

Badania i Rozwój Młodych Naukowców w Polsce

Nauki techniczne i inżynieryjne

Część II



www.mlodzinaukowcy.com

Poznań 2019

Redakcja naukowa

dr inż. Jędrzej Nyćkowiak, UPP

dr hab. Jacek Leśny prof. UPP

Wydawca

Młodzi Naukowcy

www.mlodzinaukowcy.com

wydawnictwo@mlodzinaukowcy.com

ISBN (całość 978-83-66139-81-7)

ISBN (wydanie online 978-83-66392-44-1)

ISBN (wydanie drukowane 978-83-66392-43-4)

Ilość znaków w książce: 583 tys.

Ilość arkuszy wydawniczych: 14.6

Data wydania: sierpień 2019

Niniejsza pozycja jest monografią naukową. Jej rozdziały zostały wydrukowane zgodnie z przesłanymi tekstami po ich zaakceptowaniu przez recenzentów. Odpowiedzialność za zgodne z prawem wykorzystanie użytych materiałów ponoszą autorzy poszczególnych rozdziałów.

Spis treści

1. Analiza wpływu starzenia krótkoterminowego lepiszczy asfaltowych na właściwości reologiczne z wykorzystaniem testu MSCR	7
<i>Baranowska Wiktoria, Błazejowski Krzysztof, Wójcik-Wiśniewska Marta</i>	
2. Badanie wpływu gradacji mączki drzewnej na wytrzymałość mechaniczną kompozytu zbrojonego dyspersyjnie	15
<i>Kacper Cieślar, Mateusz Śliwka</i>	
3. Badanie wpływu stopnia wypełnienia próbek drukowanych na własności wytrzymałościowe	22
<i>Kacper Cieślar, Mateusz Śliwka, Tymoteusz Kubok</i>	
4. Analiza siłowni nadkrytycznych oraz ultranadkrytycznych	29
<i>Stanisław Głuch</i>	
5. Wybrane algorytmy poszukiwania zbiorów częstych na potrzeby reguł asocjacyjnych	37
<i>Ignatiuk Katarzyna</i>	
6. Ocena algorytmów data mining w klasyfikacji osób na podstawie geometrii dłoni	46
<i>Ignatiuk Katarzyna</i>	
7. Obrotowe niehigroskopijne wymienniki do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych	55
<i>Paulina Kanaś</i>	
8. Szronienie i techniki zabezpieczania przed szronieniem obrotowych wymienników do odzysku ciepła	64
<i>Paulina Kanaś</i>	
9. About the designing of steel connections	73
<i>Kamil Kmiecik</i>	
10. Dynamic loads for steel trestle with cranes	80
<i>Kamil Kmiecik</i>	
11. Effective cross-section of slender steel plate girders	89
<i>Kamil Kmiecik</i>	
12. Badanie rozkładu koncentracji naprężeń w kołowych płytach perforowanych przy określonych warunkach brzegowych	97
<i>Mateusz Marcin Konieczny</i>	
13. Projektowanie płyt perforowanych - aktualny stan zagadnienia	105
<i>Mateusz Marcin Konieczny</i>	
14. Historia zębatych pomp wyporowych	111
<i>Mielewska Małgorzata, Towarnicki Krzysztof</i>	
15. Historia pomp wykorzystywanych w wodociągach i kanalizacji	119
<i>Mielewska Małgorzata, Towarnicki Krzysztof</i>	
16. Analiza możliwości obniżenia temperatury zagęszczania mieszanek mineralno – asfaltowych wytwarzanych w technologii na ciepło	126
<i>Ostrowski Przemysław</i>	
17. Zastosowanie metod numerycznych do analizy płyt perforowanych będących elementem konstrukcji wymienników ciepła	133
<i>Dawid Piwowarski, Mateusz Marcin Konieczny</i>	

18. Metody statystyczne wykorzystywane w analizie zależności struktura-retencja chromatograficzna	141
<i>Rosenthal-Głuch Mirosława</i>	
19. Porównanie efektów obróbki skrawaniem za pomocą konwencjonalnego wytaczaka i narzędzia z mechanicznym tłumikiem drgań	147
<i>Skowronek Hubert, Waszczuk Kamil</i>	
20. Rodzaje systemów dachów składanych w samochodach typu cabrio	155
<i>Skowronek Hubert, Waszczuk Kamil</i>	
21. Hydrauliczne układy wspomagające w urządzeniach przemysłowych	163
<i>Towarnicki Krzysztof</i>	
22. Przegląd układów hydraulicznych w dzielarkach do bułek oraz krajalnicach do chleba	172
<i>Towarnicki Krzysztof</i>	
23. Trendy rozwojowe w obróbce skrawaniem	181
<i>Waszczuk Kamil, Skowronek Hubert, Piórkowski Paweł</i>	
24. Modelling of manufacturing process a car suspension component in CAM environment	189
<i>Waszczuk Kamil, Skowronek Hubert, Piórkowski Paweł</i>	

Przedmowa

Szanowni Państwo, wydawnictwo „Młodzi Naukowcy” oddaje do rąk czytelnika kolekcję monografii. Znajdują się tutaj pozycje dotyczące nauk przyrodniczych, nauk medycznych i nauk o zdrowiu, nauk technicznych i inżynierskich oraz szeroko pojętych nauk humanistycznych i społecznych.

W prezentowanych monografiach poruszany jest szeroki przekrój zagadnień, jednak każda z osobna składa się z kilkunastu rozdziałów, spójnych tematycznie, dających jednocześnie bardzo dobry przegląd tematyki naukowej jaką zajmują się studenci studiów doktoranckich lub ich najmłodsi absolwenci, którzy uzyskali już stopień doktora.

Czytelnikom życzymy wielu przemyśleń związanych z tematyką zaprezentowanych prac. Uważamy, że doktoranci i młodzi badacze z pasją i bardzo profesjonalnie podchodzą do swojej pracy, a doświadczenie jakie nabierają publikując prace w monografiach wydawnictwa „Młodzi Naukowcy”, pozwoli im udoskonalać swój warsztat pracy. Dzięki temu, z pewnością wielu autorów niniejszych prac, z czasem zacznie publikować prace naukowe w prestiżowych czasopismach. Przyczyni się to zarówno do rozwoju nauki, jak i każdego autora, budując jego potencjał naukowy i osobisty.

Redakcja

1. Analiza wpływu starzenia krótkoterminowego lepiszczy asfaltowych na właściwości reologiczne z wykorzystaniem testu MSCR

Analysis of the impact of short-term ageing of bituminous binders on rheological properties using the MSCR test

Baranowska Wiktoria, Błażejowski Krzysztof, Wójcik-Wiśniewska Marta

ORLEN Asphalt Sp. z o.o., ul. Łukasiewicza 39, 09-400 Płock

Opiekun naukowy: dr inż. Krzysztof Błażejowski

Baranowska Wiktoria: wiktoria.baranowska2@orlen.pl

Słowa Kluczowe: asfalt, deformacje trwałe, nieodwracalna podatność na pełzanie

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań lepiszczy asfaltowych, dotyczące jednego z głównych rodzajów zniszczeń asfaltowej nawierzchni drogowej – deformacji trwałych. W celu oceny właściwości reologicznych asfaltów wpływających na podatność nawierzchni na koleinowanie, opracowano badanie cyklicznego pełzania z odprężaniem – test MSCR (ang. *Multiple Stress Creep Recovery*). Metoda MSCR została wykorzystana w pracy badawczej ORLEN Asphalt, w celu analizy wpływu starzenia technologicznego na właściwości wybranych lepiszczy asfaltowych. Wyznaczone parametry w teście MSCR pozwoliły określić wpływ tego zjawiska na właściwości asfaltów oraz zmiany we właściwościach lepiszczy asfaltowych wpływających na zapewnienie odporności mieszanek mineralno-asfaltowych na koleinowanie. Dodatkowym elementem oceny była sprężystość materiału (procentowy nawrót – R), będąca jednocześnie oceną skuteczności modyfikacji asfaltu polimerami. Zaobserwowano, że w wyniku starzenia uległ zmianie parametr związany z odpornością nawierzchni na koleinowanie: nieodwracalna podatność na pełzanie – J_{nr} przy naprężeniu 3,2 kPa. Najbardziej widoczne zmiany dotyczyły asfaltów drogowych, niemodyfikowanych. W przypadku polimeroasfaltów odnotowano nieznaczne zmiany tego parametru.

1. Wstęp

Deformacje trwałe są jednym z głównych rodzajów zniszczeń powstających w trakcie eksploatacji asfaltowej nawierzchni drogowej, w szczególności biorąc pod uwagę ciągły wzrost natężenia ruchu oraz obciążenia dróg przez pojazdy ciężkie (Dreessen i Gallet 2012). Trwałość nawierzchni, w kontekście zapewnienia jej odpowiedniej odporności na koleinowanie, uzależniona jest w głównej mierze od projektu mieszanki mineralno-asfaltowej, a w szczególności od zastosowanego szkieletu mineralnego. Jednakże lepiszcze asfaltowe odgrywa również istotną rolę – oceniono, że w aspekcie powstawania deformacji trwałych nawierzchni, asfalt decyduje w około 40% (Kennedy et al. 1994). W celu poprawy właściwości użytkowych asfaltu, a w konsekwencji zwiększenia trwałości nawierzchni asfaltowej, stosowane są różnego rodzaju dodatki i modyfikatory. W XX wieku rozpoczęto modyfikacje asfaltów naturalnymi i syntetycznymi polimerami, które od tamtej pory stanowią najczęściej stosowane modyfikatory lepiszczy drogowych (Błażejowski i Styk 2004; Gawęł i in. 2001). W ostatnim czasie znaczną uwagę zyskały także metody badań funkcjonalnych lepiszczy asfaltowych, pozwalające z dużym prawdopodobieństwem przewidzieć zachowanie mieszanki mineralno-asfaltowej z danym lepiszczem, w rzeczywistych warunkach pracy nawierzchni. W ramach programu SHRP (ang. *Strategic Highway Research Program*), prowadzonego pod koniec XX wieku w USA, do oceny właściwości wysokotemperaturowych lepiszczy asfaltowych zaproponowany został parametr reologiczny oparty na wartościach mierzonych w liniowym zakresie lepkości asfaltu tj. zespolonego modułu sztywności G^* oraz kąta przesunięcia fazowego δ (Kennedy et al. 1994). Opisany parametr $G^*/\sin\delta$ okazał się nieadekwatny w przypadku asfaltów modyfikowanych i w konsekwencji wprowadzona została nowa metoda – badanie wielokrotnego pełzania z odprężaniem – test MSCR (ang. *Multiple Stress Creep Recovery*) (D'Angelo et al. 2007).

