali, w wyniku utraty stateczności, odkształciły się w kierunku średnicy wewnętrznej. Aktualnie obowiązujące normy PN-EN 1514-2 [54] oraz ASME B16.20 [11] zalecają stosowanie pierścienia wewnętrznego, dzięki czemu skutecznie ograniczono wystąpienie takiego rodzaju uszkodzeń.

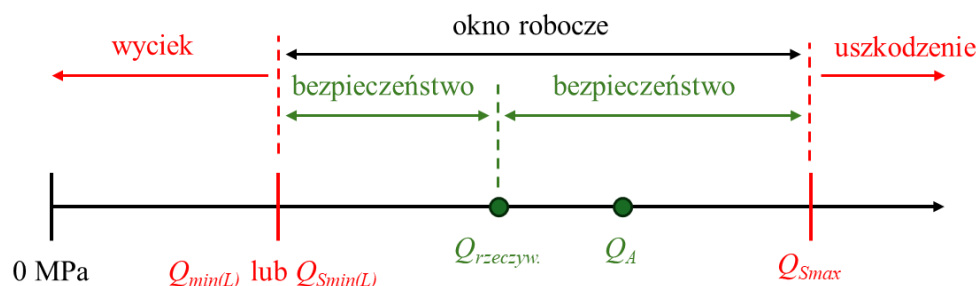


Rys. 2.4. Wyboczenie części spiralnej w uszczelnieniu spiralnym [13].

Wartością przeciwną do maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia jest minimalny nacisk, który gwarantuje utrzymanie szczelności dla danej klasy. Ze względu na zmienne warunki obciążenia jakie mogą wystąpić w trakcie eksploatacji rozróżnia się dwa parametry: $Q_{min(L)}$ oraz $Q_{Smin(L)}$ [58]. Parametr $Q_{min(L)}$ określa minimalny wymagany nacisk podczas obciążania, a $Q_{Smin(L)}$ określa minimalny nacisk podczas odciążania.

Powyższe parametry w technice uszczelnień określają tzw. okno robocze zilustrowane na rys. 2.5, które zapewnia optymalny zakres pracy uszczelnienia. Prawidłowo zaprojektowane złącze powinno gwarantować, że wartość nacisku na powierzchnię uszczelnienia podczas montażu Q_A , próby ciśnieniowej oraz eksploatacji pozostanie w granicy dopuszczalnej dla

założonej klasy szczelności. Warto podkreślić, że skuteczność działania uszczelnienia w znaczącym stopniu zależy od właściwie przeprowadzonego procesu montażu [9, 41].



Rys. 2.5. Okno robocze pracy uszczelnień [25].

Uszczelnienie w trakcie obciążania siłą ściskającą podlega ciągłym procesom reologicznym, takim jak pełzanie i relaksacja. W wyniku tych zjawisk dochodzi do zmniejszenia grubości uszczelnienia oraz ograniczenia zdolności materiału do powrotu sprężystego. Skutkuje to obniżeniem napięcia w śrubach, a w konsekwencji do zmniejszenia nacisku na powierzchnię uszczelnienia. W sytuacji, gdy wystąpi spadek nacisku poniżej wartości $Q_{min(L)}$ i $Q_{Smin(L)}$, może dojść do rozszczelnienia złącza lub przekroczenia założonej na etapie projektowania klasy szczelności. Z tego względu uszczelnienia powinny charakteryzować się dużą odpornością na pełzanie i relaksację, a jednocześnie odznaczać się zdolnością do możliwie wysokiego powrotu sprężystego.

W przypadku uszczelnień statycznych relaksację określa współczynnik P_{QR} [58], który wyraża stosunek naprężenia resztkowego do montażowego (wzór 2.1). Zgodnie z procedurą opisaną w normie PN-EN 13555 [58] pomiar naprężenia resztkowego wykonuje się po 4 godzinach od osiągnięcia określonego naprężenia montażowego w zadanej temperaturze. Wysoka wartość P_{QR} gwarantuje: mniejszy spadek naprężenia w złączu kołnierzowo-śrubowym, większą liczbę cykli temperaturowych bez konieczności kontroli napięcia śrub oraz odporność na „wydmuchanie” uszczelnienia spomiędzy powierzchni przylg kołnierzy.

$$P_{QR} = \frac{\sigma_{(4h)}}{\sigma_0} \quad (2.1)$$

gdzie:

$\sigma_{(4h)}$ – naprężenie resztkowe (po 4 godzinach),

σ_0 – naprężenie montażowe.

Natomiast wspomniany powrót sprężysty κ [31] oznacza zdolność powrotu do grubości początkowej uszczelnienia po odciążeniu z działającego na nie obciążenia ściskającego (wzór 2.2). Uszczelnienia charakteryzujące się wysokim powrotem sprężystym są w stanie kompensować wszelkie zmiany spowodowane oddziaływaniem ciśnienia wewnętrznego czy zjawiskiem rozszerzalności cieplnej śrub i kołnierzy. Charakterystyka ściskania i odciążania uszczelnienia zazwyczaj przyjmuje postać przedstawioną na rys. 2.6.

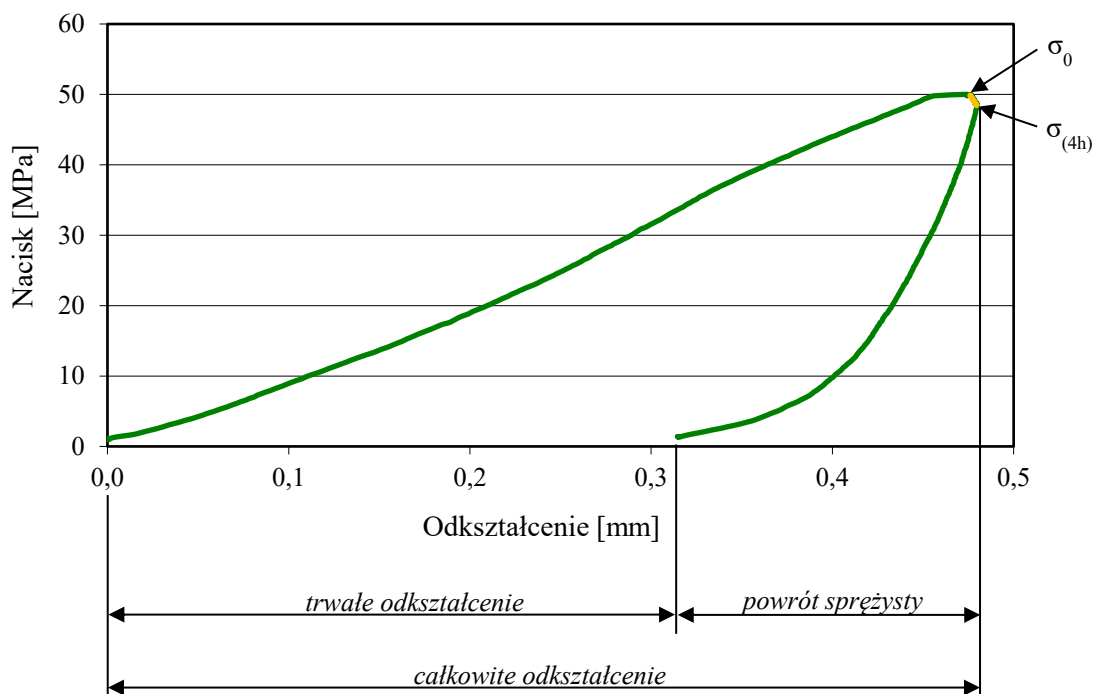
$$\kappa = \frac{H_1 - H_2}{H_0} \cdot 100\% \quad (2.2)$$

gdzie:

H_1 – całkowite odkształcenie uszczelnienia,

H_2 – trwałe odkształcenie uszczelnienia,

H_0 – grubość początkowa uszczelnienia.



Rys. 2.6. Charakterystyka ściskania i odciążania uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym oraz wypełnieniem z grafitu ekspandowanego.

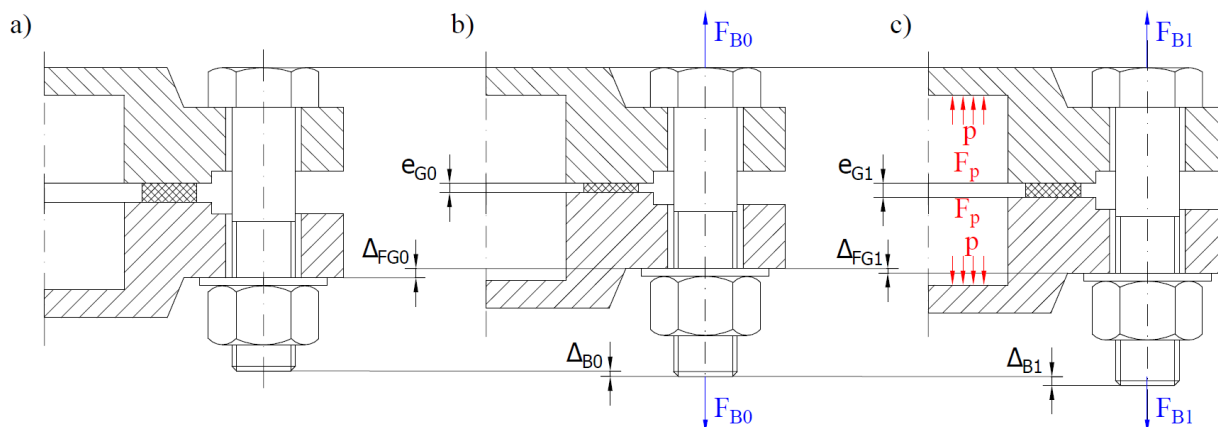
Analiza właściwości uszczelnień statycznych dotycząca oceny sprężystości materiału wiąże się z określeniem modułu sprężystości tzw. modułu Young'a, który jest kluczowym parametrem materiału. Zgodnie z prawem Hooke'a definiuje się go w zakresie sprężystości, czyli w granicach liniowej zależności naprężenia od odkształcenia. W przypadku uszczelnień kompozytowych granica plastyczności jest zazwyczaj znacznie niższa od granicy plastyczności kołnierzy. W rezultacie dla uszczelnień statycznych moduł sprężystości E_G [58], odnosi się do krzywej odciążania. Moduł sprężystości dla uszczelnień wyznacza się w trakcie badań eksperymentalnych dotyczących określenia maksymalnego dopuszczalnego obciążenia na jego powierzchni.

Znajomość wszystkich parametrów związanych ze szczelnością i wytrzymałością uszczelnień spiralnych oraz zrozumienie zależności pomiędzy nimi jest niezbędna do poprawnego zaprojektowania złącza kołnierzowo-śrubowego, a także szczegółowej analizy jego pracy w warunkach eksploatacji.

2.3. Analiza stanu obciążenia złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem

Zapewnienie założonego poziomu szczelności odbywa się poprzez uzyskanie i utrzymanie nacisku na powierzchni uszczelnienia w zakresie jego minimalnego i maksymalnego dopuszczalnego nacisku stykowego dla założonej klasy szczelności [39]. Jest to możliwe poprzez napięcie śrub odpowiednio wyznaczoną siłą zacisku montażowego, która w trakcie

eksploatacji nie doprowadzi do spadku nacisku stykowego poniżej wartości $Q_{Smin(L)}$ lub jego zwiększenia i przekroczenia wartości Q_{Smax} . Zgodnie z prawidłową procedurą montażu uszczelnienie w pierwszej kolejności umieszcza się centrycznie pomiędzy dwoma kołnierzami (rys. 2.7a). Następnie dokręca się śruby zgodnie z odpowiednią kolejnością oraz obliczonym momentem (rys. 2.7b). Na końcu złącze zostaje obciążone ciśnieniem uszczelnianego medium (rys. 2.7c).



Rys. 2.7 Rozkład sił oraz odkształcenia poszczególnych elementów złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem: a) złącze nieobciążone; b) złącze obciążone siłą zacisku montażowego; c) złącze obciążone siłą pochodzącą od ciśnienia uszczelnianego czynnika.

Pod wpływem zacisku montażowego siłą F_{B0} dochodzi do wydłużenia śruby o wartość Δ_{B0} (wzór 2.3). W rezultacie powstaje stan naprężenia, przenoszony na powierzchnię uszczelnienia za pomocą śrub, powodując odkształcenie pozostałych elementów złącza.

$$\Delta_{B0} = \sum \varepsilon_{Bi} \cdot l_{Bi} = \frac{\sum \sigma_{ri} \cdot l_{Bi}}{E_B} = \frac{F_{B0}}{E_B} \sum \frac{l_{Bi}}{A_{Bi}} = \frac{F_{B0}}{C_B} = Q_{B0} \cdot \lambda_B \quad (2.3)$$

gdzie:

ε_{Bi} – odkształcenie względne poszczególnych odcinków śruby,

l_{Bi} – długość śruby o stałym przekroju,

σ_{ri} – naprężenie rozciągające na poszczególnych odcinkach śruby o stałym przekroju,

E_B – moduł Young’a materiału śruby,

A_{Bi} – przekrój poprzeczny poszczególnych odcinków śruby,

C_B – sztywność śruby,

λ_B – podatność śruby.

Sztywność śruby (wzór 2.4) definiuje się jako stosunek obciążenia śruby siłą F_{B0} do odkształcenia powstałego w wyniku jej działania. Natomiast podatność śruby jest zależna od jej sztywności zgodnie ze wzorem 2.5.

$$C_B = \frac{F_{B0}}{\Delta_{B0}} \quad (2.4)$$

$$\lambda_B = \frac{1}{C_B} \quad (2.5)$$

Działanie siły F_{B0} prowadzi do ściskania pozostałych elementów złącza, skutkując ich odkształceniem o wartość Δ_{FG0} określoną wzorem 2.6.

$$\Delta_{FG0} = \sum \varepsilon_{FGi} \cdot l_{FGi} = \frac{\sum \sigma_{FGi} \cdot l_{FGi}}{E_{FGi}} = F_{B0} \sum \frac{l_{FGi}}{A_{FGi} \cdot E_{FGi}} = \frac{F_{B0}}{C_{FG}} = F_{B0} \cdot \lambda_{FG} \quad (2.6)$$

gdzie:

ε_{FGi} – odkształcenie względne łączonych elementów,

l_{FGi} – grubość łączonych elementów,

σ_{ri} – naprężenie ściskające w łączonych elementach,

E_{FGi} – moduł Young’a łączonych elementów,

A_{Bi} – przekroje łączonych elementów,

C_{FG} – sztywność łączonych elementów,

λ_B – podatność łączonych elementów.

Następnie po obciążeniu złącza siłą wynikającą z oddziaływania ciśnienia uszczelnianego medium F_p dochodzi do kolejnego odkształcenia śruby o wartość Δ_{B1} . Jej całkowite wydłużenie w trakcie pracy opisuje wzór 2.7. Natomiast całkowite odkształcenie łączonych elementów zostaje pomniejszone o wartość Δ_{FG1} , w wyniku czego łączone elementy zostają odciążone.

$$\Delta_B = \Delta_{B0} + \Delta_{B1} \quad (2.7)$$

Zależność pomiędzy obciążeniem a odkształceniem śruby wraz z pozostałymi elementami złącza przedstawia wykres na rys. 2.8 [60]. Prosta *I* nachylona pod kątem α_1 przedstawia charakterystykę śruby, zgodnie ze wzorem 2.8. Z kolei prosta *II* nachylona pod kątem α_2 przedstawia charakterystykę kołnierzy wraz z uszczelnieniem, którą można opisać za pomocą wzoru 2.9.

$$F_{Bi} = \Delta_{Bi} \cdot tg_{\alpha_1} \quad (2.8)$$

$$F_{FGi} = \Delta_{FGi} \cdot tg_{\alpha_2} \quad (2.9)$$

Odształcenie w wyniku działania siły F_{B0} odpowiada punktom A_1 i A_2 zaznaczonym na wykresie. Następnie pod wpływem obciążenia złącza siłą F_p występuje dodatkowe obciążenie rozciągające śruby o wartość siły F_{1p} (wzór 2.10) oraz obciążenie ściskające pozostałych elementów złącza równe sile F_{2p} (wzór 2.11), któremu odpowiadają punkty A_1' i A_2' .

$$F_{1p} = tg_{\alpha_1} \cdot \Delta_{B1} = C_B \cdot \Delta_{B1} \quad (2.10)$$

$$F_{2p} = tg_{\alpha_2} \cdot \Delta_{B1} = C_{FG} \cdot \Delta_{B1} \quad (2.11)$$

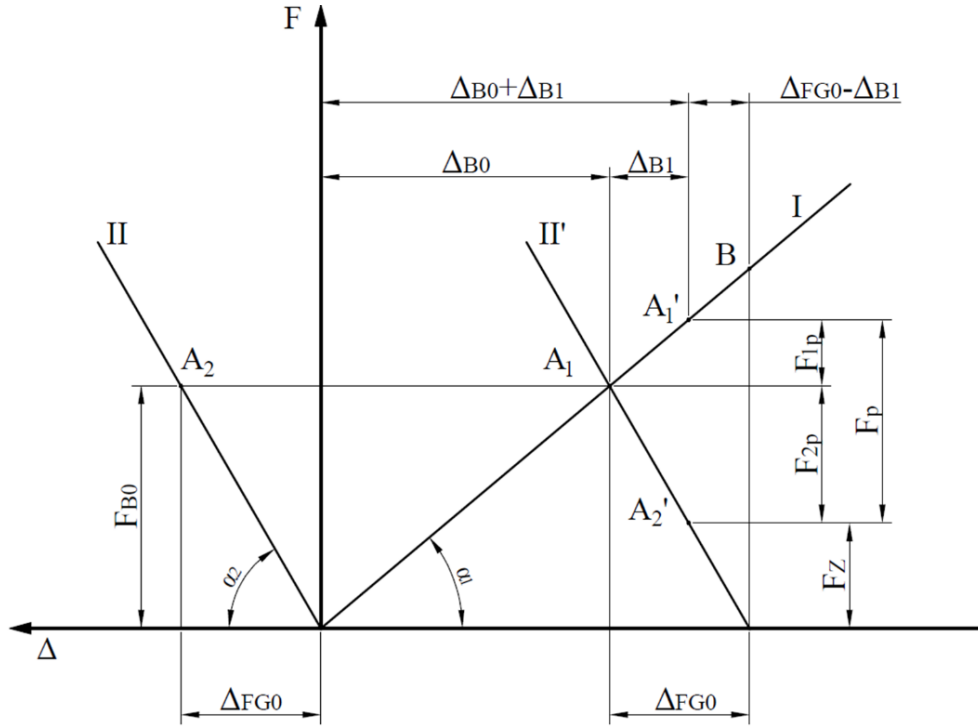
Obciążenie siłą F_p jest sumą składowych obciążenia siłą F_{1p} oraz F_{2p} , które po rozwinięciu przyjmuje postać jak we wzorze 2.12. Następnie obciążenie śruby siłą F_{1p} można wyrazić za pomocą stosunku iloczynu obciążenia siłą F_p i sztywności śruby do sumy sztywności wszystkich elementów złącza, jak przedstawiono we wzorze 2.13.

$$F_p = F_{1p} + F_{2p} = \Delta_{B1} \cdot (C_1 + C_2) = \frac{F_{1p}}{C_B} \cdot (C_B + C_{FG}) = F_{1p} \cdot \frac{C_B + C_{FG}}{C_B} \quad (2.12)$$

$$F_{1p} = F_p \cdot \frac{C_B}{C_B + C_{FG}} = F_p \cdot \chi \quad (2.13)$$

gdzie:

χ – współczynnik obciążenia śruby ($\chi = \frac{C_B}{C_B + C_{FG}}$).

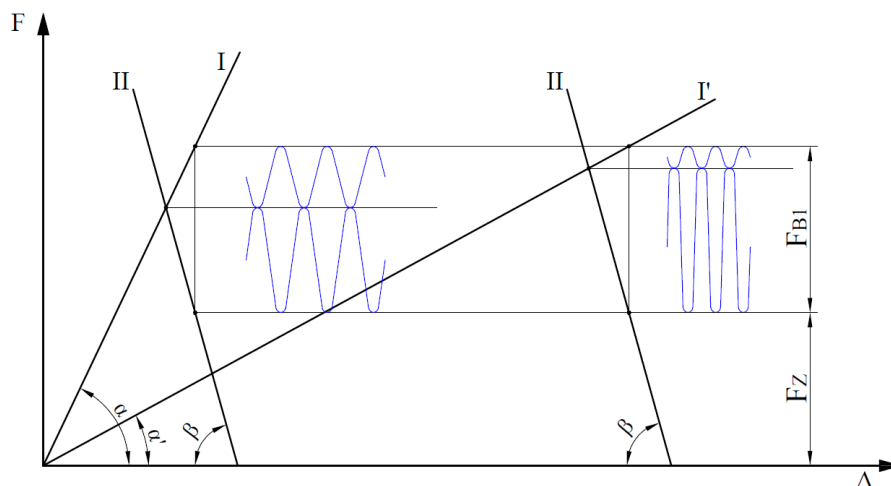


Rys. 2.8. Zależność pomiędzy obciążeniem a wydłużeniem śrub i pozostałych elementów złącza kołnierzowo-śrubowego.

Podsumowując powyższą analizę w warunkach montażu śruba poddawana jest obciążeniu rozciągającemu, a pozostałe elementy złącza obciążeniu ściskającemu. Natomiast w warunkach pracy, czyli w wyniku działania ciśnienia wewnętrznego, śruba nadal poddawana jest obciążeniu rozciągającemu, ale uszczelnienie zostaje odciążone. Może to prowadzić do spadku zacisku resztkowego F_z (wzór 2.14) poniżej wartości Q_{Smin} określonego dla danej klasy szczelności uszczelnienia. Na wykresie punkt B odpowiada za moment, kiedy zacisk resztkowy jest równy zero, a dalsze zwiększanie ciśnienia wewnętrznego może prowadzić do powstania luzu pomiędzy ściskanymi elementami.

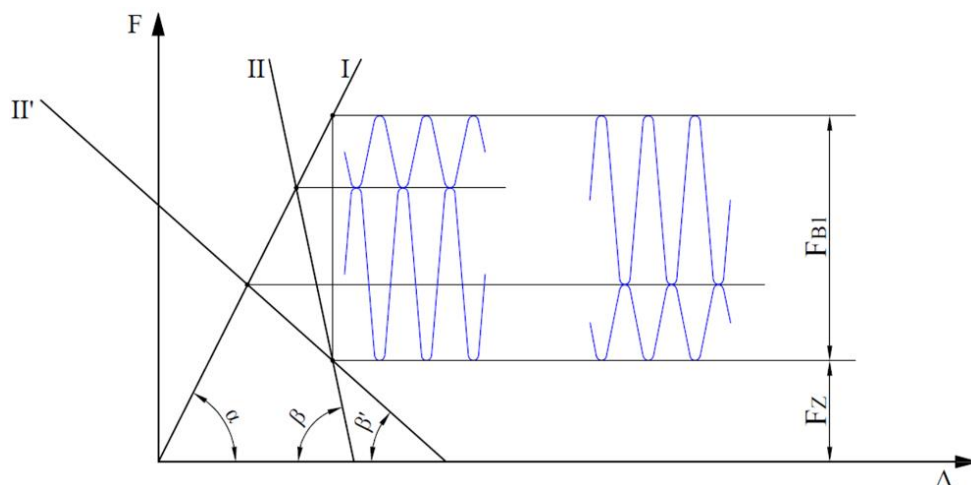
$$F_z = F_{B0} - F_{p2} \quad (2.14)$$

Dodatkowo istotnym zagadnieniem, które ma decydujący wpływ na bezpieczną eksploatację złącza jest sztywność poszczególnych jego elementów. Na rys. 2.9 przedstawiono przykład zastosowania śrub o niskiej i wysokiej sztywności współpracujących z kołnierzami o stałej sztywności, przy jednakowych warunkach pracy. Amplituda całkowitego obciążenia jest korzystniejsza dla śrub o dużej podatności, ponieważ jest znacznie mniejsza niż w przypadku śrub o niskiej podatności.



Rys. 2.9. Porównanie amplitudy obciążenia śruby w zależności od jej podatności przy uwzględnieniu jednakowej sztywności pozostałych elementów złącza.

Analogiczna sytuacja ma miejsce w przypadku złącza, w którym łączone elementy różnią się sztywnością, a zastosowane śruby charakteryzują się jednakową sztywnością (rys. 2.10). Dla takiej konfiguracji amplituda obciążenia całkowitego działającego na śrubę maleje wraz ze wzrostem sztywności łączonych elementów.

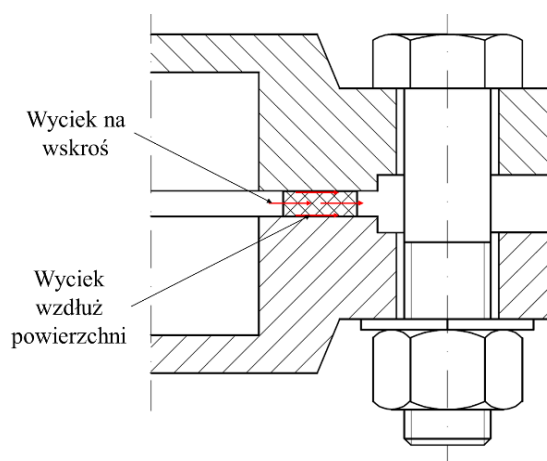


Rys. 2.10. Porównanie amplitudy obciążenia śruby w zależności od podatności elementów łączonych przy zastosowaniu śruby o tej samej sztywności.

Zatem optymalna praca złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem ma miejsce w przypadku, kiedy śruby charakteryzują się niską sztywnością, a pozostałe łączone elementy wysoką. Taka konfiguracja zapewnia jednocześnie równomierne rozłożenie obciążenia oraz elastyczną reakcję na jego zmiany, które mogą być spowodowane oddziaływaniem temperatury, ciśnienia czy sił zewnętrznych. Dodatkowo niska sztywność śrub gwarantuje większy margines bezpieczeństwa w aspekcie ich przeciążenia. Natomiast wysoka sztywność łączonych elementów oznacza efektywniejsze przenoszenie sił.

2.4. Funkcja uszczelnienia spiralnego w złączu kołnierzowo-śrubowym

Jak podkreślono w podrozdziale 2.2, podstawową funkcją uszczelnienia jest zapewnienie wymaganego poziomu szczelności we wszystkich możliwych wariantach obciążenia, które mogą wystąpić podczas eksploatacji oraz próby ciśnieniowej. W zagadnieniach związanych z techniką uszczelniania rozróżnia się dwie ścieżki wycieku [28, 34, 69], które przedstawiono na rys. 2.11. Pierwsza z nich występuje na wskroś materiału uszczelnienia, a druga na styku połączenia powierzchni uszczelnienia z powierzchnią przyłgi kołnierza. Aktualnie dostępne metody eksperymentalne umożliwiają pomiar wycieku całkowitego, czyli sumy wycieku na wskroś oraz wycieku wzdłuż uszczelnianych powierzchni. Wyciek na wskroś jest zależny od rodzaju materiału uszczelnienia i jego porowatości. Natomiast wyciek wzdłuż powierzchni zależy głównie od stanu powierzchni przyłg kołnierza (chropowatości, defektów struktury), a także od poziomu koncentracji nacisku stykowego wywartego na powierzchni uszczelniającej.



Rys. 2.11. Ścieżki wycieku w połączeniu kołnierzowo-śrubowym.

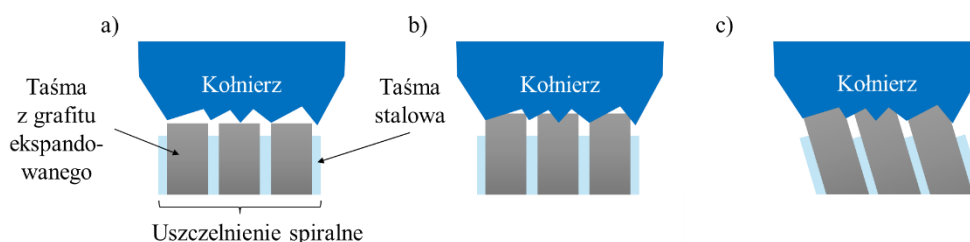
W przypadku uszczelnienia spiralnego, w którym konstrukcja spirali opiera się na naprężonym nawinięciu taśmy stalowej oraz taśmy miętko-materiałowej nie istnieje możliwość wystąpienia wycieku na wskroś, ponieważ taśma stalowa stanowi skuteczną barierę. Zatem w przypadku tego rodzaju uszczelnienia rozpatruje się tylko potencjalny wyciek wzdłuż uszczelnianych powierzchni [61, 62], który zależy od:

- rodzaju materiału stosowanego na wypełnienie miętko-materiałowe,
- gęstości uzwojenia spirali,
- typu uszczelnienia spiralnego (z pierścieniami lub bez pierścieni),
- kształtu profilu taśmy stalowej.

Ze względu na rodzaj wypełnienia miętko-materiałowego oraz jego właściwości fizykochemiczne, można zaobserwować różnice w zakresie uzyskiwanych poziomów szczelności. Jest to związane ze zdolnością adaptacji powierzchni uszczelnienia do powierzchni przyłg kołnierzy. W praktyce oznacza to wyższy lub niższy stopień wypełnienia wszystkich nierówności powierzchni przyłg kołnierzy i zależy głównie od ściśliwości taśmy miętko-materiałowej. Wysoka ściśliwość taśmy zapewnia lepsze dopasowanie do nierównomiernej powierzchni przyłg kołnierzy [31]. W przypadku wypełnienia z grafitu ekspandowanego

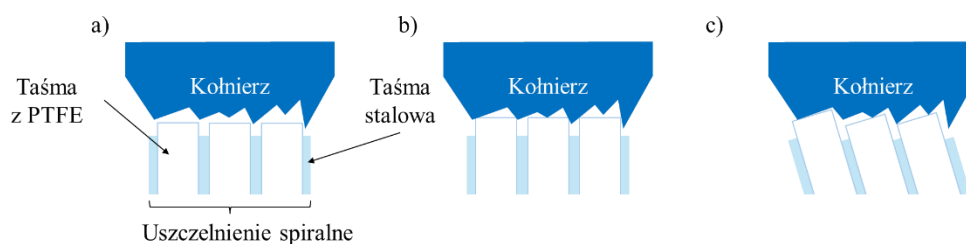
ściśliwość jest znacznie większa niż ma to miejsce w przypadku wypełnienia z PTFE. W następstwie tego proces odkształcenia taśm i ich dopasowania do powierzchni przyłg przebiega w zupełnie inny sposób.

Poglądowy mechanizm odkształcenia materiału wypełniającego o różnej ściśliwości w uszczelnieniu spiralnym zilustrowano na rys. 2.12 i rys. 2.13 [5]. W stanie nieobciążonym zwoje obu taśm przyjmują kształt przedstawiony na rys. 2.12a oraz na rys. 2.13a. W przypadku materiałów o dużej ściśliwości już w początkowym etapie obciążenia (rys. 2.12b) można zaobserwować bardzo dobrą zdolność do wypełniania nierówności. Proces ten nie ulega pogorszeniu nawet przy wzroście nacisku na powierzchnię uszczelnienia oraz odkształceniu zwojów taśmy stalowej (rys. 2.12c). W efekcie wszystkie wolne przestrzenie zostają wypełnione materiałem uszczelniającym.



Rys. 2.12. Mechanizm odkształcenia taśmy stalowej i taśmy miętkko-materiałowej o wysokiej ściśliwości w uszczelnieniu spiralnym [5].

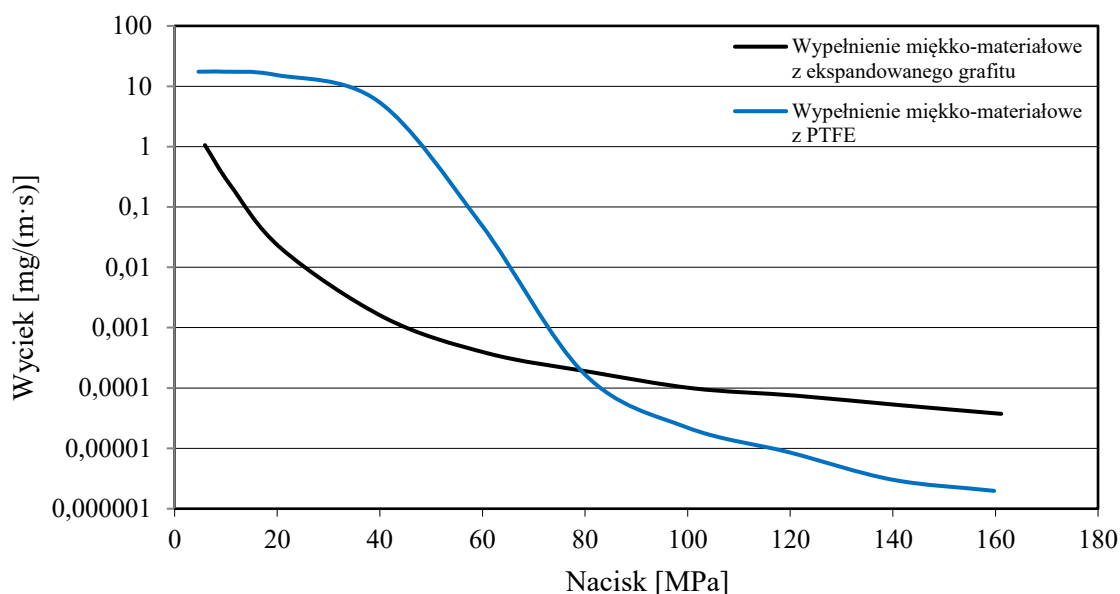
Natomiast w przypadku miętkko-materiałowego wypełnienia o niskiej ściśliwości zależność pomiędzy obciążeniem a dopasowaniem się do powierzchni kołnierza jest zupełnie inna. Już w początkowym stadium obciążenia uszczelnienia (rys. 2.13b) poziom dopasowania wypełnienia do nierówności kołnierza jest mniej efektywny. Największe różnice są jednak widoczne po odkształceniu zwojów z taśmy stalowej (rys. 2.13c), ponieważ powierzchnia kontaktowa pomiędzy przylgą a poszczególnymi zwojami taśmy miętkko-materiałowej zmniejsza się.



Rys. 2.13. Mechanizm odkształcenia taśmy stalowej i taśmy miętkko-materiałowej o niskiej ściśliwości w uszczelnieniu spiralnym [5].

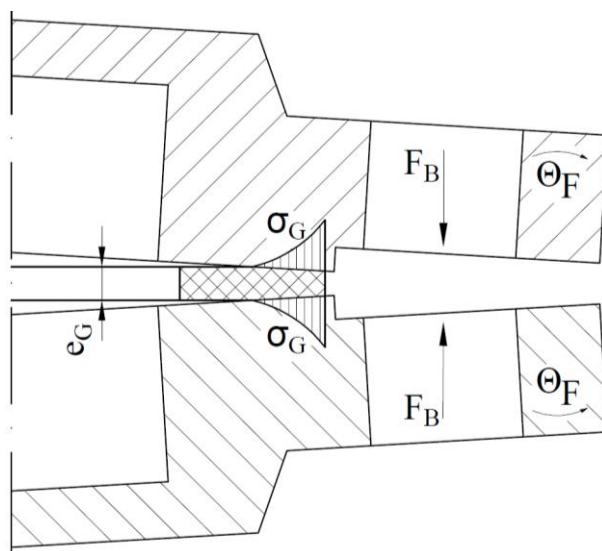
Przedstawione różnice w hipotetycznym mechanizmie odkształcenia zwojów z taśmy stalowej i wypełnienia miętkko-materiałowego o różnej ściśliwości potwierdza również fakt, że uszczelnienie z taśmą grafitową osiąga znacznie wyższy poziom szczelności już przy niskich naciskach montażowych, w porównaniu z uszczelnieniami spiralnymi z taśmą PTFE, co zilustrowano na rys. 2.14. Po osiągnięciu odpowiednio dużego nacisku na powierzchnię uszczelnienia poziom szczelności staje się porównywalny dla obu rodzajów wypełnienia. Jest to jednak niekorzystne z punktu widzenia optymalnych warunków pracy złącza, ponieważ

wyższy nacisk montażowy powoduje jednocześnie zwiększenie obciążenia śrub oraz zwiększenie kąta obrotu kołnierzy Θ_F , który jest uzależniony zarówno od sztywności kołnierza, jak i uszczelnienia [57].



Rys. 2.14. Porównanie szczelności uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym z wypełnieniem z PTFE oraz z ekspandowanego grafitu.

Kątowe odchylenie kołnierzy względem płaszczyzny uszczelnienia powoduje redukcję powierzchni kontaktu pomiędzy tymi elementami. W rezultacie szerokość uszczelnienia zmniejsza się i jest definiowana jako efektywna szerokość uszczelnienia b_{Ge} , zgodnie z oznaczeniem normy PN-EN 1591-1 [55]. Ponadto w wyniku przekoszenia (kątowego odkształcenia rys. 2.15) przyłg kołnierzy rozkład nacisku stykowego na powierzchni uszczelnienia jest nierównomierny i wzrasta w kierunku średnicy zewnętrznej.



Rys. 2.15. Rozkład nacisku na powierzchni uszczelnienia.

Rotacja kołnierzy względem uszczelnienia zależy od sztywności obu tych elementów. Zatem w rzeczywistych warunkach pracy tylko pewna część z całkowitej szerokości uszczelnienia efektywnie uczestniczy w procesie uszczelniania złącza [18].

2.5. Projektowanie poziomu szczelności metodą analityczną

W literaturze przedmiotu znaleźć można szereg zaawansowanych procedur obliczeniowych, dotyczących projektowania połączeń kołnierzo-śrubowych. W większości dostępnych algorytmów celem obliczeń jest określenie siły napięcia śrub, która jest niezbędna do zapewnienia optymalnego stanu obciążenia złącza. Najdłużej funkcjonujące algorytmy są oparte na klasycznej metodzie Taylora Forge'a i zostały zaimplementowane w normach takich jak WUDT [68] czy ASME BPVC-VIII-I [10]. Przywołane metody są często wybierane przez konstruktorów ze względu na prostotę i zrozumiałość modelu obliczeniowego, który głównie skupia się na obliczeniach wytrzymałościowych złącza, pomijając zagadnienia związane z klasami szczelności. Dodatkowo, ze względu na odmienne podejście związane z wyznaczeniem czynnej szerokości uszczelnienia, w poszczególnych kodach obliczeniowych, dochodzi do rozbieżności w uzyskiwanych wynikach dotyczących momentu dokręcenia śrub [26, 27].