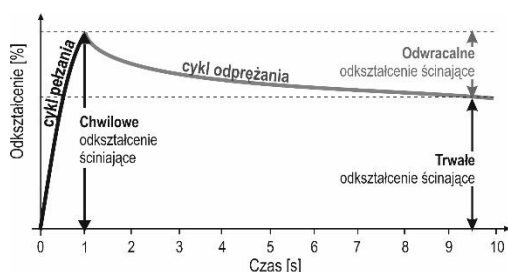
2. Test MSCR

Test MSCR polega na pomiarze właściwości lepiszcza asfaltowego w najwyższej temperaturze, w jakiej przewiduje się, że nawierzchnia z danym lepiszczem będzie pracować (zgodnie z amerykańskimi standardami) lub w dowolnej temperaturze porównawczej (według europejskich założeń). W badaniu MSCR wykorzystuje się reometr dynamicznego ścinania (ang. *Dynamic Shear Rheometer* – DSR), z wykorzystaniem układu płytek równoległych o średnicy 25 mm i szczelinie 1 mm, zgodnie z procedurą opisaną w AASHTO T 350 lub ASTM D7405. Badanie MSCR składa się z następujących etapów:

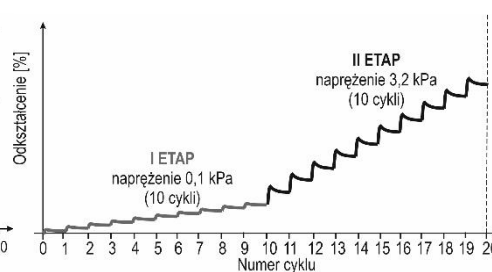
- cyklu pełzania – naprężania próbki lepiszcza asfaltowego przez okres 1 sekundy;
- cyklu odprężania – relaksacji naprężeń próbki asfaltu przez okres 9 sekund.

Badanie wykonuje się przy dwóch różnych wartościach naprężenia – 0,1 kPa oraz 3,2 kPa. Badanie rozpoczyna się przyłożeniem mniejszego naprężenia ścinającego (0,1 kPa) i wykonaniu 10 cykli pełzania i odprężania. Następnie naprężenie zostaje zwiększone (3,2 kPa) i wykonywane są kolejne 10 cykli pełzania i odprężania. Rys. 1a. i 1b. przedstawiają zasadę wykonania testu MSCR odpowiednio dla 1 cyklu pełzania i odprężenia (przy jednej wartości naprężenia ścinającego) oraz 10 cykli pełzania i odprężenia (przy dwóch wartościach naprężenia).

a.



b.



Rys. 1. Zasada wykonania testu MSCR: (a) 1 cykl pełzania i odprężania przy jednym poziomie naprężenia, (b) 20 cykli pełzania i odprężania przy dwóch poziomach naprężenia.

W wyniku testu MSCR otrzymuje się następujące parametry (każdy dla dwóch poziomów naprężenia 100 Pa oraz 3200 Pa) (ASTM D7405; D'Angelo et al. 2007):

- nieodwracalna podatność na pełzanie, parametr J_{nr} w $[kPa^{-1}]$ (ang. *non-recoverable creep compliance*) – wskaźnik odporności lepiszcza asfaltowego na koleinowanie;
- procentowy nawrót R w $[\%]$ (ang. *percent recovery*), wskazujący na sprężystość lepiszcza w danej temperaturze – wskaźnik skuteczności pracy polimeru w lepiszczu.

Według normy AASHTO M 332 najbardziej istotnym parametrem do klasyfikacji asfaltów jest parametr J_{nr} przy naprężeniu 3,2 kPa – określa, jaki wpływ na odporność mieszanki mineralno-asfaltowej na koleinowanie ma dane lepiszcze. Im mniejsza jest wartość parametru $J_{nr3,2}$, tym lepiszcze wykazuje większą odporność na koleinowanie (Błażejowski i Wójcik-Wisniewska 2016). Kryteria oceny dopuszczalności wyników otrzymanych w teście MSCR określono w normie ASTM 7405. Wartości parametru $J_{nr3,2}$ poniżej $0,1 kPa^{-1}$ wykraczają poza granice precyzji metody. Zgodnie z normą, dla takich przypadków należy brać pod uwagę wyniki badania w wyższej temperaturze o $6^{\circ}C$ (ASTM D7405).

Dodatkowo norma pozwala na wykonywanie badań na próbkach lepiszcza świeżego (niestarzonego), jak również poddanego starzeniu metodą RTFOT, PAV bądź RTFOT+PAV. Zgodnie z amerykańskimi standardami, oceny i klasyfikacji asfaltu dokonuje się na podstawie wyników badań próbek po starzeniu metodą RTFOT (ASTM D7405) – asfalt starzony w RTFOT odpowiada lepiszczu, które zostało wbudowane w nawierzchnię drogową (asfalt po starzeniu technologicznym). Uzyskane znacznie lepsze korelacje wyników testu MSCR z wynikami koleinowania dla próbek lepiszczy starzonych w porównaniu z niestarzonymi, mogą dodatkowo potwierdzić zasadność tego rozwiązania (Robertus et al. 2012).

Liczne wyniki badań wskazują, że parametr J_{nr} wykazuje dobre korelacje z wynikami koleinowania mieszanek mineralno-asfaltowych (Laukkanen et al. 2015; Hafeez i Kamal 2014; Bernier et al. 2011; Zhang et al. 2015; Błażejowski i Dołżycki 2014). W teście MSCR kluczowe są dwa parametry: zastosowane poziomy naprężenia ścinającego oraz temperatura, w której przeprowadzane jest badanie (Wasage et al. 2011). Coraz więcej wyników badań sugeruje jednak, że zastosowanie standardowych poziomów naprężenia ścinającego nie pozwala w klarowny sposób przedstawić właściwości lepiszcza asfaltowego w zakresie nieliniowej lepkości, głównie asfaltów modyfikowanych (Jafari i Babazadeh 2016; Soenen et al. 2013; Wasage et al. 2011). W przypadku lepiszczy modyfikowanych polimerami wartości parametru J_{nr} przy standardowych poziomach naprężenia są na ogół bardzo małe – poniżej granicy precyzji metody tj. poniżej $0,1 \text{ kPa}^{-1}$ (Dreessen i Gallet 2012). Dodatkowo duża zmienność wyników dla J_{nr} o wartości poniżej $0,1 \text{ kPa}^{-1}$ może prawdopodobnie wynikać z bardzo małych odkształceń, które są mierzone (Baranowska 2017). Autorzy w swoich publikacjach wskazują konieczność dostosowania parametrów testu, w szczególności do asfaltów modyfikowanych i wysokomodyfikowanych poprzez rozważenie m.in. zwiększenia poziomu naprężenia ścinającego (White 2017). Niektórzy z nich zaznaczają, że wystarczające jest przyłożenie naprężenia $6,4 \text{ kPa}$ (Dreessen i Gallet 2012), inni wskazują konieczność zastosowania znacznie wyższych naprężeń tj. powyżej $12,8 \text{ kPa}$ (Wasage et al. 2011; Jafari i Babazadeh 2016), które pozwolą, zwłaszcza w wyższych wartościach temperatury, na większe zróżnicowanie wyników i dokładniejszą ocenę odporności na koleinowanie w przypadku polimeroasfaltów (Du et. al.; Błażejowski i in. 2018).

W ostatnim czasie przedstawione zostało, że test MSCR może mieć potencjalne zastosowania także do oceny właściwości lepiszczy asfaltowych w wartościach temperatury pośredniej tzw. zmęczeniowej (Zhang et al. 2018).

Pomimo licznych dyskusji na temat zasadności stosowania testu MSCR według obecnych norm, badanie to zostało uznane za praktyczne narzędzie do oceny odporności na koleinowanie lepiszczy asfaltowych, nie tylko ze względu na wiarygodną symulację warunków odpowiadającym rzeczywistemu obciążeniu nawierzchni ruchem kołowym, ale także możliwości analizowania właściwości lepiszczy w nieliniowym zakresie lepkości (Domingos et al. 2017).