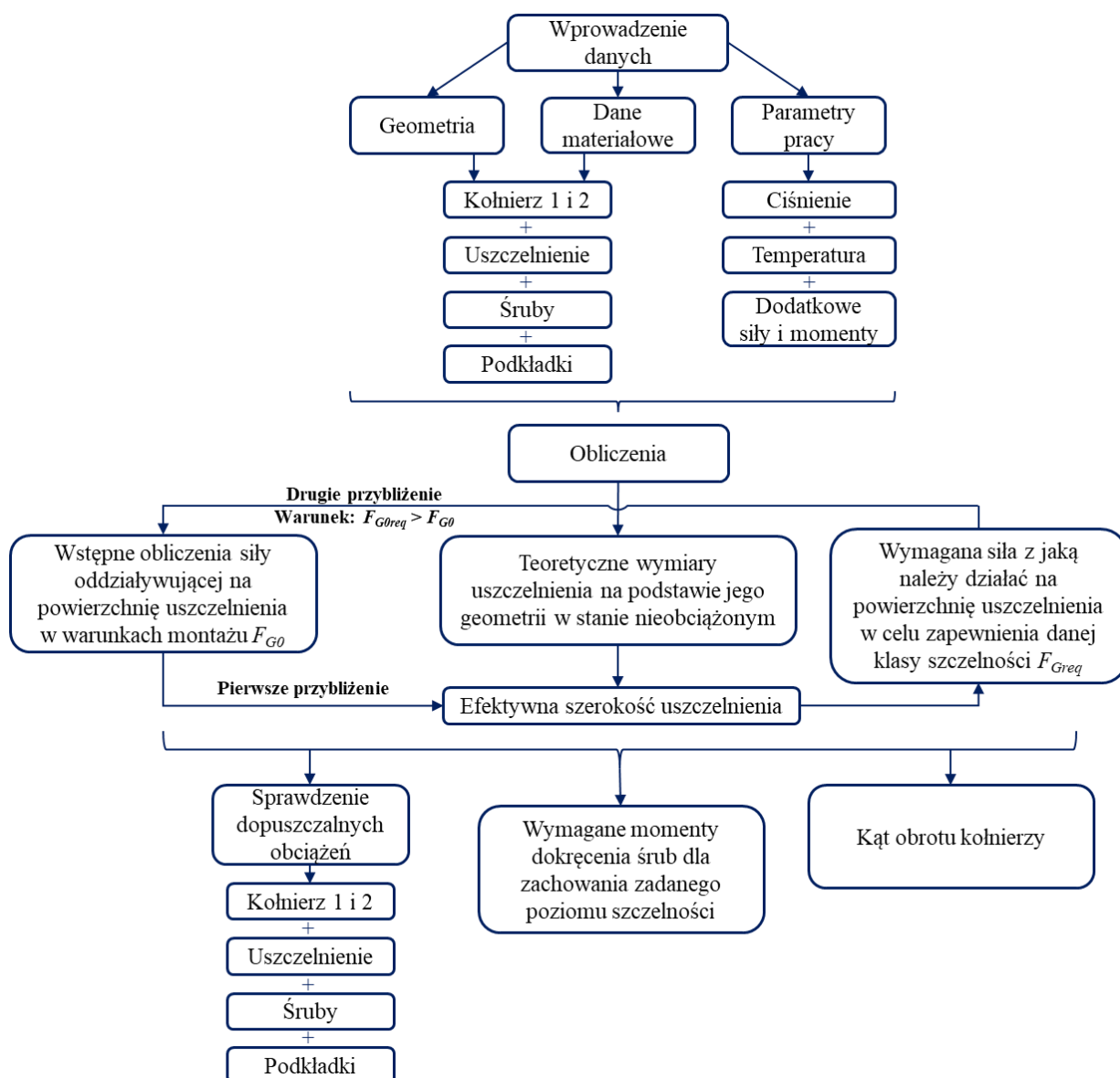
Najdokładniejsza z dostępnych obecnie metod analitycznych została przedstawiona w normie PN-EN 1591-1 [55], która jednocześnie charakteryzuje się największym stopniem złożoności. Rozwiązanie algorytmu wymaga zastosowania specjalistycznego oprogramowania, ponieważ obliczenia prowadzone są w sposób podwójnie iteracyjny. Jest to jedyna tak rozbudowana metoda, która bezpośrednio odnosi się do projektowania poziomu szczelności złącza kołnierzo-śrubowego oraz jego wytrzymałości mechanicznej. W odróżnieniu do pozostałych metod, algorytm ten uwzględnia:

- relaksację uszczelnienia w wyniku działania obciążenia, z uwzględnieniem wpływu temperatury na ten proces,
- tarcie pomiędzy uszczelnieniem a kołnierzem,
- minimalny nacisk na powierzchnię uszczelnienia (wymagany do osiągnięcia określonej klasy szczelności),
- rozrzut naprężenia w śrubach,
- wpływ zewnętrznych sił osiowych i momentów gnących.

Zdefiniowanie modelu obliczeniowego wymaga zaimplementowania szczegółowych danych materiałowych dotyczących wszystkich elementów złącza. Baza danych dotycząca śrub, podkładek, nakrętek oraz kołnierzy nie stwarza większych trudności, ponieważ ich właściwości zostały szczegółowo zbadane i precyzyjnie określone na przestrzeni lat. Wyzwaniem pozostają dane dotyczące właściwości uszczelnień, które są indywidualne dla każdego typu oraz rodzaju materiału, z którego są wykonane.

Na rys. 2.16 przedstawiono schemat blokowy ilustrujący algorytm obliczeniowy zgodny z normą PN-EN 1591-1 [55], który przewiduje wystąpienie każdego możliwego scenariusza obciążenia:

- $I = 0$: stan montażu,
- $I = 1$: warunki eksploatacyjne,
- $I = 2$: próba ciśnieniowa.



Rys. 2.16. Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego wg PN-EN 1591-1 [55].

Algorytm oparty jest na dwóch pętlach obliczeniowych, które są prowadzone do momentu spełnienia poniższego warunku:

$$F_{G0} \geq F_{G0req} \quad (2.15)$$

gdzie:

F_{G0req} – wymagana siła działająca na uszczelnienie w warunkach montażu,

F_{G0} – siła działająca na uszczelnienie w warunkach montażu wyznaczona w sposób iteracyjny.

Obliczenia rozpoczynają się od wstępnego oszacowania wartości siły F_{G0} na podstawie wytrzymałości śrub oraz oddziaływania sił i momentów zewnętrznych, zgodnie ze wzorem 2.16, a kończą na etapie, kiedy błąd względny pomiędzy założoną siłą F_{G0} a wymaganą F_{G0req} wynosi poniżej 0,1%.

$$F_{G0} \leq A_B \cdot \frac{f_{B0}}{3} - F_{R0} \quad (2.16)$$

gdzie:

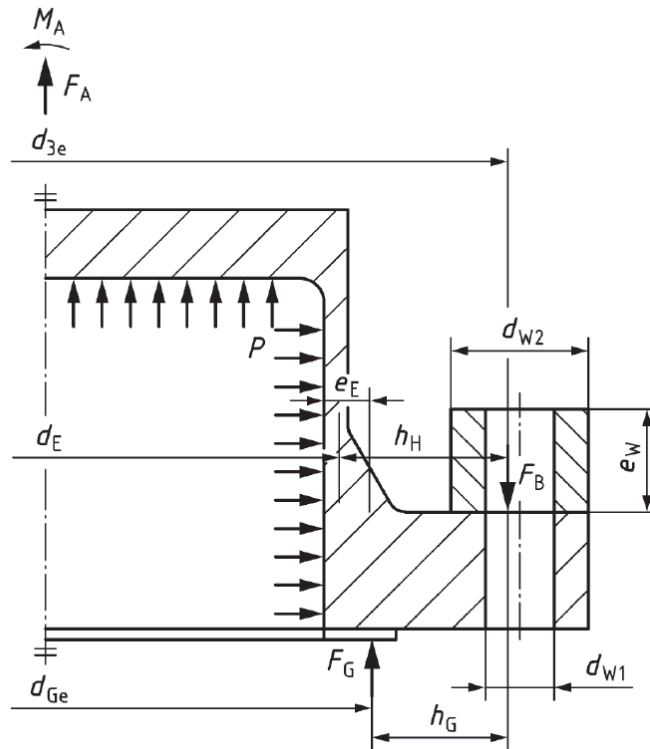
A_B – pole przekroju rdzenia śruby,

f_{B0} – dopuszczalne naprężenie w śrubie,

F_{R0} – wypadkowa sił zewnętrznych w stanie montażu.

Siła F_{R0} (wzór 2.17) zależy od charakteru oddziaływania sił i zewnętrznych momentów gnących przedstawionych na rys. 2.17.

$$\left. \begin{array}{l} - \text{rozciąganie:} \\ - \text{ściskanie:} \end{array} \right\} F_{RI} = F_{AI} \pm \frac{4}{d_{3e}} \cdot M_{AI} \quad (2.17)$$



Rys. 2.17. Obciążenia i ramiona dźwigni [55].

Opis oznaczeń na rys. 2.17:

d_{3e} – efektywna średnica rozstawu śrub,

d_E – efektywna średnia średnica piasty,

d_{Ge} – efektywna średnia średnica uszczelnienia,

d_{W1} – średnica wewnętrzna podkładki,

d_{W2} – zewnętrzna średnica podkładki,

e_E – efektywna grubość piasty kołnierza,

e_W – efektywna grubość podkładki,

F_A – dodatkowa siła zewnętrzna,

F_B – siła działająca na śrubę,
 F_G – siła działająca na uszczelnienie,
 h_G – ramię dźwigni siły działającej na uszczelnienie,
 h_H – ramię dźwigni siły działającej na piastę,
 M_A – dodatkowy moment zginający,
 p – ciśnienie.

Natomiast wymagana minimalna siła podczas montażu F_{Q0req} zdefiniowana jest jako maksymalna wartość spośród zakresu sił: F_{G0min} oraz F_{GA} . Siła F_{G0min} stanowi iloczyn minimalnego nacisku gwarantującego założoną klasę szczelności oraz efektywnego pola powierzchni uszczelnienia (wzór 2.18). Z kolei siła F_{GA} (wzór 2.19) zapewnia założony poziom szczelności przy uwzględnieniu wszystkich możliwych stanów obciążenia.

$$F_{G0min} = A_{Ge} \cdot Q_A \quad (2.18)$$

gdzie:

A_{Ge} – efektywne pole powierzchni uszczelnienia ($A_{Ge} = \pi \cdot d_{Ge} \cdot b_{Ge}$),

Q_A – nacisk na powierzchnie uszczelnienia przed odciążeniem.

$$F_{GA} = \frac{F_{G0min} \cdot Y_{GI} + F_{QI} \cdot Y_{QI} + (F_{RI} \cdot Y_{RI} - F_{R0} \cdot Y_{R0}) + \Delta U_I + \Delta e_{GC,I}}{Y_{G0}} \quad (2.19)$$

gdzie:

F_{G0min} – minimalna siła działająca na uszczelnienie w zależności od obciążenia,

Y_{GI} – podatność osiowa związana z siłą F_{GI} ,

F_{QI} – siła wynikająca z działania ciśnienia wewnętrznego,

Y_{QI} – podatność osiowa związana z siłą F_{QI} ,

F_{RI} – wypadkowa sił osiowych w zależności od stanu obciążenia,

Y_{RI} – podatność osiowa związana z siłą F_{RI} ,

ΔU_I – rozszerzalność cieplna,

$\Delta e_{GC,I}$ – zmiana grubości uszczelnienia w zależności od obciążenia.

Obliczenie wszystkich sił odbywa się w sposób iteracyjny, przy czym jest ściśle związane z wyznaczeniem tymczasowej szerokości uszczelnienia b_{Gi} (wzór 2.20), która w większości odpowiada efektywnej szerokości b_{Ge} (wzór 2.21).

$$b_{Gi} = \sqrt{\frac{\frac{ae_{G(Q_{G0})}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot E_G}}{h_{G0} \cdot \frac{Z_F}{E_{F0}} + \tilde{h}_{G0} \cdot \frac{\tilde{Z}_F}{\tilde{E}_{F0}}} + \left(\frac{F_{G0}}{\pi \cdot d_{Ge} \cdot Q_{Smax}} \right)^2} \quad (2.20)$$

gdzie:

d_{Ge} – efektywna średnica uszczelnienia,

$e_{G(Q_{G0})}$ – grubość uszczelnienia w stanie obciążenia Q_{G0} ,

E_G – moduł sprężystości uszczelnienia,

E_F – moduł sprężystości kołnierzy,
 h_{G0} – korekcja ramion dźwigni,
 Z_F – moduł podatności obrotowej kołnierza,
 F_{G0} – siła oddziaływania na uszczelnienie,
 Q_{Smax} – maksymalne dopuszczalne obciążenie na powierzchnie uszczelnienia.
 Indeks ~ odnosi się do drugiego kołnierza w złączu.

$$b_{Ge} = \min\{b_{Gi}; b_{Gt}\} \quad (2.21)$$

gdzie:

b_{Gt} – teoretyczna średnica uszczelnienia (określana jest na podstawie geometrii uszczelnienia w stanie bez obciążenia).

Efektem rozwiązania algorytmu obliczeniowego jest wskazanie monterowi sił lub momentów, z jakimi należy skręcić śruby złącza kołnierzowo-śrubowego, aby zapewnić założoną klasę szczelności w trakcie eksploatacji oraz próby ciśnieniowej. Należy zaznaczyć, że ostatecznym etapem jest prawidłowy montaż [2-3], który powinien być realizowany przez wykwalifikowany personel, zgodnie z zaleceniami normy PN-EN 1591-4 [56].

2.6. Badania eksperymentalne dotyczące parametrów obliczeniowych

Dokładność wyników w trakcie obliczeń analitycznych dotyczących projektowania złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem zależy od precyzyjnego określenia parametrów opisujących właściwości fizyczne poszczególnych jego elementów. Jak wspomniano w poprzednim rozdziale, dane dotyczące stali zostały na przestrzeni lat szczegółowo zbadane, a dostęp do tych informacji jest powszechny. Natomiast w przypadku uszczelnień sytuacja nie jest jednoznaczna. Producenci uszczelnień, dążąc do zwiększenia swojej konkurencyjności, są zobowiązani do przedstawienia szczegółowej charakterystyki oferowanego produktu, która często jest dodatkowo weryfikowana przez niezależną jednostkę badawczą.

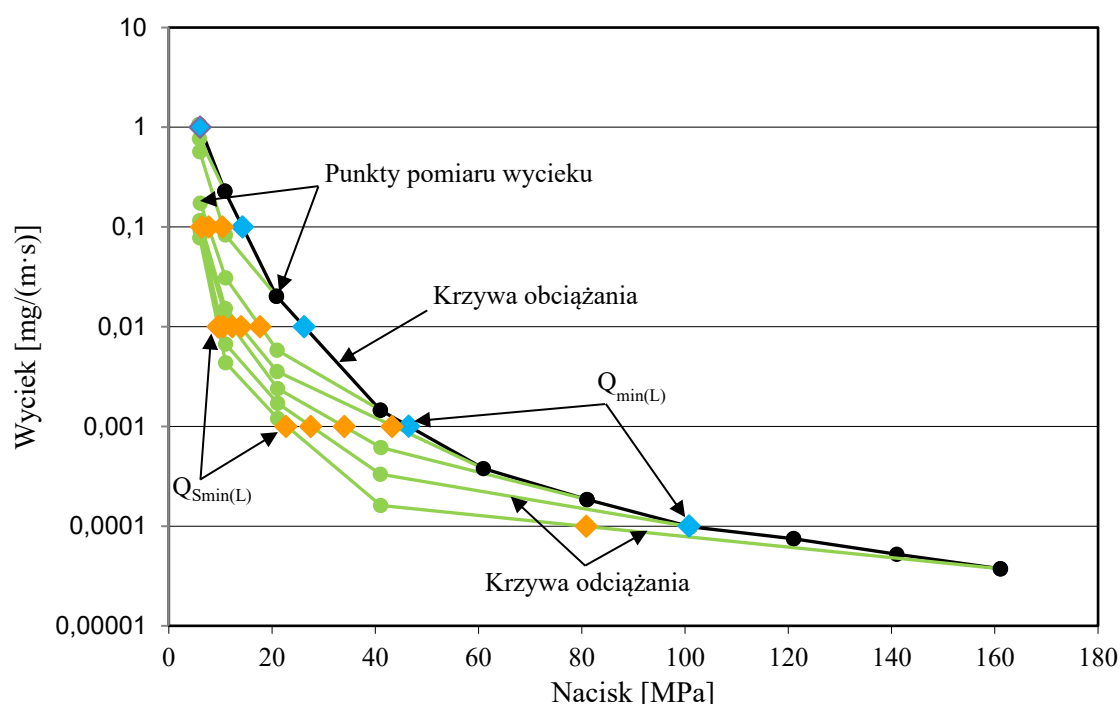
Obecnie najbardziej powszechna i największa baza danych, która skupia producentów uszczelnień z całego świata znajduje się na stronie internetowej www.gasketdata.org. Nadzór nad tą bazą jest realizowany przez Uniwersytet Nauk Stosowanych w Münster w Niemczech. Wszystkie zamieszczone tam parametry oraz współczynniki obliczeniowe podlegają weryfikacji i są publikowane dopiero po pozytywnej walidacji.

Rozwiązanie algorytmu obliczeniowego zgodnego z normą PN-EN 1591-1 [55] jest możliwe tylko w przypadku zaimplementowania charakterystyk uszczelnienia, które zostały wyznaczone zgodnie z wytycznymi określonymi w normie PN-EN 13555 [58]. Określenie tych właściwości odbywa się w drodze badań eksperymentalnych. W normie przedstawiono również sposób odpowiedniej interpretacji wyników, który jest pomocny w trakcie analizy poszczególnych parametrów.

Jedno z podstawowych badań dotyczy wyznaczenia charakterystyki szczelności wraz z poszczególnymi parametrami, które zilustrowano na rys. 2.18. Pomiar wycieku jest bardzo czasochłonny, ponieważ ze względu na jak najlepsze odwzorowanie rzeczywistych warunków pracy złącza kołnierzowo-śrubowego test odbywa się w wielu etapach obciążania i odciążania.

W efekcie wyznaczane są takie parametry jak:

- minimalny nacisk podczas odciążania: $Q_{Smin(L)}$,
- minimalny nacisk podczas obciążania: $Q_{min(L)}$.

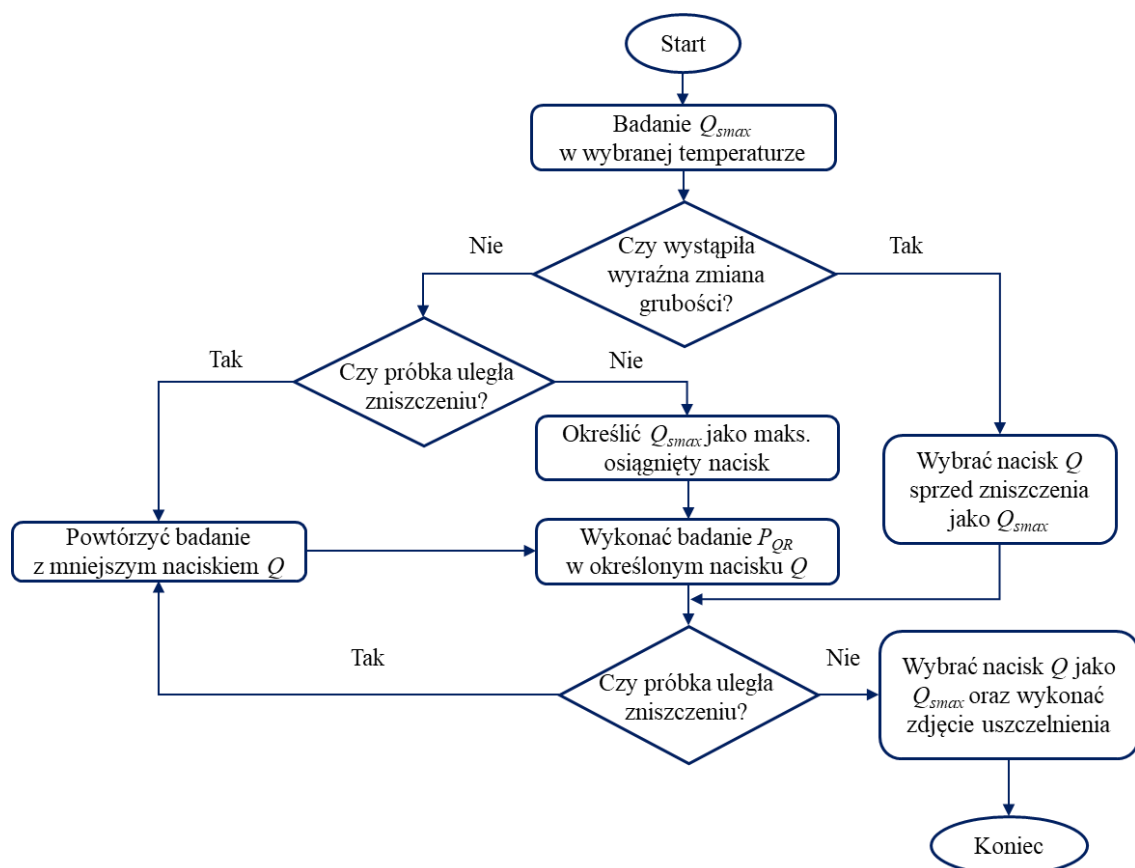


Rys. 2.18. Wykres szczelności uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z wypełnieniem z ekspandowanego grafitu, pomiar w warunkach działania ciśnienia wewnętrznego $p = 40$ bar.

Kolejna procedura dotyczy określenia maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia Q_{Smax} . W ramach tego badania określa się również moduł sprężystości uszczelnienia przy jego odciążaniu E_G . Test polega na stopniowym obciążaniu i odciążaniu uszczelnienia. Za wartość Q_{Smax} uznaje się nacisk, który w danej temperaturze nie powoduje zniszczenia próbki. Z perspektywy eksploatacji złącza niedopuszczalne jest, aby uszczelnienie w wyniku procesów relaksacji i pełzania prowadziło do zaburzenia przepływu w wyniku zmniejszenia światła kanału.

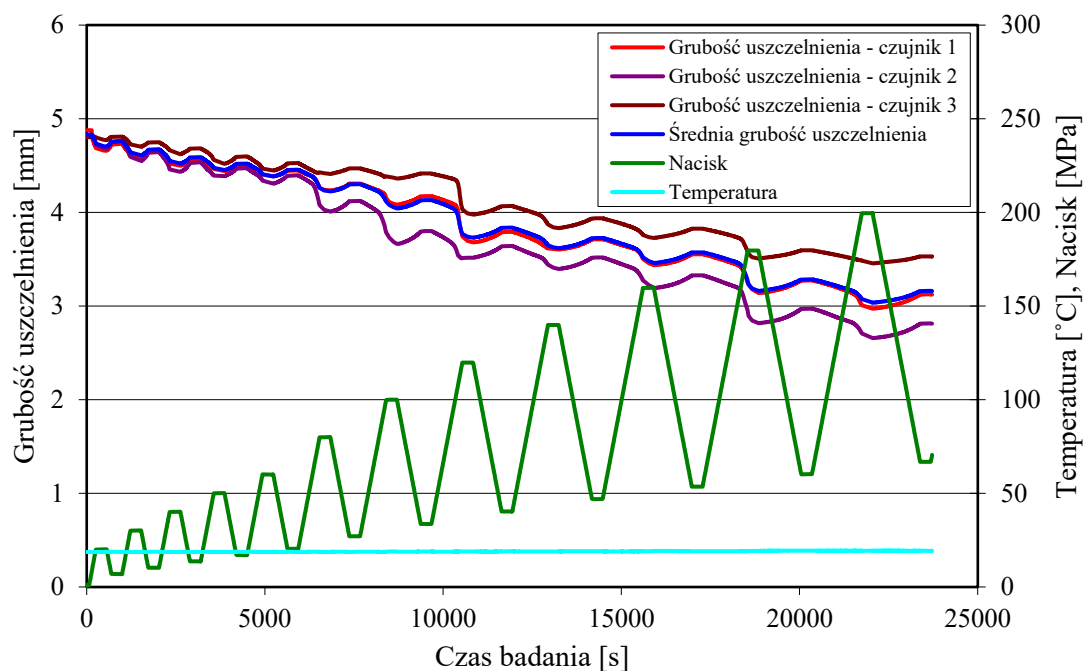
Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 13555 [58], dla uszczelnień o wymiarze DN40 PN40 średnica wewnętrzna nie może zostać zredukowana poniżej 43,1 mm. Ponadto w przypadku uszczelnień spiralnych, wartość Q_{Smax} musi być niższa od wartości, która prowadzi do wyboczenia spirali lub zmniejszenia grubości poniżej wartości określonej w normie.

Schemat blokowy przedstawiający proces wyznaczenia wartości Q_{Smax} zaprezentowano na rys. 2.19. W procesie określania tego parametru ważną rolę pełni współczynnik P_{QR} , który został szczegółowo omówiony w podrozdziale 2.2, gdzie przedstawiono procedurę badawczą oraz jego wpływ na trwałość złącza.



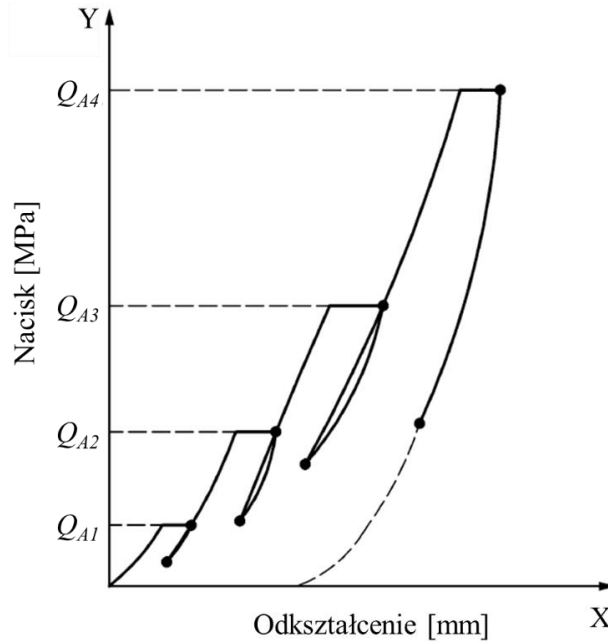
Rys. 2.19. Schemat blokowy metody wyznaczania Q_{Smax} [58].

Przykładowy przebieg badania Q_{Smax} przedstawiono na rys. 2.20, gdzie krzywa koloru zielonego obrazuje kolejne etapy obciążania i odciążania testowanej próbki.

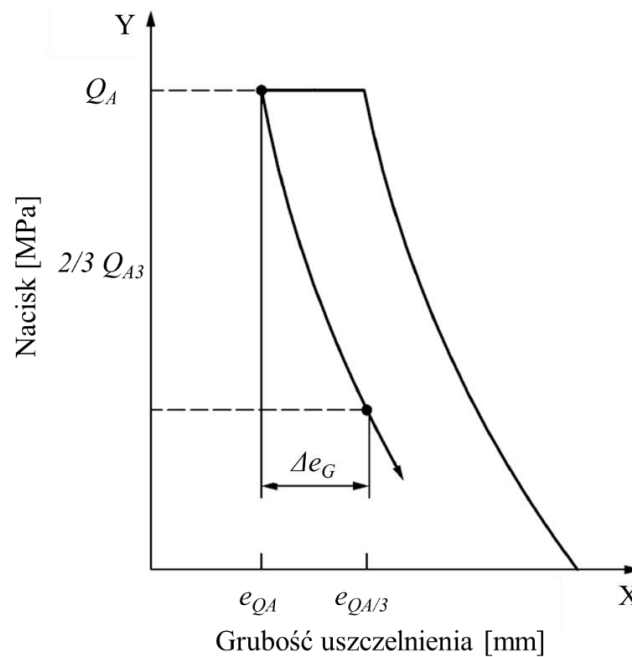


Rys. 2.20. Przebieg badania Q_{Smax} dla uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym z wypełnieniem miętko-materiałowym z grafitu ekspandowanego.

Poszczególne zmiany grubości wynikające z procesów pełzania przedstawiono na rys. 2.21. Dane te są niezbędne do określenia modułu sprężystości uszczelnienia w próbie odciążania, który oblicza się zgodnie ze wzorem 2.21, w odniesieniu do charakterystyki przedstawionej na rys. 2.22.



Rys. 2.21. Fragment z przebiegu badania Q_{Smax} – charakterystyka zależności odkształcenia uszczelnienia od obciążenia i odciążenia [58].



Rys. 2.22. Fragment z przebiegu badania Q_{Smax} – charakterystyka zależności grubości uszczelnienia od obciążenia i odciążenia [58].

$$E_G = \frac{2}{3} \cdot Q_A \cdot \frac{e_{QA}}{\Delta e_G} \quad (2.22)$$

gdzie:

Q_A – nacisk na powierzchnie uszczelnienia przed odciążeniem (nacisk montażowy),

e_{QA} – grubość uszczelnienia w trakcie naprężenia Q_A ,

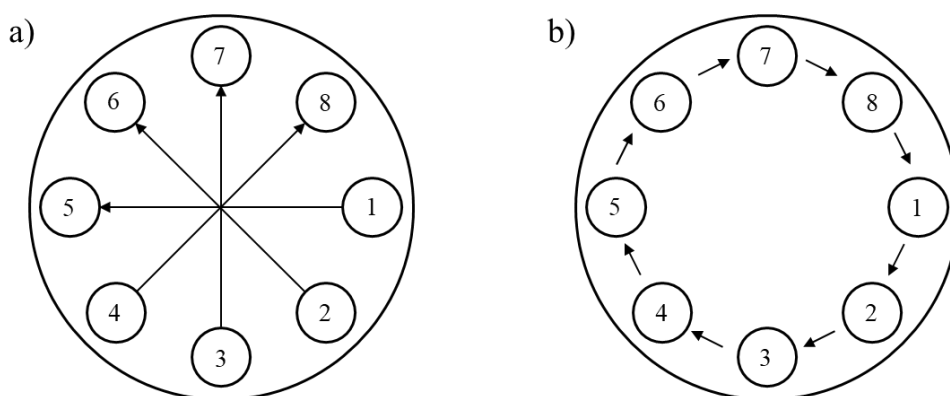
Δe_G – odkształcenie uszczelnienia.

Norma PN-EN 13555 [58] opisuje również metodę wyznaczenia współczynnika tarcia μ_G wraz z wytycznymi dotyczącymi stanowiska badawczego. Jest to stosunkowo nowa procedura, do której nie wszyscy producenci się ustosunkowali. W aneksie E normy PN-EN 1591-1 [55] dostępne są ogólne wartości odnoszące się do różnych typów uszczelnień.

2.7. Analiza pracy złącza kołnierzo-śrubowego przy użyciu MES

Połączenie kołnierzo-śrubowe charakteryzuje się złożonym stanem obciążenia, co powoduje, że dokładna analiza rozkładu naprężenia oraz odkształcenia poszczególnych elementów, przy użyciu metod eksperymentalnych lub analitycznych, jest wyjątkowo trudna, a w wielu przypadkach wręcz niemożliwa. Metoda elementów skończonych (MES) obecnie stanowi alternatywę dla tradycyjnych metod badawczych i optymalizacyjnych. Znalazła również zastosowanie w analizie pracy złącza kołnierzo-śrubowego z uszczelnieniem [32, 46, 50, 65], z uwzględnieniem obciążeń termicznych, oddziaływania ciśnienia wewnętrznego oraz sił zewnętrznych [4, 64].

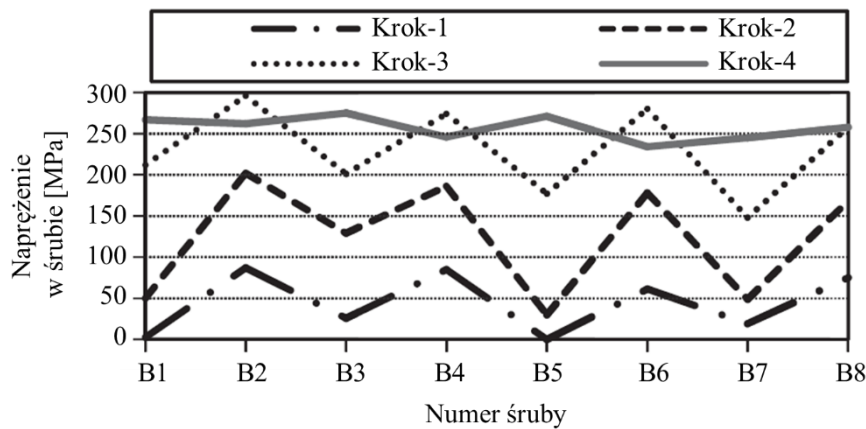
Na prawidłową pracę złącza duży wpływ ma równomierne rozłożenie nacisku na powierzchni uszczelnienia. Idealnym rozwiązaniem byłoby jednoczesne napinanie wszystkich śrub, jednak w rzeczywistości jest to często niewykonalne, chociażby ze względu na rozmiar kołnierza. W związku z tym opracowano procedury określające właściwą sekwencję dokręcania śrub. Przykładowy proces montażu złącza kołnierzo-śrubowego, składającego się z 8 śrub, przedstawiono na rys. 2.23. Zgodnie z zaleceniami normy ASME [9] śruby najpierw należy skręcać naprzemiennie, w kilku etapach, zgodnie z ilustracją na rys. 2.23a. Natomiast w ostatnim kroku zaleca się dokręcenie wszystkich śrub w kolejności od pierwszej do ostatniej, jak pokazano na rys. 2.23b.



Rys. 2.23. Sekwencja napinania śrub: a) kolejność: $1 \rightarrow 5 \rightarrow 3 \rightarrow 7 \rightarrow 2 \rightarrow 6 \rightarrow 4 \rightarrow 8$;
b) kolejność: $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 8$.

Zasadność tej praktyki została potwierdzona także za pomocą obliczeń numerycznych [1, 29, 49]. Ostatnia sekwencja dokręcania śrub ma decydujące znaczenie w osiągnięciu możliwie

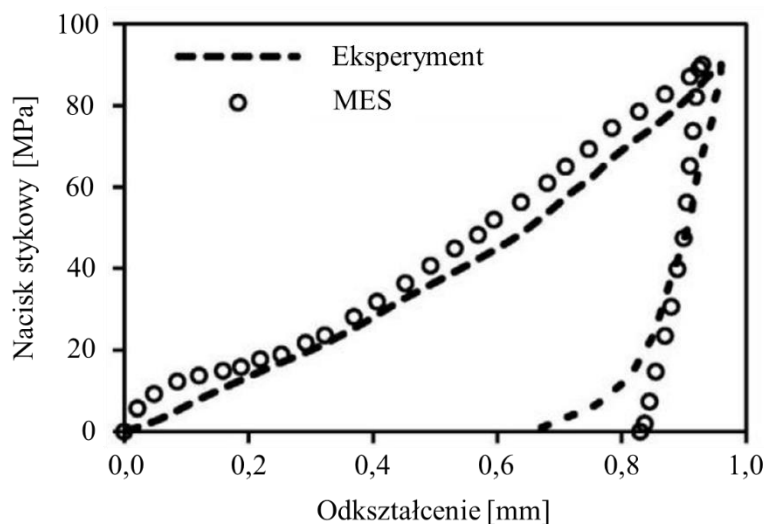
równomiernego rozkładu naprężenia pomiędzy poszczególnymi śrubami, co zilustrowano na rys. 2.24. Dodatkowo przy użyciu MES można ocenić i przewidzieć rozrzut napięcia śrub, a to z kolei pozwala zapobiec potencjalnemu poluzowaniu którejkolwiek z nich.



Rys. 2.24. Rozkład naprężenia w śrubach w zależności od kolejnych kroków montażu [49].

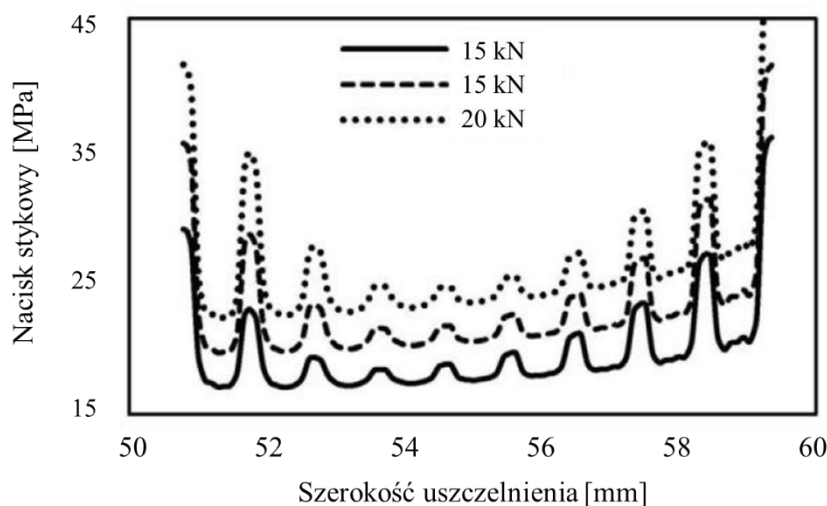
W zagadnieniach związanych z analizą pracy uszczelnienia spiralnego, element składający się z naprzemiennie nawiniętej taśmy stalowej i międko-materiałowej można rozpatrywać jako kompozyt [51]. W takim przypadku podejście mikromechaniczne oraz analiza osiowo-symetryczna wykazuje zadowalającą zgodność z wynikami doświadczalnymi [5, 36, 40, 47, 51]. Ponadto na podstawie obliczeń numerycznych istnieje możliwość oszacowania właściwości związanych ze szczelnością, w oparciu o analizę rozkładu nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią uszczelnienia a powierzchnią przyłgi kołnierza.

W opracowaniu [51] przedstawiono proces walidacji modelu MES z wynikami badań eksperymentalnych, gdzie uszczelnienie spiralne najpierw zostało obciążone naciskiem 90 MPa, a następnie odciążone. Uzyskana charakterystyka w wyniku badań eksperymentalnych oraz analizy numerycznej, przedstawiona na rys. 2.25, cechuje się dużym stopniem zgodności.



Rys. 2.25. Porównanie charakterystyki obciążania i odciążania uszczelnienia spiralnego wyznaczonej na podstawie badań eksperymentalnych i MES [51].

Dodatkowo w opracowaniu wykazano, że pomimo obciążenia powierzchni uszczelnienia różną siłą zacisku montażowego oraz dodatkową siłą zewnętrzną, nacisk stykowy pomiędzy powierzchnią elementu spiralnego a powierzchnią przyłgi kołnierza charakteryzuje się nierównomiernością na kolejnych zwojach taśmy oraz na całej szerokości uszczelnienia (rys. 2.26). Tak precyzyjne odwzorowanie tego zjawiska nie byłoby możliwe przy użyciu metod eksperymentalnych czy analitycznych.



Rys. 2.26. Rozkład nacisku stykowego taśmy miętko-materiałowej na szerokości uszczelnienia w zależności od wartości napięcia śrub w stanie montażu [51].

Metodę elementów skończonych zastosowano również w pracy dotyczącej analizy wpływu podstawowych parametrów geometrycznych uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym oraz zewnętrznym, z wypełnieniem miętko-materiałowym z ekspandowanego grafitu, na właściwości dotyczące wytrzymałości mechanicznej [40]. Na podstawie obliczeń numerycznych potwierdzono, że zmiana geometrii przekroju poprzecznego spirali może znacząco wpływać na sztywność uszczelnienia. Natomiast w publikacji [37] skupiono się na optymalizacji konstrukcji rdzenia uszczelnienia semi-metalowego, w wyniku czego znacząco poprawiono właściwości związane ze szczelnością. Rozkład nacisku stykowego jest bardzo zróżnicowany i zależy od rodzaju uszczelnienia i materiału, z jakiego zostało wykonane. Dlatego dąży się do optymalizacji konstrukcji w kierunku uzyskania jego równomiernego rozkładu [4, 35, 39].

2.8. Podsumowanie i ocena aktualnego stanu wiedzy

Zagadnienia w zakresie analizy pracy złącza kołnierzowo-śrubowego są bardzo złożone ze względu na zmienne warunki obciążenia, typ uszczelnienia czy zastosowaną procedurę montażu. Obszar badań nad uszczelnieniami spiralnymi z wypełnieniem z ekspandowanego grafitu (EG) jest znacznie bardziej rozwinięty niż ma to miejsce w przypadku wypełnienia z politetrafluoroetylenem (PTFE). Dostępna powszechnie literatura oraz artykuły naukowe fragmentarycznie podejmują tematykę związaną ze szczegółową analizą pracy uszczelnienia spiralnego z PTFE. Ponadto producenci chronią wiedzę i doświadczenia zdobyte w trakcie prowadzenia własnych badań i opracowywania nowych rozwiązań. Dodatkowo liczba

laboratoriów wyposażonych w dedykowane maszyny do badań właściwości uszczelnień jest mocno ograniczona.

Szczegółowe opracowania dotyczące geometrii elementu spiralnego w zakresie gęstości uzwojenia, odnoszące się do tej samej szerokości uszczelnienia dowodzą, że większy wstępny stopień zagęszczenia materiału o wysokiej ściśliwości (EG) wpływa na poprawę właściwości związanych ze szczelnością oraz wytrzymałością mechaniczną [62, 63, 66]. Podobna tematyka w zakresie wypełnienia z materiału o niskiej ściśliwości (PTFE) nie została dotąd podjęta.

Publikacje naukowe skupiające się na poprawie właściwości wytrzymałości mechanicznej uszczelnienia spiralnego [37, 40, 62, 63], również w zdecydowanej większości dotyczą tych z wypełnieniem z EG. Należy również zaznaczyć, że dotychczas prowadzone badania odnoszą się do uszczelnień spiralnych z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym, które ze względu na konstrukcję charakteryzują się znacznie lepszymi właściwościami w porównaniu do uszczelnień, gdzie stosuje się tylko pierścień wewnętrzny lub sam element spiralny.

Szczątkowa wiedza dotycząca uszczelnień spiralnych z wypełnieniem z PTFE prawdopodobnie jest związana z problemem w osiągnięciu odpowiednio wysokiego poziomu szczelności [14]. Fakt ten potwierdza także liczba dostępnych wyników badań w międzynarodowej bazie danych: www.gasketdata.org, gdzie większość opracowań jest poświęcona uszczelnieniom spiralnym z wypełnieniem z EG. W normach z wytycznymi konstrukcyjnymi i produkcyjnymi PN-EN 1591-2 [54] oraz ASME B 16.20 [11] jedyną informacją odnoszącą się do poprawy właściwości mechanicznych jest zalecenie o stosowaniu pierścienia wewnętrznego dla uszczelnień z wypełnieniem z PTFE.

Jak wykazano w analizie stanu wiedzy, uszczelnienia spiralne z wypełnieniem miękkomateriałowym o niskiej ściśliwości stanowią szczególne wyzwanie w kontekście coraz bardziej rygorystycznych wymagań stawianych w technice uszczelnień. Zagadnienia związane z analizą wpływu ukształtowania taśmy stalowej i miękkomateriałowej w uszczelnieniu spiralnym może wskazać optymalny zbiór wymiarów geometrycznych, prowadzący do poprawy właściwości uszczelnienia pod względem wytrzymałości mechanicznej oraz szczelności. W związku z tym określenie zależności pomiędzy geometrią przekroju poprzecznego elementu spiralnego a właściwościami uszczelnienia jest w pełni uzasadniona i stanowi istotny obszar badań.

3. Cel, tezy i zakres pracy

Przeprowadzona analiza stanu wiedzy dowodzi, że dostępna wiedza literaturowa oraz wytyczne projektowe zawarte w normach nie są wystarczająco szczegółowe. Sformułowane zalecenia pozostawiają producentom dużą swobodę, co prowadzi do znacznych rozbieżności w trakcie oceny właściwości uszczelnień spiralnych [14, 33].

Dodatkowo większość dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych nie spełnia kryteriów szczelności określonych w normie ASME B16.20 [7] lub znajduje się na ich granicy. W dostępnych publikacjach zagadnienia związane z oceną wpływu przekroju poprzecznego na właściwości uszczelnienia ujmują tą problematykę jedynie w sposób fragmentaryczny i w zdecydowanej większości dotyczą uszczelnień z wypełnieniem miętko-materiałowym, charakteryzującym się wysoką ściśliwością.

Celem pracy jest opracowanie uszczelnienia spiralnego z wypełnieniem miętko-materiałowym o niskiej ściśliwości, charakteryzującego się zwiększonym poziomem szczelności i wytrzymałości mechanicznej względem standardowej konstrukcji.

Do wykonania rozprawy doktorskiej przyjęto następującą koncepcję i plan badań:

- badania eksperymentalne standardowego uszczelnienia spiralnego mające na celu wyznaczenie podstawowych właściwości uszczelnienia,
- opracowanie i walidacja modelu numerycznego na potrzeby planu eksperymentu oraz analizy rozkładu nacisku stykowego na poszczególnych zwojach taśmy PTFE,
- opracowanie planu eksperymentu oraz przygotowanie modeli do badań zasadniczych,
- wykonanie obliczeń numerycznych zgodnie z przyjętym planem eksperymentu,
- opracowanie zoptymalizowanej konstrukcji uszczelnienia pod kątem wytrzymałości mechanicznej i szczelności wraz z badaniami eksperymentalnymi,
- analiza uzyskanych wyników oraz sformułowanie wniosków.

Sformułowano następujące hipotezy badawcze:

- poziom szczelności uszczelnienia spiralnego w połączeniu kołnierzowo-śrubowym zależy od rozkładu nacisku stykowego pomiędzy uszczelnieniem a uszczelnianymi powierzchniami,
- im rozkład nacisku stykowego na powierzchni styku uszczelnienia spiralnego z przylgami kołnierza jest bardziej równomierny tym wyciek uszczelnianego czynnika jest mniejszy,
- właściwy kształt taśmy stalowej uszczelnienia pozwala zarządzać rozkładem nacisku stykowego pomiędzy taśmą miętko-materiałową a powierzchnią przyłgi kołnierza,
- relacje geometryczne poszczególnych wymiarów charakteryzujących kształt taśmy stalowej umożliwiają poprawę wytrzymałości mechanicznej elementu spiralnego w odniesieniu do maksymalnych dopuszczalnych nacisków na jego powierzchnię.

Na podstawie przeprowadzonej analizy stanu wiedzy oraz powyższych stwierdzeń można sformułować główną tezę pracy, która brzmi: dla odpowiedniego kształtu zwoju taśmy stalowej i miętko-materiałowej istnieje pewien zbiór parametrów geometrycznych, umożliwiający wzrost wytrzymałości mechanicznej oraz poprawę szczelności przy zachowaniu stałej szerokości spirali.

4. Badania wstępne

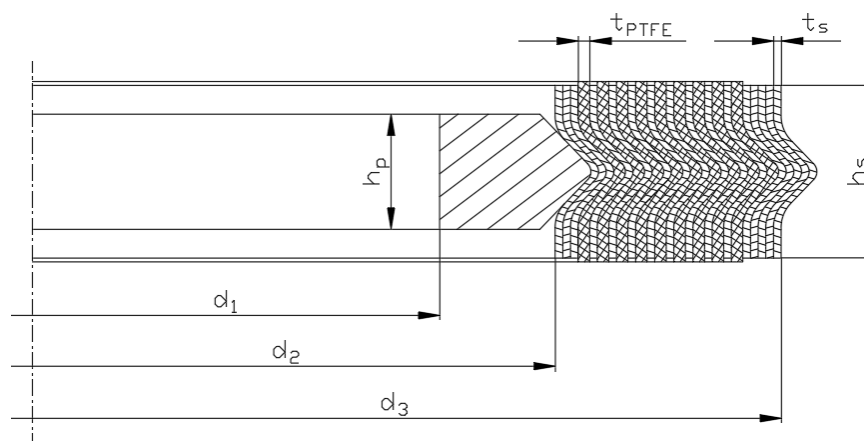
Wymagania dotyczące konstrukcji uszczelnień spiralnych pozostawiają bardzo dużą swobodę konstruktorom do określenia geometrii przekroju poprzecznego, tj. grubości taśmy miękkko-materiałowej, kąta rozwarcia profilu środkowego oraz wysokości segmentu pionowego. Celem badań wstępnych jest poznanie podstawowych właściwości uszczelnienia spiralnego o standardowych cechach geometrycznych. Badania w tym kierunku są niezbędne do wyznaczenia bezpiecznego zakresu stosowania uszczelnienia, zdefiniowania poziomów szczelności w zależności od nacisku oraz określenia zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami geometrycznymi a właściwościami uszczelnienia. Znajomość tych korelacji jest konieczna do przeprowadzenia analizy wpływu kształtu taśmy stalowej i miękkko-materiałowej na pracę złącza kołnierzowo-śrubowego. Dodatkowo w ramach badań wstępnych wyznaczono charakterystykę ściskania wymaganą do walidacji modelu numerycznego.

4.1. Obiekt badań wstępnych

Przedmiotem badań wstępnych było uszczelnienie spiralne z pierścieniem wewnętrznym wyprodukowane przez firmę Gambit Lubawka Sp. z o.o. Zgodnie z wytycznymi normy PN-EN 13555 [58], przyjęto referencyjny rozmiar uszczelnienia DN40 PN40 o wymiarach określonych w normie PN-EN 1514-2 [54], którego odpowiednikiem jest uszczelnienie spiralne 1½" klasy 300 wg standardu ASME B16.20 [11]. Wszystkie próbki przygotowano w ten sam sposób o następującej konfiguracji:

- 3 „puste zwoje” taśmy stalowej na średnicy wewnętrznej,
- 9 naprzemiennie nawiniętych zwojów z taśmy miękkko-materiałowej i taśmy stalowej,
- 5 „pustych zwojów” taśmy stalowej na średnicy zewnętrznej.

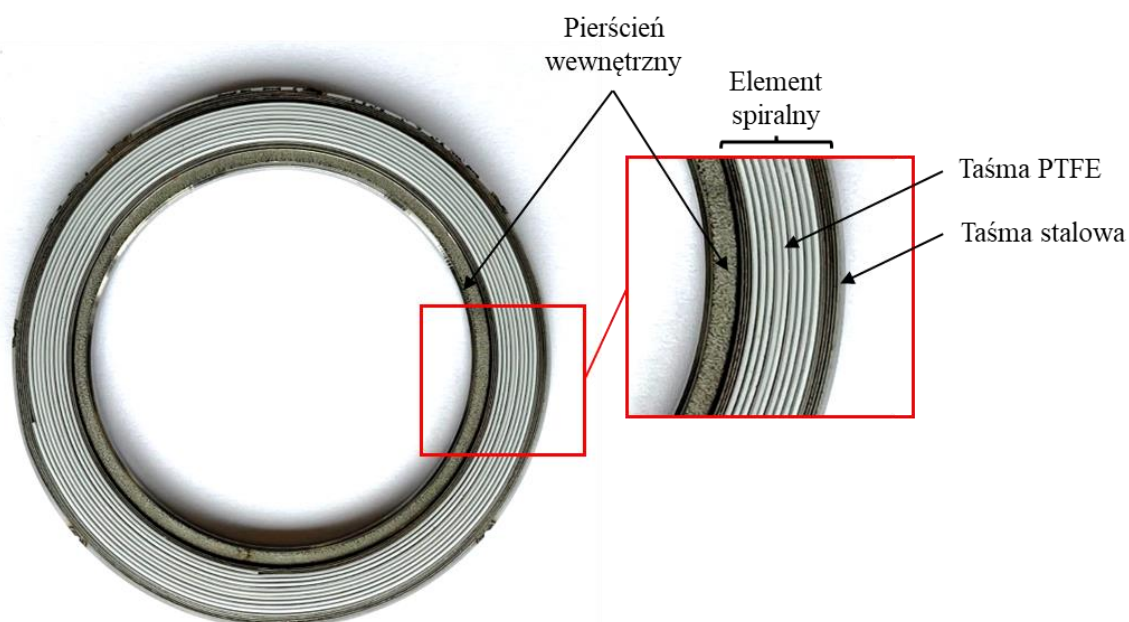
Pierścień wewnętrzny oraz uzwojenia taśmy metalowej wykonano z tego samego gatunku stali kwasoodpornej 316L. Natomiast na wypełnienie miękkko-materiałowe zastosowano taśmę z politetrafluoroetylenem (PTFE), która zgodnie z przeprowadzoną analizą stanu wiedzy, stanowi największy problem ze względu na niską ściśliwość. Wymiary geometryczne uszczelnienia zgodne z oznaczeniami na rys. 4.1 zestawiono w tabeli 4.1, a przykładową próbkę zilustrowano na rys. 4.2.



Rys. 4.1. Przekrój poprzeczny uszczelnienia spiralnego typu „V” z pierścieniem wewnętrznym o wymiarach DN40 PN40.

Tab. 4.1. Zestawienie parametrów geometrycznych uszczelnienia spiralnego DN40 PN40.

Parametry geometryczne uszczelnienia spiralnego typu „V”	
Średnica wewnętrzna pierścienia wewnętrznego d_1 , mm	50
Średnica wewnętrzna spirali d_2 , mm	56
Średnica zewnętrzna spirali d_3 , mm	67,8
Grubość pierścienia wewnętrznego h_p , mm	2,8
Grubość taśmy stalowej t_s , mm	0,2
Grubość taśmy PTFE t_{PTFE} , mm	0,3
Grubość spirali h_s , mm	4,5



Rys. 4.2. Fotografia uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z wypełnieniem PTFE.

4.2. Stanowisko badawcze

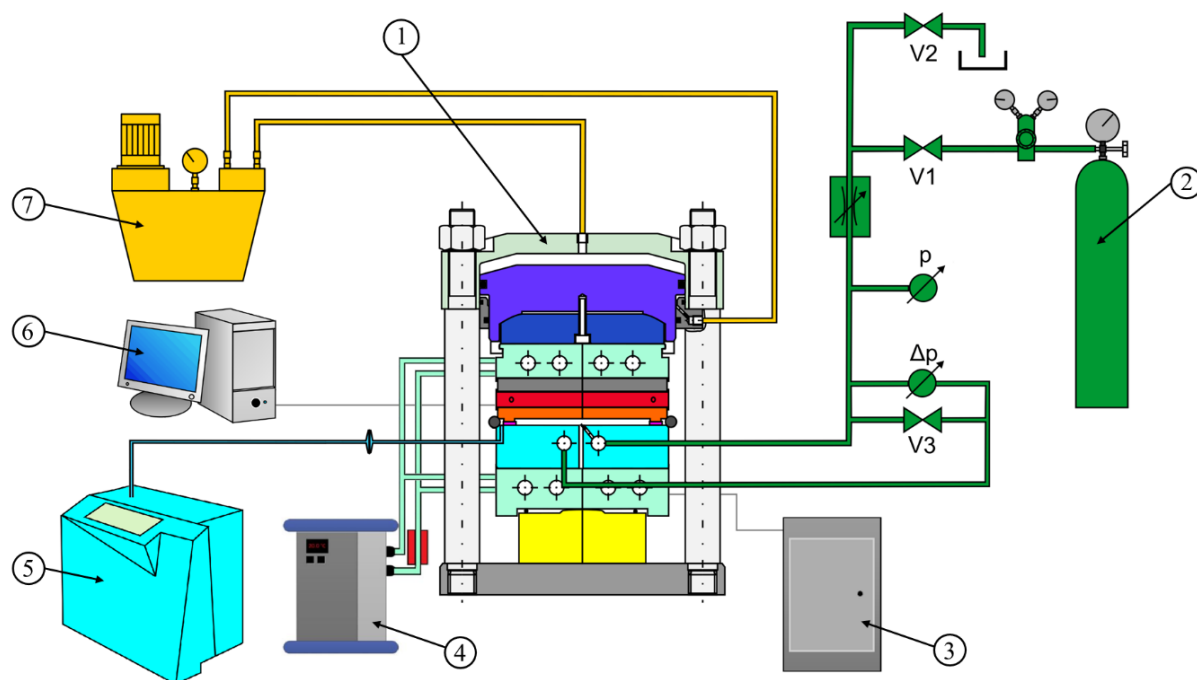
Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku doświadczalnym TEMES_{fl.ai1} firmy AMTEC, zaprezentowanym na rys. 4.3 i 4.4. Segmentowa konstrukcja umożliwia realizację badań mechanicznych oraz szczelnościowych. Główne elementy stanowiska to prasa hydrauliczna (1) wraz z wysokociśnieniową pompą (7) o maksymalnej sile nacisku wynoszącej 1000 kN.

Jednostka sterująca PC (6) połączona z szafą sterowniczą (3) zapewnia pełną kontrolę każdego testu oraz jego powtarzalność. Oprogramowanie producenta zawiera w pełni zautomatyzowane procedury badawcze zgodne z DIN lub ASME, ale przewiduje możliwość wprowadzenia własnej, niestandardowej procedury. Rejestracja i akwizycja danych również odbywa się w sposób automatyczny.

Maksymalna temperatura w jakiej istnieje możliwość prowadzenia testów wynosi 400°C. Regulację oraz stabilność temperatury zapewnia dedykowany układ chłodzenia. W jego skład wchodzi maszyna chłodząca (4) połączona przewodami ze specjalnymi płytami, w których znajdują się kanały przepływowe. W trakcie badań w podwyższonej temperaturze wymiana ciepła odbywa się z zastosowaniem płynu chłodzącego, w tym przypadku glikolu.

W zależności od skali wycieku pomiar realizowany jest za pomocą metody różnicowej lub spektrometrii masowej. Metoda różnicowa polega na pomiarze różnicy ciśnień pomiędzy komorą pomiarową a komorą referencyjną. Objętość komory pomiarowej jest równa objętości wynikającej ze średnicy wewnętrznej uszczelnienia oraz jego grubości, która jest ograniczona dwiema powierzchniami przylg płyt pomiarowych (górnej i dolnej). Natomiast komora referencyjna ma zawsze tę samą objętość i znajduje się w dolnej płycie pomiarowej.

Z metody różnicowej korzysta się w momencie, kiedy szczelność jest na poziomie nie wyższym niż $L = 10^{-3} \text{ mg}/(\text{m} \cdot \text{s})$. W przypadku mniejszych wartości wycieku stosuje się dokładniejszą metodę opartą na spektrometrii masowej. Pomiar jest wykonywany wówczas przy użyciu detektora (5). W obu przypadkach instalację zasila gaz z butli (2). Ciśnienie medium wewnętrznego jest regulowane zaworami membranowymi, które są sterowane w sposób automatyczny. Najczęściej stosowanym gazem testowym jest hel, azot, metan lub wodór.



Rys. 4.3. Schemat stanowiska badawczego TEMES_{fl.a1}:
 1 – prasa hydrauliczna, 2 – butla z helem, 3 – szafa sterownicza,
 4 – układ chłodzenia, 5 – detektor helu, 6 – komputer,
 7 – układ zasilania hydraulicznego.



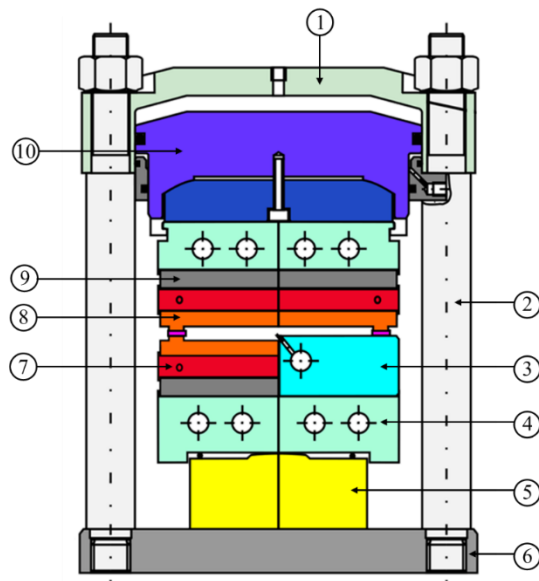
Rys. 4.4. Widok stanowiska pomiarowego.

Stanowisko pomiarowe TEMES_{fl.ai1} zostało opracowane w taki sposób, aby w jak najbardziej precyzyjny sposób odwzorować rzeczywiste warunki pracy uszczelnienia, porównywalne do tych, które występują w złączu kołnierzowo-śrubowym. Segmentowa konstrukcja prasy przedstawiona na rys. 4.5 umożliwia montaż płyt dociskowych dedykowanych do badań mechanicznych (8) oraz płyt do pomiaru wycieku (3). W zależności od rodzaju badanego uszczelnienia stosuje się płyty z różnymi typami przyłg, których wymiary geometryczne są zgodne z normą PN-EN 1092-1 [53].

Testy w podwyższonej temperaturze wykonuje się przy użyciu grzałek oporowych umieszczonych w płytach grzejnych (7), gdzie regulację temperatury zapewnia wspomniany wcześniej układ chłodzenia połączony z płytami chłodzącymi (4). Pomiędzy płytą grzejną a chłodzącą znajdują się płyty termoizolacyjne (9) wykonane z miki, które mają za zadanie zmniejszyć wpływ bezwładności układu grzewczego i chłodzącego na badane uszczelnienie. Do pomiaru temperatury przewidziano termopary typu „K”, które montuje się w płycie górnej i dolnej.

Do kontroli nacisku na powierzchnię uszczelnienia zastosowano tensometryczny czujnik siły (5), zlokalizowany w dolnej części prasy. Pomiar zmiany grubości próbki pod obciążeniem realizowany jest przy pomocy 3 czujników przemieszczenia, zamontowanych do dolnej płyty pomiarowej, w równych odległościach na średnicy zewnętrznej.

Wszystkie wyszczególnione elementy znajdują się pomiędzy trawersem (1) a główną płytą dolną (6), które są ze sobą połączone trzema kolumnami (2). Przesunięcie górnej płyty pomiarowej jest realizowane za pomocą tłoczyska (10) zasilanego układem hydraulicznym.



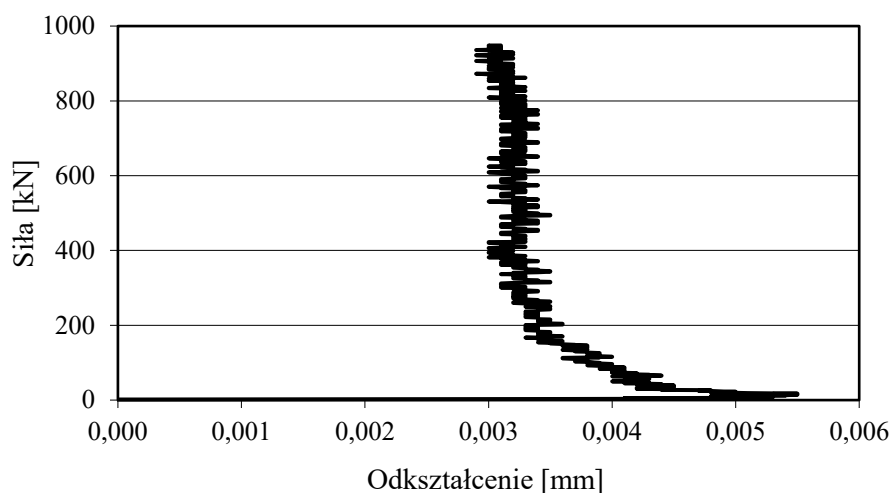
Rys. 4.5. Schemat budowy prasy stanowiska badawczego TEMES_{fl.ai1}:
 1 – trawers, 2 – kolumna, 3 – płyta dociskowa do badań wycieku, 4 – płyta chłodząca,
 5 – tensometryczny czujnik siły, 6 – główna płyta dolna, 7 – płyta grzejna, 8 – płyta
 dociskowa do badań mechanicznych, 9 – izolacja, 10 – tłok siłownika hydraulicznego.

4.3. Metoda prowadzenia badań na stanowisku TEMES_{fl.ai1}

Przed przystąpieniem do testów eksperymentalnych, w pierwszej kolejności montowano odpowiednie płyty pomiarowe. Do badań szczelności oraz mechanicznych stosowano płyty z przylgą typu A (płaską), zilustrowane na rys. 4.6. Następnie kalibrowano stanowisko pomiarowe zgodnie z procedurą określoną przez producenta, która polegała na obciążeniu wszystkich elementów prasy siłą 950 kN, przy stałej prędkości narastania równej 1 kN/s. W wyniku kalibracji wyznaczano charakterystykę sztywności stanowiska, jak na rys. 4.7, którą następnie uwzględniano w trakcie właściwego testu. Proces prowadzono za każdym razem przed rozpoczęciem badania.



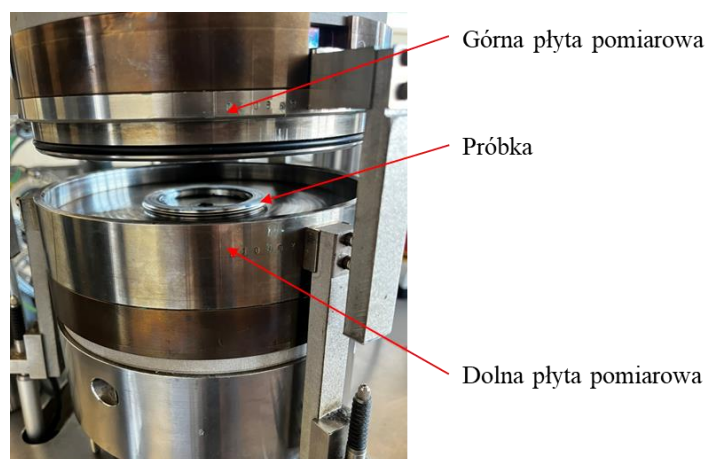
Rys. 4.6. Fotografia płyt dociskowych dedykowanych do badań:
 a) szczelności, b) mechanicznych.



Rys. 4.7. Charakterystyka sztywności elementów ściskanych prasy stanowiska TEMES_{fl.ai1}.

W następnym kroku sprawdzano podstawowe wymiary geometryczne próbki, takie jak średnica wewnętrzna i zewnętrzna spirali oraz jej grubość, za pomocą odpowiednich przyrządów pomiarowych. Średnice mierzono suwmiarką z odczytem elektronicznym o dokładności 0,01 mm, a grubość mikrometrem o dokładności 0,001 mm. Pomiary wykonywano w czterech punktach, rozmieszczonych co około 90°. Na podstawie uzyskanych pomiarów obliczano ich średnie wartości.

Kolejno po wybraniu odpowiedniej procedury badawczej oraz wprowadzeniu danych dotyczących geometrii i parametrów testu, próbkę umieszczano centrycznie względem dolnej płyty dociskowej, jak na rys. 4.8. Następnie po wskazaniu folderu przeznaczonego do zapisu danych, za pomocą sterowania ręcznego ustawiano położenie górnej płyty dociskowej względem dolnej. Odległość początkowa pomiędzy płytami pomiarowymi była równa grubości uszczelnienia. Kolejne etapy realizowano w pełni automatycznie, zgodnie z przyjętą procedurą badawczą.



Rys. 4.8. Pozycjonowanie próbki przed badaniem.

Parametry testu oraz pozostałe dane, takie jak: data i czas trwania badania, odkształcenie grubości próbki, siła nacisku, ciśnienie w komorze referencyjnej, ciśnienie w komorze badawczej, poziom wycieku oraz temperatura rejestrowano w sposób automatyczny do pliku o rozszerzeniu „.dar”. Następnie korzystając z dedykowanego oprogramowania TEMES_{fl.ai1}

oraz modułu „Analysis” w wersji V8.10 konwertowano uzyskane wyniki badań do arkusza kalkulacyjnego Excel.

W trakcie testów kontrolowano aktualne parametry oraz uzyskiwane rezultaty za pomocą interfejsu programu sterującego. Przykładowy przebieg wyznaczania charakterystyki szczelności przedstawiono na rys. 4.9.



Rys. 4.9. Przykładowy interfejs programu TEMES_{fl.ai1} V8.1 w trakcie badania szczelności.

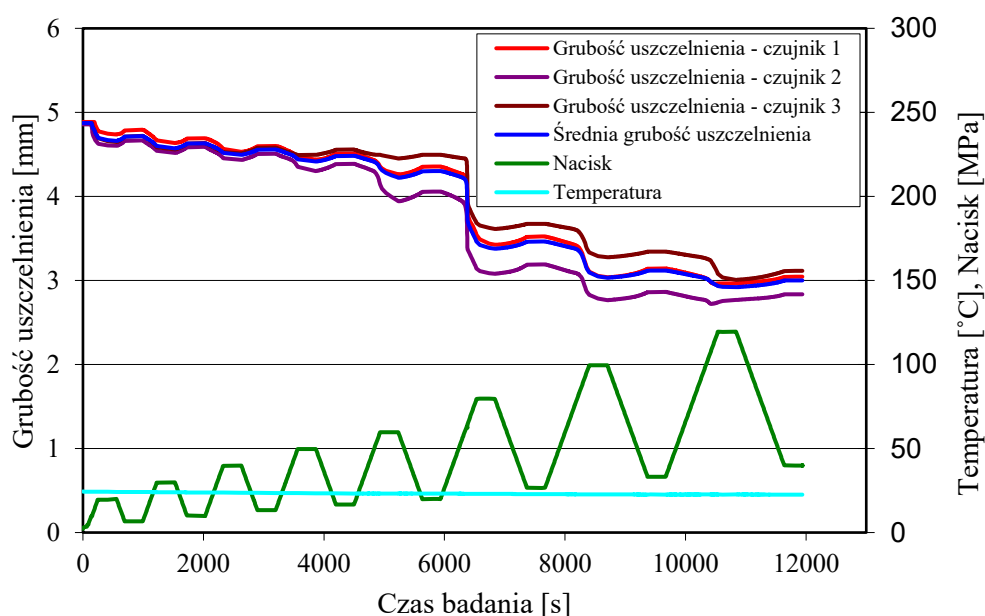
4.4. Wyznaczenie maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax}

Badania eksperymentalne rozpoczęto od wyznaczenia dopuszczalnego maksymalnego nacisku Q_{Smax} , od którego uzależniony był dalszy przebieg badań. Doświadczenie przeprowadzono w temperaturze otoczenia, zgodnie z procedurą zawartą w normie PN-EN 13555 [58]. Cykle obciążania i odciążania wykonano zgodnie z poszczególnymi etapami przedstawionymi w tabeli 4.2. Dla każdego kroku obciążenia i odciążenia przewidziano utrzymanie założonego nacisku przez czas 300 sekund.

Tab. 4.2. Procedura wyznaczania parametru Q_{Smax} .

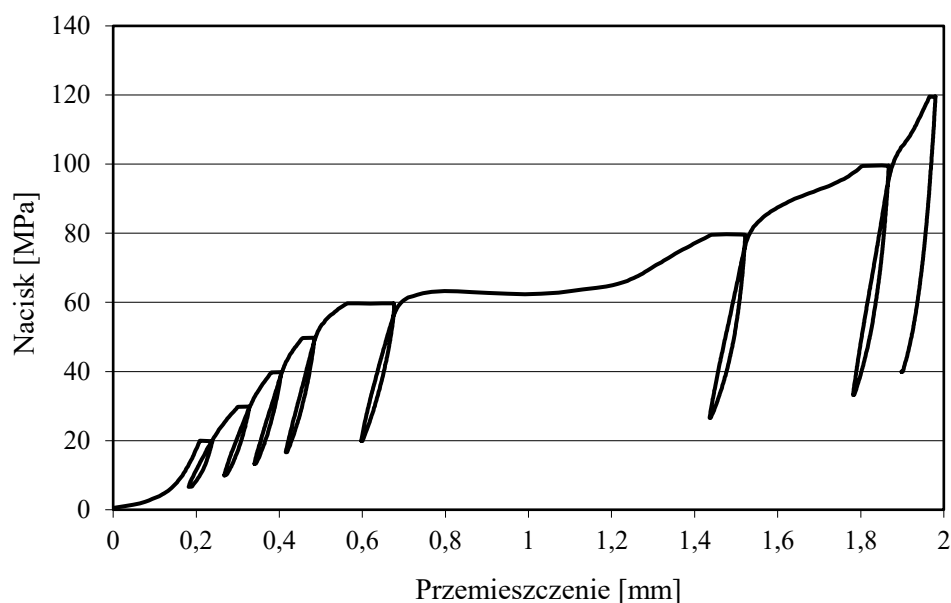
Krok	Q_{Ai} [MPa]	$Q_{Ai}/3$ [MPa]
1→2	20	6,7
3→4	30	10
5→6	40	13,3
7→8	50	16,7
9→10	60	20
11→12	80	26,7
13→14	100	33,3
15→16	120	40

Przebieg badania Q_{Smax} przedstawiono na rys. 4.10, gdzie krzywa koloru zielonego ilustruje kolejne kroki obciążania i odciążania próbki, krzywa koloru niebieskiego temperaturę w trakcie testu, a pozostałe krzywe zmianę grubości próbki pod wpływem nacisku na powierzchnię uszczelnienia. Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 13555 [58] maksymalne dopuszczalne obciążenie na powierzchnię części spiralnej to nacisk, który nie powoduje ściśnięcia elementu spiralnego do wartości równej grubości pierścienia wewnętrznego lub jego uszkodzenia. Zatem dla testowanego typu uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem miękkim-materiałowym z PTFE maksymalny dopuszczalny nacisk na powierzchnię uszczelnienia powinien wynosić $Q_{Smax} = 80$ MPa. Jednak uwzględniając kolejny warunek odnoszący się do znaczącej zmiany grubości, który wystąpił po osiągnięciu nacisku $Q = 60$ MPa, należy właśnie tę wartość uznać jako maksymalne dopuszczalne obciążenie Q_{Smax} . Dodatkowo zgodnie z zaleceniami normy ASME B16.20 [11] minimalna grubość uszczelnienia po osiągnięciu Q_{Smax} nie powinna wynosić mniej niż 3,43 mm. W rozpatrywanym przypadku zgodnie z przywołaną normą warunek ten został również spełniony.

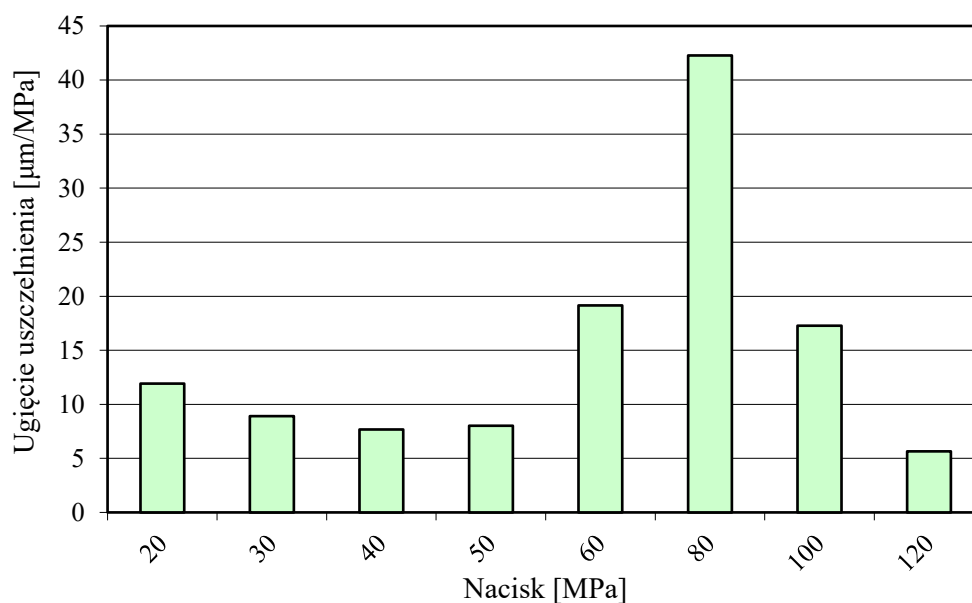


Rys. 4.10. Przebieg badania Q_{Smax} uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem PTFE w temperaturze otoczenia.

Wykres zilustrowany na rys. 4.11 przedstawia poszczególne zmiany odkształcenia uszczelnienia w zależności od obciążania i odciążania uszczelnienia. Zwiększanie nacisku powyżej wartości $Q = 60$ MPa powoduje znacznie większe odkształcenie grubości uszczelnienia niż ma to miejsce w przypadku niższych wartości, co dokładnie zobrazowano na wykresie słupkowym na rys. 4.12. Zatem uszczelnienie spiralne z wypełnieniem z PTFE z pierścieniem wewnętrznym może skutecznie i efektywnie pracować do nacisku równego $Q = 60$ MPa. Po przekroczeniu tej wartości następuje trwałe odkształcenie zwojów spirali w wyniku przekroczenia dopuszczalnej granicy plastyczności dla stalowych zwojów części spiralnej uszczelnienia. Oznacza to, że uszczelnienie po przekroczeniu Q_{Smax} traci zdolność do powrotu sprężystego, co może być szczególnie niekorzystne w momencie odciążania, które może wystąpić w wyniku działania temperatury lub ciśnienia wewnętrznego.

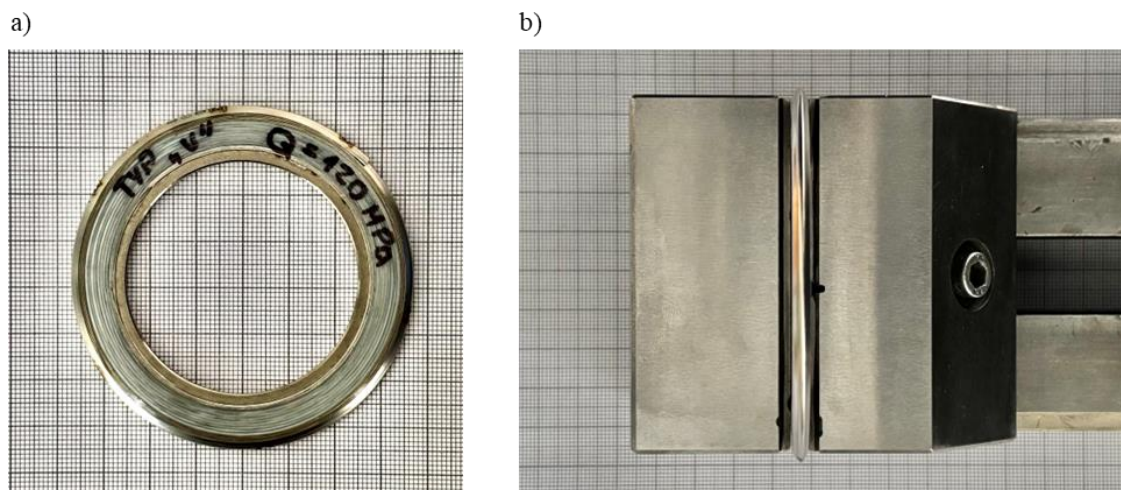


Rys. 4.11. Charakterystyka obciążania i odciążania uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem z PTFE w trakcie wyznaczania Q_{Smax} .



Rys. 4.12. Zależność ugięcia uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym z wypełnieniem PTFE w zależności od nacisku.

Uszczelnienie po badaniu przedstawia fotografia na rys. 4.13a. Obciążenie naciskiem $Q = 120$ MPa spowodowało niemal całkowite sprasowanie części spiralnej do grubości pierścienia wewnętrznego. W wyniku tego nie doszło do uszkodzenia zwojów taśmy stalowej w postaci wyboczenia, ale po odciążeniu zwoje taśmy uległy całkowitemu odkształceniu i zmieniły swój kształt do profilu przypominającego literę „V” bez widocznych segmentów pionowych, jak na rys. 4.13b.



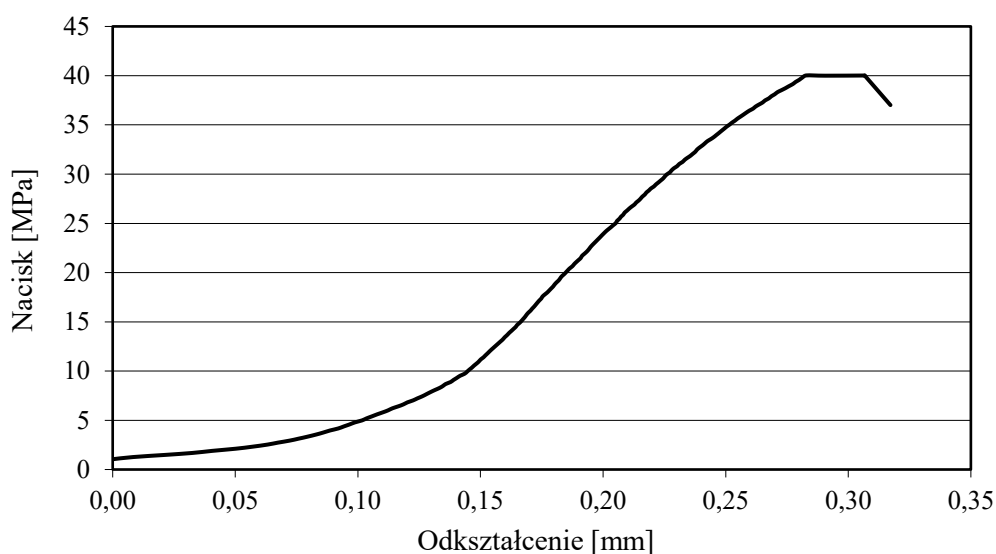
Rys. 4.13. Próbkę po badaniu Q_{Smax} w temperaturze otoczenia: a) widok na powierzchnię uszczelnienia, b) widok na profil elementu spiralnego.

4.5. Określenie współczynnika relaksacji P_{QR}

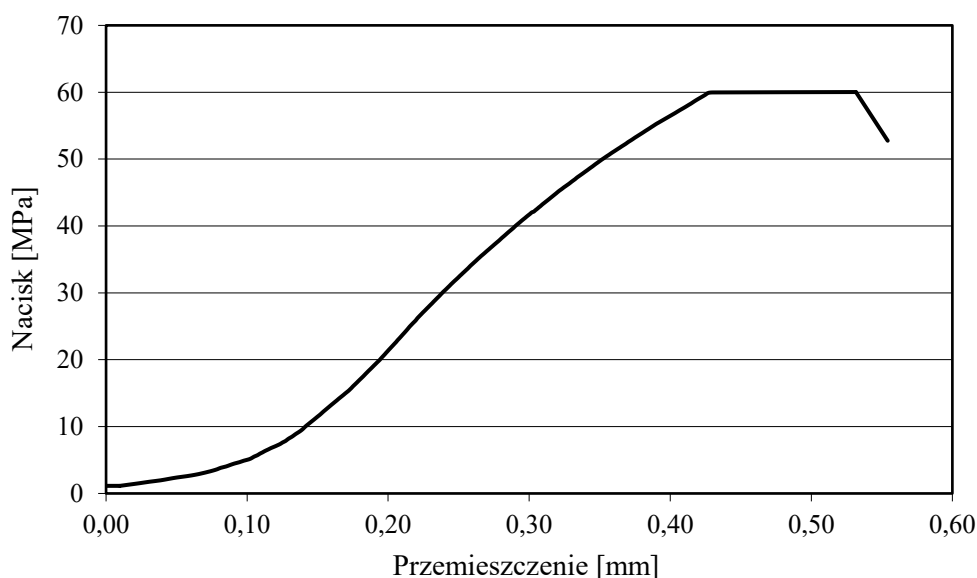
Kolejnym etapem badań prowadzonych w celu określenia maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax} było wyznaczenie współczynnika P_{QR} , który charakteryzuje procesy reologiczne związane z relaksacją oraz jest jednym ze sposobów na ocenę jakości uszczelnienia. Zgodnie z założeniami normy PN-EN 13555 [58] po 4 godzinach od osiągnięcia założonego nacisku montażowego rejestrowano wartość nacisku resztkowego. Współczynnik P_{QR} wyznaczono w temperaturze otoczenia dla nacisku $Q_{Smax} = 60$ MPa (rys. 4.14) oraz dla niższego nacisku $Q = 40$ MPa (rys. 4.15). Współczynniki obliczono na podstawie wzoru 2.1 przedstawionego w podrozdziale 2.2. Otrzymano następujące rezultaty:

- $P_{QR} = 0,93$ dla nacisku montażowego $Q = 40$ MPa,
- $P_{QR} = 0,88$ dla nacisku montażowego $Q = 60$ MPa.