3. Materiały i metody

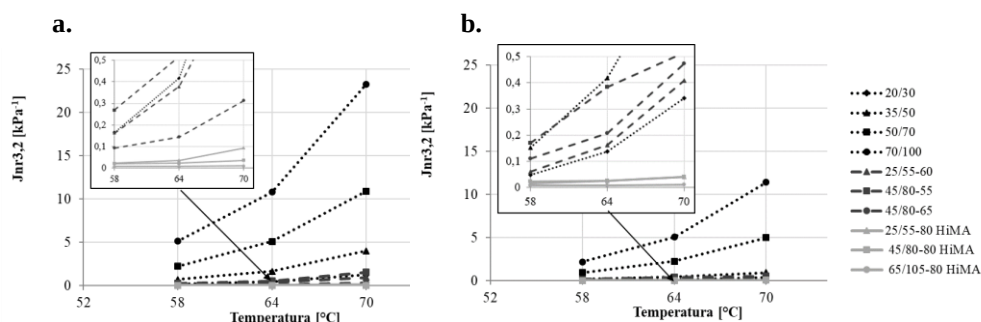
Badaniom poddane zostały trzy rodzaje lepiszczy asfaltowych: asfalty drogowe (20/30, 35/50, 50/70 oraz 70/100), asfalty modyfikowane polimerami (PMB 25/55-60, PMB 45/80-55 oraz PMB 45/80-65) oraz asfalty wysokomodyfikowane polimerami (PMB 25/55-80 HiMA, PMB 45/80-80 HiMA oraz PMB 65/105-80 HiMA). W celu oceny właściwości reologicznych lepiszcza asfaltowego wpływających na podatność nawierzchni na koleinowanie zastosowano test MSCR. Test wykonano dla próbek lepiszczy asfaltowych niestarzonych oraz poddanych starzeniu krótkoterminowemu pod wpływem ciepła i powietrza metodą RTFOT według PN-EN 12607-1:2014-12. Badania próbek w MSCR przed i po starzeniu RTFOT przeprowadzone zostały według zakresu temperaturowego zgodnego z amerykańską metodyką *Performance Grade* – AASHTO M 332 tj. z interwałem co 6°C : 58°C , 64°C , 70°C . Badanie MSCR przeprowadzono przy użyciu reometru dynamicznego ścinania (DSR) według ASTM D 7405-10a.

Oceny wpływu starzenia dokonano na podstawie zmian nieodwracalnej podatności na pełzanie – J_{nr} oraz procentowego nawrotu – R , dla próbek lepiszczy asfaltowych przed i po starzeniu metodą RTFOT.

4. Wyniki i dyskusja

4.1 Ocena wpływu starzenia na nieodwracalną podatność na pełzanie

Dla wszystkich badanych lepiszczy asfaltowych przedstawiono zależności parametru $J_{m,3,2}$ [kPa^{-1}] od temperatury, w której wykonano badanie, odpowiednio przed (Rys. 2a.) i po starzeniu metodą RTFOT (Rys.2b.).

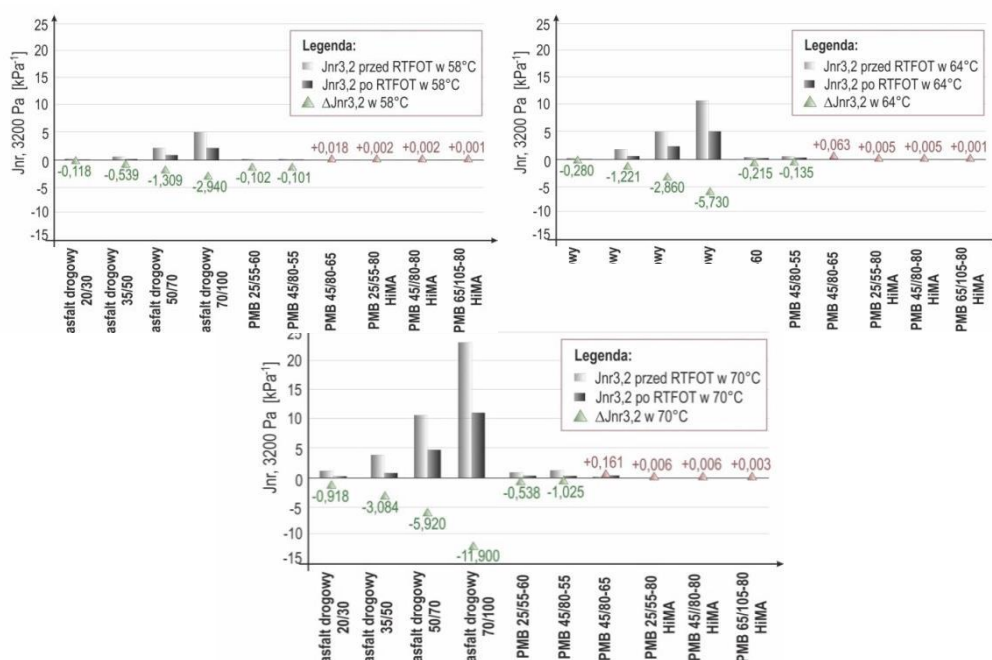


Rys. 2. Zależność parametru $J_{nr3,2}$ od temperatury badania: (a) przed starzeniem, (b) po starzeniu RTFOT.

W celu dokładnego porównania wielkości zmian nieodwracalnej podatności na pełzanie dla różnych wartości temperatury tj. 58°C, 64°C, 70°C, przed i po starzeniu, wprowadzono wskaźnik $\Delta J_{nr3,2}$ będący różnicą pomiędzy wartością parametru $J_{nr3,2}$ kPa dla asfaltu starzonego oraz wartością parametru $J_{nr3,2}$ kPa dla asfaltu niestarzonego (Baranowska 2017). Wskaźnik ten obliczono ze wzoru (1):

$$\Delta J_{nr3,2} = J_{nr3,2} \text{ kPa}_{(po \text{ RTFOT})} - J_{nr3,2} \text{ kPa}_{(przed \text{ RTFOT})} \quad (1)$$

Wpływ starzenia technologicznego na wartość parametru $J_{nr3,2}$ [kPa⁻¹] oraz wielkość jego zmiany w badanym zakresie temperatury tj. 58°C, 64°C, 70°C przedstawiono na Rys.3.



Rys. 3. Wpływ starzenia na wartość parametru $J_{nr3,2}$ oraz wielkość jego zmiany w badanym zakresie temperatury dla wszystkich badanych lepiszczy asfaltowych

Analiza nieodwracalnej podatności na pełzanie J_{nr} :

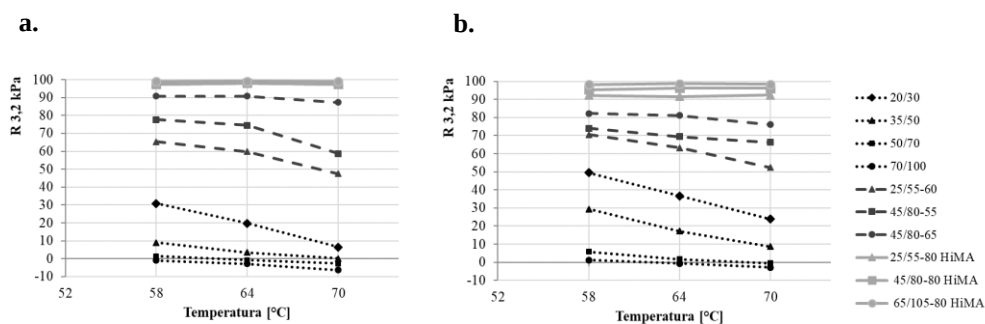
- Biorąc pod uwagę wartości parametru J_{nr} przy naprężeniu 3200 Pa, można zaobserwować, że parametr ten dla próbek po starzeniu metodą RTFOT, w porównaniu z próbkami

niestarzonymi, charakteryzuje się mniejszą wartością dla wszystkich asfaltów drogowych oraz asfaltów modyfikowanych z wyjątkiem PMB 45/80-65. Dla asfaltów drogowych spadek parametru $J_{nr3,2}$ wyniósł powyżej 50% jego wartości przed starzeniem. Największe zmiany można zaobserwować dla asfaltów: 50/70 oraz 70/100. Należy jednak zwrócić uwagę, że w ich przypadku nieodwracalna podatność na pęcznienie zarówno przed jak i po starzeniu jest znacznie większa niż dla pozostałych badanych lepiszczy, co może świadczyć o ich zmniejszonej odporności na koleinowanie.

- Dla PMB zmiany wartości parametru $\Delta J_{nr3,2}$ są znacznie mniejsze niż w przypadku asfaltów drogowych. Dla asfaltów wysokomodyfikowanych typu HiMA odnotowano nieznaczny wzrost tego wskaźnika, jednakże należy zaznaczyć, że jest on poniżej granicy precyzji metody.
- Analizując zakres wartości temperatury, w którym wykonywano badanie, dla wszystkich zbadanych przypadków największe zmiany można zaobserwować w najwyższej temperaturze badania tj. 70°C. Na podstawie wskaźnika $\Delta J_{nr3,2}$ można stwierdzić, że wielkość zmian parametru $J_{nr3,2kPa}$ przed i po starzeniu zależy od temperatury i rośnie wraz z jej wzrostem.
- Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić, że nieodwracalna podatność na pęcznienie w wyniku starzenia technologicznego ulega poprawie, bądź pozostaje na stałym poziomie (w przypadku polimeroasfaltów).
- Wyniki wskazują na wyraźny podział badanych lepiszczy na trzy grupy produktowe – asfalty drogowe, asfalty modyfikowane polimerami oraz wysokomodyfikowane polimerami typu HiMA.

4.2 Ocena wpływu starzenia na sprężystość lepiszczy

Procentowy nawrót wskazuje na poziom sprężystości lepiszcza asfaltowego w danej temperaturze, jest zatem wskaźnikiem skuteczności pracy polimeru w asfalcie – w przypadku polimeroasfaltów (Błaziejewski i Wójcik-Wiśniewska 2016). Dla wszystkich badanych lepiszczy asfaltowych, przedstawiono zależności parametru $R_{3,2}$ [%] od temperatury badania, odpowiednio przed (Rys. 4a.) i po starzeniu metodą RTFOT (Rys.4b.).