Zaobserwowano niewielkie pogorszenie współczynnika P_{QR} przy zwiększonym nacisku montażowym, ale nadal jest to wartość na wysokim poziomie. W ten sposób potwierdzono maksymalny dopuszczalny nacisk na powierzchnię uszczelnienia równy $Q_{Smax} = 60$ MPa.



Rys. 4.14. Przebieg odkształcenia uszczelnienia spiralnego pod naciskiem 40 MPa.



Rys. 4.15. Przebieg odkształcenia uszczelnienia spiralnego pod naciskiem 60 MPa.

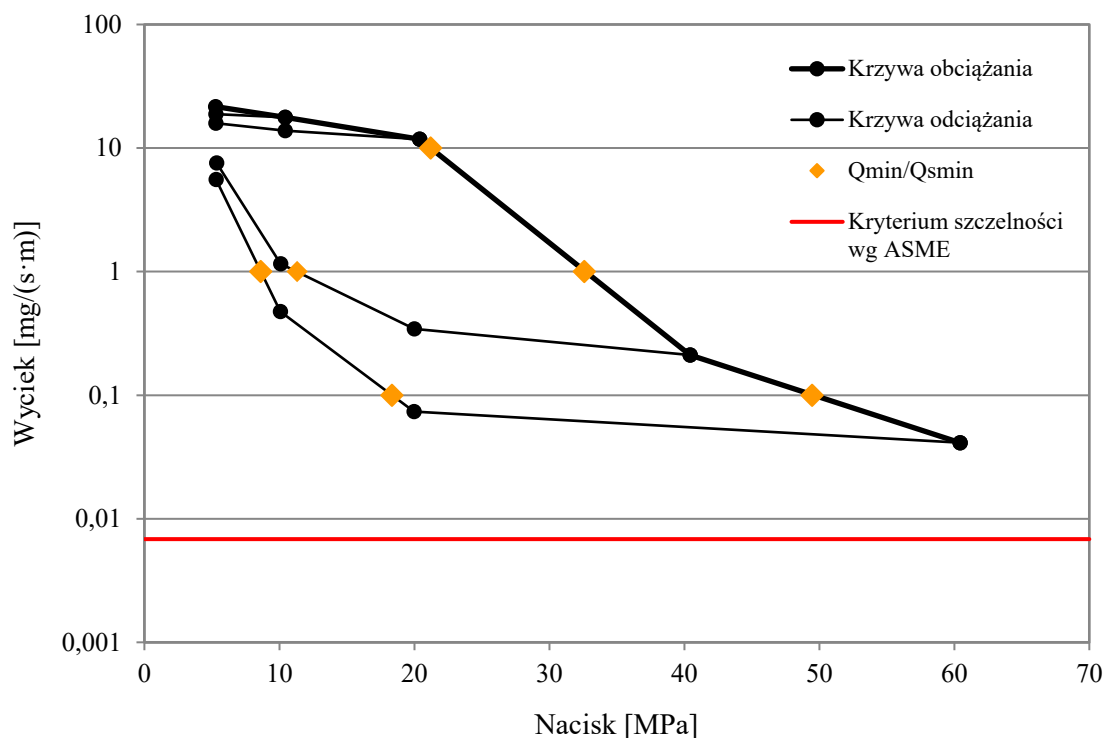
4.6. Wyznaczenie charakterystyki szczelności

Minimalne naciski na powierzchnie uszczelnienia, odpowiadające poszczególnym poziomom szczelności, określono w cyklach obciążania i odciążania. Badania zrealizowano w zakresie nacisku od 5 MPa do 60 MPa. Pomiary szczelności wykonano w temperaturze otoczenia, w kolejności przedstawionej w tabeli 4.4, zgodnie z procedurą zawartą w normie PN-EN 13555 [58]. Test przeprowadzono z użyciem helu, przy ciśnieniu $p = 40$ bar. Ze względu na dynamikę wycieku zastosowano metodę różnicową, ponieważ nie osiągnięto poziomu wycieku poniżej wartości $L = 10^{-3}$ mg/(m·s).

Tab. 4.4. Procedura wyznaczania klas szczelności.

Krok	Nacisk w trakcie obciążania [MPa]	Nacisk w trakcie odciążania [MPa]
1	5	—
2→3	10	5
4→5→6	20	10→5
7→8→9→10	40	20→10→5
11→12→13→14	60	20→10→5

Charakterystykę szczelności w poszczególnych krokach obciążania i odciążania powierzchni uszczelnienia spiralnego przedstawiono na wykresie na rys. 4.16. Krzywa koloru czerwonego wyznacza granicę maksymalnego dopuszczalnego wycieku. Kryterium to zostało przedstawione w najnowszym wydaniu normy ASME B16.20 [11] dla metanu jako gazu testowego i wynosi $L = 0,0137$ mg/(s·m). Natomiast dla helu maksymalna dopuszczalna wartość wycieku jest równa $L = 0,00684$ mg/(s·m), zgodnie z obliczeniami przedstawionymi w opracowaniu [14].



Rys. 4.16. Charakterystyka szczelności uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym z wypełnieniem PTFE.

W tabeli 4.5 zestawiono poszczególne poziomy szczelności wraz z minimalnymi wartościami nacisku na powierzchnię uszczelnienia podczas montażu $Q_{min(L)}$, które gwarantują ich osiągnięcie. Kryterium ASME mieści się pomiędzy klasą szczelności $L = 10^{-2} \text{ mg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ a $L = 10^{-3} \text{ mg}/(\text{m} \cdot \text{s})$. W przypadku uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem z PTFE nie uzyskano szczelności spełniającej wymagania rozpatrywanego standardu. Pierwszą klasę szczelności $L = 10^{-1} \text{ mg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ osiągnięto dopiero przy nacisku równym $Q = 49,2 \text{ MPa}$.

Tab. 4.5. Wartości $Q_{min(L)}$ dla uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem PTFE.

L [mg/(m·s)]	$Q_{min(L)}$ [MPa]
10^1	21,2
10^0	32,6
10^{-1}	49,2
10^{-2}	Nie osiąga
ASME	Nie osiąga
10^{-3}	Nie osiąga

W trakcie pracy złącza kołnierzowo-śrubowego dochodzi do odciążania uszczelnienia wskutek działania ciśnienia wewnętrznego, sił zewnętrznych oraz rozszerzalności cieplnej elementów złącza. Zatem z eksploatacyjnego punktu widzenia w takich warunkach bardzo ważne jest utrzymanie założonego poziomu szczelności w jak największym zakresie nacisku na powierzchni uszczelnienia. Najkorzystniejsza sytuacja występuje, gdy szczelność podczas odciążania uszczelnienia jest zbliżona do poziomu osiąganego przy jego obciążaniu. W analizowanym przypadku najlepsza stabilizacja następuje dopiero po osiągnięciu nacisku montażowego $Q_A = 60$ MPa. Jest to bardzo niekorzystne, ponieważ stanowi równowartość maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax} . W związku z powyższym zakres optymalnego stosowania w zmiennych warunkach obciążenia zostaje bardzo mocno ograniczony tam, gdzie wymagany jest wysoki poziom szczelności.

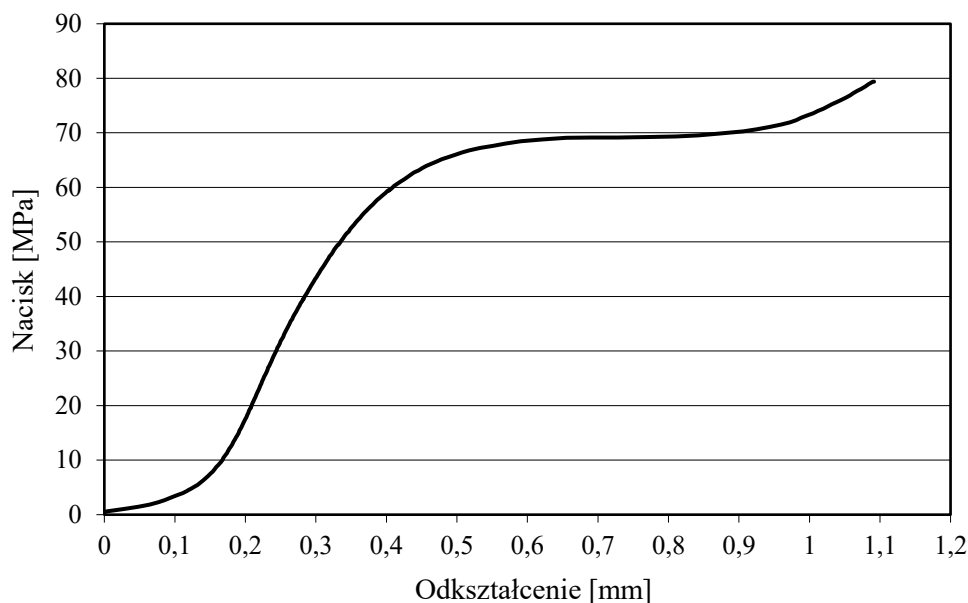
4.7. Wyznaczenie charakterystyki ściskania

Na potrzeby walidacji modelu numerycznego, zaplanowanego w dalszym etapie pracy, opracowano własną procedurę badawczą dotyczącą próby ściskania. Doświadczenie polegało na stopniowym obciążaniu uszczelnienia do założonego nacisku oraz rejestracji powstałego odkształcenia próbki. Eksperyment przeprowadzono z zastosowaniem płyt przewidzianych do badań wytrzymałości mechanicznej z przyłgą typu A (płaską). Poszczególne kroki obciążania zestawiono w tab. 4.6. Test przeprowadzono ze stałą prędkością narastania obciążenia równą 0,5 kN/s.

Tab. 4.6. Procedura wyznaczania charakterystyki ściskania.

Krok	Nacisk [MPa]
1	5
2	10
3	20
4	40
5	50
6	60
7	80

Celem tego badania było wyznaczenie charakterystyki nacisku w funkcji odkształcenia, jak na rys. 4.17. Na podstawie otrzymanych wyników można wyróżnić 3 etapy pracy uszczelnienia spiralnego. Pierwszy z nich to odkształcenie taśmy miętko-materiałowej do szerokości taśmy stalowej. W omawianym przypadku zjawisko to ma miejsce do odkształcenia równego 0,2 mm. Następnie zwoje spirali przejmują główne obciążenie, najpierw w zakresie sprężystym, a następnie w zakresie plastycznym. Z punktu widzenia pracy złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem spiralnym to właśnie 2 etap jest najistotniejszy, ponieważ pomimo spadku naprężenia w śrubach, spowodowanego wzrostem lub spadkiem ciśnienia wewnętrznego w instalacji lub cyklów termicznych, uszczelnienie nadal może efektywnie pracować.



Rys. 4.17. Charakterystyka sztywności uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym z wypełnieniem PTFE.

4.8. Podsumowanie wyników badań wstępnych

Na podstawie wykonanych badań wstępnych prowadzonych w celu wyznaczenia podstawowych właściwości uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem z PTFE można sformułować następujące wnioski:

1. Wzrost nacisku na powierzchnię uszczelnienia spiralnego powoduje spadek różnicy pomiędzy poziomem szczelności uzyskanym przy nacisku Q_{min} a Q_{Smin} dopiero przy wartościach bliskich Q_{Smax} .
2. Uszczelnienie spiralne z pierścieniem wewnętrznym wyróżnia się nieliniową charakterystyką sztywności.
3. Poziom szczelności poniżej nacisku równego $Q = 20$ MPa, w każdym przypadku odciążania, jest zdecydowanie gorszy niż w przypadku większego obciążenia wstępnego i ponownego odciążenia, co może eliminować stosowanie tego typu uszczelnienia w aplikacjach, gdzie konstrukcja złącza kołnierzowo-śrubowego uniemożliwia osiągnięcie wysokich nacisków montażowych.
4. Określenie maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax} na etapie początkowym umożliwia dokładne wyznaczenie zakresu dalszych badań, a uzyskane rezultaty potwierdzają przyjętą kolejność prowadzenia testów.
5. Istnieje korelacja pomiędzy przebiegiem charakterystyki ściskania a przebiegiem krzywej charakterystyki Q_{Smax} , gdzie początek odkształcenia plastycznego odpowiada wartości Q_{Smax} .
6. Przyjęto, że dalsze prace badawcze będą prowadzone w kierunku sprawdzenia wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych elementu spiralnego na właściwości uszczelnienia, związanych z wytrzymałością mechaniczną i szczelnością uszczelnienia spiralnego.

5. Badania zasadnicze

5.1. Symulacje numeryczne

Ocena wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych na właściwości uszczelnienia spiralnego w drodze badań doświadczalnych byłaby niezwykle czasochłonna oraz kosztowna, ze względu na liczbę testów, a także dostosowanie maszyn i wyprodukowanie serii prototypowych wszystkich konfiguracji. W związku z tym wybrano symulacje numeryczne jako główną metodę do przeprowadzenia kompleksowej analizy rozkładu nacisku kontaktowego i odkształcenia uszczelnienia. Metoda elementów skończonych (MES) jest obecnie jednym z podstawowych narzędzi stosowanych do projektowania i optymalizacji konstrukcji [16]. Symulacje statyczne umożliwiają szczegółową analizę w zakresie złożonych zagadnień mechanicznych konstrukcji, która byłaby niemożliwa do uzyskania przy pomocy obliczeń analitycznych lub badań eksperymentalnych.

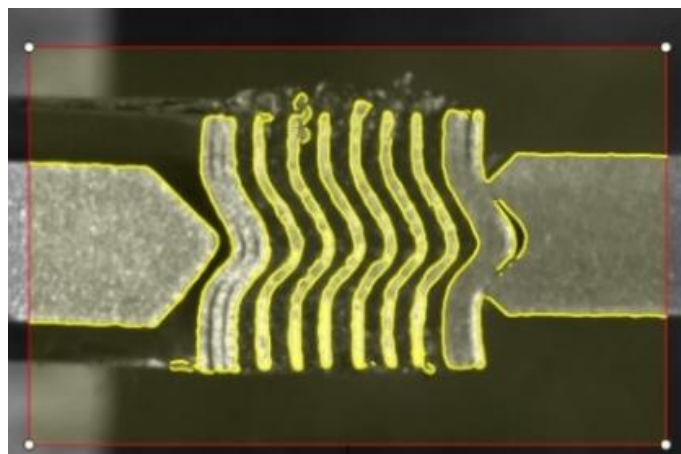
Liczbę symulacji, niezbędnych do określenia wpływu poszczególnych cech geometrycznych na właściwości uszczelnienia, oparto na podstawie techniki planowania eksperymentu. Należy podkreślić, że analizowana problematyka charakteryzuje się znaczną nieliniowością dotyczącą materiału, odkształcenia oraz kontaktu (ze względu na tarcie), co wymaga zastosowania zaawansowanych metod projektowania. W związku z powyższym analiza MES osiowo-symetrycznych modeli 2D jest jedną z najczęściej stosowanych w tego rodzaju zagadnieniach, co potwierdzają liczne badania w tym kierunku [5, 30, 37, 40, 45, 51].

5.1.1. Budowa modelu geometrycznego uszczelnienia spiralnego

Model geometryczny uszczelnienia spiralnego wykonano przy pomocy komercyjnego oprogramowania typu CAD, firmy Autodesk. W celu jak najdokładniejszego odwzorowania kształtu profilu taśmy standardowo produkowanego uszczelnienia typu „V” (przyjętego na etapie badań wstępnych), zrealizowano pomiary mikroskopem optycznym Keyence IM-8030T o dokładności $\pm 2,5 \mu\text{m}$.

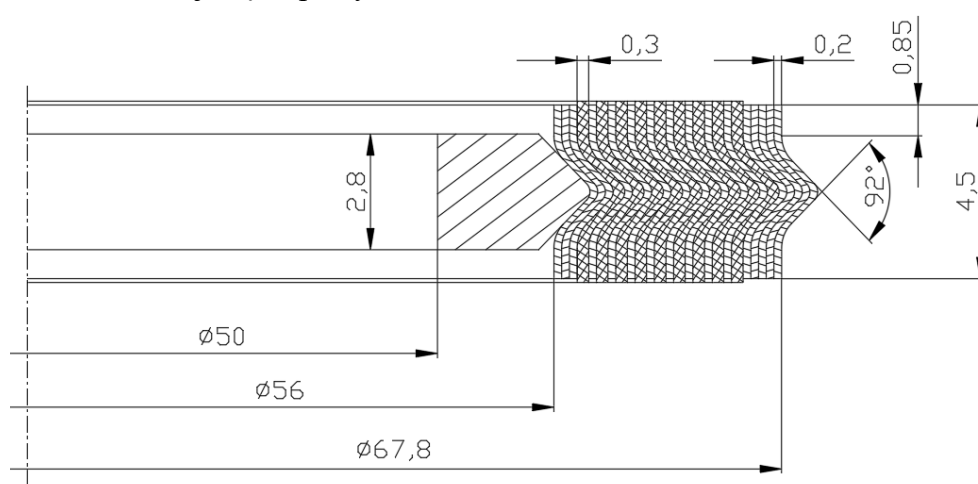
Do wykonania przekroju poprzecznego uszczelnienia użyto elektrodrążarki drutowej, cechującej się wysoką precyzją oraz minimalnym ryzykiem uszkodzenia poszczególnych zwojów spirali podczas cięcia. Wykonanie przekroju tą metodą było możliwe przy zastosowaniu wypełnienia z grafitu ekspandowanego zamiast PTFE, który jest materiałem nieprzewodzącym, uniemożliwiającym prawidłową pracę tej maszyny. Ponadto zamontowano pierścień zewnętrzny, w celu zabezpieczenia części spiralnej przed wystąpieniem odprężenia zwojów taśmy stalowej w trakcie cięcia.

Zbiór punktów tworzący kształt profilu przedstawionego na rys. 5.1 zaimportowano do programu Inventor Professional 2021 w formacie DXF, a następnie aproksymowano go za pomocą odpowiednich krzywych. W ten sposób odtworzono rzeczywisty kształt profilu taśmy stalowej i wypełnienia miękkiego materiałowego uszczelnienia spiralnego, który został wyprodukowany za pomocą półautomatycznej maszyny AISA MSG 09 firmy GSKET przy użyciu standardowego oprzyrządowania przewidzianego przez producenta.



Rys. 5.1. Pomiar profilu spirali na stanowisku pomiarowym KEYENCE IM-8030T.

Wyniki pomiarów części spiralnej zilustrowano na rys. 5.2. Na ich podstawie opracowano model geometryczny uszczelnienia, który z bardzo dużą dokładnością odwzorowuje rzeczywisty kształt profilu, przyjętego na etapie badań doświadczalnych. Docelowo sparametryzowano geometrię części spiralnej uszczelnienia na potrzeby przygotowania zmodyfikowanych modeli osiowosymetrycznych, wymaganych do realizacji planu eksperymentu w dalszej części pracy.



Rys. 5.2. Wyniki pomiarów przekroju poprzecznego standardowego uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym.

5.1.2. Model numeryczny i warunki brzegowe

Kompletny dwuwymiarowy model osiowosymetryczny, niezbędny do wykonania symulacji jednoosiowego ściskania, składał się z płyty górnej i dolnej, pomiędzy którymi umieszczono odwzorowaną standardową geometrię uszczelnienia DN40 PN40. Analogicznie do warunków występujących podczas testów eksperymentalnych na stanowisku TEMES_{fl.ai1} zastosowano płyty z przylgą typu A (płaską). Tak przygotowaną geometrię w formacie STEP (z ang. *Standard for the Exchange of Product Data*), eksportowano do modułu STATIC STRUCTURAL, zawartego w oprogramowaniu ANSYS V22.2, przy pomocy którego przeprowadzono obliczenia numeryczne.

W celu ułatwienia identyfikacji poszczególnych elementów modelu w trakcie definicji kontaktów, warunków brzegowych oraz analizy wyników, przyjęto następujące nazewnictwo i numerację:

- $S_1, S_2, \dots, S_n$ – zwoje taśmy stalowej kolejno od średnicy wewnętrznej,
- $P_1, P_2, \dots, P_n$ – zwoje taśmy PTFE kolejno od średnicy wewnętrznej,
- IR – pierścień wewnętrzny,
- BP – płyta dolna,
- UP – płyta górna.

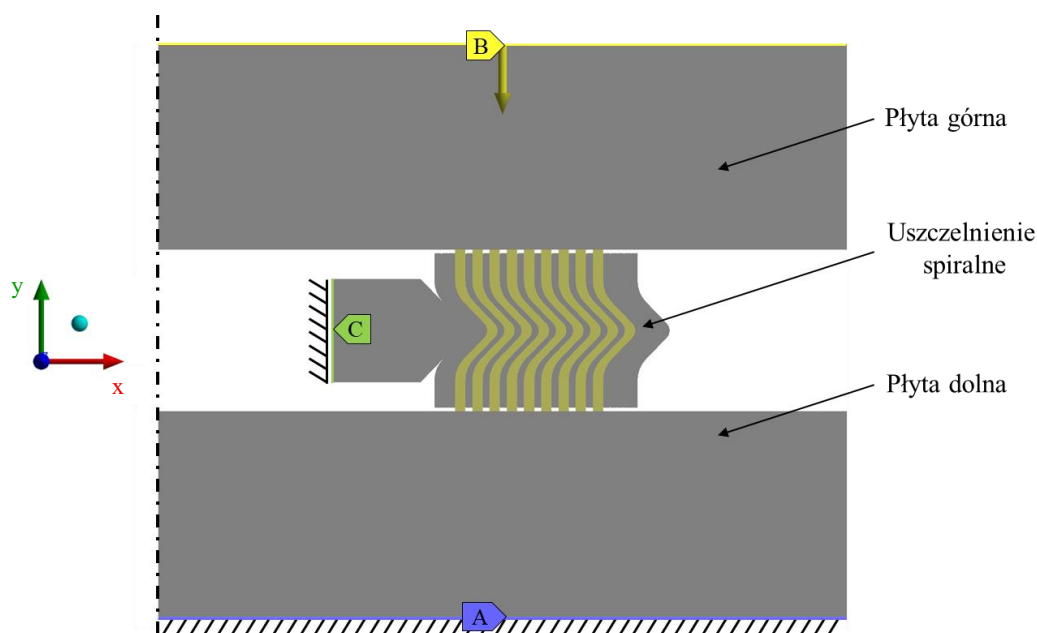
W analizowanym zagadnieniu, zarówno w przypadku elementów stalowych, jak i PTFE, zastosowano izotropowe i nieliniowe właściwości materiału. W modelu obejmującym górną i dolną płytę prasy hydraulicznej, zwoje taśmy stalowej oraz pierścień wewnętrzny przypisano właściwości stali kwasoodpornej 316L. Na potrzeby obliczeń numerycznych szczegółowe charakterystyki materiałów pobrano z biblioteki ANSYS GRANTA, a następnie zweryfikowano je z danymi od dostawców poszczególnych materiałów. W tabeli 5.1 zestawiono ich podstawowe parametry.

Tab. 5.1. Właściwości mechaniczne materiałów zastosowanych do obliczeń numerycznych

Właściwości	Materiał	
	Taśma 316	Taśma PTFE
Gęstość [g/cm ³]	8,0	2,1
Moduł Younga [MPa]	200000	310
Granica plastyczności [MPa]	240	11
Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	630	29
Współczynnik Poissona	0,30	0,42

Rozpatrywany przypadek charakteryzuje się zarówno osiową symetrią kształtu, jak i symetrycznym obciążeniem. Warunki brzegowe modelu zdefiniowano zgodnie z rys. 5.3. Dolną płytę utwierdzono nieruchomo (oznaczono literą A), a za pomocą płyty górnej symulowano przemieszczenie w kierunku osi Y (oznaczono literą B), analogicznie jak w przypadku ruchu tłoka prasy na stanowisku doświadczalnym. Ponadto wprowadzono dodatkowy warunek dla pierścienia wewnętrznego, który uniemożliwiał ruch w kierunku osi X (oznaczono literą C). Następnie na podstawie sił reakcji powstałych w podporze A obliczono nacisk na powierzchnię uszczelnienia w zależności od odkształcenia uszczelnienia.

Symulację jednoosiowego ściskania przeprowadzono do uzyskania odkształcenia części spiralnej równego 1,0 mm. Obliczenia numeryczne wykonano metodą iteracyjną [8], z uwzględnieniem nieliniowych właściwości materiałów oraz możliwością wystąpienia dużych odkształceń.



Rys. 5.3. Warunki brzegowe modelu osiowosymetrycznego uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym o wymiarach DN40 PN40 wraz z płytą górną i dolną.

5.1.3. Definicja kontaktów

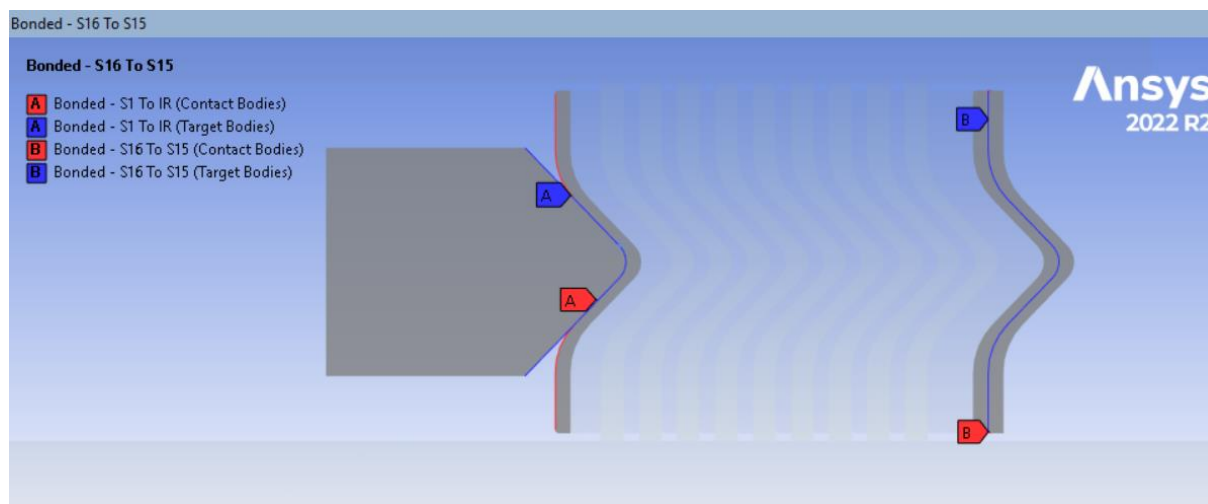
Rozwiązanie i uzyskanie zbieżności obliczeń numerycznych wymagało określenia odpowiednich par kontaktów pomiędzy wszystkimi elementami modelu. Do rozwiązania problemu kontaktu wykorzystano algorytm *Normal Lagrange*, zapobiegający penetracji przy uwzględnieniu zjawiska tarcia [6]. Zastosowano kontakt typu linia do linii, gdzie elementy bierne zdefiniowano jako typ *TARGE 169*, a elementy czynne jako *CONTA 172*. W opracowywanym modelu przypisano kilkadziesiąt par kontaktów, które zostały pogrupowane zgodnie z podziałem przedstawionym w tabeli 5.2.

Tab. 5.2. Podział kontaktów na grupy w zależności od wzajemnego oddziaływania elementów.

Grupa	Cel	Kontakt
Element spiralny	Taśma stalowa	Taśma PTFE
Pierścień wewnętrzny – element spiralny	Pierścień wewnętrzny	Taśma stalowa
Taśma PTFE – płyta górna/ dolna	Płyta górna/ dolna	Taśma PTFE
Taśma stalowa – płyta górna/ dolna	Płyta górna/ dolna	Taśma stalowa

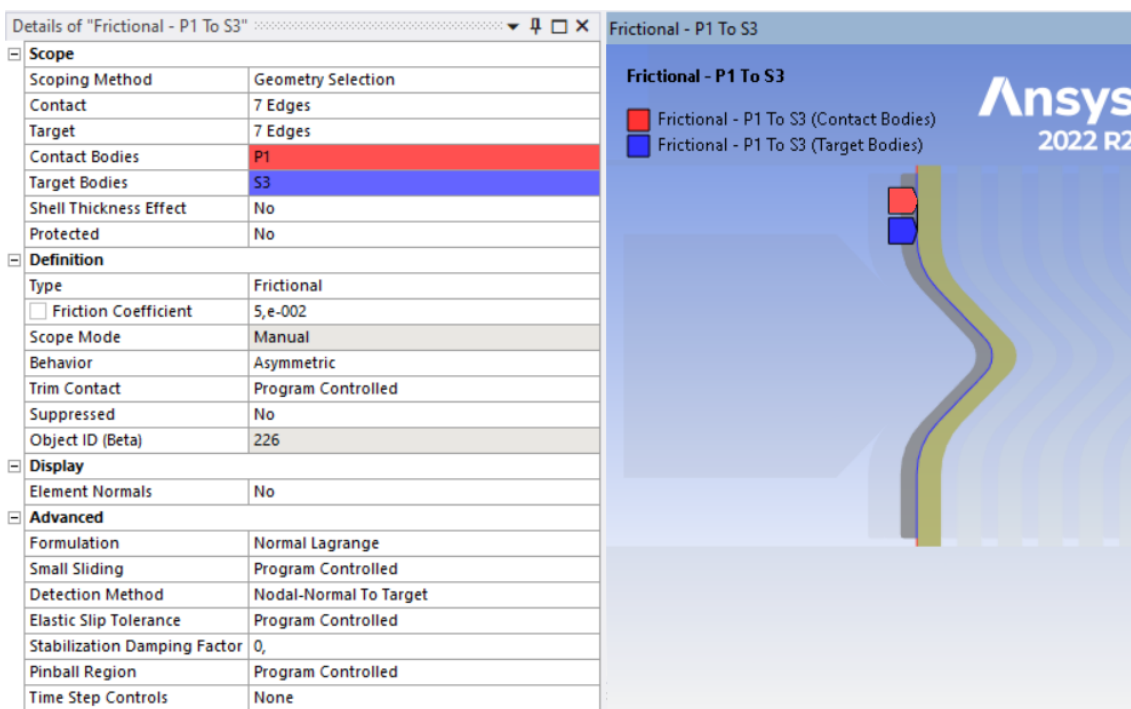
W trakcie ustalenia pary kontakt-cel zastosowano regułę, gdzie jako cel (*target*) określono element charakteryzujący się większą sztywnością, a kontakt (*contact*) mniejszą. Pomiedzy elementami zastosowano nieliniowy kontakt z tarcie (frictional), z wyjątkiem dwóch par: pomiędzy pierścieniem wewnętrznym a pierwszym zwojem taśmy stalowej oraz pomiędzy przedostatnim a ostatnim zwojem taśmy stalowej. Zgodnie z technologią produkcji są one

trwale ze sobą połączone poprzez obwodowe zgrzewanie. Jak zilustrowano na rys. 5.4, w tych miejscach przypisano kontakt typu *bonded*.



Rys. 5.4. Kontakt związany typu „bonded” na wybranych elementach modelu.

W przypadku kontaktu pomiędzy elementami stalowymi przyjęto współczynnik tarcia równy $\mu = 0,15$ [19], a dla współpracy pomiędzy elementami stalowymi a PTFE $\mu = 0,05$ [55]. Następnie ustawiono zachowanie kontaktu jako asymetryczne oraz metodę wykrywania jako normalno-węzłową od kontaktu (*nodal-normal to target*). Przykładową parę kontaktu wraz z ustawieniami przedstawiono na rys. 5.5. Przyjęte kryteria umożliwiają odwzorowanie rzeczywistych warunków występujących w trakcie obciążenia uszczelnienia, jak na stanowisku badawczym.



Rys. 5.5. Ustawienia dla pary kontaktu zwoju taśmy stalowej i PTFE.

5.1.4. Wpływ wielkości siatki dyskretnej

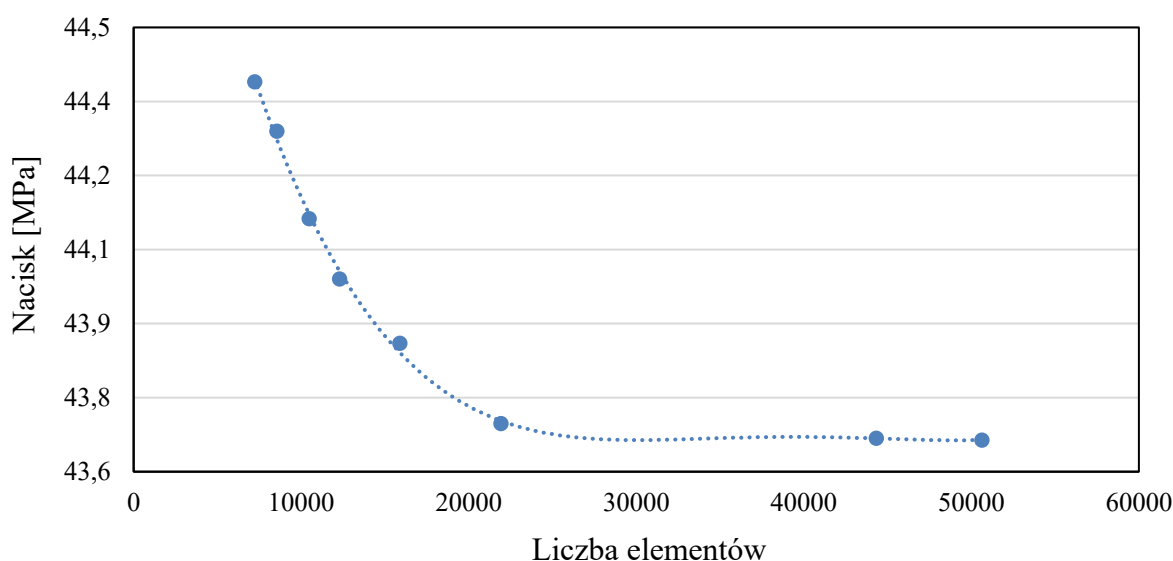
Wszystkie elementy modelu numerycznego dyskretyzowano za pomocą elementów trójkątnych, drugiego rzędu (sześciowęzłowych) PLANE 183. Obliczenia numeryczne przeprowadzono stosując metodę Newtona-Raphsona [67]. W celu określenia optymalnej wielkości elementów skończonych wykonano test zbieżności siatki [7]. Ze względu na fakt, iż największy wpływ na uzyskiwane wyniki miało zagęszczenie siatki na zwojach taśmy stalowej i PTFE, to właśnie na tych elementach skupiono się w trakcie doboru optymalnych parametrów siatki. Zagęszczenie siatki powyżej 20 tys. elementów nie wpływało na otrzymywane wyniki, ale ostatecznie przewymiarowano siatkę w celu dokładnej analizy rozkładu nacisku stykowego pomiędzy zwojami taśmy PTFE a powierzchnią płyty dociskowej. Wymiary poszczególnych elementów wyniosły kolejno:

- 0,3 mm dla płyt górnej i dolnej,
- 0,1 mm dla pierścienia wewnętrznego,
- 0,04 mm dla taśmy stalowej i PTFE.

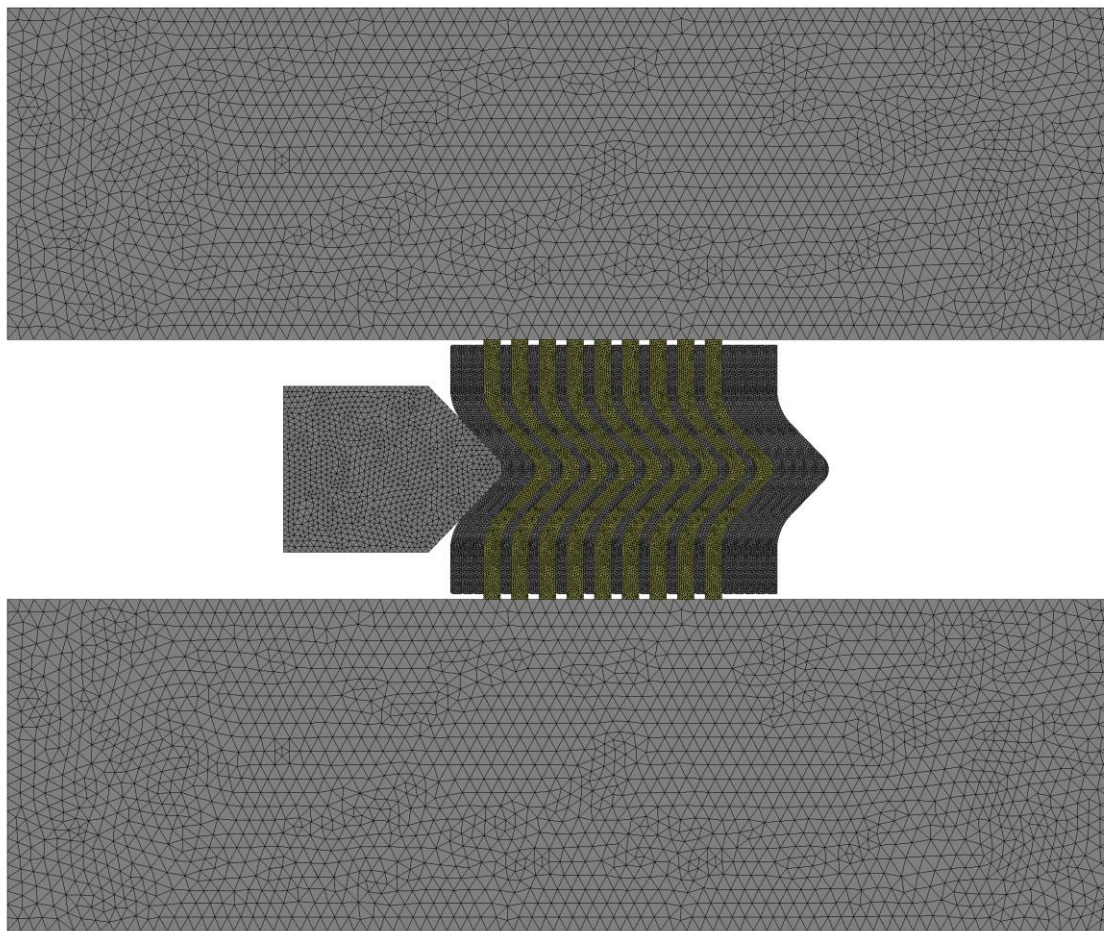
Dla powyższej konfiguracji model składał się z 44329 elementów oraz 95933 węzłów, a szczegółowe parametry siatki zestawiono w tabeli 5.3. Wykres przedstawiony na rys. 5.6. wskazuje i potwierdza, że dalsze zagęszczanie siatki nie miało wpływu na uzyskiwane wyniki. Kompletny model dyskretny zilustrowano na rys. 5.7.

Tab. 5.3. Parametry opracowywanej siatki numerycznej.

Wartość	Jakość elementów	Skośność	Współczynnik kształtu
Średnia	0,96	0,059	1,201
Minimalna	0,73	0,053	1,002
Maksymalna	1	0,433	2,001



Rys. 5.6. Wpływ gęstości siatki na wartość nacisku stykowego przy odkształceniu uszczelnienia wynoszącym 0,3 mm.



Rys. 5.7. Siatka numeryczna uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym umieszczonego pomiędzy dwiema płytami pomiarowymi.