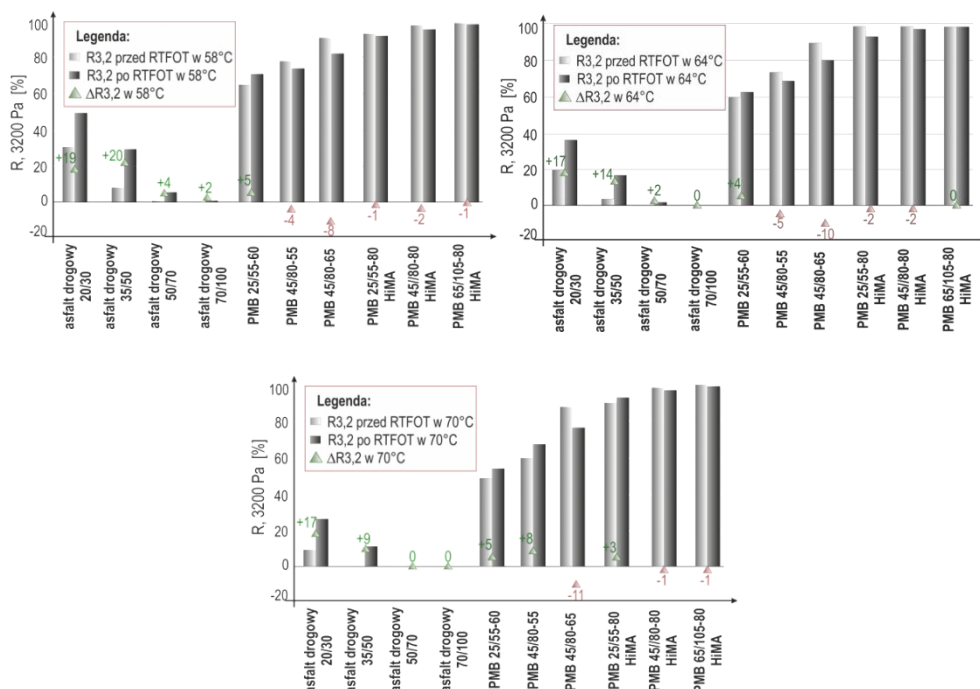


Rys. 4. Zależność procentowego nawrotu $R_{3,2}$ [%] od temperatury badania: (a) przed starzeniem, (b) po starzeniu RTFOT

Podobnie jak w przypadku parametru J_{nr} , w celu dokładnego porównania wielkości zmian procentowego nawrotu dla różnych wartości temperatury tj. 58°C, 64°C, 70°C, przed i po starzeniu, wprowadzono wskaźnik $\Delta R_{3,2}$ będący różnicą pomiędzy wartością parametru $R_{3,2}$ dla asfaltu starzonego oraz wartością parametru $R_{3,2}$ dla asfaltu niestarzonego (Baranowska 2017). Wskaźnik ten obliczono ze wzoru (2).

$$\Delta R_{3,2} = R_{3,2 \text{ kPa}}_{(po \text{ RTFOT})} - R_{3,2 \text{ kPa}}_{(przed \text{ RTFOT})} \quad (2)$$

Wpływ starzenia technologicznego na wartość parametru $R_{3,2}$ [%] oraz wielkość jego zmiany w badanym zakresie temperatury przedstawiono na Rys.5.



Rys. 5. Wpływ starzenia na wartość parametru R3,2 oraz wielkość jego zmiany w badanym zakresie temperatury dla wszystkich badanych lepiszczy asfaltowych.

Analiza procentowego nawrotu R:

- W wyniku starzenia technologicznego wartość parametru R3,2 dla asfaltów drogowych zwiększa się o ponad 50% wartości tego parametru przed starzeniem. Można to zaobserwować w całym zakresie analizowanych wartości temperatury. Asfalt 20/30 charakteryzuje się najwyższym procentowym nawrotem spośród asfaltów drogowych – jest twardym lepiszczem, które w wyniku starzenia staje się być jeszcze bardziej twarde (bardziej sprężyste), co może być przyczyną poprawy procentowego nawrotu.
- Biorąc pod uwagę PMB oraz PMB HiMA wykazują one zróżnicowane zachowanie w różnych wartościach temperatury. W przypadku PMB 25/55-60, PMB 45/80-55 oraz PMB 25/55-80 HiMA, w temperaturze 70°C, następuje wzrost nawrotu procentowego. Wzrost ten może być powodowany zjawiskiem całkowitego rozpuszczenia się polimeru w lepiszczu asfaltowym, w związku ze wzrostem temperatury i mieszania asfaltów w trakcie starzenia metodą RTFOT. Najbardziej wyraźne zmiany wskaźnika $\Delta R_{3,2}$ obserwowane są dla asfaltów drogowych: 20/30 i 35/50, oraz asfaltu modyfikowanego PMB 45/80-65.
- Otrzymane wyniki pozwalają sugerować, że w przypadku asfaltów drogowych procentowy nawrót w wyniku starzenia ulega poprawie. Jednakże asfalty drogowe jako asfalty niemodyfikowane, charakteryzują się znacznie słabszymi wartościami parametru R, w porównaniu do polimeroasfaltów, które pomimo nieznacznych spadków R3,2 charakteryzują się wysokim nawrotem procentowym. Wyjątek stanowi asfalt PMB 45/80-65, dla którego parametr R3,2 wyraźnie się pogorszył.

5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonego testu MSCR można stwierdzić następujące wnioski:

- W kontekście odporności na deformacje trwałe, starzenie technologiczne może wpływać w korzystny sposób na asfalty drogowe. Świadczyć o tym może spadek parametru nieodwracalnej

podatności na pełzanie $J_{nr3,2}$ [kPa^{-1}] oraz wzrost ich procentowego nawrotu R [%] w wyniku starzenia. Jednakże w przypadku tej grupy lepiszczy można zaobserwować wyraźną niestabilność wyznaczonych parametrów pod wpływem procesu starzenia, które mogą także świadczyć o ich zwiększonej podatności na to zjawisko. Korzystne z punktu widzenia odporności na koleinowanie zmniejszenie $J_{nr3,2}$ wynika z utwardzenia lepiszczy i zwiększenia ich lepkości w temperaturze pomiaru MSCR.

2. Starzenie w nieznacznym stopniu wpływa na zmiany odporności na koleinowanie polimeroasfaltów oraz skuteczności modyfikacji ich polimerami – parametry $J_{nr3,2}$ oraz $R_{3,2}$ utrzymują się na zbliżonym poziomie przed i po starzeniu. Wyjątek stanowi asfalt PMB 45/80-65, dla którego odnotowano spadek procentowego nawrotu, mogący świadczyć o pogorszeniu jego sprężystości.

4. Temperatura może wpływać na zmianę odporności lepiszczy na deformacje trwałe. Im wyższa temperatura, w której dane lepiszcze będzie pracować w nawierzchni, tym odporność na koleinowanie zmniejsza się (z wyjątkiem PMB HiMA). Bardziej wyraźne różnice $J_{nr3,2}$ kPa oraz $R_{3,2}$ kPa , zarówno przed jak i po starzeniu, zaznaczają się przy wzroście temperatury z 64°C na 70°C niż 58°C na 64°C . Zmiany parametrów przed i po starzeniu są najbardziej widoczne w wyższej temperaturze tj. 70°C .

7. Asfalty wysokomodyfikowane polimerami HiMA charakteryzują się największą odpornością na deformacje trwałe spośród wszystkich zbadanych lepiszczy asfaltowych oraz największą stabilnością wyznaczonych parametrów (przed i po starzeniu). Należy również wziąć pod uwagę, że w przypadku asfaltów HiMA wartości otrzymanych wyników były często niższe od $0,1 \text{ kPa}^{-1}$ (poniżej precyzji metody), stąd też zgodnie z normą należałoby w następnej kolejności wykonać dodatkowe badanie w temperaturze o 6°C wyższej. Wyniki badań potwierdzają rozważania innych autorów, że w przypadku asfaltów modyfikowanych, ze szczególnym uwzględnieniem asfaltów wysokomodyfikowanych, obecnie stosowane parametry testu MSCR nie są wystarczające do dokładnej oceny tych lepiszczy i porównywania ich pomiędzy sobą.

8. Badania MSCR są dobrym wskaźnikiem wkładu lepiszcza w odporność mieszanek mineralno-asfaltowych na koleinowanie. Dobre wyniki wykazują tylko jednostronne właściwości użytkowe (w wysokiej temperaturze) i do pełnej oceny przydatności lepiszcza należy także rozpatrywać pozostałe właściwości (w niskiej i pośredniej temperaturze).

6. Literatura

- AASHTO M 332 Standard Specification for Performance-Graded Asphalt Binder Using Multiple Stress Creep Recovery (MSCR) Test
- ASTM D 7405 Standard Test Method for Multiple Stress Creep and Recovery (MSCR) of Asphalt Binder Using a Dynamic Shear Rheometer
- Baranowska W (2017) Analiza wpływu starzenia na właściwości lepiszczy asfaltowych w pomiarach metodą MSCR. Praca inżynierska
- Benier A, Zofka A, Yut I (2012) Laboratory Evaluation of Rutting Susceptibility of Polymer-Modified Asphalt Mixtures Containing Recycled Pavements. Construction and Building Materials 31: 58-66.
- Błażejowski K, Dołżycki B (2014) The relationships between asphalt mix rutting resistance and MSCR test results. Design, Analysis and Asphalt Material Characterization for Road and Airfield Pavements GSP 246: 202-209.
- Błażejowski K, Styk S (2004) Technologia warstw asfaltowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności
- Błażejowski K, Wójcik-Wiśniewska M (2016) Poradnik asfaltowy 2016. ORLEN Asfalt Płock
- Błażejowski K, Wójcik-Wiśniewska M, Baranowska (2018) Poradnik asfaltowy 2018. ORLEN Asfalt Płock
- D'Angelo J, Kluttz R, Dongré RN et al. (2007) Revision of the Superpave high temperature binder specification: The multiple stress creep recovery test (with discussion). Journal of the Association of Asphalt Paving Technologists 76: 123–162.

- Domingos MDI, Faxina AL, Bernucci LLB (2017) Characterization of the rutting potential of modified asphalt binders and its correlation with the mixture's rut resistance. *Construction and Building Materials* 144: 207–213.
- Dreessen S, Gallet T (2012) MSCRT: Performance related test method for rutting prediction of asphalt mixtures from binder rheological characteristics. 5th Eurasphalt & Eurobitume Congress Istanbul
- Du Y, Jiaqi C, Zheng H, Weizheng L (2018) A review on solutions for improving rutting resistance of asphalt pavement and test methods. *Construction and Building Materials* 168: 893–905.
- Gawęł I, Kalabińska M, Piłat J (2001) *Asfalty drogowe*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności
- Hafeez I, Kamal MA (2014) Creep Compliance: A Parameter to Predict Rut Performance of Asphalt Binders and Mixtures. *Arabian Journal for Science and Engineering* 39(8): 5971–5978.
- Jafari M, Babazadeh A (2016) Evaluation of polyphosphoric acid-modified binders using multiple stress creep and recovery and linear amplitude sweep tests. *Road Materials and Pavement Design* 17(4): 859–876.
- Kennedy TW, Huber GA, Harrigan ET et al. (1994) SHR-A-410 Superior Performing Asphalt Pavements (Superpave). The Product of the SHRP Asphalt Research Program. National Research Council Washington
- Laukkanen OV, Soenen H, Pellinen T et al. (2015) Creep-recovery behavior of bituminous binders and its relation to asphalt mixture rutting. *Materials and Structures* 48(12): 4039–4053.
- Robertus C, Rooijen Van R, Thimm L (2012) A comparison of binder tests that relate to asphalt mixture deformation. 5th Euroasphalt & Eurobitume Congress Istanbul
- Soenen H, Blomberg T, Pellinen T et al. (2013) The multiple stress creep-recovery test: A detailed analysis of repeatability and reproducibility. *Road Materials and Pavement Design* 14(SUPPL.1): 2–11.
- Wasage TLJ, Stastna J, Zanzotto L (2011) Rheological analysis of multi-stress creep recovery (MSCR) test. *International Journal of Pavement Engineering* 12(6): 561–568.
- White G (2017) Grading highly modified binders by multiple stress creep recovery. *Road Materials and Pavement Design* 18(6): 1322–1337.
- Zhang J, Walubita LF, Faruk ANM et al. (2015) Use of the MSCR test to characterize the asphalt binder properties relative to HMA rutting performance - A laboratory study. *Construction and Building Materials* 94: 218–227.
- Zhang W, Ma t, Xu G et al. (2018) Fatigue Resistance Evaluation of Modified Asphalt Using a Multiple Stress Creep and Recovery (MSCR) Test. *Applied Sciences* 8(3), 417: 1-13

2. Badanie wpływu gradacji mączki drzewnej na wytrzymałość mechaniczną kompozytu zbrojonego dyspersyjnie

Analysis of the influence of wood flour grading on the mechanical strength of a dispersion-reinforced composite

Kacper Cieślar⁽¹⁾, Mateusz Śliwka⁽²⁾

⁽¹⁾ Katedra Samochodów i Silników, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

⁽²⁾ Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

Kacper Cieślar: kcieslar@ath.bielsko.pl

Słowa Kluczowe: kompozyt, mączka drzewna, żywica L285, żywica epoksydowa, zbrojenie dyspersyjne

Streszczenie

W niniejszym artykule przedstawiono wpływ gradacji mączki drzewnej Woodcell stanowiącej odpad tartaczny na wytrzymałość mechaniczną kompozytu zbrojonego dyspersyjnie. Zbrojenie kompozytu czyli mączka drzewna posiadała następujące gradacje: do 200 µm, od 200 do 500 µm oraz od 500 do 1000 µm. Jako osnowę wykorzystano żywicę epoksydową L285, która jest materiałem zaaprobowanym przez Niemiecki Federalny Urząd Lotnictwa i wykorzystywanym przy produkcji szybowców, niewielkich samolotów silnikowych oraz ich modeli, gdzie wykorzystuje się ją do laminowania ich elementów konstrukcyjnych. Kompozyty WPC czyli Wood-Polymer-Composite znajdują obecnie coraz większe zastosowanie w przemyśle, gdzie wykorzystuje się je jako substytut elementów wykonanych z drewna. Elementami tymi mogą być zarówno same deski jak i elementy o bardziej skomplikowanych kształtach jak skrzydła drzwiowe czy ościeżnice. Głównymi przesłankami do stosowania tego typu kompozytów jest niższa cena komponentów z nich wykonanych względem tych otrzymanych z drewna czy samych nawet polimerów. Wynika to z rosnących cen ropy naftowej niezbędnej do otrzymania tworzyw sztucznych. Dodatkowym atutem jest ich ekologiczność, gdzie mączka drzewna stanowi wypełniacz zmniejszający ilość tworzywa sztucznego niezbędnego do otrzymania produktu, a otrzymać je można tradycyjnymi metodami przetwórstwa termoplastów (metodą wytłaczania i wtryskiwania). Próbkę wioselkowe kompozytu zawierające różną gradację mączki drzewnej stanowiącej zbrojenie poddano statycznej próbie rozciągania zgodnie z normą ISO 527. Otrzymane wykresy w układzie siła – przemieszczenie pozwoliły wyznaczyć parametry wytrzymałościowe kompozytu.

1. Wstęp

Kompozyty są to materiały składające się z osnowy i rozmieszczonego w niej wzmocnienia-zbrojenia, a poprzez dobór ich rodzaju oraz objętości można kształtować właściwości kompozytu, przy czym głównym celem zbrojenia jest nadanie mu żądanych właściwości wytrzymałościowych i sztywności. Rolą osnowy natomiast jest spajanie wzmocnienia, przenoszenie obciążeń na zbrojenie. Wpływa ona również na właściwości cieplne, ogniowe, chemiczne, nadaje kształt wyrobowi i decyduje o metodzie wytwarzania kompozytu. Zbrojenie może mieć postać włókien lub cząsteczek, przy czym musi być zapewniona odpowiednia jego przyczepność do osnowy, tak by ta mogła właściwie przenosić obciążenia na zbrojenie. Odbywa się to w wyniku zjawiska adhezji między składnikami kompozytu, a połączenie to może mieć charakter mechaniczny, chemiczny, reaktywny oraz elektrostatyczny.

Żywice epoksydowe to związki chemoutwardzalne złożone z dwóch lub więcej grup epoksydowych (są to związki organiczne zbudowane z jednego atomu tlenu i dwóch atomów węgla) budujące tworzywa sztuczne na drodze reakcji sieciowania (czyli procesu powstawania trójwymiarowej sieci nadcząsteczkowej poprzez tworzenia mostków między różnymi cząsteczkami

chemicznymi). Epoksydy charakteryzują się świetnymi właściwościami adhezyjnymi (znacznie lepszymi względem pozostałych żywic) tworząc najsilniejsze wiązania z materiałem zbrojącym. Do tych wymienionych już zalet należy zaliczyć również ich wysoką wytrzymałość mechaniczną i termiczną oraz mały współczynnik rozszerzalności cieplnej. W przypadku wad należy wspomnieć o ich wysokiej cenie, złożonym procesie przetwarzania, niewielkim zakresie temperatury i wilgotności pozwalającym na proces mieszania i nakładania, wrażliwości na promieniowanie UV (ulegają silnym przebarwieniom pod wpływem jego działania). Żyvice tego typu wykorzystuje się w przemyśle samochodowym, lotniczym, farbiarskim, w procesach laminowania. Laminowanie to proces przetwórstwa wykorzystujący tworzywa chemoutwardzalne, a polegający na nakładaniu kolejnych warstw nośnika (maty, tkaniny) przesyczonego żywicą i łączonych ze sobą za pomocą spoiwa na formę wewnętrzną (stanowiącą negatyw) oraz zewnętrzną (stanowiącą pozytyw) (Zajchowski i Tomaszewska 2000; <http://home.agh.edu.pl>; <https://www.fibreglast.com>; <http://www.havelcomposites.pl>).

Kompozyty określane w literaturze anglojęzycznej jako WPC czyli Wood-Polymer-Composite definiowane są jako kompozyty dające się przetwarzać termoplastycznie, w skład których wchodzi drewno, tworzywo polimerowe i środki pomocnicze o różnym udziale (Zajchowski i Tomaszewska 2000). Jako osnowę można również wykorzystywać materiały termoutwardzalne.

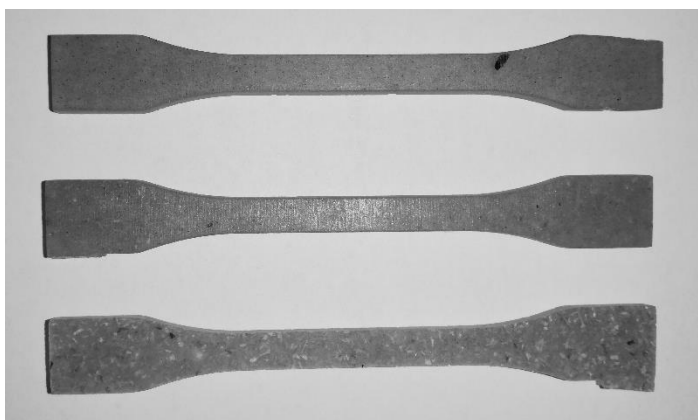
Kompozyty WPC charakteryzują się lepszymi właściwościami fizycznymi w porównaniu z drewnem. Przede wszystkim posiadają one większą twardość powierzchni i stabilność wymiarową oraz wykazują możliwość dokładnego wykończenia bez pokrywania powierzchni. Dodatkowo są one bardziej odporne na działanie środowiska (czyli nie podlegają procesom gnilnym i są odporne na działanie szkodników). Kompozyty tego typu da się również łatwo obrabiać mechanicznie, a wystarczą do tego typowe narzędzia i obrabiarki do obróbki drewna. Do ich łączenia stosuje się gwoździe, kołki, śruby lub klej, a ich powierzchnię można malować, oklejać lub laminować. Barwienie natomiast zachodzi podczas procesu wtryskiwania czy wytłaczania (Zajchowski i Tomaszewska 2000; Bledzki i in. 2006).