5.1.5. Wyznaczenie nacisku na powierzchni uszczelnienia

Nacisk stykowy na powierzchnię uszczelnienia dla kolejnych kroków odkształcenia wyznaczono na podstawie wypadkowej sił reakcji, oddziaływującej na dolną płytę, za pomocą wzoru 5.1. Obliczenia wykonano przy użyciu programu Excel z pakietu Microsoft Office, w opracowanym arkuszu kalkulacyjnym.

$$Q = \frac{F_w}{A_G} \quad (5.1)$$

gdzie:

F_w – wypadkowa sił oddziaływujących na dolną płytę podczas ściskania,

A_G – pole powierzchni uszczelnienia spiralnego, obliczono zgodnie z poniższym wzorem:

$$A_G = \pi \cdot \left(\left(\frac{d_3}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 \right) \quad (5.2)$$

gdzie:

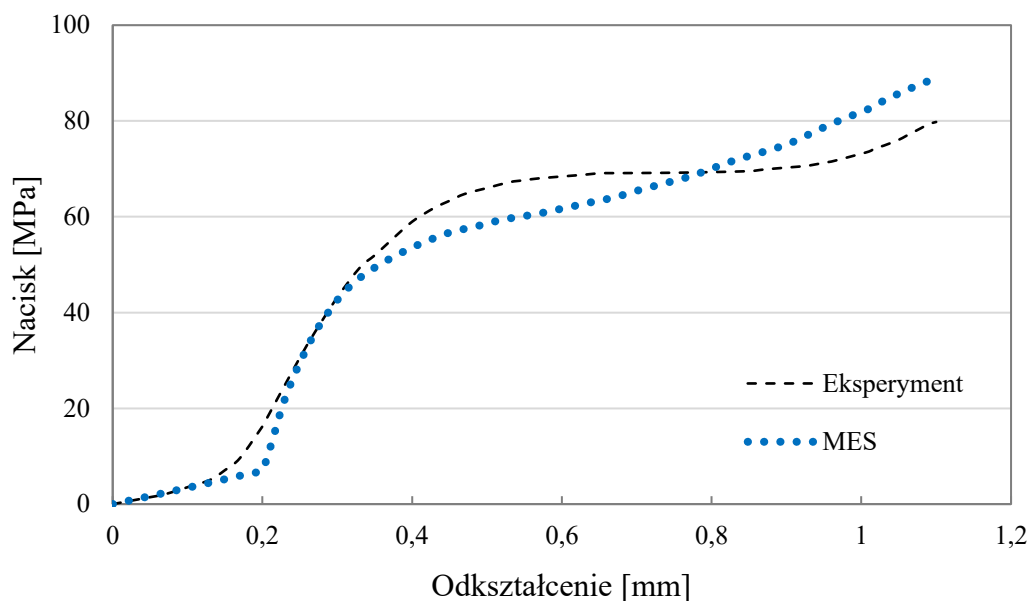
d_2 – średnica wewnętrzna elementu spiralnego,

d_3 – średnica zewnętrzna elementu spiralnego.

5.1.6. Walidacja modelu numerycznego

Wyniki symulacji MES zweryfikowano z wynikami badań doświadczalnych. Porównanie charakterystyki ściskania uzyskanej w wyniku obliczeń numerycznych i eksperymentu przedstawiono za pomocą wykresu na rys. 5.8. Przebieg krzywej zależności odkształcenia grubości testowanej próbki od wywieranego nacisku na jej powierzchnię jest zbliżony dla obu metod.

Dokładność obliczeń numerycznych oceniono względem wartości eksperymentalnych za pomocą wzoru 5.3, obliczając średni bezwzględny błąd procentowy *MAPE* (*Mean Absolute Percentage Error*). W rozpatrywanym zakresie odkształcenia błąd poniżej 10% wskazuje na satysfakcjonującą zgodność opracowanego modelu numerycznego z wynikami badań, co w przypadku tak nieliniowego zagadnienia należy uznać za wystarczający poziom dokładności.



Rys. 5.8. Charakterystyka ściskania uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 z wypełnieniem z PTFE wyznaczona za pomocą badań eksperymentalnych i obliczeń numerycznych.

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y - y_{MES}}{y} \right| \cdot 100\% = 9,95\% \quad (5.3)$$

gdzie:

y – wartość rzeczywista (otrzymana w wyniku badań eksperymentalnych),

y_{MES} – wartość otrzymana w wyniku obliczeń numerycznych,

n – liczba punktów pomiarowych.

Bazując na otrzymanych wynikach potwierdzono zasadność stosowania MES jako wiarygodnego narzędzia badawczego do analizy wpływu geometrii części spiralnej na uzyskiwane właściwości uszczelnienia.

5.2. Plan eksperymentu – uszczelnienie spiralne typu „V”

Standardowy przekrój poprzeczny uszczelnienia spiralnego, przedstawiony w normach PN-EN 1514-2 [54] oraz ASME B16.20 [11], ma taki sam kształt. Charakterystyczne wymiary geometryczne wraz z tolerancjami określają:

- wysokość profilu zwoju z taśmy stalowej,
- grubość taśmy stalowej,
- średnice poszczególnych elementów.

Wymiary niesparametryzowane normami, które mają wpływ na zmianę kształtu przekroju poprzecznego, a tym samym na właściwości uszczelnienia to:

- wysokość segmentu pionowego,
- kąt rozwarcia profilu „V”,
- grubość wypełnienia miętko-materiałowego.

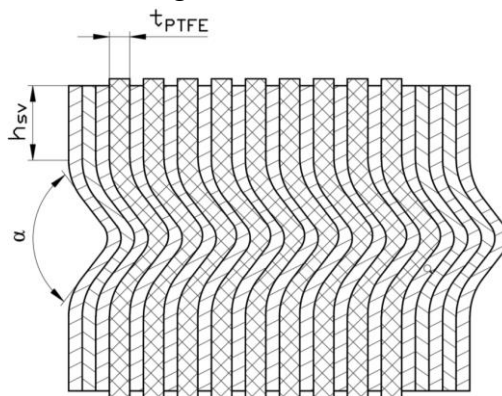
Opracowanie, wyprodukowanie oraz zbadanie wszystkich możliwych konfiguracji geometrycznych byłoby niezwykle czasochłonne i kosztowne. W związku z tym opracowano kompletny dwupoziomowy plan eksperymentu $PD/KD\ 2^n$ [43, 44, 48, 59], na podstawie którego możliwe jest sformułowanie modelu analitycznego, opisującego wpływ poszczególnych zmiennych na analizowane zjawisko, czyli wytrzymałość mechaniczną w odniesieniu do maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax} . Niezbędna liczba doświadczeń N (wzór 5.4), potrzebna do przeprowadzenia kompletnego planu 2^n , uzależniona jest od liczby zmiennych wejściowych. W rozpatrywanym zagadnieniu jako zmienne wejściowe przyjęto wszystkie wymiary niesparametryzowane normami.

$$N = 2^n = 8 \quad (5.4)$$

gdzie:

n – liczba zmiennych wejściowych.

Zmienne niezależne rzeczywiste, wybrane do realizacji planu $PD/KD\ 2^3$, zilustrowano na rys. 5.9. Górny i dolny poziom poszczególnych zmiennych określono na podstawie możliwości technologicznych wykonania danego kształtu oraz z uwzględnieniem wytycznych określonych w normach. W tabeli 5.4 przedstawiono przyjęte poziomy poszczególnych zmiennych oraz ich zakodowane wartości, które obliczono zgodnie ze wzorem 5.5.



Rys. 5.9. Zmienne niezależne rzeczywiste opisujące standardowy profil typu „V”:

h_{sv} – wysokość segmentu pionowego; t_{PTFE} – grubość taśmy PTFE; α – kąt rozwarcia profilu.

Tab. 5.4. Zakres zmiennych niezależnych rzeczywistych i kodowanych.

Wyszczególnienie	Zmienne niezależne rzeczywiste		
	Wysokość segmentu pionowego, h_{sv} [mm]	Kąt rozwarcia, α [°]	Grubość taśmy PTFE, t_{PTFE} [mm]
Poziom dolny	0,8	80	0,3
Poziom górny	1,4	140	0,6
Środek planu	1,1	110	0,45
Krok eksperymentu	0,3	30	0,15
	Zmienne niezależne kodowane		
	x_1	x_2	x_3
Poziom dolny	-1	-1	-1
Poziom górny	1	1	1

$$x_i = \frac{x_{i(\min \text{ lub } \max)} - x_{i0}}{\Delta x_i} \quad (5.5)$$

gdzie:

$x_{i(\min \text{ lub } \max)}$ – minimalna lub maksymalna wartość i-tej zmiennej rzeczywistej,

x_{i0} – wartość środka planu i-tej zmiennej rzeczywistej obliczono zgodnie ze wzorem:

$$x_{i0} = \frac{x_{i \max} + x_{i \min}}{2} \quad (5.6)$$

Δx_i – krok eksperymentu i-tej zmiennej rzeczywistej obliczono zgodnie ze wzorem:

$$\Delta x_i = \frac{x_{i \max} - x_{i \min}}{2} \quad (5.7)$$

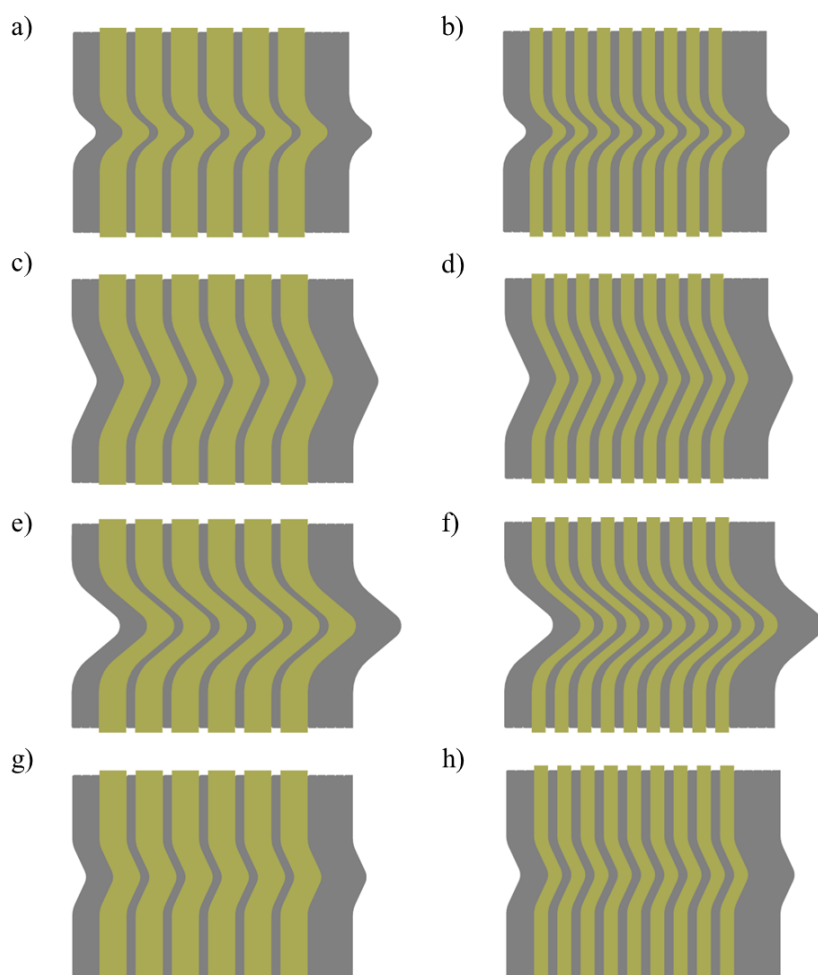
5.2.1. Budowa funkcji opisującej zależność Q_{Smax} od geometrii przekroju spirali

Na podstawie wyników obliczeń MES, zgodnych z planem eksperymentu, sformułowano model matematyczny, opisujący wpływ poszczególnych zmiennych niezależnych na wytrzymałość mechaniczną uszczelnienia w odniesieniu do maksymalnego dopuszczalnego nacisku określonego parametrem Q_{Smax} .

Realizację planu eksperymentu rozpoczęto od opracowania modeli geometrycznych zgodnych z macierzą przewidzianą dla PD/KD 2³, przedstawioną w tabeli 5.5. W ramach przyjętego planu, sprawdzono wpływ zmiennych niezależnych w minimalnym i maksymalnym zakresie wymiarowym dla wszystkich możliwych konfiguracji jakie mogą wystąpić. Modele wykonano na podstawie sparametryzowanej geometrii standardowego uszczelnienia spiralnego, a poszczególne kształty profili taśmy stalowej i PTFE uszczelnień zilustrowano na rys. 5.10.

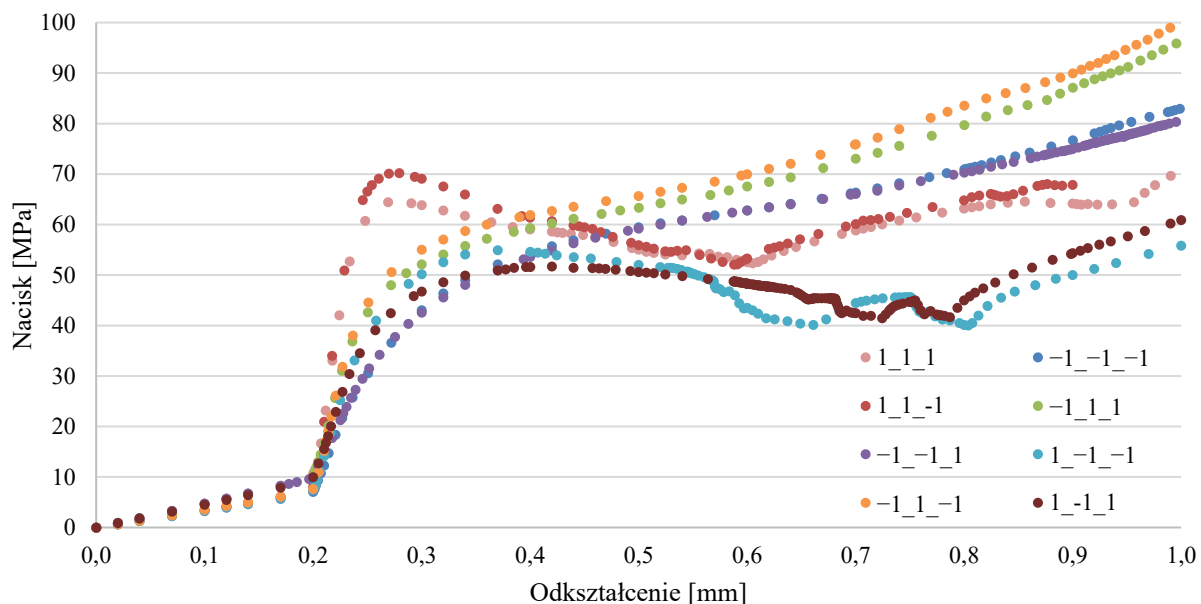
Tab. 5.5. Macierz kompletnego planu dwupoziomowego 2^3 dla standardowego uszczelnienia typu „V”.

N	Macierz planowania			
	x_0	x_1	x_2	x_3
1	1	1	1	1
2	1	-1	1	1
3	1	1	-1	1
4	1	-1	-1	1
5	1	1	1	-1
6	1	-1	1	-1
7	1	1	-1	-1
8	1	-1	-1	-1



Rys. 5.10. Modele geometryczne części spiralnej zgodne z przyjętym planem eksperymentu:
a) $x_1=1, x_2=-1, x_3=1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=-1$; c) $x_1=-1, x_2=1, x_3=1$; d) $x_1=-1, x_2=1, x_3=-1$;
e) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=1$; f) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=-1$; g) $x_1=1, x_2=1, x_3=1$; h) $x_1=1, x_2=1, x_3=-1$.

Wykorzystując zweryfikowany model numeryczny, wykonano obliczenia MES dla wszystkich wariantów, wynikających z planu eksperymentu. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń numerycznych opracowano zbiorczy wykres przedstawiający zależność nacisku od odkształcenia grubości uszczelnienia dla wszystkich rozpatrywanych geometrii (rys. 5.11). W oparciu o otrzymane charakterystyki odczytano wartości Q_{Smax} .



Rys.5.11. Charakterystyki ściskania wszystkich konfiguracji geometrycznych części spiralnej standardowego uszczelnienia typu „V”.

Postać analityczną opisującą zmianę dopuszczalnego nacisku na uszczelnienie Q_{Smax} , w zależności od geometrii przekroju poprzecznego spirali, opracowano przy użyciu metody najmniejszych kwadratów, zgodnie ze wzorem:

$$y_m = b_0 + b_i \cdot x_i + \dots + b_k \cdot x_k \quad (5.8)$$

gdzie:

$x_i, \dots, x_k$ – zmienna niezależna kodowana,

$b_0, \dots, b_k$ – współczynniki regresji równania, obliczono przy pomocy wzoru:

$$b_i = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N x_i \cdot y_i \quad (5.9)$$

gdzie:

N – liczba doświadczeń w planie,

x_i – poziom zmiennej niezależnej kodowanej (+1 lub -1),

y_i – wartość czynnika wynikowego (Q_{Smax} na podstawie wyników obliczeń numerycznych).

Wszystkie obliczenia wykonano za pomocą arkusza kalkulacyjnego Excel z pakietu Microsoft Office, a uzyskany model matematyczny ma postać zgodną z poniższym wzorem:

$$y_m = 49,793 + 4,101 \cdot x_1 + 6,819 \cdot x_2 - 2,495 \cdot x_3 \quad (5.10)$$

W tabeli 5.6 przedstawiono wyniki obliczeń Q_{Smax} na podstawie modelu MES oraz modelu analitycznego (wzór 5.10). Jak widać, otrzymane wartości z obu metod są do siebie zbliżone.

Tab.5.6. Zestawienie wyników uzyskanych na podstawie MES i modelu analitycznego.

N	Macierz planowania			Q_{Smax} MES [MPa]	Q_{Smax} model [MPa]
	x_1	x_2	x_3	y	y_m
1	1	1	1	59,6	58,2
2	-1	1	1	48,9	50,0
3	1	-1	1	42,5	44,6
4	-1	-1	1	38,2	36,4
5	1	1	-1	65,3	63,2
6	-1	1	-1	52,7	55,0
7	1	-1	-1	48,3	49,6
8	-1	-1	-1	43,0	41,2

5.2.2. Analiza statystyczna opracowanego modelu

Weryfikację opracowanego modelu analitycznego przeprowadzono w celu oceny jego adekwatności oraz stopnia dopasowania względem prowadzonej obserwacji. W pierwszym etapie przeanalizowano zmienne objaśniające pod kątem ich zróżnicowania, ponieważ te o małym współczynniku powinny zostać wykluczone z docelowego modelu. Współczynnik zmienności obliczono za pomocą wzoru 5.11, a uzyskane rezultaty zestawiono w tabeli 6.3. Zgodnie z kryterium tej oceny, gdzie $V_i > V_{kr}$, wartość granicznego współczynnika zmienności jest równa $V_{kr} = 0,1$ [22, 42, 52]. W rozpatrywanym przypadku wszystkie zmienne spełniają ten warunek i mogą zostać uznane za potencjalne zmienne objaśniające.

$$V_i = \frac{s_i}{x_{i\bar{s}r}} \quad (5.11)$$

gdzie:

s_i – odchylenie standardowe i-tej zmiennej,

$x_{i\bar{s}r}$ – średnia arytmetyczna zmiennej.

Tab. 5.7. Współczynniki zmienności.

	x_1	x_2	x_3
$x_{\bar{s}r}$	1,1	105	0,45
s_i	0,3	25	0,15
V_i	0,27	0,24	0,33

Ocenę jakości dopasowania wyników uzyskanych na podstawie zaproponowanego modelu matematycznego do wyników obliczeń numerycznych wykonano za pomocą współczynnika determinacji R^2 , który jest zdefiniowany wzorem:

$$R^2 = \frac{\sum_{t=1}^n (y_m - y_{sr})^2}{\sum_{t=1}^n (y - y_{sr})^2} = 0,9574 \quad (5.12)$$

gdzie:

y – wielkości obliczone przy pomocy MES,

y_{sr} – wartość średniej arytmetycznej wielkości zmierzonych,

y_m – wielkość obliczona z równania regresji.

Współczynnik determinacji R^2 jest miarą określającą stopień dopasowania opracowanego modelu do badanego zjawiska i przyjmuje wartość w zakresie od 0 ÷ 1. Im współczynnik R^2 bliższy jedności tym dopasowanie jest lepsze. W omawianym przypadku uzyskana wartość współczynnika determinacji na poziomie $R^2 = 0,9574$ świadczy o bardzo dobrym dopasowaniu opracowanego modelu do wyników uzyskanych w drodze obliczeń numerycznych. Oznacza to, że w 95,7% zaproponowany model objaśnia zmianę wartości dopuszczalnego maksymalnego nacisku Q_{Smax} w zależności od parametrów geometrycznych kształtu spirali i grubości taśmy miętko-materiałowej.

Błąd standardowy oszacowania współczynników regresji obliczono korzystając ze wzoru 5.13, a otrzymane wyniki zestawiono w tabeli 5.8.

$$S_e(b_i) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n e^2}{n - k}} \quad (5.13)$$

gdzie:

e_i – reszty modelu,

n – liczba doświadczeń,

k – liczba zmiennych objaśniających.

Tab. 5.8. Współczynniki regresji oraz błąd standardowy.

	b_1	b_2	b_3	b_4
b_i	49,793	4,101	6,819	-2,495
$S_e(b_i)$	0,88	0,88	0,88	0,88

Istotność współczynnika korelacji wielorakiej określono na podstawie testu F Fishera-Snedecora. Za hipotezę zerową przyjęto równość wszystkich współczynników:

$$H_0 = b_1 = b_2 = b_3 = b_4 \quad (5.14)$$

Przeciwko hipotezie alternatywnej zakładającej:

$$H_1 = |b_1| + |b_2| + |b_3| + |b_4| \neq 0 \quad (5.15)$$

Wartość empiryczną współczynnika F obliczono korzystając z poniższego wzoru:

$$F = \frac{n - k - 1}{k} \cdot \frac{R^2}{1 - R^2} = 29,98 \quad (5.16)$$

W rozpatrywanym przypadku krytyczna wartość statystyki F Fishera-Snedecora wynosi $F_{kr} = 6,5$ przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0,05$ oraz liczbie stopni swobody:

$$f_1 = n - k - 1 = 4 \quad (5.17)$$

$$f_2 = k = 3 \quad (5.18)$$

Obliczona wartość $F > F_{kr}$, zatem współczynnik korelacji należy uznać za istotny, a opracowany model równania regresji za adekwatny do opisu badanego zjawiska. W związku z tym hipotezę zerową odrzucono. Ostatecznie przeprowadzono weryfikację istotności wszystkich współczynników równania za pomocą rozkładu t -Studenta. W tym przypadku hipotezę zerową sformułowano następująco:

$$H_0 = b_i = 0 \quad (5.19)$$

Przeciwko hipotezie alternatywnej zakładającej:

$$H_1 = b_i \neq 0 \quad (5.20)$$

Statystykę testową t -Studenta obliczono korzystając z poniższego wzoru:

$$t_{bi} = \frac{b_i}{S_e(b_i)} \quad (5.21)$$

Zgodnie z wynikami testu przedstawionymi w tabeli 5.9 dla poszczególnych współczynników objaśniających odrzucono hipotezę zerową, gdyż w każdym przypadku został spełniony warunek $|t_{bi}| > t_{kr}$. Krytyczna wartość statystyki testowej t -Studenta wynosi $t_{kr} = 2,365$, dla przyjętego poziomu istotności $\alpha = 0,05$ oraz liczby stopni swobody równej:

$$f = n - 1 = 7 \quad (5.22)$$

Tab. 5.9. Statystyka istotności wg rozkładu t studenta.

Współczynnik objaśniający	$ t_{bi} $	t_{kr}
b_1	56,63	2,365
b_2	4,66	
b_3	7,75	
b_4	2,84	

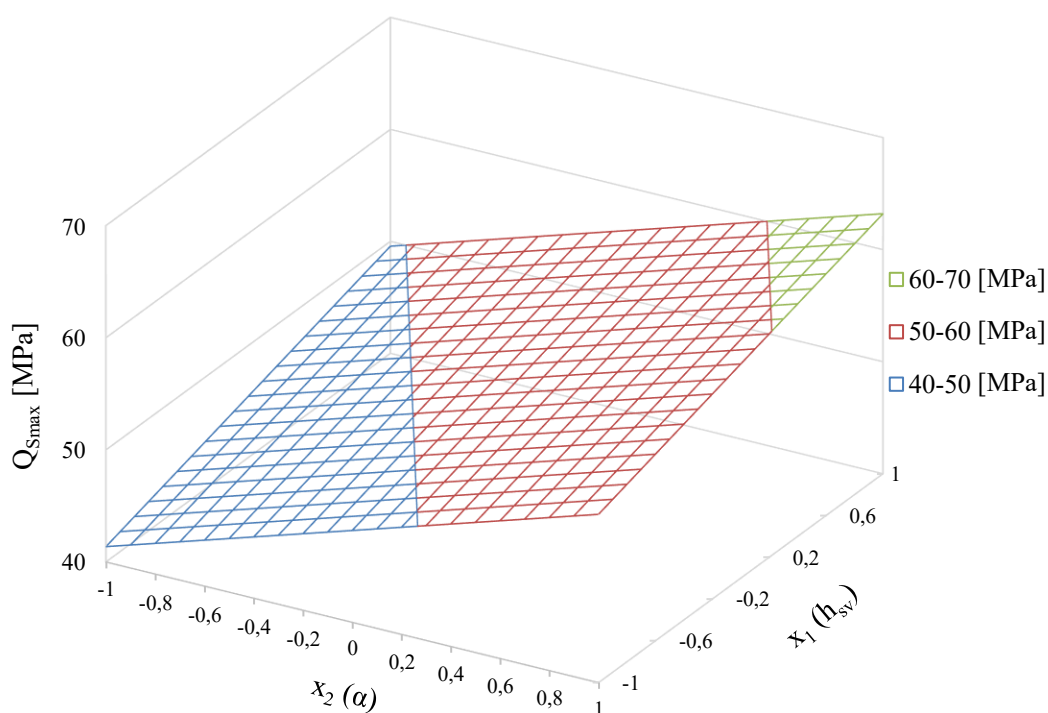
W oparciu o przeprowadzoną analizę statystyczną potwierdzono, że opracowany model analityczny jest adekwatny do opisu wpływu geometrii przekroju poprzecznego uszczelnienia na zmianę wytrzymałości mechanicznej Q_{Smax} , przy zachowaniu wysokiego stopnia dopasowania w określonym przedziale ufności.

5.2.3. Analiza wpływu poszczególnych zmiennych geometrycznych na Q_{Smax}

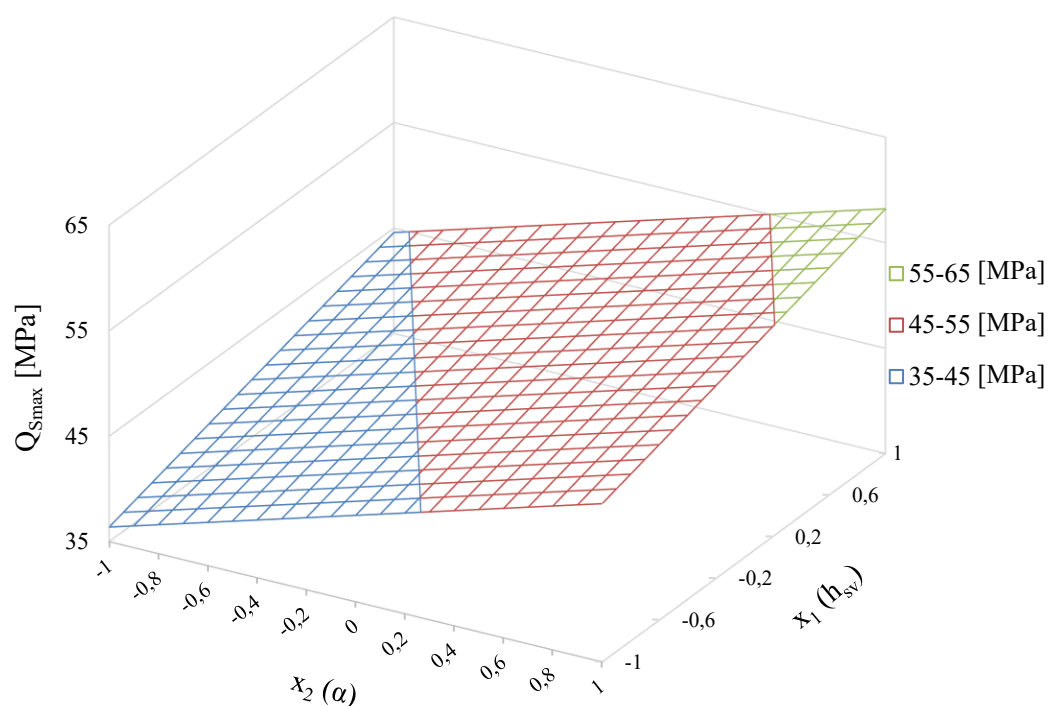
Na podstawie opracowanego modelu analitycznego funkcji odpowiedzi, wykonano szereg wykresów powierzchniowych, ilustrujących w graficzny sposób wpływ ukształtowania taśmy stalowej i miętko-materiałowej z PTFE na wartość parametru Q_{Smax} . Wykresy przedstawione na rys. 5.12-5.16 wykonano dla każdego wariantu geometrycznego, gdzie jedna ze zmiennych ma stałą wartość, która odpowiada minimalnej lub maksymalnej wartości dla założonego zakresu poszczególnych zmiennych niezależnych ($x_i = 1$ lub $x_i = -1$).

Analizując poszczególne wykresy można zauważyć, że największy wpływ na zmianę wytrzymałości mechanicznej, opisaną parametrem Q_{Smax} , ma wysokość segmentu pionowego (rys. 5.12-5.15) oraz kąt nachylenia profilu „V” (rys. 5.12-5.13 oraz rys. 5.16-5.17). Z kolei najmniejszy wpływ wykazuje grubość wypełnienia z PTFE (rys. 5.14-5.17).

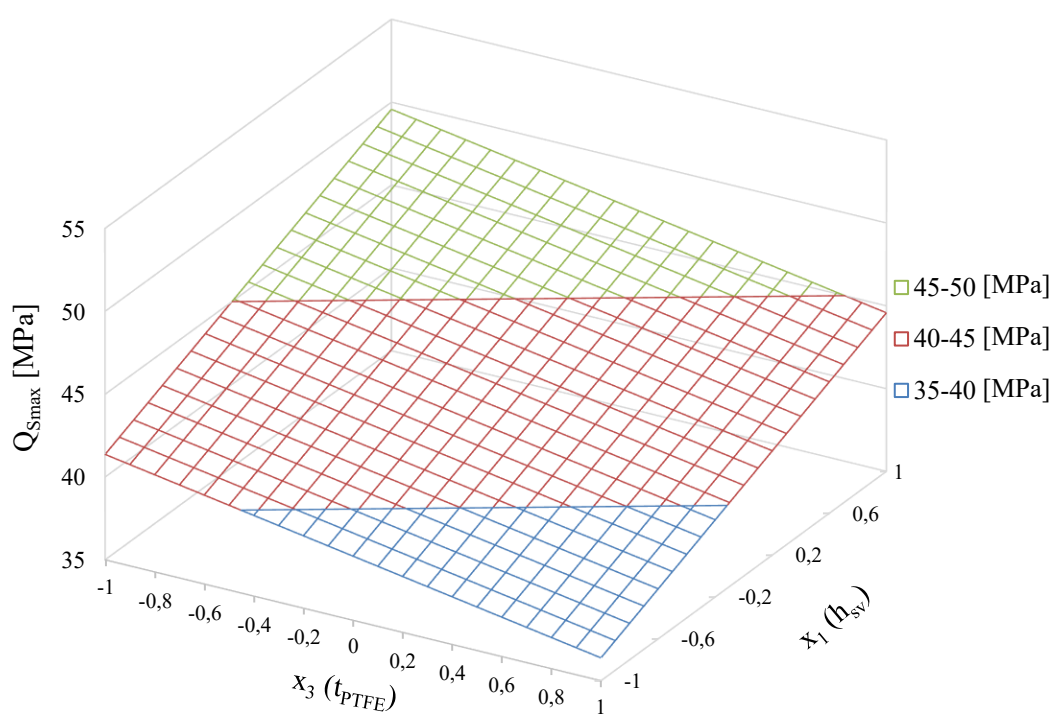
Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wysokości segmentu pionowego poprawie ulega wytrzymałość mechaniczna elementu spiralnego uszczelnienia. Ten trend pozostaje bez zmian w całym przyjętym zakresie grubości taśmy miętko-materiałowej. Analogiczna sytuacja ma miejsce podczas zmiany wartości rozwarcia kąta α profilu typu „V”, gdzie również korzystniejsza zależność występuje w kierunku górnego przyjętego zakresu. Najmniejsze znaczenie, ale nadal zauważalne odnotowano przy zmianie grubości taśmy miętko-materiałowej z PTFE. Zmniejszenie grubości wpływa na poprawę parametru Q_{Smax} , co jest spowodowane zwiększeniem gęstości uzwojenia, czyli liczby zwojów przypadających na tą samą, stałą szerokość elementu spiralnego.



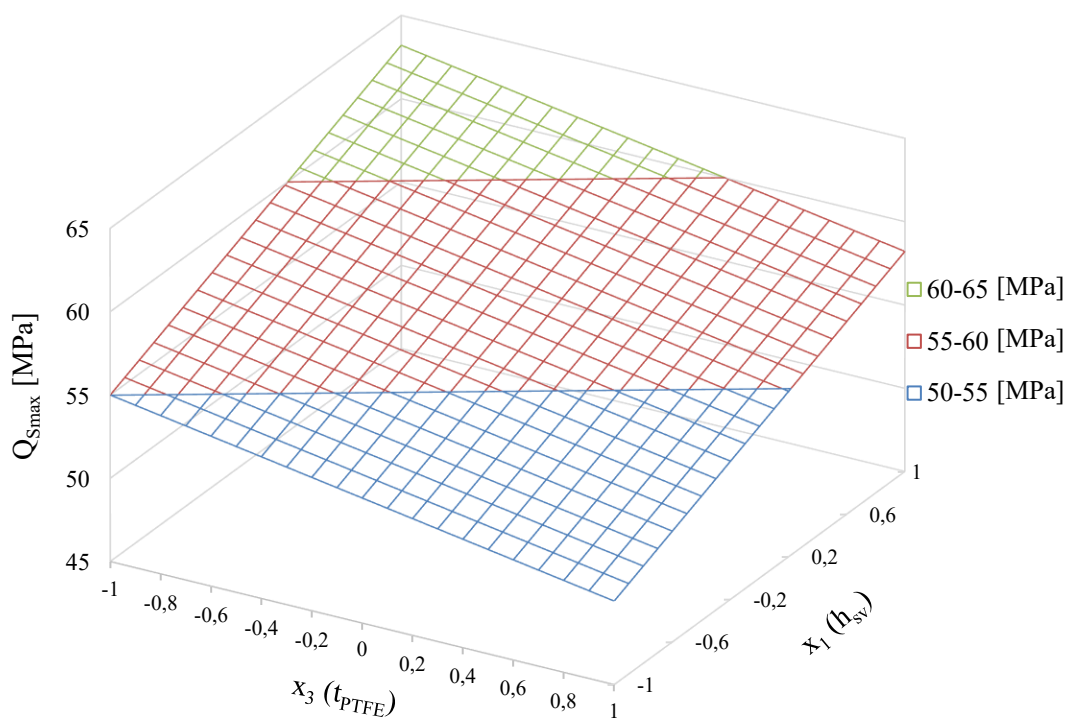
Rys. 5.12. Wpływ zmiany kąta α oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej grubości taśmy PTFE na poziomie $x_3 = -1$.



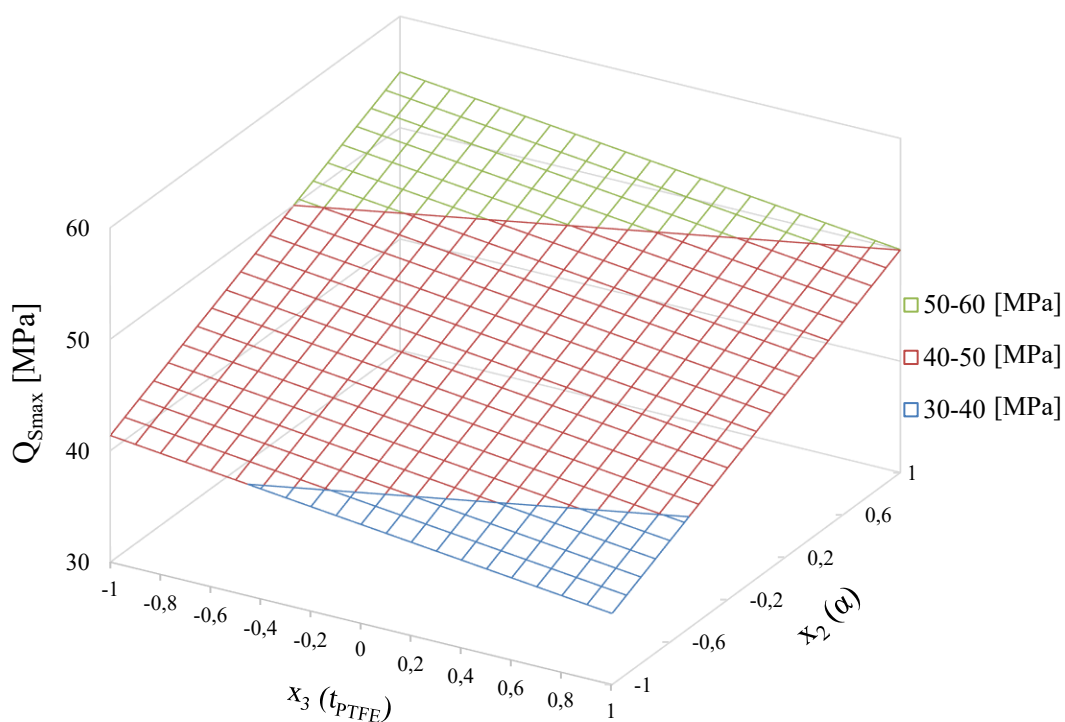
Rys. 5.13. Wpływ zmiany kąta α oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej grubości taśmy PTFE na poziomie $x_3 = 1$.



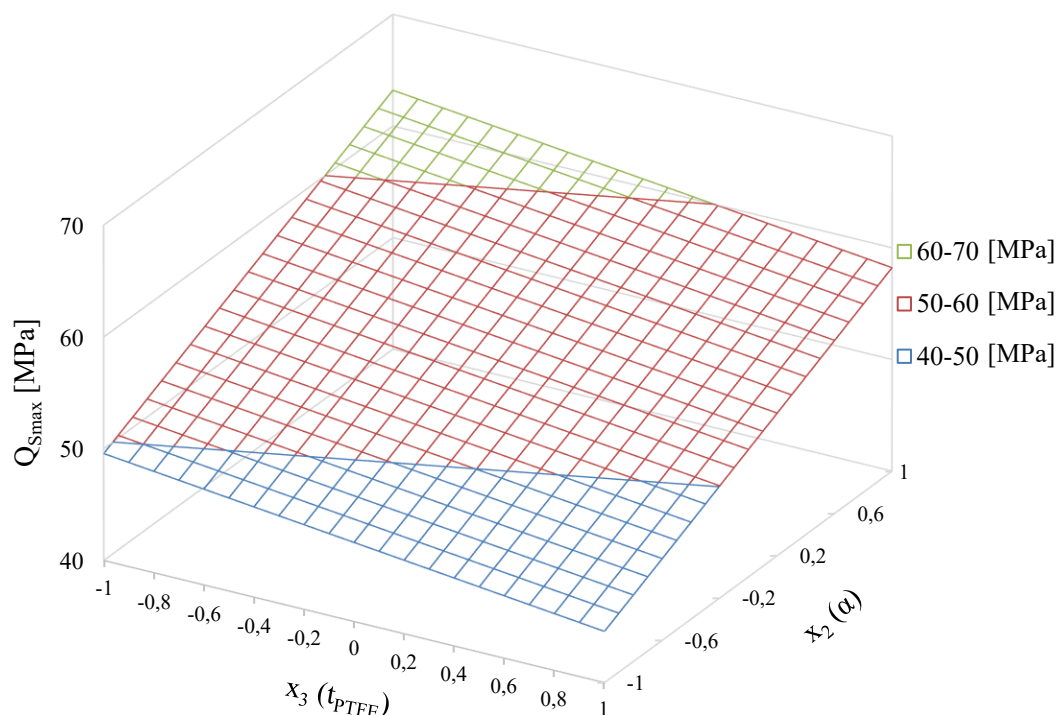
Rys. 5.14. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej wartości kąta na poziomie $x_2 = -1$.