Historia WPC sięga początku XX wieku, a konkretnie lat 20. kiedy to dodano mączkę drzewną do bakelitu, czyli tworzywa sztucznego opartego na żywicy fenolowo-formaldehidowej. Przez następne 40 lat starano się wykorzystać na osnowę materiały termoplastyczne, co wymagało opracowania nowych technologii niezbędnych do jednorodnego wymieszania włókien wypełniacza oraz nowych metod przetwórstwa. Dodatkowo starano się polepszyć właściwości mechaniczne kompozytów WPC, tak aby wykorzystać je jako materiały konstrukcyjne. Obecnie głównym kierunkiem rozwoju tego typu materiałów jest stosowanie możliwie jak największych ilości wypełniacza, co wynika z dążeń do wykorzystania możliwie jak najbardziej ekologicznych materiałów, które da się po okresie eksploatacji przetwarzać (Zajchowski i Tomaszewska 2000).

Do termoplastów wykorzystywanych na osnowę zalicza się polimery wielkotonazowe takie jak poliolefiny, PVC, PS, ABS lub polimery biodegradowalne. W przypadku wypełniaczy stosuje odpady tartaczne, odpady otrzymane podczas wycinki oraz odpady poużytkowe (meble, palety, rozdrobnione płyty MDF). Mogą one występować w postaci drzazg, wiórów i zrębków, a ich pochodzenie to głównie drzewa iglaste (sosna, świerk) rzadziej liściaste (dąb, klon). Jeśli chodzi o gradację wypełniaczy to mogą to być włókna długości 0,5–30 mm i grubości 0,02–0,04 mm (przy typowej długości włókien drzewnych wynoszącej 2,5–3 mm i grubości 0,03 mm). Jednak najczęściej wykorzystuje się cząstki drzewne, których długość zbliżona jest do ich przekroju poprzecznego (0,07–2 mm) (Zajchowski i Tomaszewska 2000).

2. Materiał i metody

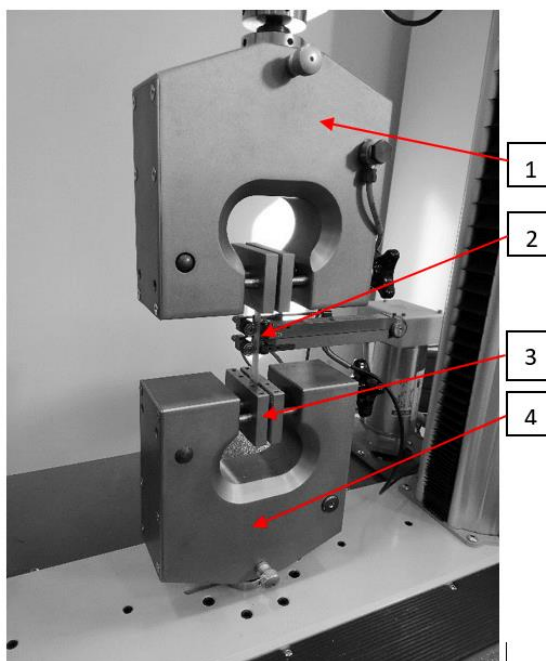
W niniejszym artykule zbadano wpływ gradacji mączki drzewnej stanowiącej wypełnienie kompozytu o osnowie wykonanej z żywicy epoksydowej L285 na jego właściwości wytrzymałościowe. W tym celu odlano żywice L285 (utwardzoną utwardzaczem H285 w stosunku 10:4) do foremnika o wymiarach 160 na 200 milimetrów, po jej wcześniejszym wymieszaniu z mączką drzewną o określonej gradacji. Stosunek zawartości żywicy do mączki drzewnej w kompozycie był stosunkiem masowym i wynosił 15:1. Gradacje wykorzystywanej mączki wynosiły: do 200 µm; od 200 do 500 µm; od 500 do 1000 µm.



Rys. 1. Próbki o gradacjach (patrząc od góry): do 200 μm , od 200 do 500 μm , od 500 do 1000 μm .

Tak wykonane prostopadłości (po jednym dla każdej z wyżej wymienionych gradacji) posłużyły do wykonania próbek wiósełkowych, które wycięto przy pomocy strumienia wody. Próbki (Rys.1) wycięto zgodnie z normą DIN EN ISO 527-2 i otrzymano po 5 sztuk dla każdej z gradacji. Dodatkowo zamieszczono wyniki badań wytrzymałościowych próbek wykonanych wyłącznie z żywicy epoksydowej L285.

Statyczną próbę rozciągania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej INSPEKT 5 Hegewald & Peschke (Rys.2) o zakresie 5 kN klasy 0.5 wg. normy ISO 7500-1:2015. Maszyna ta wyposażona jest w oprogramowanie Labmaster sterujące procedurą testu oraz rejestrujące wyniki, które następnie posłużyły do wykonania wykresów oraz wyznaczenia podstawowych parametrów wytrzymałościowych w programie EXCEL. Przyjęte parametry testu rozciągania to prędkość rozciągania wynosząca 1 mm/min oraz początkowy rozstaw między szczękami maszyny wynoszący 60 mm.



Rys. 1. Schemat stanowiska przeznaczonego do statycznej próby rozciągania, 1- Uchwyt trawersy; 2- Próbką oraz extensometr ; 3- Szczęki; 4- Uchwyt nieruchomy.

3. Wyniki

Wyniki otrzymane po przeprowadzeniu statycznej próby rozciągania poddano analizie w programie EXCEL na podstawie otrzymanego z maszyny wytrzymałościowej pliku txt. zawierającego wartości siły rozciągającej oraz wydłużenia. Wyniki ujęto na wykresach w układzie naprężenie-odkształcenie oraz w tabelach (Kurowski R. 1953). W każdej z nich ujęto wartość maksymalnej siły rozciągającej uzyskanej w czasie próby F_m , wytrzymałość na rozciąganie R_m oraz wartość modułu Younga. Dodatkowo otrzymane wyniki poddano podstawowej analizie statystycznej czyli obliczono średnią arytmetyczną z pięciu prób, odchylenie standardowe dla tych prób oraz przedział ufności, obliczony jako iloczyn odchylenia standardowego i współczynnika t -Studenta. Założono przy tym poziom ufności $\alpha=0.95$ (w tym przypadku dla pięciu pomiarów współczynnik ten wynosi 2,776).

Przedział ufności opisano zależnością:

$$\Delta x_\alpha = t_\alpha \cdot S \quad (1)$$

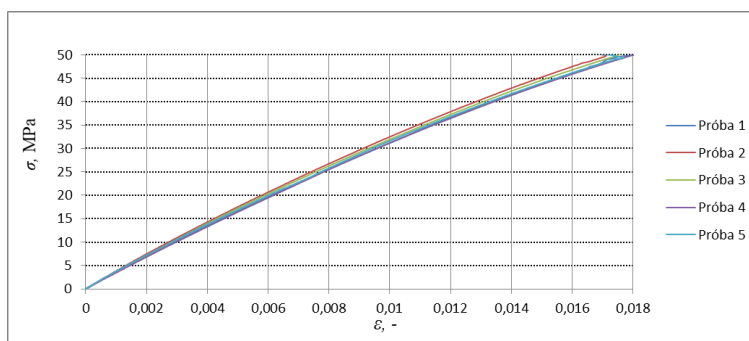
gdzie:

Δx_α – przedział ufności,

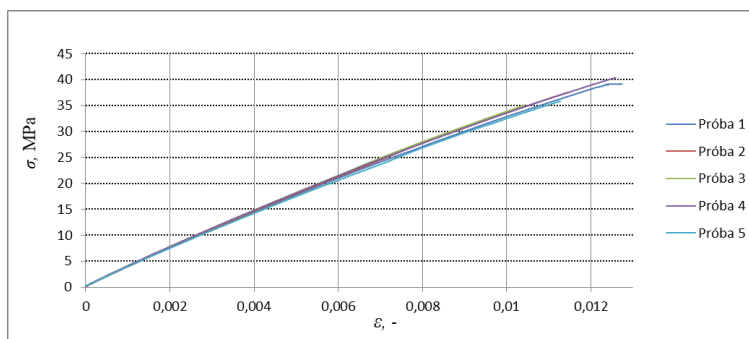
t_α – współczynnika t -Studenta,

S – odchylenie standardowe.

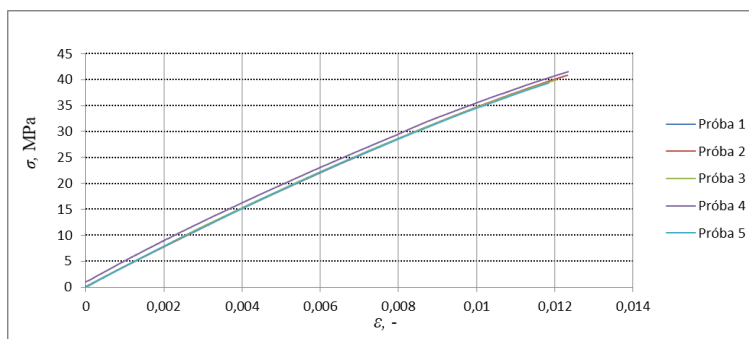
Przebiegi wykresów w układzie naprężenie - odkształcenie zestawiono poniżej. Wyniki zostały przedstawione zarówno dla próbek wzorcowych czyli samej żywicy epoksydowej jak i dla próbek zbrojonych. Zmianom ulegało przede wszystkim odkształcenie, które malało wraz ze wzrostem gradacji zbrojenia. Dodatkowo dla każdej z prób ukazano wyniki w postaci tabelarycznej (Tab. 1 - Tab. 4).