Rys. 5.15. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej wartości kąta na poziomie $x_2 = 1$.



Rys. 5.16. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz kąta α na wartość Q_{Smax} przy stałej wysokości segmentu pionowego na poziomie $x_1 = -1$.



Rys. 5.17. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz kąta α na wartość Q_{Smax} przy stałej wysokości segmentu pionowego na poziomie $x_1 = 1$.

5.2.4. Analiza rozkładu nacisku stykowego na powierzchni uszczelnienia

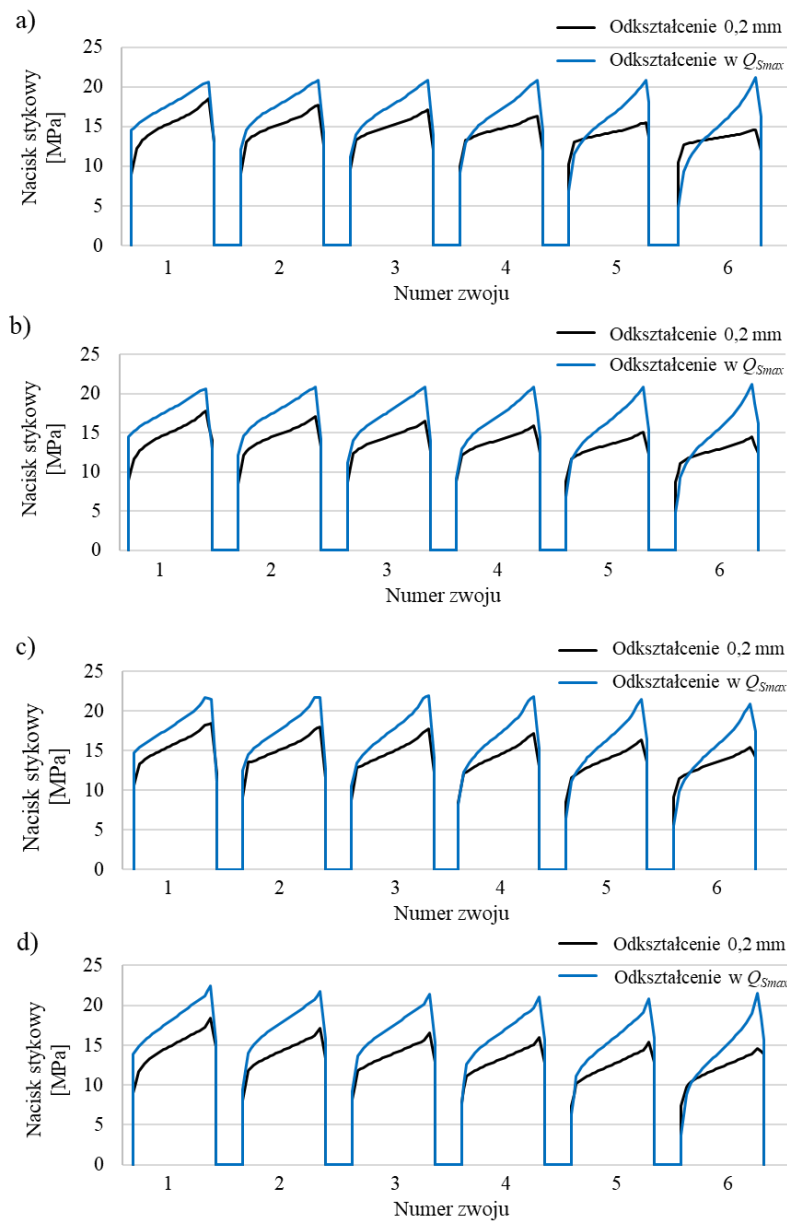
Istotnym uzupełnieniem analizy wpływu zmiany kształtu przekroju poprzecznego uszczelnienia spiralnego na jego właściwości związane z wytrzymałością mechaniczną jest ocena rozkładu nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią uszczelnienia a powierzchnią płyty. Przebieg tego rozkładu, w odniesieniu do całkowitej szerokości uszczelnienia oraz do poszczególnych zwojów wypełnienia miętko-materiałowego, ma decydujące znaczenie w aspekcie uzyskiwanych szczelności złącza kołnierzo-śrubowego.

Na podstawie wyników obliczeń numerycznych opracowano wykresy przedstawione na rys. 5.18-5.19, które ilustrują rozkład nacisku stykowego dla wszystkich przyjętych konfiguracji geometrycznych w planie eksperymentu. W celu przeanalizowania zmian zachodzących w przebiegu podczas zwiększania obciążenia ściskającego wykonano wykresy uwzględniające dwa przypadki. Krzywa koloru czarnego odwzorowuje stan, kiedy taśma PTFE pod wpływem nacisku uzyskuje szerokość równą szerokości taśmy stalowej, co odpowiada odkształceniu równemu 0,2 mm. Natomiast krzywa koloru niebieskiego obrazuje moment osiągnięcia maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię elementu spiralnego.

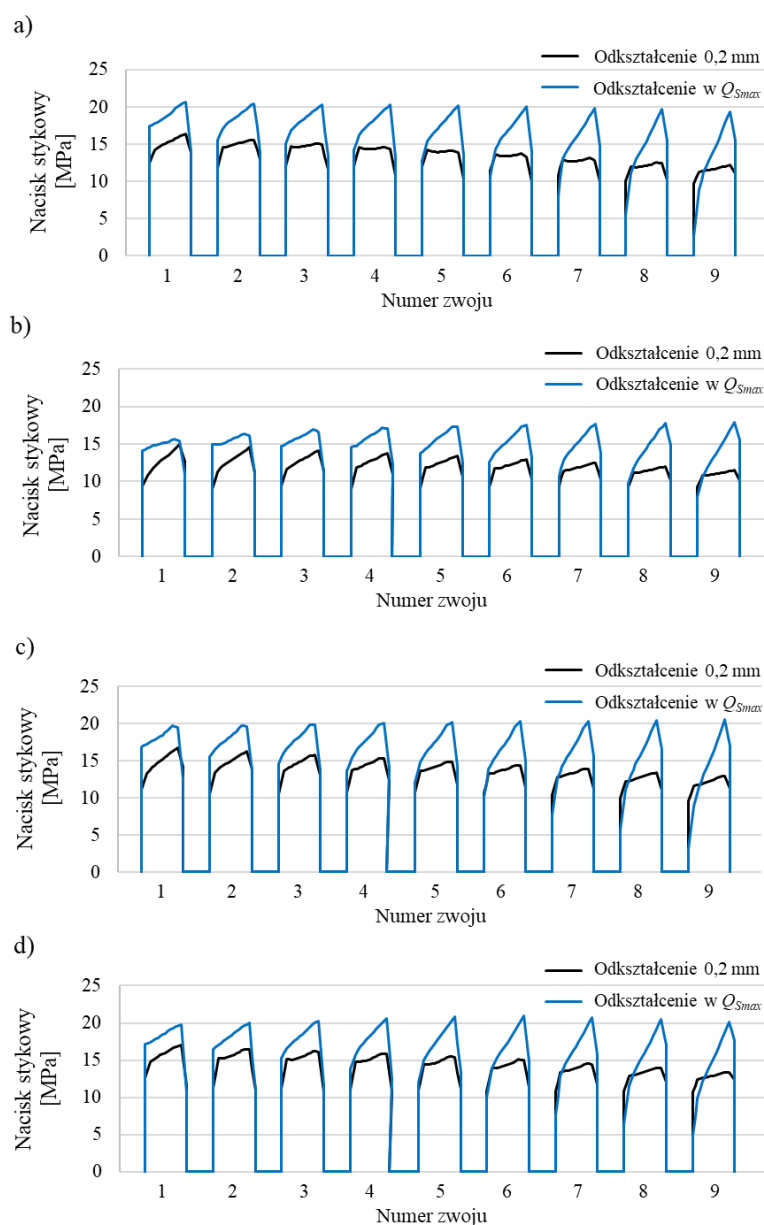
Nierównomierny rozkład nacisku widoczny jest już w początkowym stadium, kiedy taśma w wyniku działania obciążenia ściskającego zostaje wciśnięta pomiędzy zwoje taśmy stalowej. Wraz ze wzrostem obciążenia do wartości określonej parametrem Q_{Smax} nieregularność zwiększa się i jest zauważalna nie tylko na poszczególnych zwojach taśmy PTFE, ale również na całej szerokości uszczelnienia (rys. 5.18-5.19).

Średnie wartości nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią taśmy PTFE a powierzchnią płyty dociskowej, w odniesieniu do całkowitej szerokości elementu spiralnego, zestawiono

w tabeli 5.10. Najlepsze rezultaty uzyskano dla konfiguracji, w której wszystkie zmienne niezależne znajdowały się w górnym przyjętym zakresie wymiarowym. Natomiast w przypadku wariantu, gdzie uzyskano najlepszą poprawę wytrzymałości mechanicznej odnotowano najmniejsze średnie wartości nacisku stykowego. Ze względu na fakt, iż w każdym rozpatrywanym przypadku rozkład nacisku stykowego ma nierównomierną charakterystykę, odpowiedni dobór geometrii umożliwia jedynie zwiększenie bezpiecznego zakresu stosowania uszczelnienia spiralnego bez znaczącej poprawy właściwości pod względem szczelności w poszczególnych stadiach obciążenia. Znajomość powyższych zależności może stanowić istotną wskazówkę w trakcie doboru odpowiedniej geometrii przekroju poprzecznego elementu spiralnego uszczelnienia do pracy w specyficznych warunkach występujących w złączu kołnierzo-śrubowym.



Rys. 5.18. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:
a) $x_1=1$, $x_2=1$, $x_3=1$; b) $x_1=1$, $x_2=-1$, $x_3=1$; c) $x_1=-1$, $x_2=1$, $x_3=1$; d) $x_1=-1$, $x_2=-1$, $x_3=1$.



Rys. 5.19. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:
a) $x_1=1, x_2=1, x_3=-1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=-1$; c) $x_1=-1, x_2=1, x_3=-1$; d) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=-1$.

Tab. 5.10. Zestawienie wartości średniego nacisku stykowego w zależności od konfiguracji geometrycznej elementu spiralnego uszczelnienia.

Wariant geometryczny	1 1 1	-1 -1 1	1 -1 1	-1 1 1	-1 -1 -1	1 -1 -1	-1 1 -1	1 1 -1
Odkształcenie	Średnia wartość nacisku [MPa]							
0,2 [mm]	14,5	13,3	13,8	14,4	13,5	13,6	14,3	12,0
Zależne od Q_{Smax}	16,6	16,3	16,6	16,8	16,8	16,4	16,6	15,2

5.2.5. Wnioski wynikające z analizy uszczelnienia standardowego typu „V”

Przeprowadzona analiza wpływu kształtu standardowego profilu typu „V” uszczelnienia spiralnego na jego właściwości wykazała, że modyfikacja geometrii przekroju poprzecznego ma przede wszystkim znaczenie w kontekście jego wytrzymałości mechanicznej. Proces zmiany kształtu poszczególnych segmentów taśmy stalowej i miętko-materiałowej przebiega w sposób symetryczny. W wyniku działania obciążenia ściskającego pionowe odcinki uzwojenia ulegają odkształceniu poprzez kątowne odchylenie segmentów pionowych w kierunku średnicy wewnętrznej uszczelnienia. Prowadzi to do nierównomiernego rozkładu nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią uszczelnienia a przylgą kołnierza, który występuje na wszystkich zwojach wypełnienia miętko-materiałowego, niezależnie od konfiguracji geometrycznej przekroju poprzecznego.

Poprawa wytrzymałości mechanicznej ma istotne znaczenie przede wszystkim z punktu widzenia bezpieczeństwa eksploatacji oraz możliwości rozszerzenia zakresu stosowania. Umożliwia również osiągnięcie wyższego poziomu szczelności, gdyż wraz ze wzrostem maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia wyciek zawsze maleje. Niemniej jednak z perspektywy uzyskania możliwie wysokiego poziomu szczelności największe znaczenie ma przebieg rozkładu nacisku stykowego na powierzchni kontaktu pomiędzy uszczelnieniem a przylgą kołnierza.

Analiza mechanizmu odkształcenia pojedynczego zwoju taśmy stalowej uszczelnienia o standardowym profilu typu „V” [5], przedstawiona na rys. 5.20a wskazuje, że pod wpływem działania siły F_V rozpatrywany zwoj przyjmuje kształt jak na rys. 5.20b. Zatem zasadne jest zmodyfikowanie standardowego profilu na kształt asymetryczny jak na rys. 5.20c [38], ponieważ taka konstrukcja poddana działaniu tej samej siły F_V hipotetycznie ulegałby odkształceniu do postaci pokazanej na rys. 5.20d. Asymetryczne ukształtowanie pojedynczego segmentu powoduje działanie pary sił F_V na ramię o długości a (rys. 5.20e). W rezultacie powstaje moment gnący T , który można opisać w następujący sposób:

$$T = F_V \cdot a \quad (5.23)$$

Moment gnący z kolei wywołuje działanie pary sił F_H , skierowanych poprzecznie względem pionowego segmentu:

$$F_H = \frac{T}{y} \quad (5.24)$$

gdzie:

a – ramię działającej siły F_V ,

y – ramię działającej siły F_H .

Zakładając, że na bocznym pionowym segmencie profilu występuje trapezowy rozkład naprężenia (rys. 5.20f) to ramię działania siły F_H wynosi:

$$y = \frac{a}{2} \sin \alpha + \frac{1}{3} s \quad (5.25)$$

W rezultacie działania obciążenia profil taśmy stalowej ulega odkształceniu i przyjmuje kształt zbliżony do przedstawionego na rys. 5.20g. Średnią wartość nacisku stykowego działającego na pionowy segment taśmy można wyrazić jako:

$$p = \frac{F_H}{A_V} = \frac{F_V \cdot a}{\frac{a}{2} t \sin \alpha + \frac{1}{3} s} \cdot \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot s} = \frac{F_V \cdot a}{\pi \cdot r_i (a \sin \alpha \cdot s + \frac{2}{3} s^2)} \quad (5.26)$$

gdzie:

A_V – powierzchnia boczna, na którą działa siła F_H wyrażona wzorem:

$$A_V = 2\pi \cdot r_i \cdot s \quad (5.27)$$

r_i – średnica i-tego odcinka zwoju opisana za pomocą wzoru:

$$r_i = n \cdot t + r_1 \quad (5.28)$$

przy czym:

$$t = t_s + t_g \quad (5.29)$$

gdzie:

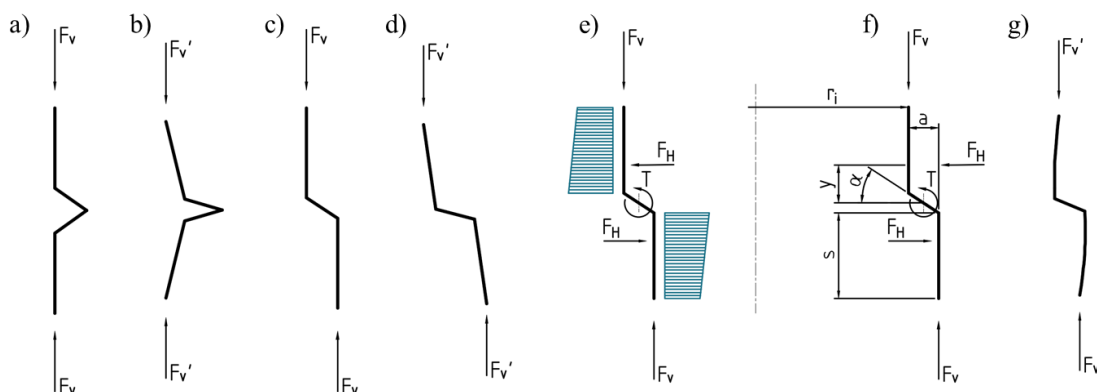
n – liczba zwojów stalowych,

t_s – grubość zwoju metalowego,

t_g – grubość zwoju taśmy miętko-materiałowej,

r_1 – średnica spirali wewnętrznej.

W związku z powyższym dla przedstawionej mechaniki odkształcenia pojedynczego zwoju taśmy stalowej efekt utrzymania wypełnienia miętko-materiałowego z PTFE w położeniu pionowym jest bardziej prawdopodobny w przypadku asymetrycznego kształtu.



Rys. 5.20. Mechanizm odkształcenia zwoju taśmy stalowej uszczelnienia spiralnego pod obciążeniem w zależności od kształtu.

Wydaje się więc, że kolejnym krokiem mającym na celu optymalizację kształtu uszczelnienia spiralnego z wypełnieniem miętko-materiałowym o niskiej ściśliwości jest zastosowanie kształtu asymetrycznego.

5.3. Plan eksperymentu – uszczelnienie asymetryczne

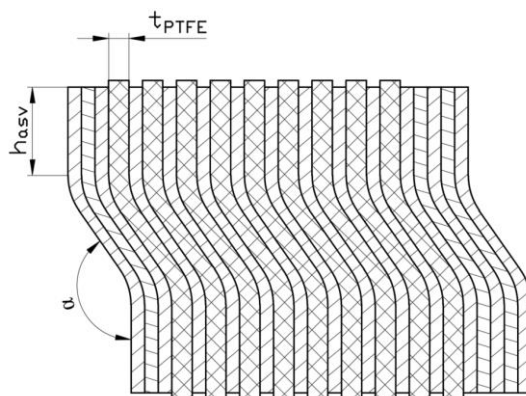
W celu przeprowadzenia oceny wpływu zmiany poszczególnych parametrów geometrycznych asymetrycznego profilu kształtu uzwojeń części spiralnej uszczelnienia na uzyskiwane właściwości wytrzymałości mechanicznej oraz wskazania optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego, po raz kolejny przeprowadzono analizę z zastosowaniem techniki planowania eksperymentu oraz symulacji numerycznych. Zaimplementowano analogiczny tok postępowania oraz algorytm obliczeń, jak w przypadku standardowego uszczelnienia typu „V”.

Podstawowe wymiary uszczelnienia spiralnego DN40 PN40 określające grubość taśmy stalowej, średnicę wewnętrzną, zewnętrzną oraz grubość spirali pozostawiono bez zmian, w celu późniejszego porównania obu rozwiązań. W przypadku konstrukcji z asymetrycznym profilem do wymiarów mających wpływ na zmianę przekroju poprzecznego spirali należą:

- wysokość segmentu pionowego,
- kąt pochylenia segmentu środkowego,
- grubość wypełnienia miętko-materiałowego.

Podobnie jak w przypadku uszczelnienia typu „V”, zastosowano dwupoziomowy plan eksperymentu $PD/KD 2^n$, na podstawie którego sformułowano model analityczny opisujący wpływ poszczególnych zmiennych na wytrzymałość mechaniczną w odniesieniu do parametru Q_{Smax} , czyli maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia. Zgodnie ze wzorem 5.4, niezbędna liczba doświadczeń potrzebna do przeprowadzenia kompletnego planu $PD/KD 2^n$ wynosi $N = 8$.

W przyjętym planie górny i dolny poziom zmiennych niezależnych rzeczywistych, które przedstawiono na rys. 5.21, zostały określone na podstawie możliwości technologicznych wykonania danego kształtu. W tabeli 5.10 zestawiono poszczególne poziomy zmiennych wraz z ich zakodowanymi wartościami, które obliczono na podstawie wzorów 5.5-5.7.



Rys. 5.21. Zmienne niezależne rzeczywiste opisujące profil asymetryczny:
 h_{asv} – wysokość segmentu pionowego; t_{PTFE} – grubość taśmy PTFE; α – kąt rozwarcia profilu.

Tab. 5.10. Zakres zmiennych niezależnych rzeczywistych i kodowanych.

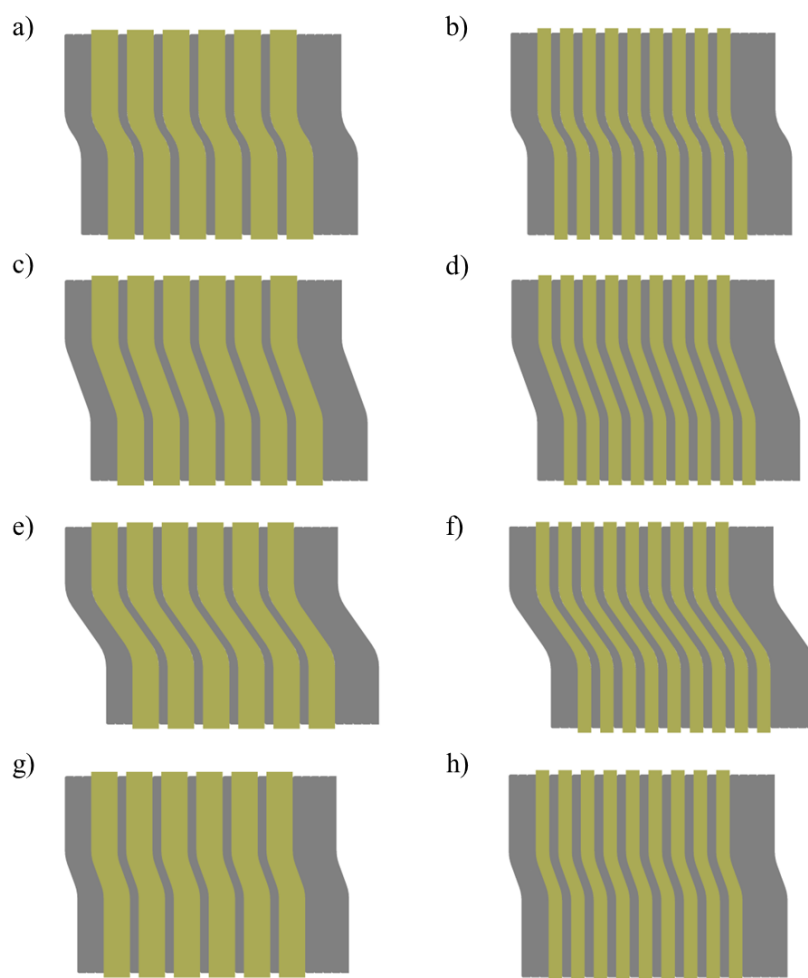
Wyszczególnienie	Zmienne niezależne rzeczywiste		
	Wysokość segmentu pionowego, h_{asy} [mm]	Kąt rozwarcia, α [°]	Grubość taśmy PTFE, t_{PTFE} [mm]
Poziom dolny	1,3	110	0,3
Poziom górny	1,7	140	0,6
Środek planu	1,5	125	0,45
Krok eksperymentu	0,2	15	0,15
	Zmienne niezależne kodowane		
	x_1	x_2	x_3
Poziom dolny	-1	-1	-1
Poziom górny	1	1	1

5.3.1. Budowa funkcji opisującej zależność Q_{Smax} od geometrii przekroju spirali

Realizację planu eksperymentu PD/KD 2^3 rozpoczęto od przygotowania modeli geometrycznych, które przedstawiono na rys. 5.22. Zgodnie macierzą planu eksperymentu z tabeli 5.11 wszystkie warianty geometryczne uwzględniają górny lub dolny poziom wybranych zmiennych niezależnych.

Tab. 5.11. Macierz kompletnego planu dwupoziomowego 2^3 dla uszczelnienia asymetrycznego.

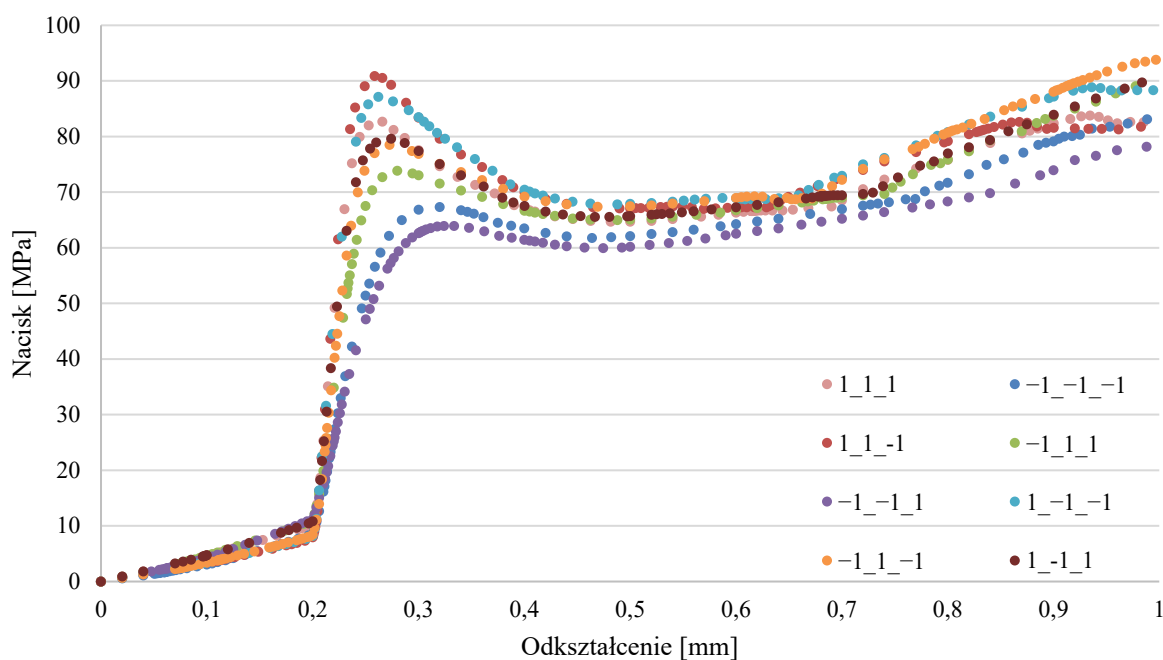
N	Macierz planowania			
	x_0	x_1	x_2	x_3
1	1	1	1	1
2	1	-1	1	1
3	1	1	-1	1
4	1	-1	-1	1
5	1	1	1	-1
6	1	-1	1	-1
7	1	1	-1	-1
8	1	-1	-1	-1



Rys. 5.22. Modele geometryczne części spiralnej zgodne z przyjętym planem eksperymentu:
a) $x_1=1, x_2=-1, x_3=1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=-1$; c) $x_1=-1, x_2=1, x_3=1$; d) $x_1=-1, x_2=1, x_3=-1$;
e) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=1$; f) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=-1$; g) $x_1=1, x_2=1, x_3=1$; h) $x_1=1, x_2=1, x_3=-1$.

Bazując na założeniach przyjętych dla zwalidowanego modelu osiowosymetrycznego uszczelnienia o standardowym profilu taśmy typu „V”, wykonano symulacje jednoosiowego ściskania dla poszczególnych wersji geometrycznych konstrukcji asymetrycznej. Na podstawie wyników obliczeń opracowano charakterystyki nacisku w funkcji odkształcenia uszczelnienia, które przedstawiono na rys. 5.23.

Następnie odczytano wartości Q_{Smax} , które zestawiono w tabeli 5.12 wraz z wynikami obliczeń otrzymanych przy użyciu opracowanej funkcji odpowiedzi, wyrażonej wzorem 5.30. Model matematyczny, za pomocą którego opisano badane zależności, opracowano również przy pomocy metody najmniejszych kwadratów (wzór 5.8 oraz 5.9).



Rys. 5.23. Charakterystyki ściskania wszystkich konfiguracji geometrycznych części spiralnej uszczelnienia o asymetrycznym profilu kształtu taśmy.

Obliczenia wykonano z wykorzystaniem wcześniej opracowanego algorytmu, zaimplementowanego do arkusza kalkulacyjnego Excel z pakietu Microsoft Office. Badaną zależność wpływu zmiany poszczególnych cech geometrycznych przekroju spirali o asymetrycznym profilu kształtu taśmy można opisać w sposób analityczny przy pomocy poniższej funkcji odpowiedzi:

$$y_m = 74,28 + 6,781 \cdot x_1 + 3,054 \cdot x_2 - 2,567 \cdot x_3 \quad (5.30)$$

Tab.5.12. Zestawienie wyników uzyskanych na podstawie MES i modelu analitycznego.

N	Macierz planowania			Q_{Smax} MES [MPa]	Q_{Smax} model [MPa]
	x_1	x_2	x_3	y	y_m
1	1	1	1	79,9	81,5
2	-1	1	1	70,3	68,0
3	1	-1	1	75,7	75,4
4	-1	-1	1	60,8	61,9
5	1	1	-1	85,2	86,7
6	-1	1	-1	73,8	73,1
7	1	-1	-1	83,3	80,6
8	-1	-1	-1	65,0	67,0

5.3.2. Analiza statystyczna opracowanego modelu

W oparciu o metodę najmniejszych kwadratów oraz wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych opracowano funkcję opisującą wpływ poszczególnych parametrów geometrycznych elementu spiralnego na wytrzymałość mechaniczną, odnoszącą się do parametru Q_{Smax} . W celu sprawdzenia adekwatności oraz poziomu dopasowania otrzymanego modelu wykonano analizę statystyczną. Na początku sprawdzono poziom zróżnicowania zmiennych objaśniających, przyjmując kryterium $V_i > V_{kr}$.

Wszystkie współczynniki zmienności, obliczone zgodnie ze wzorem 5.11, spełniły powyższy warunek, w którym założono wartość graniczną $V_{kr} = 0,1$. Na tej podstawie zmienne uznano za statystycznie zróżnicowane, a otrzymane wyniki przedstawiono w tabeli 5.13.

Tab. 5.13. Współczynniki zmienności.

	x_1	x_2	x_3
$x_{\bar{s}r}$	1,5	125	0,45
s_i	0,2	15	0,15
V_i	0,13	0,12	0,33

Do oceny jakości dopasowania opracowanego modelu analitycznego do wyników obliczeń numerycznych zastosowano współczynnik determinacji R^2 , który obliczono na podstawie wzoru 5.12. Dodatkowo wyznaczono błąd standardowy oszacowania współczynników regresji, korzystając ze wzoru 5.13. Uzyskane wyniki zestawiono w tabeli 5.14.

W rozpatrywanym zagadnieniu wartość współczynnika determinacji wynosi $R^2 = 0,9544$. Oznacza to, że w 95,4% zaproponowany model objaśnia zmianę wartości dopuszczalnego maksymalnego nacisku Q_{Smax} w zależności od parametrów geometrycznych kształtu spirali i grubości taśmy miętko-materiałowej. Uzyskany wynik ponownie świadczy o bardzo dobrym dopasowaniu modelu analitycznego do opisu badanej zależności

Tab. 5.14. Współczynniki regresji oraz błąd standardowy.

	b_1	b_2	b_3	b_4
b_i	74,28	6,781	3,054	-2,567
$S_e(b_i)$	0,86	0,86	0,86	0,86

Istotność współczynnika korelacji wielorakiej określono na podstawie testu F Fishera-Snedecora. Za hipotezę zerową przyjęto równość wszystkich współczynników:

$$H_0 = b_1 = b_2 = b_3 = b_4 \quad (5.31)$$

Przeciwko hipotezie alternatywnej zakładającej:

$$H_1 = |b_1| + |b_2| + |b_3| + |b_4| \neq 0 \quad (5.32)$$

Współczynnik korelacji wielorakiej wyznaczono zgodnie ze wzorem 5.16 i uzyskano wartość $F = 27,93$. W analizowanym przypadku, przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0,05$ oraz liczbie stopni swobody wynoszącej kolejno $f_1 = 4$ oraz $f_2 = 3$ (wzór 5.17 i 5.18), krytyczna wartość statystyki F Fishera-Snedecora jest równa $F_{kr} = 6,5$. Obliczona wartość $F > F_{kr}$, co świadczy o statystycznej istotności współczynnika korelacji. W rezultacie opracowany model równania regresji uznano za adekwatny do opisu badanego zjawiska, a hipotezę zerową odrzucono.

W celu sprawdzenia istotności poszczególnych zmiennych objaśniających b_i równania 5.30 ostatecznie przeprowadzono ich weryfikację stosując rozkład t -Studenta. Statystykę testową obliczono zgodnie ze wzorem 5.21, a uzyskane rezultaty przedstawiono w tabeli 5.15. Hipotezę zerową sformułowano następująco:

$$H_0 = b_i = 0 \quad (5.33)$$

Przeciwko hipotezie alternatywnej zakładającej:

$$H_1 = b_i \neq 0 \quad (5.34)$$

Dla założonego poziomu istotności $\alpha = 0,05$ oraz liczby stopni swobody $f = 7$ (wzór 5.22) krytyczna wartość statystyki testowej t -Studenta wynosi $t_{kr} = 2,365$. Na podstawie uzyskanych wyników hipotezę zerową odrzucono, ponieważ dla wszystkich współczynników objaśniających spełniono następujący warunek $|t_{bi}| > t_{kr}$. Tym samym wszystkie współczynniki objaśniające należy uznać za statystycznie istotne.

Tab. 5.15. Statystyka istotności wg rozkładu t studenta.

Współczynnik objaśniający	$ t_{bi} $	t_{kr}
b_1	86,42	2,365
b_2	7,89	
b_3	3,55	
b_4	2,99	

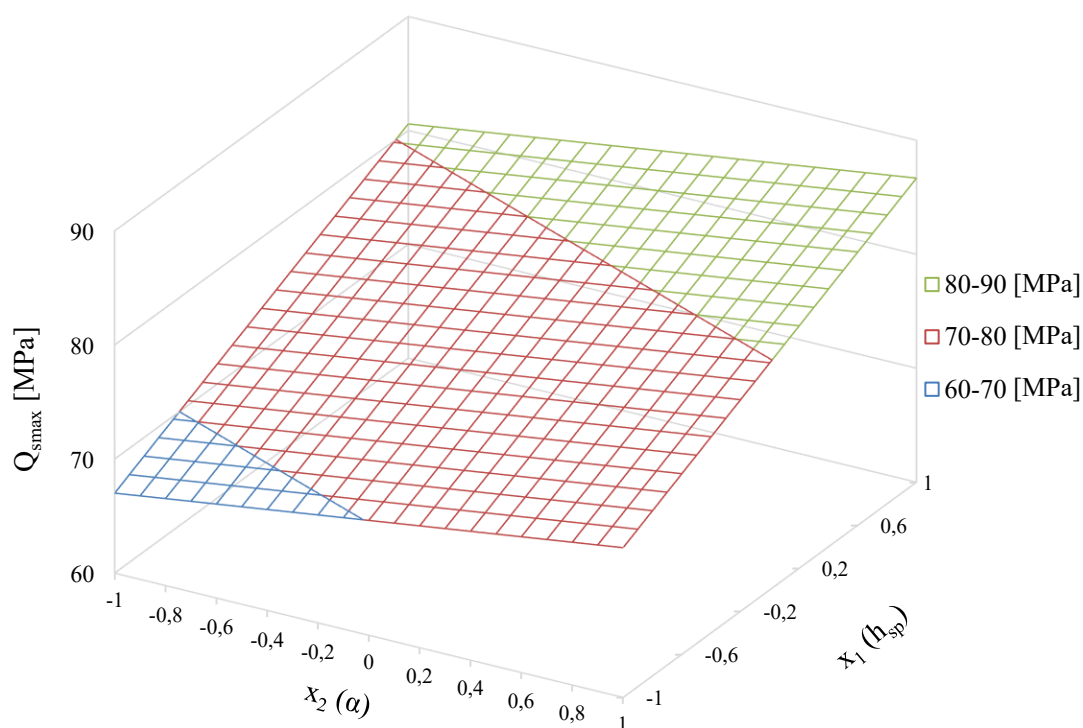
W oparciu o przeprowadzoną analizę statystyczną potwierdzono, że opracowany model analityczny jest adekwatny do opisu wpływu geometrii przekroju poprzecznego uszczelnienia na zmianę wytrzymałości mechanicznej Q_{Smax} , przy zachowaniu wysokiego stopnia dopasowania w określonym przedziale ufności.

5.3.3. Analiza wpływu poszczególnych zmiennych geometrycznych na Q_{Smax}

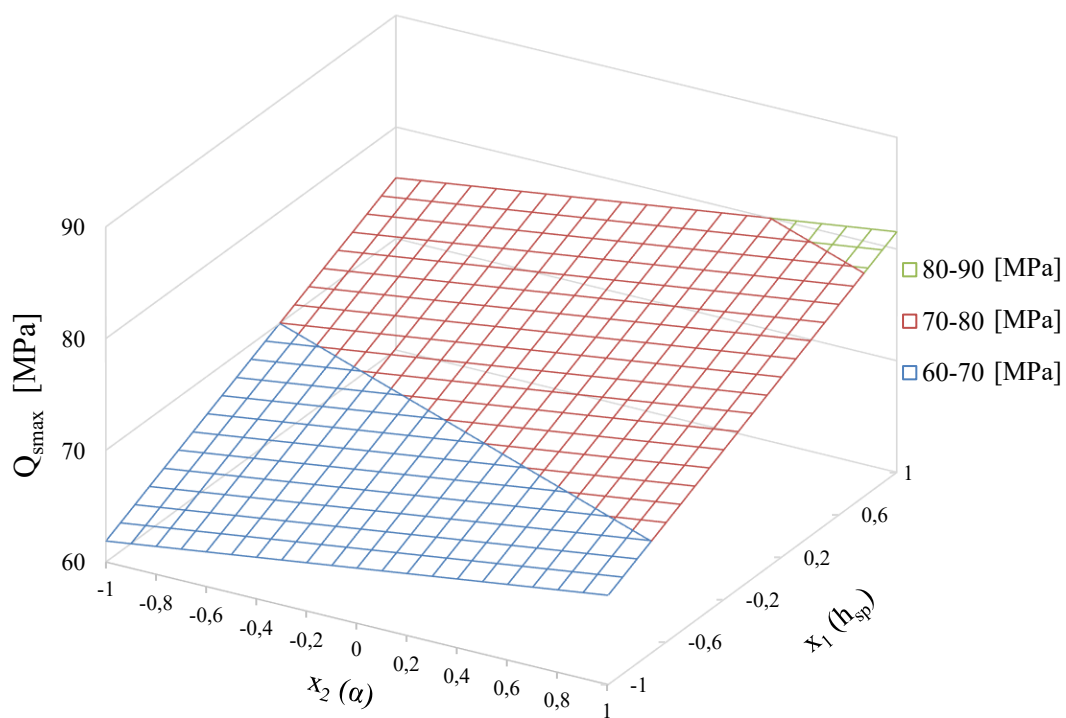
Ocenę wpływu wybranych parametrów geometrycznych przekroju poprzecznego spirali o kształcie asymetrycznym, w odniesieniu do dopuszczalnych nacisków na powierzchnie uszczelnienia, wykonano przy zastosowaniu funkcji odpowiedzi opracowanej na podstawie planu eksperymentu. Sporządzono szereg wykresów powierzchniowych, przy zastosowaniu tej samej metody co w przypadku uszczelnienia standardowego, gdzie jedną ze zmiennych wejściowych rzeczywistych przyjęto na poziomie dolnym bądź górnym ($x_i = 1$ lub $x_i = -1$), a dwie pozostałe rozpatrywano w całym przyjętym zakresie wymiarowym. Wykresy dla poszczególnych konfiguracji przedstawiono na rys. 5.24-5.29.

Analogicznie jak w przypadku uszczelnienia typu „V” zwiększenie gęstości uzwojenia spirali poprawia wytrzymałość mechaniczną w odniesieniu do parametru Q_{Smax} (rys. 5.26-5.29), ale największą poprawę zauważono w przypadku zmiany wysokości segmentu pionowego (rys. 5.24-5.27) oraz kąta rozwarcia pomiędzy nim a segmentem środkowym (rys. 5.24-5.25 oraz rys. 5.28-5.29).

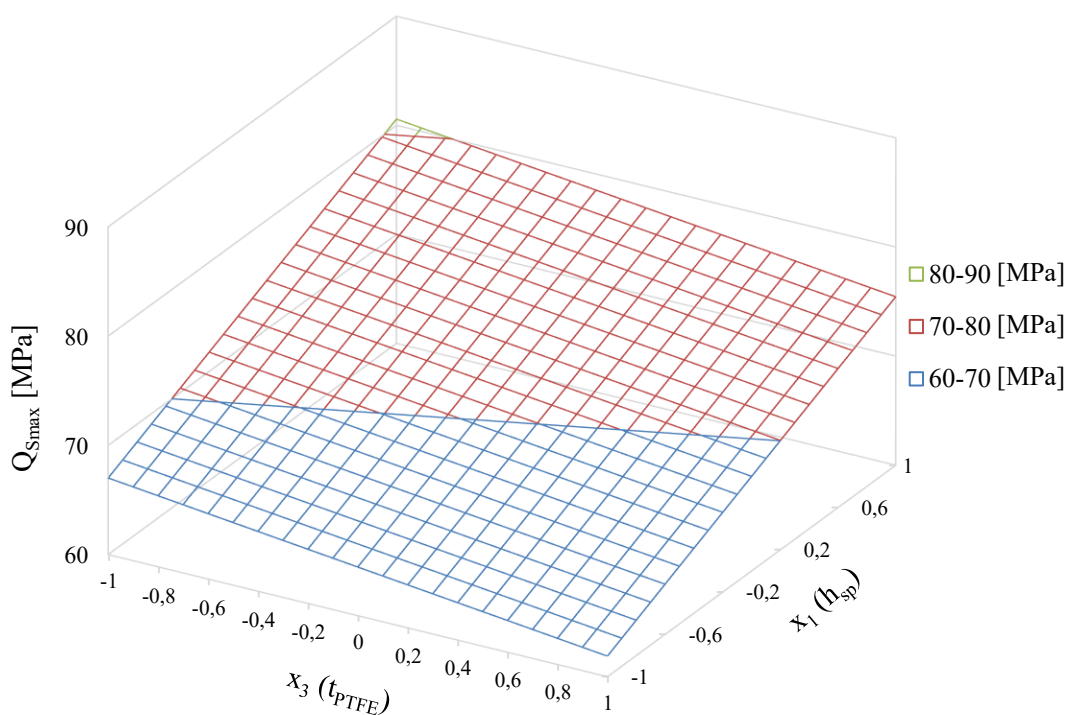
Najlepsze rezultaty uzyskano przy jednoczesnym zwiększaniu wysokości segmentu pionowego oraz kąta α . Grubość wypełnienia miętko-materiałowego z taśmy PTFE ma najmniejszy wpływ na maksymalne dopuszczalne naciski spośród wszystkich przyjętych parametrów geometrycznych, ale ze względu na istotność statystyczną pozostawiono ją do dalszych analiz. W przypadku tej zmiennej, w odniesieniu do parametru Q_{Smax} , korzystniejsze są wartości bliskie dolnej granicy przyjętego zakresu.



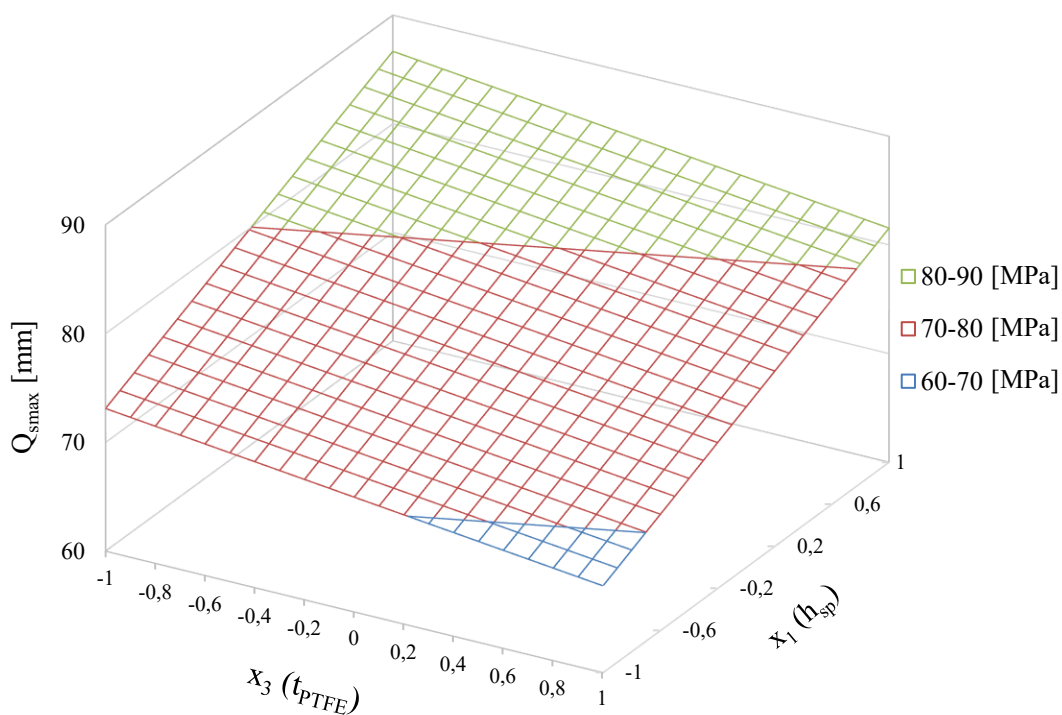
Rys. 5.24. Wpływ zmiany kąta α oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej grubości taśmy PTFE na poziomie $x_3 = -1$.



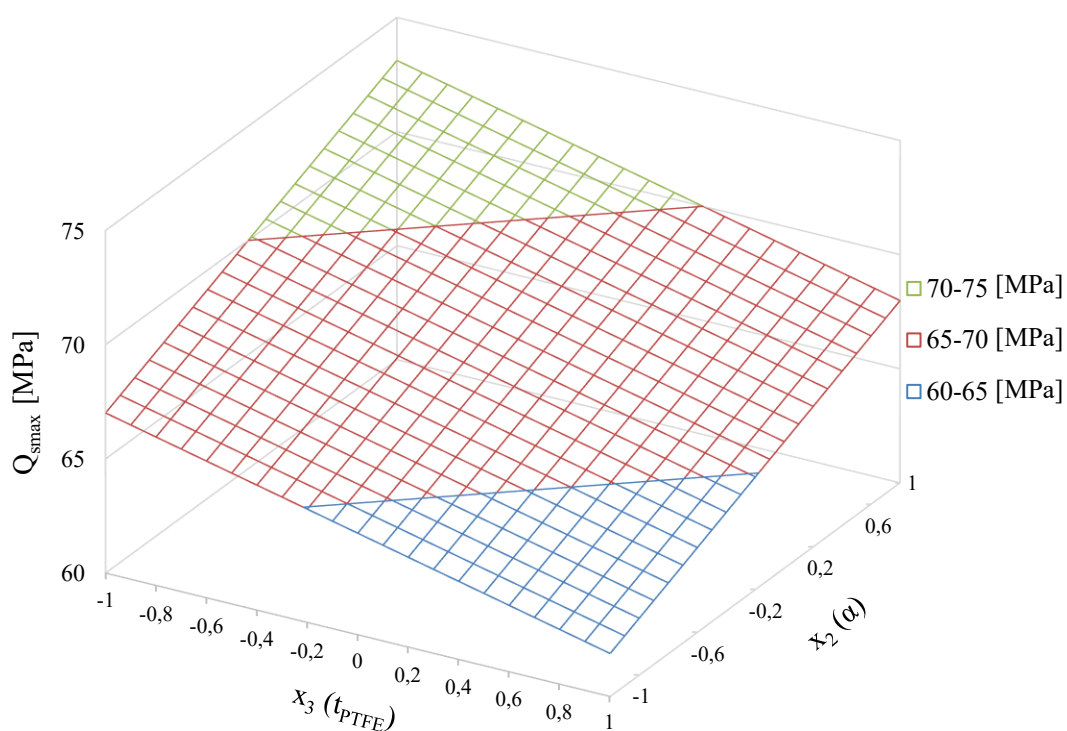
Rys. 5.25. Wpływ zmiany kąta α oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej grubości taśmy PTFE na poziomie $x_3 = 1$.



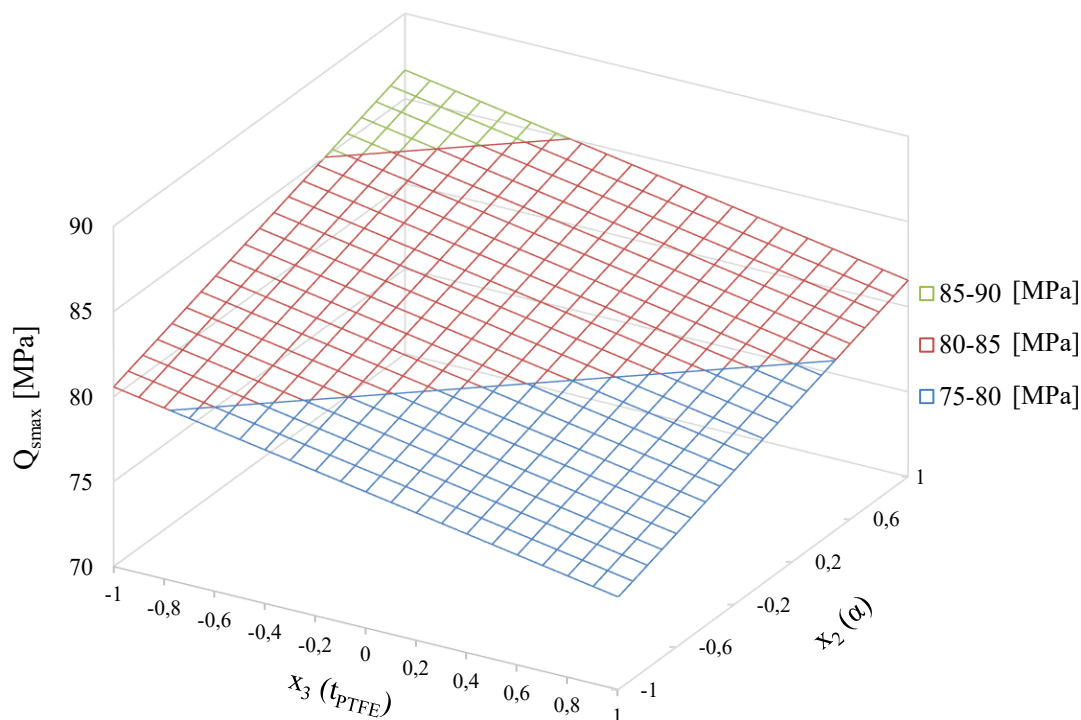
Rys. 5.26. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{Smax} przy stałej wartości kąta na poziomie $x_2 = -1$.



Rys. 5.27. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz wysokości segmentu pionowego na wartość Q_{smax} przy stałej wartości kąta na poziomie $x_2 = 1$.



Rys. 5.28. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz kąta α na wartość Q_{smax} przy stałej wysokości segmentu pionowego na poziomie $x_1 = -1$.



Rys. 5.29. Wpływ zmiany grubości taśmy PTFE oraz kąta α na wartość Q_{smax} przy stałej wysokości segmentu pionowego na poziomie $x_1 = 1$.

5.3.4. Analiza rozkładu nacisku stykowego na powierzchni uszczelnienia

Analogicznie jak w przypadku standardowego uszczelnienia typu „V”, oprócz analizy wpływu ukształtowania zwojów taśmy stalowej i PTFE w kierunku poprawy wytrzymałości mechanicznej, wykonano analizę rozkładu nacisku stykowego dla wszystkich konfiguracji geometrycznych w przyjętym planie eksperymentu.

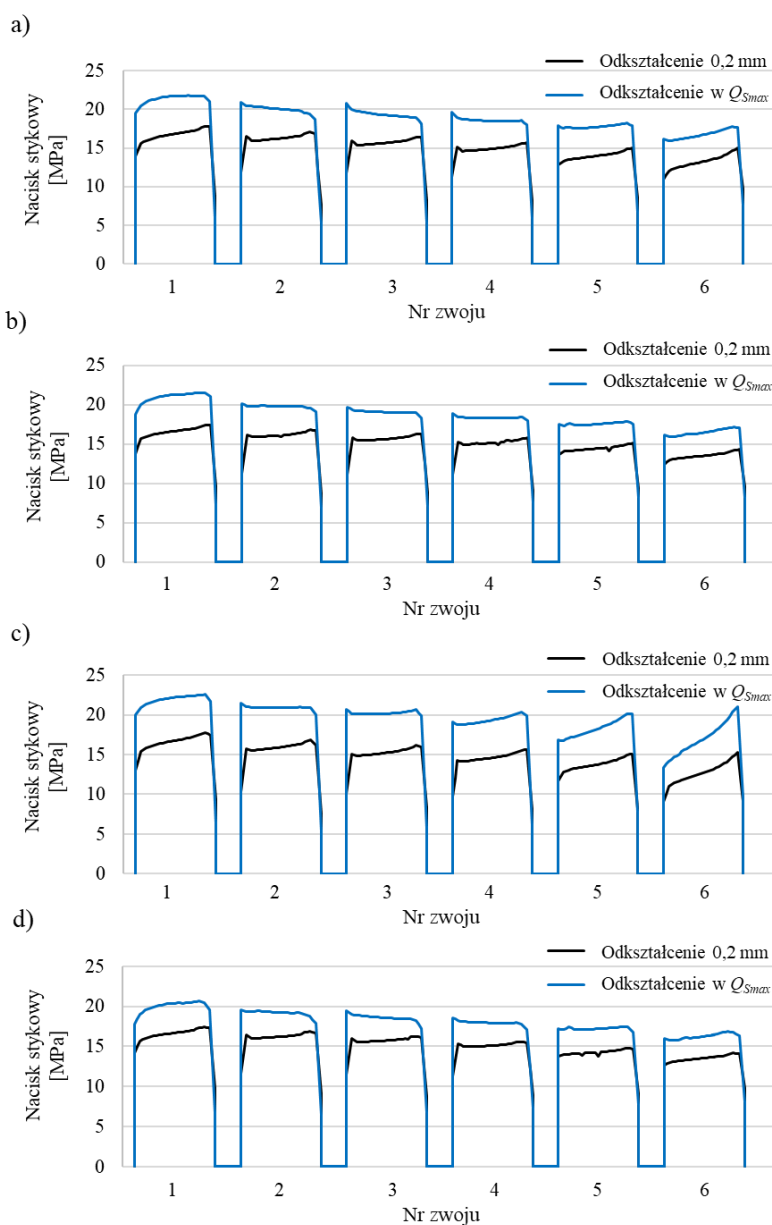
Wykresy wykonano w oparciu o uzyskane wyniki obliczeń numerycznych. Ze względu na asymetryczny kształt uzwojenia taśmy, na rys. 5.30-5.31 przedstawiono przebieg rozkładu nacisku na górnej powierzchni uszczelnienia. Krzywa koloru czarnego odnosi się do stanu obciążenia, gdzie odkształcenie elementu spiralnego jest równe wartości 0,2 mm, czyli takiego, przy którym nastąpiło wciśnięcie taśmy PTFE pomiędzy zwoje taśmy stalowej. Natomiast krzywa koloru niebieskiego obrazuje stan, kiedy element spiralny został odkształcony do wartości odpowiadającej maksymalnemu dopuszczalnemu naciskowi (Q_{smax}).

W przypadku asymetrycznego kształtu uzyskano znacznie bardziej równomierny rozkład nacisku stykowego już w początkowej fazie obciążenia, w porównaniu do standardowego kształtu typu „V”. We wszystkich analizowanych wariantach geometrycznych, pomimo zwiększenia obciążenia ściskającego, charakter rozkładu nacisku stykowego pozostawał bez znaczących zmian (rys. 5.30-5.31).

Średnie wartości nacisku stykowego odnoszące się do górnej powierzchni uszczelnienia zestawiono w tabeli 5.11. Najmniejszą wartość odnotowano dla przypadku, gdzie wysokość segmentu pionowego oraz kąt nachylenia pomiędzy środkowym a pionowym segmentem znajdowały się na górnym poziomie a grubość taśmy miętko-materiałowej na dolnym. Pomimo tego faktu uzyskane wartości nacisków są bardzo do siebie zbliżone dla wszystkich

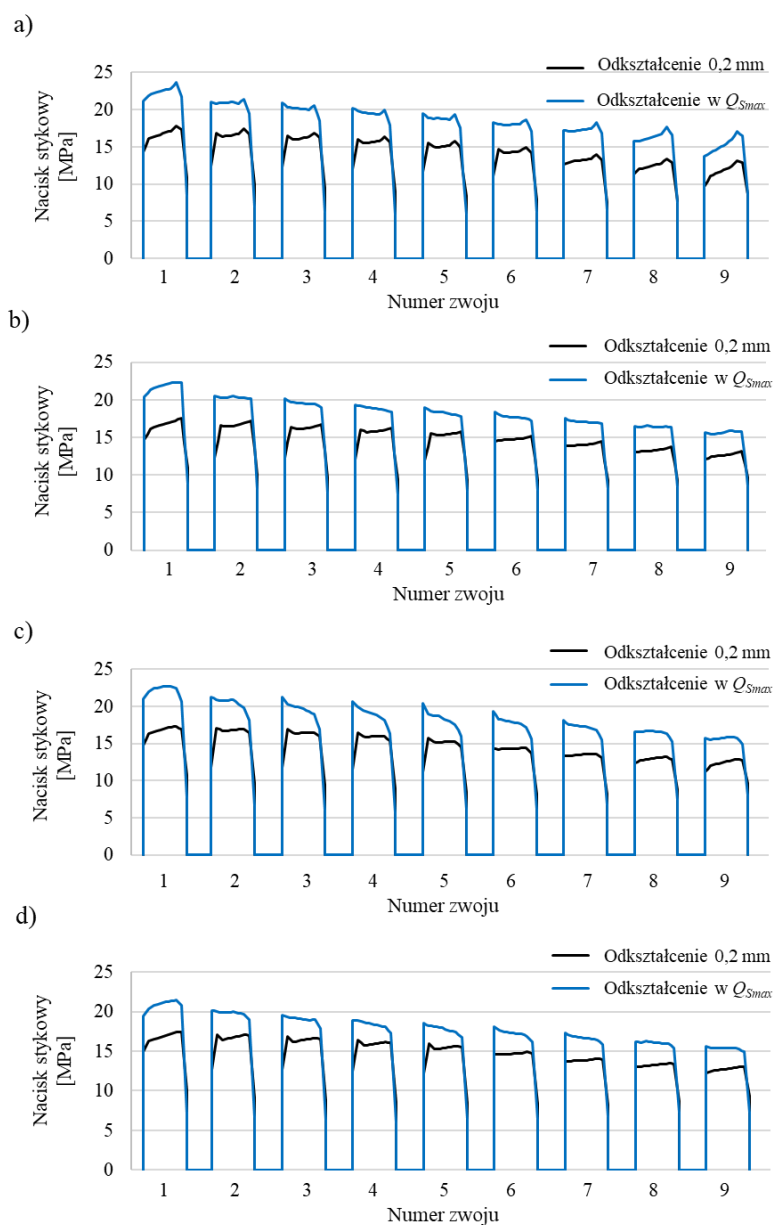
konfiguracji. W porównaniu do uszczelnienia o symetrycznym profilu typu „V”, średni rozkład nacisku stykowego dla każdego wariantu konstrukcji z asymetrycznym profilem gwarantuje wyższą wartość.

Zatem zmiana geometrii przekroju poprzecznego spirali przyczyniła się do korzystniejszego rozkładu nacisku stykowego oraz wzrostu jego średniej wartości w odniesieniu do całej szerokości uszczelnienia.



Rys. 5.30. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:

a) $x_1=-1$, $x_2=1$, $x_3=1$; b) $x_1=1$, $x_2=-1$, $x_3=1$; c) $x_1=-1$, $x_2=-1$, $x_3=1$; d) $x_1=1$, $x_2=1$, $x_3=1$.

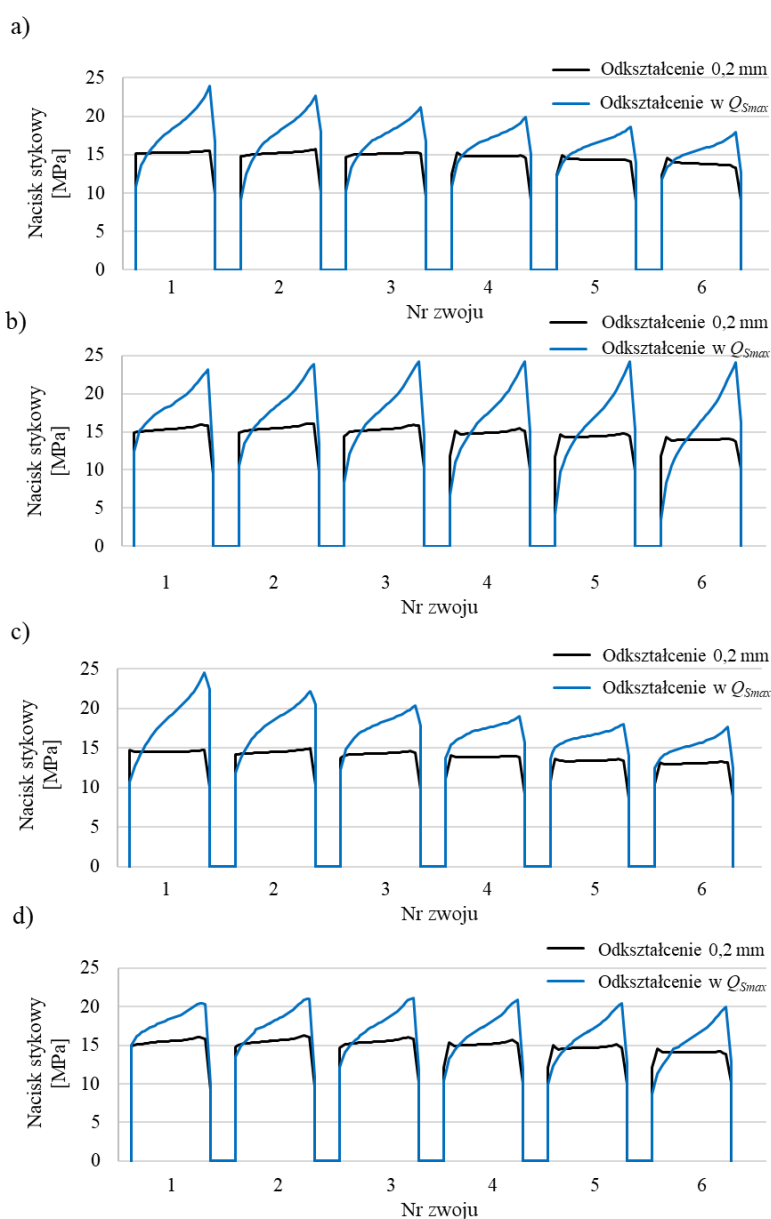


Rys. 5.31. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:
a) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=-1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=-1$; c) $x_1=-1, x_2=1, x_3=-1$; d) $x_1=1, x_2=1, x_3=-1$.

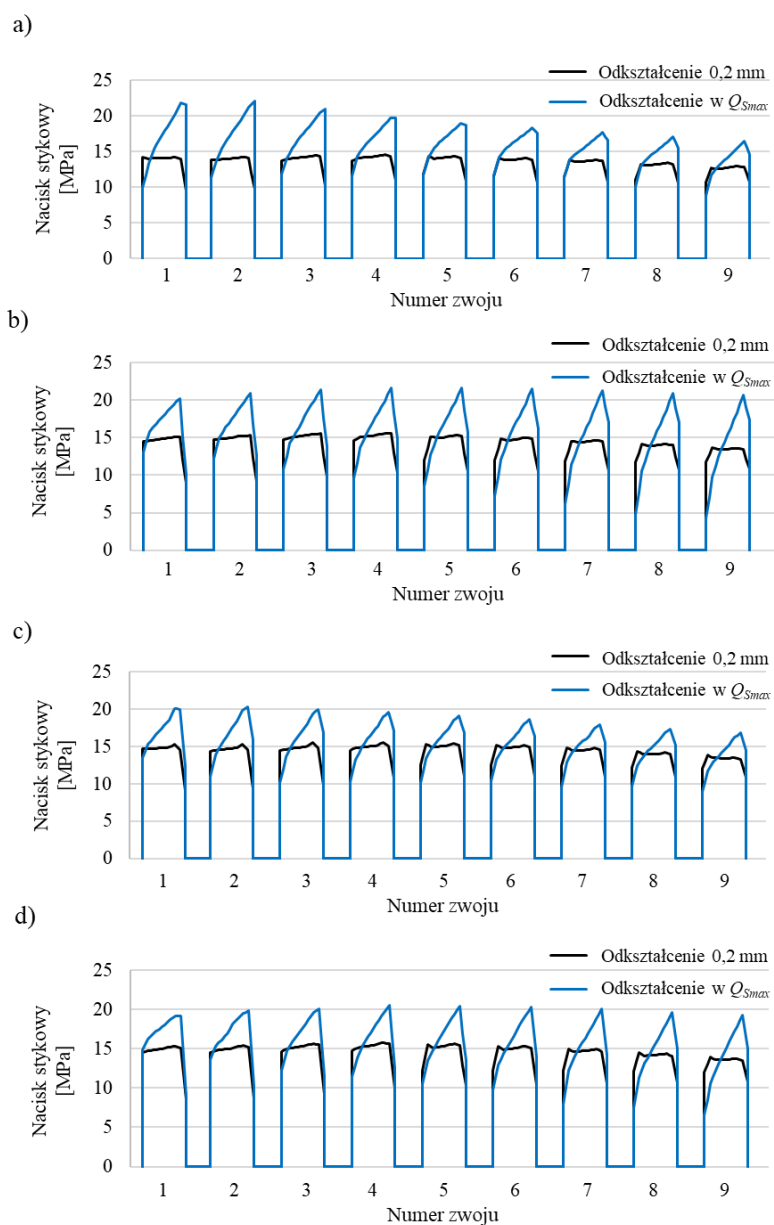
Tab. 5.11. Zestawienie wartości średniego nacisku stykowego na górnej powierzchni uszczelnienia w zależności od konfiguracji geometrycznej elementu spiralnego uszczelnienia.

Wariant geometryczny	1 1 1	-1 -1 1	1 -1 1	-1 1 1	-1 -1 -1	1 -1 -1	-1 1 -1	1 1 -1
Odształcenie	Średnia wartość nacisku [MPa]							
0,2 [mm]	15,2	14,7	15,1	15,1	14,5	14,9	14,5	15,0
Zależne od Q_{Smax}	18,2	18,1	19,0	19,0	18,7	18,4	18,2	17,9

Ze względu na asymetryczne ukształtowanie profilu taśmy przeanalizowano również rozkład nacisku stykowego na dolnej powierzchni uszczelnienia dla dwóch stanów obciążenia, które przedstawiono na wykresach na rys. 5.32-5.33. Krzywa koloru czarnego odpowiada za stan obciążenia przy odkształceniu równym wartości 0,2 mm. Natomiast krzywa koloru niebieskiego odpowiada za odkształcenie, kiedy został osiągnięty nacisk równy wartości parametru Q_{Smax} . W przypadku dolnych zwojów równomierny rozkład nacisku można zaobserwować w pierwszym stadium obciążenia, natomiast w momencie osiągnięcia maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia charakterystyka jest zbliżona do konstrukcji uszczelnienia standardowego typu „V”. Średnie wartości nacisku stykowego zestawiono w tabeli 5.12. W przypadku dolnych uzwojeń spirali najlepsze rezultaty uzyskano dla konfiguracji, gdzie wysokość segmentu pionowego oraz kąt rozwarcia pomiędzy nim a segmentem środkowym znajdowały się w górnym przyjętym zakresie wymiarowym.



Rys. 5.32. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:
a) $x_1=-1, x_2=1, x_3=1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=1$; c) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=1$; d) $x_1=1, x_2=1, x_3=1$.



Rys. 5.33. Rozkład nacisku na poszczególnych zwojach taśmy w zależności od konfiguracji:
a) $x_1=-1, x_2=-1, x_3=-1$; b) $x_1=1, x_2=-1, x_3=-1$; c) $x_1=-1, x_2=1, x_3=-1$; d) $x_1=1, x_2=1, x_3=-1$.

Tab. 5.12. Zestawienie wartości średniego nacisku stykowego w zależności od konfiguracji geometrycznej elementu spiralnego uszczelnienia.

Wariant geometryczny	1 1 1	-1 -1 1	1 -1 1	-1 1 1	-1 -1 -1	1 -1 -1	-1 1 -1	1 1 -1
Odształcenie	Średnia wartość nacisku [MPa]							
0,2 [mm]	15,0	13,9	14,9	14,7	13,7	14,5	14,5	14,7
Zależne od Q_{Smax}	16,9	16,4	17,1	16,9	16,2	16,1	15,8	16,1

5.4. Podsumowanie wyników badań zasadniczych

Na podstawie przeprowadzonej analizy, z zastosowaniem planu eksperymentu oraz wyników obliczeń numerycznych, można następująco podsumować wpływ poszczególnych parametrów geometrycznych na właściwości uszczelnienia spiralnego:

1. Niezależnie od przyjętego zakresu grubości wypełnienia miętko-materiałowego o wysokiej ściśliwości (czyli takiej jaką charakteryzuje się taśma PTFE) zaobserwowano, że spośród wszystkich przyjętych zmiennych niezależnych w planie eksperymentu ten parametr w najmniejszym stopniu wpływa na wytrzymałość mechaniczną elementu spiralnego uszczelnienia.
2. Potwierdzono zależność przedstawioną w literaturze przedmiotu, a mianowicie wraz ze wzrostem gęstości uzwojenia można uzyskać poprawę parametru Q_{Smax} .
3. Najlepsze rezultaty można osiągnąć podczas zwiększenia wysokości segmentu pionowego oraz kąta nachylenia pomiędzy nim a segmentem środkowym. Zależność ta występuje w przypadku obu konstrukcji, standardowej typu „V” oraz asymetrycznej.
4. Odpowiednie ukształtowanie taśmy stalowej zapewnia równomierny rozkład nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią wypełnienia miętko-materiałowego a przylgą kołnierza, niezależnie od zmian proporcji wybranych wymiarów geometrii charakteryzującej przekrój poprzeczny elementu spiralnego.
5. Konstrukcja o asymetrycznym profilu gwarantuje lepsze wartości średniego nacisku stykowego oraz bardziej równomierny jego rozkład w porównaniu do standardowej konstrukcji typu „V”.

W związku z powyższym na poprawę właściwości związanych z wytrzymałością mechaniczną największy wpływ ma odpowiedni dobór proporcji poszczególnych parametrów geometrycznych. Natomiast na rozkład nacisku stykowego, od którego zależy poziom szczelności w poszczególnych stanach obciążenia, najistotniejsze jest ukształtowanie zwoju elementu spiralnego. Przy czym w przypadku konstrukcji standardowej typu „V”, gdzie uzyskano najlepszą poprawę wytrzymałości mechanicznej odnotowano nieznaczne pogorszenie wartości średniego nacisku stykowego.

Modele analityczne, opracowane na podstawie przyjętego planu eksperymentu, w wystarczającym stopniu umożliwiły przeprowadzenie analizy wpływu wybranych parametrów geometrycznych przekroju poprzecznego uszczelnienia na jego wytrzymałość. W połączeniu z analizą rozkładu nacisku stykowego pozwoliło to na poznanie zależności pomiędzy poszczególnymi wariantami ukształtowania profilu taśmy a prognozowaną poprawą szczelności. Znając te relacje możliwa jest poprawa jakości uszczelnień spiralnych, szczególnie w tych przypadkach, gdzie na wypełnienie przewidziany jest materiał charakteryzujący się niską ściśliwością.

6. Badania doświadczalne właściwości uszczelnienia asymetrycznego

Badania właściwości uszczelnienia spiralnego o asymetrycznym ukształtowaniu taśmy stalowej i miętko-materiałowej mają na celu sprawdzenie jego właściwości wytrzymałości mechanicznej pod kątem maksymalnych dopuszczalnych nacisków, relaksacji oraz uzyskiwanych szczelności. Jak wskazano w trakcie analizy stanu wiedzy w tym zakresie, jednym ze sposobów poprawy niezawodności i jakości uszczelnień statycznych jest zwiększenie zakresu ich bezpiecznego stosowania. Ponadto w trakcie wystąpienia różnych warunków pracy ważne jest, aby uszczelnienie w sposób elastyczny reagowało na ich zmiany. Natomiast z perspektywy uzyskiwanych szczelności powinno gwarantować wyciek nie większy niż ten założony dla danej klasy, również w trakcie odciażania nacisku na jego powierzchnię.

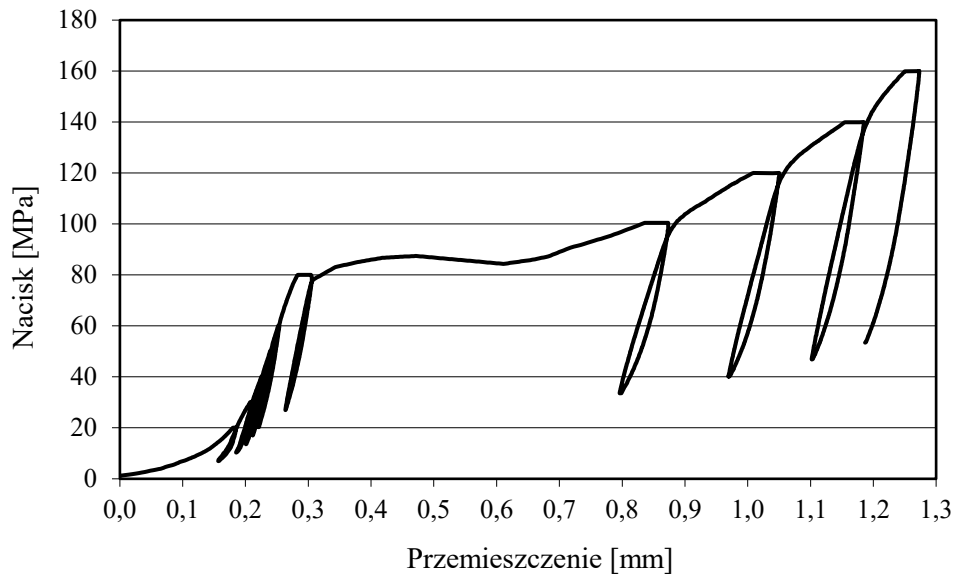
W związku z tym przeprowadzono badania eksperymentalne, mające na celu weryfikację wyników i wniosków zawartych w rozdziale 5. Do badań eksperymentalnych wybrano konstrukcję, która charakteryzuje się maksymalną wysokością segmentu pionowego, maksymalnym kątem rozwarcia pomiędzy segmentem środkowym a pionowym oraz minimalną grubością taśmy PTFE, dla przyjętych zakresów wymiarowych w planie eksperymentu. Konstrukcja ta uzyskała najlepszą poprawę pod względem parametru Q_{Smax} oraz wysokie średnie wartości nacisku stykowego na górnej i dolnej powierzchni uszczelnienia. Do badań przyjęto próbkę o wymiarach DN40 PN40.

6.1. Wyznaczenie maksymalnego dopuszczalnego nacisku Q_{Smax}

Określenie właściwości uszczelnienia o asymetrycznym kształcie taśmy rozpoczęto od wyznaczenia charakterystyki Q_{Smax} . Ze względu na oczekiwany wzrost wytrzymałości uszczelnienia test przeprowadzono w poszczególnych krokach obciążenia i odciażania do nacisku równego $Q = 160$ MPa, które przedstawiono w tabeli 6.1. Uzyskane wyniki w poszczególnych stanach obciążania zilustrowano na rys. 6.1.

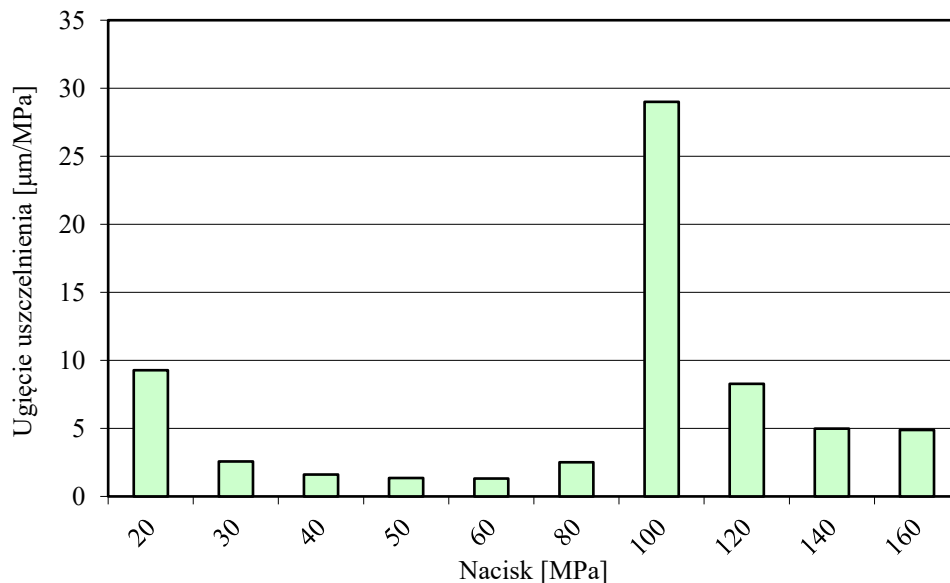
Tab. 6.1. Procedura wyznaczania parametru Q_{Smax} .

Krok	Q_{Ai} [MPa]	$Q_{Ai}/3$ [MPa]
1→2	20	6,7
3→4	30	10
5→6	40	13,3
7→8	50	16,7
9→10	60	20
11→12	80	26,7
13→14	100	33,3
15→16	120	40
17→18	140	46,7
19→20	160	53,3



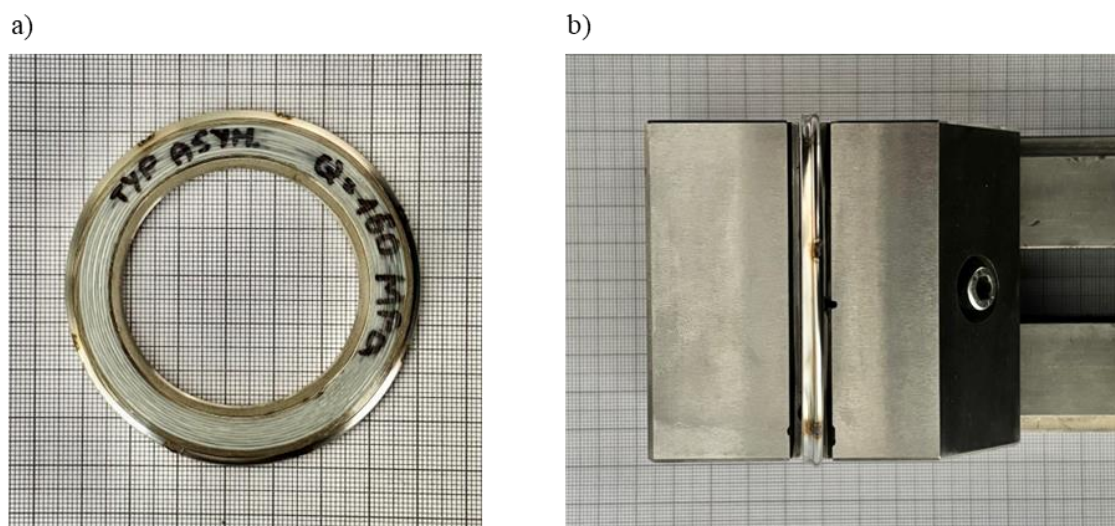
Rys. 6.1. Charakterystyka obciążania i odciążania uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem z PTFE w trakcie wyznaczania Q_{Smax} .

Podobnie jak w przypadku uszczelnienia standardowego typu „V” przebieg krzywej ma charakter nieliniowy. Analizując wykres do nacisku $Q = 80$ MPa element spiralny nie wykazuje tendencji do pełzania. Dopiero po przekroczeniu tej wartości można zaobserwować, że wraz z kolejnym wzrostem nacisku grubość elementu spiralnego znacząco się zmniejsza. Ma to związek z trwałym odkształceniem plastycznym i zmianą kształtu stalowych uzwojeń taśmy. Zgodnie z wytycznymi procedury za wartość parametru Q_{Smax} należy uznać nacisk, przed którym wystąpiła znaczna zmiana grubości uszczelnienia. Na wykresie słupkowym przedstawionym na rys. 6.2 za tą wartość odpowiada nacisk $Q = 80$ MPa. Na podstawie uzyskanych wyników tą wartość pozostawiono do dalszych rozważań.