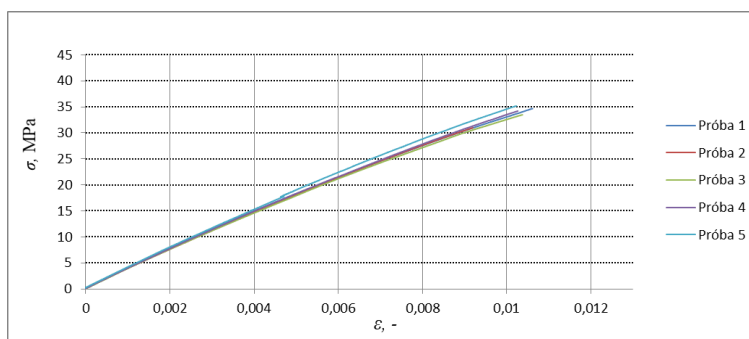
Rys. 2. Wykres rozciągania dla próbek wzorcowych.



Rys. 4. Wykres rozciągania dla próbek z gradacją do 200 μm.



Rys. 5. Wykres rozciągania dla próbek z gradacją od 200 µm do 500 µm.



Rys. 6. Wykres rozciągania dla próbek z gradacją od 500 µm do 1000 µm.

Jak widać na powyższych wykresach próbki pękały dla różnych wartości R_m co wynika z ułożenia zbrojenia w kompozycie, które jest nierównomierne.

W tabeli nr 1 przedstawiono wyniki statycznej próby rozciągania dla próbek wzorcowych nie zbrojonych. Natomiast w tabelach nr 2 - 4 ujęto wyniki dla kompozytu WPC ze zbrojeniem w postaci dodatku mączki drzewnej o odpowiedniej gradacji.

Tab. 1. Wyniki statycznej próby rozciągania dla próbek wzorcowych.

L.P.	F_m, N	R_m, MPa	E, MPa
Próba 1	745,54	68,93	3031
Próba 2	738,36	69,78	3144
Próba 3	720,92	69,10	3097
Próba 4	688,43	68,22	3054
Próba 5	696,50	65,96	2984
Średnia	717,95	68,40	3062
Δx_a	69,65	4,09	171

Tab. 2. Wyniki statycznej próby rozciągania dla próbek z gradacją do 200 µm.

L.P.	F_m, N	R_m, MPa	E, MPa
Próba 1	659,83	44,43	3619
Próba 2	558,03	37,58	3715
Próba 3	520,49	35,05	3651
Próba 4	620,73	41,80	3875
Próba 5	532,44	35,85	3628
Średnia	578,31	38,94	3698
Δx_a	166,00	11,18	295

Tab. 3. Wyniki statycznej próby rozciągania dla próbek z gradacją od 200 μm do 500 μm .

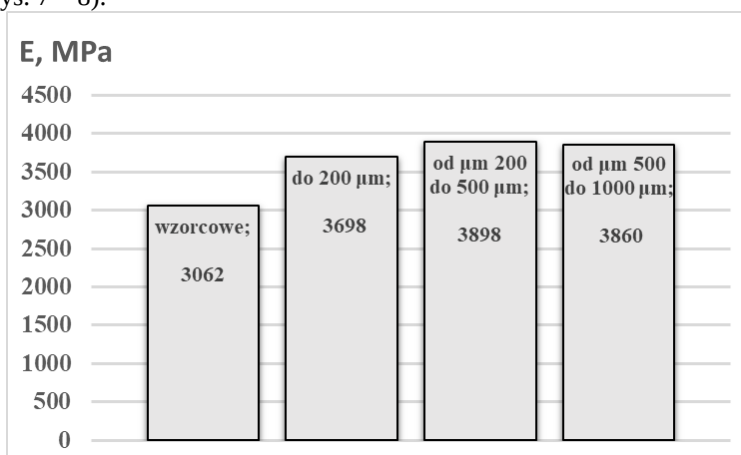
<i>L.P.</i>	<i>F_m</i> , N	<i>R_m</i> , MPa	<i>E</i> , MPa
Próba 1	542,59	39,15	3771
Próba 2	566,18	40,85	3775
Próba 3	554,59	40,01	3861
Próba 4	580,86	41,91	4182
Próba 5	545,27	39,34	3901
Średnia	557,90	40,25	3898
Δx_a	43,91	3,17	467

Tab. 4. Wyniki statycznej próby rozciągania dla próbek z gradacją od 500 μm do 1000 μm .

<i>L.P.</i>	<i>F_m</i> , N	<i>R_m</i> , MPa	<i>E</i> , MPa
Próba 1	532,22	34,68	3880
Próba 2	475,45	30,98	3730
Próba 3	514,00	33,50	3909
Próba 4	525,20	34,23	3897
Próba 5	540,05	35,19	3916
Średnia	517,38	33,72	3860
Δx_a	70,30	4,58	210

4. Dyskusja

W celu określenia zmian właściwości mechanicznych kompozytu WPC, do jakich dochodzi po wpływem zmiany gradacji zbrojenia zestawiono ze sobą średnie wyniki badań wytrzymałościowych otrzymane dla każdej z badanych grup (podzielonych ze względu na wielkość cząsteczek mączki drzewnej) oraz dla próbek wzorcowych wykonanych z żywicy epoksydowej L285. Zestawiono ze sobą takie parametry wytrzymałościowe jak moduł Younga oraz wytrzymałość na rozciąganie (Rys. 7 – 8).



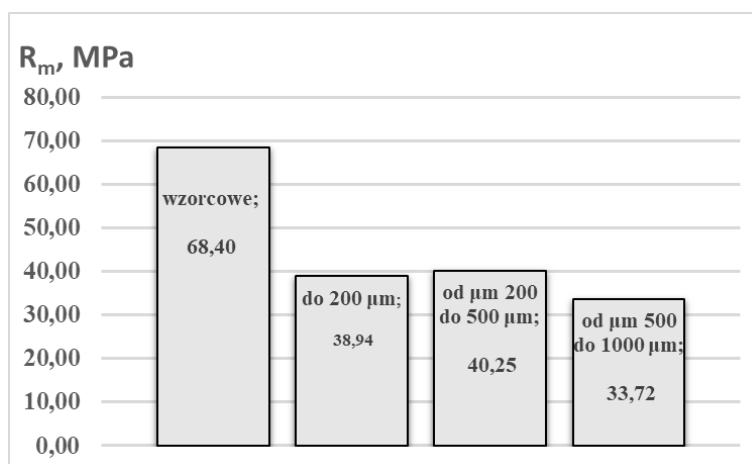
Rys. 7. Zmiany wartości modułu Younga dla próbek wzorcowych i zbrojonych.

Porównując ze sobą otrzymane wyniki dla próbek wzorcowych czyli samej żywicy epoksydowej stanowiącej podstawę oraz próbek zawierających zbrojenie z mączki drzewnej zauważono wzrost modułu Younga przy jednoczesnym spadku wytrzymałości na rozciąganie

w przypadku wszystkich rodzajów próbek zbrojonych. Porównując ze sobą tylko próbki zbrojone różnice wartości modułu Younga są niewielkie (nie przekroczyły wartości 1%), ale za to następuje znaczny bo aż 20% spadek R_m dla próbek zawierających gradację od 500 μm do 1000 μm względem tych z gradacją od 200 μm do 500 μm . Spadek wytrzymałości na rozciąganie jest spowodowany chaotycznym ułożeniem zbrojenia w kompozycie. Również wydłużenie względne kompozytu jest mniejsze niż w przypadku rozciągania samej żywicy epoksydowej L285, które dodatkowo spada wraz ze wzrostem gradacji zbrojenia.

Zastosowanie mączki drzewnej jako wypełniacza przy produkcji kompozytów wydaje się być uzasadnione w przypadku zastosowania takiego materiału w warunkach nie wymagających tak dużej wytrzymałości jak w przypadku stosowania samej żywicy epoksydowej. Kompozyt taki charakteryzuje się natomiast większą sztywnością co w pewnych zastosowaniach może być dodatkowym atutem.

Dalszy kierunek badań powinien określić nie tylko wpływ samej gradacji zbrojenia ale także wpływ zastosowanej proporcji wagowej zbrojenia względem osnowy kompozytów typu WPC.



Rys. 8. Zmiany wytrzymałości na rozciąganie dla próbek wzorcowych i zbrojonych.

5. Literatura

- Bledzki AK, Letman M, Tanczos I, Putz R (2006) Acetylation and coupling agent effect of wood fibre on the physical and mechanical properties of WPC. 6th Global Wood and Natural Fibre Composites Symposium, Kassel (P 26-1).
- Kurowski R (1953) Wytrzymałość materiałów. Państwowe Wydawnictwa Szkolnictwa Zawodowego, Warszawa.
- Zajchowski S, Tomaszewska J (2008) Kompozyty polimerowo-drzewne. Teka Kom. Bud. Eksp. Masz. Elektrotech. Bud. – OL PAN, 183–188.
- https://www.fibreglast.com/product/about-resins/Learning_Center
- <http://www.havel-composites.pl/index.php?menu=produkt&id=107>
- <http://home.agh.edu.pl/~jlaska/wyklady/tw%20w%20cer/Instr1.pdf>
- <http://zywice.com/laminowanie/forma>

3. Badanie wpływu stopnia wypełnienia próbek drukowanych na własności wytrzymałościowe

Investigation of the influence of filling degree of printed samples on mechanical properties

Kacper Cieślar⁽¹⁾, Mateusz Śliwka⁽²⁾, Tymoteusz Kubok⁽³⁾

⁽¹⁾ Katedra Samochodów i Silników, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

⁽²⁾ Katedra Podstaw Budowy Maszyn, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

⁽³⁾ Kierunek Automatyka i Robotyka, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

Opiekun naukowy: dr hab. inż. Jerzy Madej, prof. ATH

Kacper Cieślar: kcieslar@ath.bielsko.pl

Słowa Kluczowe: wytrzymałość mechaniczna, rozciąganie jednoosiowe, druk 3D

Streszczenie

W niniejszej pracy został przedstawiony sposób przygotowania próbek drukowanych z PLA w technologii FDM oraz przebieg badań wytrzymałościowych płaskich próbek wiosełkowych wykonanych z tego materiału. Przedstawiono także i omówiono wyniki przeprowadzonych badań. Płaskie próbki wykonane zostały w pięciu seriach różniących się stopniem wypełnienia struktury wewnętrznej. Wyniki badań poddano analizie pod kątem wpływu stopnia wypełnienia struktury wewnętrznej na własności mechaniczne drukowanych próbek tj. umownej granicy plastyczności, wytrzymałości na rozciąganie oraz zastępczego modułu Younga. W obliczeniach uwzględniono rzeczywiste wartości pola przekroju poprzecznego.