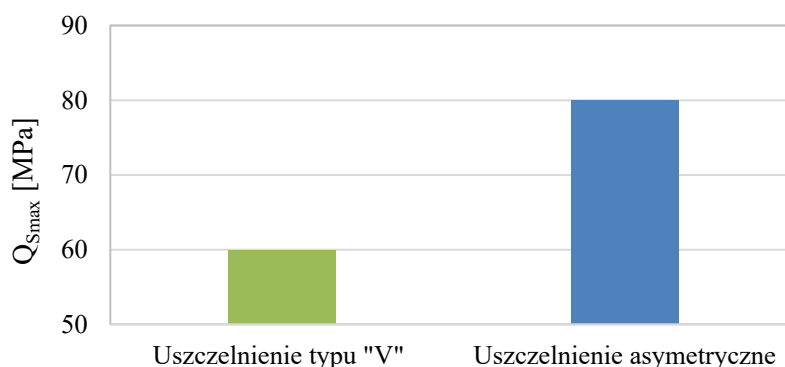
Rys. 6.2. Zależność ugięcia uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym z wypełnieniem PTFE w zależności od nacisku.

Nacisk o wartości równej $Q = 160$ MPa nie spowodował uszkodzenia elementu spiralnego (rys. 6.3a), ale doprowadził do trwałego odkształcenia zwojów i niemal całkowitego sprasowania elementu spiralnego do grubości pierścienia wewnętrznego. Profil uszczelnienia odkształcił się asymetrycznie, a pionowe segmenty dolnych zwojów zmieniły swój kształt w kierunku średnicy wewnętrznej, w znacznie większym stopniu niż pionowe segmenty górnej części uszczelnienia, co zilustrowano na fotografii na rys. 6.3b.



Rys. 6.3. Próbkę po badaniu Q_{Smax} w temperaturze otoczenia: a) widok na powierzchnię uszczelnienia, b) widok na profil elementu spiralnego.

W porównaniu do standardowo produkowanego uszczelnienia typu „V” zakres stosowania został zwiększony do wartości $Q = 80$ MPa. Porównanie maksymalnych dopuszczalnych wartości parametru Q_{Smax} przedstawiono na wykresie słupkowym na rys. 6.4. Wzrost wytrzymałości rozwiązania z asymetrycznym profilem taśmy o $Q = 20$ MPa zapewnia poprawę o 33,3%.



Rys. 6.4. Porównanie wartości parametru Q_{Smax} konstrukcji typu „V” i asymetrycznej.

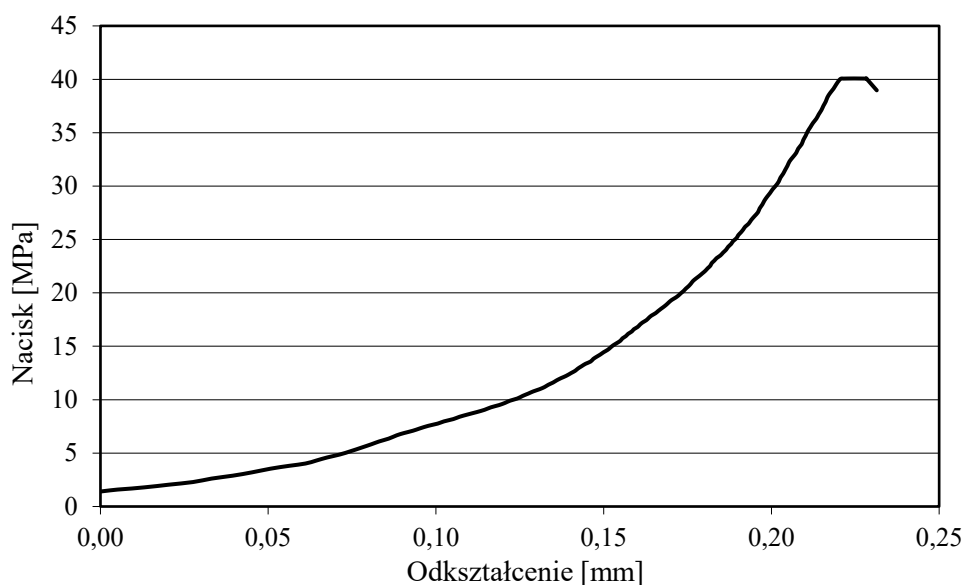
6.2. Określenie współczynnika relaksacji P_{QR}

Potwierdzenie parametru Q_{Smax} odbywa się poprzez ocenę wytrzymałości uszczelnienia na procesy relaksacji, na podstawie uzyskanych wartości współczynnika P_{QR} . W celu porównania konstrukcji o asymetrycznym profilu względem standardowego typu „V”, oprócz testu, gdzie nacisk montażowy odpowiada wartości parametru Q_{Smax} , wykonano również testy dla nacisku równego $Q = 40$ MPa oraz $Q = 60$ MPa.

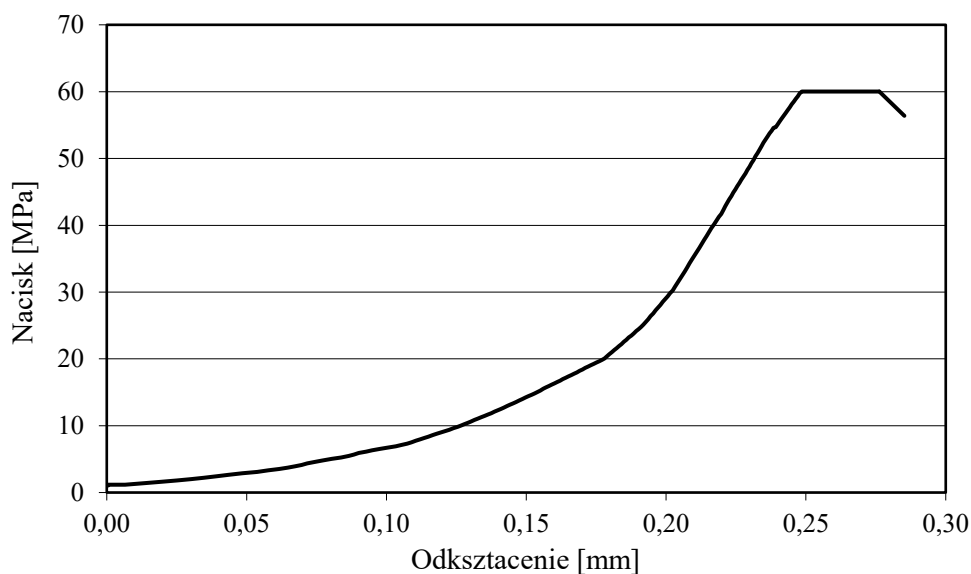
Wszystkie badania eksperymentalne przeprowadzono w temperaturze otoczenia, zgodnie z procedurą zawartą w normie PN-EN 13555 [58]. Nacisk reszkowy rejestrowano po 4 h od osiągnięcia założonego nacisku wstępnego. Testy przeprowadzono w temperaturze otoczenia. Wykresy przedstawione na rys. 6.5, 6.6 oraz 6.7 ilustrują krzywe nacisku działającego na powierzchnię uszczelnienia w funkcji jego odkształcenia. We wszystkich przypadkach uszczelnienie charakteryzuje się dużą sztywnością, a uzyskane rezultaty świadczą o niskiej podatności na procesy relaksacji oraz pełzania.

Współczynniki wyznaczono zgodnie z metodą przedstawioną w podrozdziale 2.2, przy użyciu wzoru 2.1. Uzyskano następujące wartości:

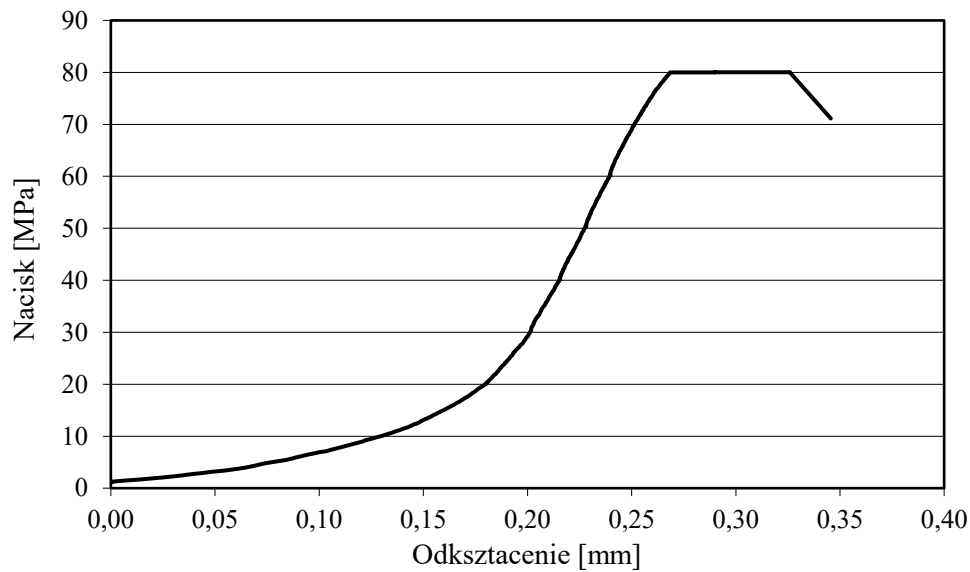
- $P_{QR} = 0,97$ dla nacisku montażowego $Q = 40$ MPa,
- $P_{QR} = 0,94$ dla nacisku montażowego $Q = 60$ MPa,
- $P_{QR} = 0,89$ dla nacisku montażowego $Q = 80$ MPa.



Rys. 6.5. Charakterystyka odkształcenia uszczelnienia pod naciskiem 40 MPa.

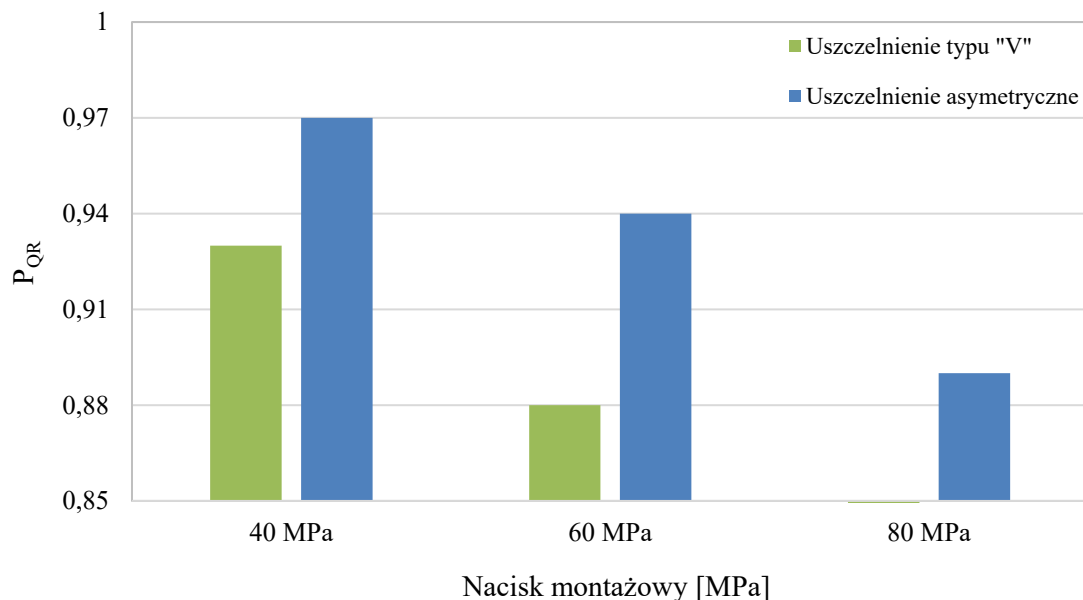


Rys. 6.6. Charakterystyka odkształcenia uszczelnienia pod naciskiem 60 MPa.



Rys. 6.7. Charakterystyka odkształcenia uszczelnienia pod naciskiem 80 MPa.

Podobnie jak w przypadku uszczelnienia o standardowym kształcie taśmy typu „V”, wraz ze wzrostem nacisku montażowego współczynnik P_{QR} ulega nieznacznemu pogorszeniu. Jednak dla wszystkich analizowanych wariantów, które zestawiono na wykresie na rys. 6.8, odnotowano bardzo dobre rezultaty, gwarantujące bezpieczną pracę w zakresie zmiennych warunków obciążenia. Na podstawie uzyskanych wyników zweryfikowano wartość wyznaczonego parametru Q_{Smax} . Uszczelnienie asymetryczne, mimo działania tak wysokiego nacisku, nadal zapewnia wysoką odporność na procesy reologiczne.



Rys. 6.8. Porównanie współczynnika P_{QR} dla konstrukcji typu „V” i asymetrycznej.

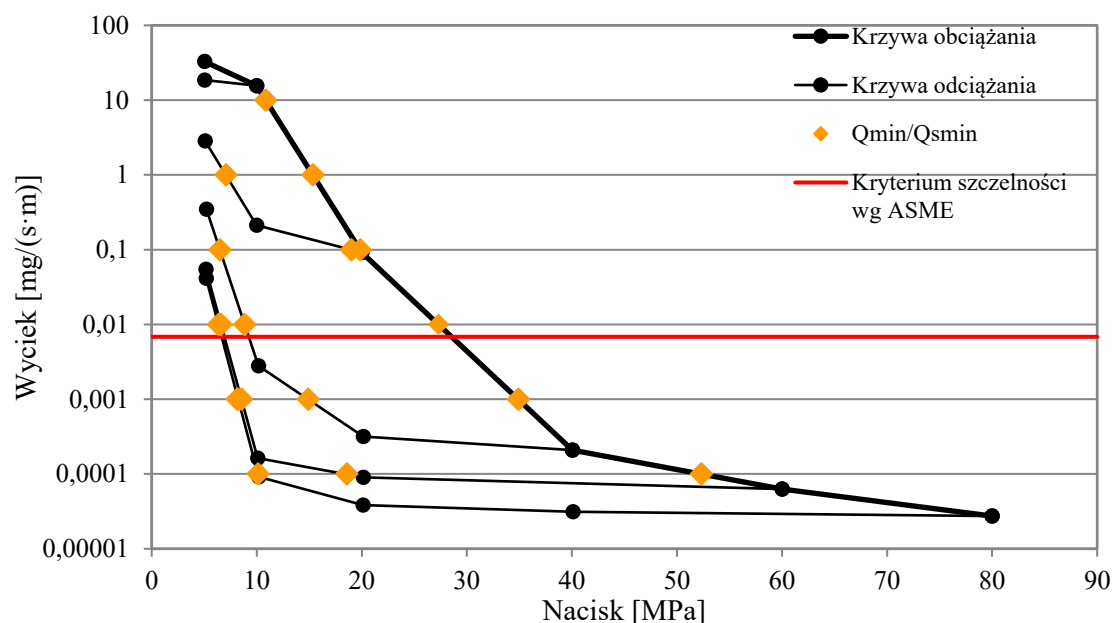
6.3. Wyznaczenie charakterystyki szczelności

Badanie wycieku przeprowadzono do momentu osiągnięcia maksymalnego dopuszczalnego nacisku na powierzchnię uszczelnienia równego $Q_{Smax} = 80$ MPa. Pomiary wykonano zgodnie z metodą opisaną w normie PN-EN 13555 [58], z zastosowaniem helu jako medium testowego. Poszczególne etapy obciążania i odciążania, w których zarejestrowano zmierzone wartości zestawiono w tabeli 6.2. Ciśnienie medium wewnętrznego wynosiło $p = 40$ bar. Do pomiaru wycieku przekraczającego wartość $L = 10^{-3}$ mg/(m·s) zastosowano metodę różnicową, natomiast w przypadku wyższych poziomów szczelności detektor helu.

Tab. 6.2. Procedura wyznaczania poziomu szczelności.

Krok	Nacisk w trakcie obciążania [MPa]	Nacisk w trakcie odciążania [MPa]
1	5	—
2→3	10	5
4→5→6	20	10→5
7→8→9→10	40	20→10→5
11→12→13→14	60	20→10→5
15→16→17→18	80	40→20→10→5

Kompletną charakterystykę szczelności przedstawiono na wykresie na rys. 6.9. Krzywa koloru czerwonego odnosi się do kryterium szczelności określonego w normie ASME B16.20, które jest równe $L = 0,00684$ mg/(s·m) dla helu jako medium testowego. Punkty koloru pomarańczowego odpowiadają wartościom niezbędnym do osiągnięcia poszczególnych klas szczelności w trakcie obciążania (Q_{min}) oraz odciążania (Q_{Smin}).



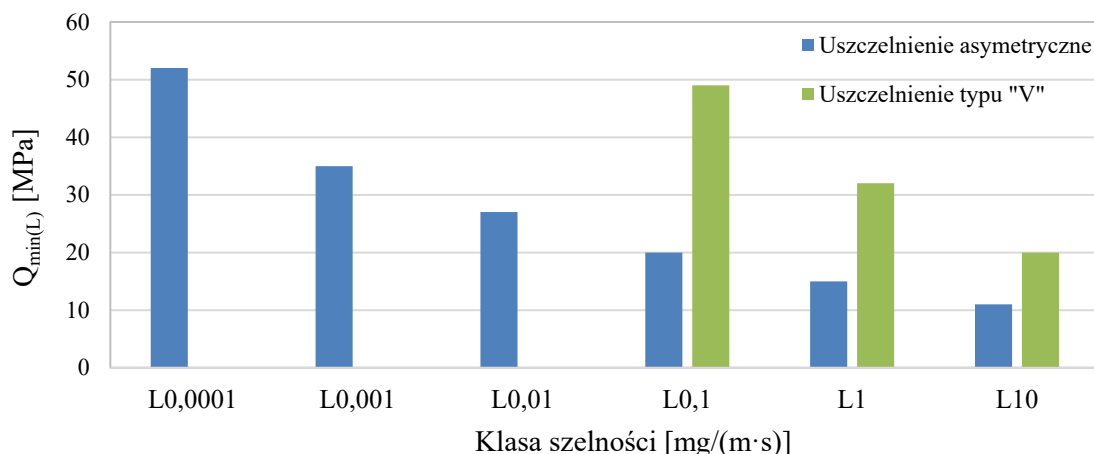
Rys. 6.9. Charakterystyka szczelności uszczelnienia o asymetrycznym profilu kształtu taśmy o wymiarach DN40 PN40 z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem z PTFE.

Wartości nacisku $Q_{min(L)}$, dla której został osiągnięty kolejny poziom szczelności, zestawiono w tabeli 6.2. Uszczelnienie spiralne o asymetrycznym przekroju osiągnęło pierwszą klasę szczelności $L = 10^{-1}$ mg/(m·s) już przy nacisku $Q_{min} = 19,8$ MPa. Znacznie korzystniejsza sytuacja występuje w momencie przekroczenia nacisku $Q = 40$ MPa, ponieważ w momencie spadku nacisku do wartości równej $Q_{Smin} = 14,9$ MPa uszczelnienie nadal gwarantuje utrzymanie 3 klasy szczelności równej $L = 10^{-3}$ mg/(m·s). Przekroczenie nacisku powyżej $Q = 52,3$ MPa zapewnia osiągnięcie 4 klasy szczelności $L = 10^{-4}$ mg/(m·s), jednak dalsze jego zwiększanie nie prowadzi już do osiągnięcia wyższej klasy szczelności. Z kolei obciążenie bliskie wartości określonej parametrem Q_{Smax} umożliwia największy zakres pracy podczas odciażania, aż do $Q_{Smin} = 10,1$ MPa.

Tab. 6.2. Wartości $Q_{min(L)}$ dla uszczelnienia spiralnego z pierścieniem wewnętrznym i wypełnieniem PTFE.

L [mg/(m·s)]	$Q_{min(L)}$ [MPa]
10^1	10,8
10^0	15,3
10^{-1}	19,8
10^{-2}	27,3
ASME	27,8
10^{-3}	34,9
10^{-4}	52,3

Konstrukcja asymetryczna, dla każdej klasy szczelności, wymaga mniejszych nacisków na powierzchnię uszczelnienia niż standardowe uszczelnienie typu „V”. W przypadku klasy szczelności $L = 10^{-1}$ mg/(m·s) uszczelnienie asymetryczne gwarantuje jej osiągnięcie przy nacisku o 60% niższym w porównaniu do standardowej konstrukcji typu „V”. Ponadto w zakresie maksymalnych dopuszczalnych nacisków charakteryzuje się szczelnością lepszą o trzy rzędy wielkości!!!



Rys. 6.10. Porównanie minimalnych nacisków wymaganych do osiągnięcia klasy szczelności podczas obciążania dla konstrukcji typu „V” oraz konstrukcji asymetrycznej.

7. Podsumowanie

Uszczelnienia spiralne należą do najczęściej stosowanych uszczelnień statycznych w zakresie średnich i wysokich ciśnień oraz temperatur, w połączeniach kołnierzo-śrubowych. Szczególne znaczenie mają uszczelnienia z wypełnieniem PTFE, które łączą względnie wysoką wytrzymałość mechaniczną i szczelność z bardzo dużą odpornością chemiczną na większość kwasów i zasad. Ze względu na ściśliwość wypełnienia miękkomateriałowego oraz brak jednoznacznych wytycznych dotyczących przekroju poprzecznego elementu spiralnego obserwuje się znaczną rozbieżność pomiędzy dostępnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Zgodnie z wiedzą autora, w literaturze przedmiotu dostępne są jedynie szczątkowe informacje dotyczące wpływu kształtu taśmy stalowej i miękkomateriałowej na właściwości uzyskiwane przez uszczelnienie. Temat ten podejmowano głównie w kontekście uszczelnień z wypełnieniem z ekspandowanego grafitu oraz konstrukcji z pierścieniem wewnętrznym i zewnętrznym. W konsekwencji dostępne dane nie mają zastosowania w odniesieniu do uszczelnień z wypełnieniem miękkomateriałowym o niskiej ściśliwości, a znane rozwiązania nie odpowiadają rosnącym wymaganiom stawianych w technice uszczelnień.

Analizę zagadnienia rozpoczęto od badań wstępnych, których celem było określenie podstawowych właściwości uszczelnienia spiralnego z wypełnieniem PTFE, o konstrukcji z pierścieniem wewnętrznym, zgodnie ze standardowymi wytycznymi. Na podstawie uzyskanych wyników poszerzono zakres wiedzy na temat korelacji pomiędzy właściwościami wytrzymałości mechanicznej a szczelnością.

Następnie w celu określenia wpływu wybranych parametrów geometrycznych elementu spiralnego uszczelnienia na jego właściwości zrealizowano badania zasadnicze, przeprowadzone zgodnie z przyjętym planem eksperymentu. Badania podstawowe, niezbędne do realizacji tego planu, wykonano z wykorzystaniem metody elementów skończonych, która stanowiła jedną z głównych metod badawczych.

W ramach planu eksperymentu opracowano funkcje analityczne opisujące zależność pomiędzy parametrami geometrycznymi wybranego kształtu spirali a maksymalnym dopuszczalnym naciskiem na powierzchnię uszczelnienia, określonym parametrem Q_{Smax} . Dodatkowo na podstawie wyników obliczeń numerycznych przeprowadzono analizę rozkładu nacisku stykowego pomiędzy powierzchnią poszczególnych zwojów taśmy PTFE a powierzchnią płyty dociskowej.

W wyniku prowadzonych analiz dotyczących mechaniki odkształcenia zwojów taśmy stalowej pod obciążeniem ściskającym zaproponowano konstrukcję o asymetrycznym profilu taśmy stalowej i miękkomateriałowej. Konstrukcja ta charakteryzuje się zwiększoną wytrzymałością mechaniczną oraz zapewnia bardziej równomierny rozkład nacisku stykowego w porównaniu do konstrukcji standardowej, co umożliwia osiągnięcie relatywnie wysokiego poziomu szczelności przy niskich naciskach montażowych. Zaproponowane rozwiązanie zostało zweryfikowane poprzez badania eksperymentalne, a uzyskane rezultaty potwierdzają jego zasadność.

Można zatem przyjąć, że dla odpowiedniego kształtu zwoju taśmy stalowej i miękkomaterialowej istnieje pewien zbiór parametrów geometrycznych, który przy zachowaniu stałej szerokości elementu spiralnego umożliwia wzrost wytrzymałości mechanicznej przy jednoczesnej poprawie szczelności złącza kołnierzowo-śrubowego, co potwierdza tezy postawione w niniejszej pracy.

Ponadto na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych, analizy statystycznej oraz badań eksperymentalnych można sformułować następujące wnioski:

1. Bezpieczny zakres stosowania uszczelnień spiralnych można zwiększyć poprzez poprawę ich wytrzymałości mechanicznej w odniesieniu do parametru Q_{Smax} , co jest możliwe dzięki odpowiedniemu zdefiniowaniu relacji geometrycznych poszczególnych wymiarów charakteryzujących kształt taśmy stalowej.
2. Kształt przekroju poprzecznego elementu spiralnego ma decydujący wpływ na rozkład nacisku stykowego pomiędzy taśmą miękkomaterialową a powierzchnią przylgi kołnierza.
3. Potwierdzono, że gęstość uzwojenia spirali wpływa na wytrzymałość mechaniczną uszczelnienia spiralnego, również w przypadku zastosowania wypełnienia miękkomaterialowego o niskiej ściśliwości.
4. Sztywność uszczelnienia spiralnego charakteryzuje się nieliniowym przebiegiem i maleje po przekroczeniu dopuszczalnych nacisków montażowych, w wyniku przekroczenia granicy plastyczności zwojów stalowych spirali.
5. Wysoka wartość współczynnika P_{QR} gwarantuje utrzymanie założonego poziomu szczelności, nawet w przypadku spadku nacisku montażowego spowodowanego rozszerzalnością cieplną śrub, działaniem ciśnienia wewnętrznego lub oddziaływaniem sił i momentów zewnętrznych.
6. Uszczelnienie z asymetrycznym profilem taśmy wykazuje większą odporność na procesy reologiczne, takie jak relaksacja i pełzanie, w porównaniu ze standardowym uszczelnieniem typu „V”, gwarantując tym samym lepszą efektywność złącza kołnierzowo-śrubowego.
7. Poprawę szczelności można osiągnąć poprzez odpowiedni kształt zwojów taśmy stalowej, zapewniający możliwie równomierny rozkład nacisku stykowego.
8. Na podstawie analizy statystycznej wykazano, że na wytrzymałość mechaniczną, w aspekcie parametru Q_{Smax} , największy wpływ mają wysokość segmentu pionowego oraz kąt rozwarcia profilu „V” dla standardowej konstrukcji, a także kąt rozwarcia pomiędzy segmentem pionowym a środkowym w przypadku konstrukcji asymetrycznej.
9. Wskazane jest przyjmowanie możliwie dużego kąta rozwarcia przy jednoczesnym zachowaniu możliwie dużej wysokości segmentu pionowego, zarówno w przypadku konstrukcji standardowej typu „V” jak i asymetrycznej.

10. Obliczenia numeryczne, nawet w przypadku tak nieliniowego zagadnienia jak uszczelnienie spiralne, wykazują wysoki poziom zgodności z wynikami badań eksperymentalnych, co pozwala na przeprowadzenie analiz niewykonalnych w warunkach rzeczywistych.
11. Przyjęty dwupoziomowy plan eksperymentu jest odpowiedni do przeprowadzenia oceny i analizy wpływu geometrii przekroju poprzecznego elementu spiralnego na badane zjawisko, jakim jest wytrzymałość mechaniczna określona parametrem Q_{Smax} .

Proponowany kierunek dalszych prac to:

- badania wytrzymałości mechanicznej oraz szczelności złącza kołnierzowo-śrubowego z uszczelnieniem spiralnym w warunkach kriogenicznych,
- określenie wpływu temperatury na uzyskiwane poziomy szczelności,
- opracowanie konstrukcji pierścieni (wewnętrznego oraz zewnętrznego), które pozwoliłyby na zwiększenie wytrzymałości elementu spiralnego, przy jednoczesnym osiągnięciu możliwie wysokiego poziomu szczelności złącza kołnierzowo-śrubowego.

8. Bibliografia

- [1] Abid M., Hussain S., *Bolt preload scatter and relaxation behaviour during tightening a 4 in-900# flange joint with spiral wound gasket*, In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering, p. 123–134, 2008.
- [2] Abid M., Hussain S., *Relaxation behaviour of gasketed joints during assembly using finite element analysis*, Sadhana - Academy Proceedings in Engineering Sciences, p. 31–43, 2010.
- [3] Abid M., Nash D. H., *Joint relaxation behaviour of gasketed bolted flanged pipe joint during assembly*, 2nd WSEAS Int. Conference on Applied and Theoretical Mechanics, Venice, Italy, November 20–22, p. 319–325, 2006.
- [4] Abid M., Ullah B., *Three-Dimensional Nonlinear Finite-Element Analysis of Gasketed Flange Joint under Combined Internal Pressure and Variable Temperatures*, Journal of Engineering Mechanics, p. 222–229, 2007.
- [5] Adamek K., Jaszak P., *Design method of enhancing the tightness of a spiral wound gasket with PTFE filling*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, p. 1–17, 2023.
- [6] ANSYS Inc., *Contact Technology Guide*, Release 12.1, Canonsburg, 2009.
- [7] ANSYS Inc., *Meshing User's Guide*, Release 13.0, Canonsburg, 2010.
- [8] ANSYS Inc., *Mechanical APDL Structural Analysis Guide*, Release 15.0, Canonsburg, 2013.
- [9] ASME, *Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly*, PCC1, 2022.
- [10] ASME, *Boiler and Pressure Vessel Code*, Section VIII, Division 1, 2023.
- [11] ASME B16.20, *Metallic Gaskets for Pipe Flanges*, 2023.
- [12] Attoui H., Bouzid A. B., Waterland J.A., *Buckling and lateral pressures in spiral wound gaskets*, In Proceedings of the ASME 2014 Pressure Vessels and Piping Conference, vol. 2, Anaheim, California, USA, July 20–24, p. 1–7, 2014.
- [13] Attoui Hocine, Bouzid Abdel Hakim, Waterland Jerry A., *On the Buckling of Spiral Wound Gaskets*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 138, 2016.
- [14] Bausman A., Waterland J., Reid D., *New leakage requirements for ASME B16.20 and current generation spiral wound gasket*, In Proceedings of the ASME 2019 Pressure Vessels and Piping Conference, vol. 2, San Antonio, Texas, USA, July 14–19, p. 1–7, 2019.
- [15] Beardsley T., *Commission concentrates on suspect rubber sealing rings*, Nature, vol. 319, p. 609–609, 1986.
- [16] Bielski J., *Wprowadzenie do inżynierskich zastosowań metody elementów skończonych: pomoc dydaktyczna*, Wydawnictwo PK, Kraków, 2010.
- [17] Borysiewicz M., Potemski S., *Ryzyko poważnych awarii rurociągów przesyłowych substancji niebezpiecznych*, Centralny Instytut Ochrony Pracy, 2002.

- [18] Bouzid H.A., Derenne M., El-Rich M., Birembaut Y., *Effect of flange rotation and gasket width on the leakage behavior of bolted flanged joints*, Welding Research Council Bulletin, vol. 496, 2004.
- [19] Childs Peter R. N., *Mechanical Design Engineering Handbook*, Chantilly: Elsevier, 2014.
- [20] DIN 3535-6, *Gaskets for gas supply*, Part 6: Gasket material based on fibres, graphite or polytetrafluoroethylene (PTFE) for gas valves, gas appliances and gas mains, 2019.
- [21] DIN 28090-1, *Static gaskets for flange connections*, Part 1: Characteristics values and test procedures, 1995.
- [22] Dziechciarz J., *Ekometria. Metody, przykłady, zadania*, Wrocław: Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej we Wrocławiu, 2003.
- [23] ESA-FSA, *Guidelines for safe seals usage – Flange and Gasket*, Part 1: Guidelines for maintenance, 1998.
- [24] ESA-FSA, *Gasket handbook*, First edition, 2017.
- [25] ESA-FSA, *Sealing devices reduction of fugitive emissions document – best available techniques*, 2019.
- [26] Felkowski Ł., Talaga J., *Obliczanie połączeń kołnierzowych w świetle norm PN-EN 13445 i specyfikacji technicznej WUDT-UC*, Inżynieria i Aparatura Chemiczna, s. 5-8, 2011.
- [27] Felkowski Ł., Talaga J., *Porównanie wybranych metod obliczeniowych dla projektowania połączeń kołnierzowych*, Mechanika – Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, s. 109-120, 2012.
- [28] Flitney R., *Seals and Sealing Handbook*, Sixth Edition, Waltham, Massachusetts, Oxford, England: Butterworth-Heinemann, 2014.
- [29] Fukuoka T., Takaki T., *Finite Element Simulation of Bolt-Up Process of Pipe Flange Connections With Spiral Wound Gasket*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 125, p. 371–378, 2003.
- [30] Gadalińska E., Kaniowski J., Wronicz W., *Porównanie modelowania MES z wykorzystaniem elementów bryłowych i osiowosymetrycznych na przykładzie zamykania nitu na prasie*, Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej. Vol. 59, nr 4, s. 379-398, 2010.
- [31] Gawliński M., Schulz P., *Ocena właściwości wytrzymałościowo-uszczelniających materiałów na uszczelnienia spoczynkowe*, Vibronadežnost' i germetičnost' centrebežnyh mašin : monografiâ / pod red. V. A. Marcinkovskogo, A. V. Zagorul'ko. Sumy: Sumskij Gosudarstvennyj Universitet, s. 159-168, 2011.
- [32] Grzejda R., *FE-modelling of a contact layer between elements joined in preloaded bolted connections for the operational condition*, Advances in Science and Technology Research Journal, vol. 8, p. 9–23, 2014.
- [33] Hamilton S., Baulch J., Veiga J. C., *ASME B16.20 Spiral Wound Gaskets Performance Testing*, In Proceedings of the ASME 2017 Pressure Vessels and Piping Conference, Waikoloa, Hawaii, USA, July 16-20, p. 1–13, 2017.

- [34] Haruyama S., Nurhadiyanto D., Choiron M. A., Kaminishi K., *Influence of surface roughness on leakage of new metal gasket*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 111-112 Bd. 111–112, p. 146–154, 2013.
- [35] Jaszak P., *A new solution of the semi-metallic gasket increasing tightness level*, Open Engineering, vol. 9, p. 329–337, 2009.
- [36] Jaszak P., *Modeling of the elastic properties of compressed expanded graphite – A material used in spiral wound gaskets*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol.187, p. 1–10, 2020.
- [37] Jaszak P., *Adaptation of a highly compressible elastomeric material model to simulate compressed expanded graphite and its application in the optimization of a graphite-metallic structure*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, p. 1–22, 2020.
- [38] Jaszak P., Adamek K., *Uszczelnienie spiralne*, Urząd Patentowy RP Patent PL 233738 B1, 2018.
- [39] Jaszak P., Adamek K., *Design and analysis of the flange-bolted joint with respect to required tightness and strength*, Open Engineering, vol. 9, p. 338–349, 2019.
- [40] Jaszak P., Grzejda R., Kluczyński J., Zmarzły P., *Basic Design Parameters Influencing on Axial Stiffness of the Spiral Wound Gasket*, Materials, p. 1–25, 2023.
- [41] Jenco J.M., Hunt E.S., *Generic issues effecting spiral-wound gasket performance*, International Journal of Pressure and Vessels and Piping, vol. 77, p. 825–830, 2000.
- [42] Józwiak J., Podgórski J., *Statystyka od podstaw*, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Ekonomiczne, 2022.
- [43] Kacprzyński B., *Planowanie eksperymentów. Podstawy matematyczne*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 1974.
- [44] Korzyński M., *Metodyka eksperymentu: Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2017.
- [45] Larson R. A., Bibel G., *Experimental and Analytical Evaluation of Buckling Forces of a Spiral Wound Flexible Gasket*, In Proceedings of the ASME 2005 Pressure Vessels and Piping Conference, vol. 2, Denver, Colorado, USA, July 17–21, 2005.
- [46] Li Y., Wang H., *Study on strength and sealing of a bolted flange joint under complex working conditions*, IOP Conference Series Materials Science and Engineering, vol. 768, 2020.
- [47] Mathan G., Siva Prasad N., *Evaluation of effective material properties of spiral wound gasket through homogenization*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 87, p. 704–713, 2010.
- [48] Migdalski J., *Poradnik niezawodności. Podstawy matematyczne*, Warszawa: Wydawnictwo Przemysłu Maszynowego „WEMA“, 1982.

- [49] Muhammad A., Ayesha K., Masroor H., Hafiz A.W., *Optimized bolt tightening procedure for different tightening strategies – FEA study*, In Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, vol. 231, p. 236–249, 2017.
- [50] Murali Krishna M., Shunmugam M.S., Siva Prasad N., *A study on the sealing performance of bolted flange joints with gaskets using finite element analysis*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 84, p. 349–357, 2007.
- [51] Nelson N.R., *Effective modeling of spiral wound gasket with graphite filler in gasketed flange joint subjected to bending loads*, Material Today, vol. 44, p. 2199–2204, 2021.
- [52] Otasiewicz W., *Statystyczne metody analizy danych*, Wrocław: Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej we Wrocławiu, 1999.
- [53] PN-EN 1092-1, *Kołnierze i ich połączenia – Kołnierze okrągłe do rur, armatury, kształtek, łączników i osprzętu z oznaczeniem PN*, Część 1: Kołnierze stalowe, 2018.
- [54] PN-EN 1514-2, *Kołnierze i ich połączenia – Uszczelki do kołnierzy z oznaczeniem PN*, Część 2: Uszczelki spiralne do kołnierzy stalowych, 2021.
- [55] PN-EN 1591-1, *Kołnierze i ich połączenia – Zasady projektowania połączeń kołnierzowych okrągłych z uszczelką*, Część 1: Obliczanie, 2014.
- [56] PN-EN 1591-4, *Kołnierze i ich połączenia*, Część 4: Potwierdzanie kompetencji personelu do montażu połączeń śrubowych w systemach ciśnieniowych infrastruktury krytycznej, 2014.
- [57] PN-EN 13445-3, *Nieogrzewane płomieniem zbiorniki ciśnieniowe*, Część 3: Projektowanie, 2021.
- [58] PN-EN 13555, *Kołnierze i ich połączenia – Parametry uszczelek i procedury badań dotyczące zasad projektowania połączeń kołnierzowych okrągłych z uszczelką*, 2021.
- [59] Polański Z., *Planowanie doświadczeń w technice*, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1984.
- [60] Szewczyk K., *Połączenia gwintowe*, PWN, Warszawa, 1991.
- [61] Takagi Y., Torii H., Sawa T., Omiya Y., *Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection With Spiral Wound Gasket Under Cyclic Thermal Condition*, In Proceedings of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Conference, vol. 2, Prague, Czech Republic, 26-30 July, 2009.
- [62] Veiga J. C., Cipolatti C. F., Kavanagh N., Reeves D., *The Influence of Winding Density in the Sealing Behavior of Spiral Wound Gaskets*, In Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessel and Piping Conference, Baltimore, vol. 3, Maryland, USA, 17–21 July, 2011.
- [63] Veiga J. C., Monteiro da Silva G., Kavanagh N., *Factors That Influence the Sealing Behavior of Spiral Wound Gaskets*, In Proceedings of the ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference, Paris, France, July 14-18, p. 1–8, 2013.

- [64] Veiga J.C., Cipolatti C.F., Reeves D., *Spiral Wound Versus Flexible Graphite Faced Serrated Metal Pipe Flange Gaskets in Thermal Cycling and Pressure Comparative Testing*, In Proceedings of the ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference, vol. 3, Bellevue, Washington, USA, 18-22 July, p. 157–165, 2010.
- [65] Vishwanath V. H., Sanjay S. J., Math V. B., *The Study Of The Behaviour Of Bolted Flanges With Gaskets*, International Journal of Engineering Research & Technology, vol. 2, p. 1620–1624, 2013.
- [66] Waterland J.A., Bouzid H.A., *Analysis of the Compression Behavior of Spiral Wound Gaskets*, In Proceedings of the ASME 2009 Pressure Vessels and Piping Division Conference, vol. 2, Prague, Czech Republic, 26-30 July, 2009.
- [67] Wegner T., *Metoda energetyczna i Newtona-Raphsona w obliczeniach wytrzymałościowych nieliniowych konstrukcji prętowych*, Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, seria Mechanika, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Nr 47, Poznań, p. 63–71, 2000.
- [68] WUDT, *Urządzenia Ciśnieniowe*, Wydanie II, Urząd Dozoru Technicznego, 2017.
- [69] Zhang Q., Chen X., Huang Y., Zhang X., *An Experimental Study of the Leakage Mechanism in Static Seals*, Applied Sciences 8, no. 8: 1404, 2018.
- [70] Zhong J., Liu D., Zhou T., Guan K., *Failure analysis of outer ring of spiral wound gasket*, Engineering Failure Analysis, vol. 117, 2020.