1. Wstęp

Druk 3D to technologia przyrostowa obejmująca różnorodne procesy, w których materiał jest łączony (zwykle warstwa po warstwie) w celu otrzymania obiektu przestrzennego. Początkowo technologia ta wykorzystywana była tylko do szybkiego prototypowania, a obecnie wraz ze wzrostem precyzji druku, powtarzalności i szerokiemu zakresowi stosowanych materiałów, podejmowane są próby wykorzystania tej metody wytwarzania na skalę przemysłową. Kluczowym atutem metody jest możliwość tworzenia bardzo skomplikowanych kształtów lub geometrii tylko na podstawie modelu geometrycznego utworzonego przy pomocy systemów CAD w formacie STL (techtutor.pl). Plik STL określa wszystkie parametry druku takie jak kolor, struktura, grubość warstwy itd. Obecnie istnieje wiele metod określanych mianem druku 3D, które można podzielić przede wszystkim ze względu na sposób nakładania materiału (naświetlanie, wyciskanie, stapianie), choć istnieją inne kryteria uwzględniające na przykład: stosowany materiał, szybkość drukowania, dokładność drukowania (Berman 2012).

Podstawowymi technologiami druku 3D są:

- FDM (ang. Fused Deposition Modelling) – termoplastyczny materiał wyciskany jest przez dysze,
- MJP (ang. Multi Jet Printing) – napyłany cienkimi warstwami fotopolimer utwardzany jest światłem ultrafioletowym,
- CJP (ang. Color Jet Printing) – gipsowy proszek barwiony tuszem,
- SLS (ang. Selective Laser Sintering) – cienkie warstwy proszku budulcowego stapiane laserem,
- DMLS (ang. Direct Metal Laser Sintering) – proszki metali topione laserem,
- Binder Jetting - proszki metaliczne łączone za pomocą ciekłego spoiwa.

Technologia druku przestrzennego zwana potocznie drukiem 3D została opracowana w 1993 roku na Massachusetts Institute of Technology przez zespół badawczy Sachs'a. Druk ten wykorzystywał proszek gipsowy, a lepiszcze nanoszono przy pomocy głowicy zwykłej drukarki atramentowej na luźny proszek umieszczony w zasobniku (Bose i in. 2013).

W przeciwieństwie do większości konwencjonalnych metod wytwarzania (głównie ubytkowych jak np. obróbka skrawaniem) właściwości części otrzymanych technologiami przyrostowymi mogą zależeć od parametrów strukturalnych, a nie wyłącznie od własności materiału. W procesie wytwarzania otrzymywane są wysoce anizotropowe materiały, których anizotropia często zmienia się lokalnie w obrębie samej części jak i globalnie między innymi częściami tej samej partii produkcyjnej. Anizotropowość jest jednym z głównych wyzwań technik przyrostowych. Ze względu na naturę drukowania, warstwa po warstwie mikrostruktura materiału wewnątrz każdej z nich jest inna w porównaniu z mikrostrukturą między warstwami. Na przykład w metalach i stopach, które są drukowane w 3D za pomocą technik SLS lub SLM, dodanie kolejnych warstw powoduje ponowne rozgrzanie granic poprzednich warstw, co powoduje zmianę mikrostruktury ziarna i anizotropowe zachowanie wydrukowanej części (Ngoa i in. 2018).

Inne badania przeprowadzone dla technologii FDM wykazały, że sposób nakładania warstw tworzących strukturę jak i ich orientacja mają znaczący wpływ na wynikową wytrzymałość na rozciąganie, podczas gdy parametry te nie wpływały na wytrzymałość na ściskanie (Ahn i. in 2002). Kolejne badania (Sood i in. 2012) określiły funkcjonalny związek między wymiarami warstw, ich ułożeniem, orientacją oraz wytrzymałością próbki

Konstruktorzy nie mogą więc polegać jedynie na własnościach materiałowych jak moduł Younga czy współczynnik Poissona przy projektowaniu, ale muszą brać pod uwagę dodatkowo parametry procesu i struktury. Do parametrów tych należą: grubość pojedynczej warstwy tworzącej model, spoiwo (jego rozmiar, własności i ilość), kształt struktury wewnętrznej oraz poziom w jakim wypełnia ona przekrój poprzeczny części. Określenie wpływu każdego z tych czynników na właściwości produktu końcowego odbywa się przede wszystkim na drodze doświadczalnej. Sterowanie wszystkimi wyżej wymienionymi czynnikami drukowania odbywa za pomocą oprogramowania drukarki 3D. Łatwo więc określić jak dany czynnik wpływa na konkretną własność (Mueller i in. 2015; Vaezi i Chua 2011).

2. Materiały i metody

Badania wytrzymałościowe zostały wykonane na drukowanych próbkach wiosełkowych z PLA (Polilaktyd) w kolorze Silver Metallic produkcji firmy Ultimaker. PLA jest materiałem biodegradowalnym, który cechuje się: (Nampoothiri i in. 2010)

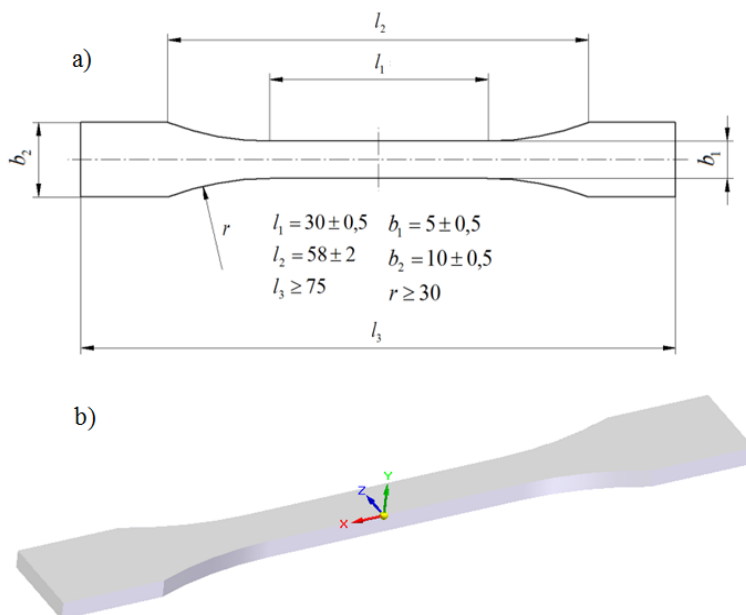
- łatwością drukowania,
- wysoką jakością wydruków,
- niską odpornością na temperatury powyżej 50°C,
- stosownością w druku modeli koncepcyjnych oraz
- nadaje się do celów edukacyjnych.

Spośród wielu rodzajów polimerów ulegających degradacji PLA jest obecnie najbardziej popularnym materiałem o dużych perspektywach rozwoju, który uchodzi za materiał ekologiczny. Polilaktyd stosowany jest do kontrolowanego uwalniania leków, wszczepianych kompozytów, części do utrwalania kości, systemów przedłużonego uwalniania pestycydów i nawozów (Nampoothiri i in. 2010).

Norma ISO 527-2 definiuje próbkę 1BA, której wymogi wymiarowe przedstawione zostały na rys. 1a). Na jego podstawie został przygotowany model 3D próbki (rys. 1b).

Model bryłowy próbki, prezentowany na rys. 1b zapisany w formacie STL został przetransferowany do programu CURA 2.7.0, w którym wygenerowano programy sterujące do drukarki tzw. G-code. Przygotowanych zostało pięć programów dla pięciu serii próbek różniących się zagęszczeniem struktury wewnętrznej w zakresie 10-90 % z przyrostem co 20 %. W części pomiarowej (największej) próbki przekrój poprzeczny wynosił 10 mm² (5x2 mm), w rzeczywistości wartość ta jest mniejsza w zależności od stopnia wypełnienia struktury wewnętrznej. Stopień

wypełnienia deklarować można jedynie w środku drukowanego przedmiotu, a w przypadku próbki 5x2 mm jest to przekrój $2,4 \text{ mm}^2$, gdyż pozostała część powierzchni (od strony zewnętrznej) nie może ulec zmianie, co wynika z technologii druku. Każda seria składała się z 5 próbek, które zostały wydrukowane na drukarce Ultimaker 3. Na rys. 2 przedstawiona została drukarka w trakcie druku serii próbek o wypełnieniu 10 %.



Rys. 1. a) Zarys próbki wioselkowej. b) Model 3D próbki.



Rys. 2. Drukarka Ultimaker 3 podczas druku serii próbek o wypełnieniu 10%.

Dokładna wartość pola przekroju, każdej serii próbek jest konieczna do wyznaczenia własności wytrzymałościowych. W tab. 1 zostały przedstawione rzeczywiste wartości pola przekroju poprzecznego próbek każdej z serii. Wartości te zmieniają się w zależności od stopnia wypełnienia struktury wewnętrznej i tak dla próbek o wypełnieniu 10 % przekrój wynosi:

$$A = 0,1 \cdot 2,4 + 7,6 = 7,84 \text{ mm}^2$$

Tab. 1. Pole powierzchni przekroju próbki w zależności od stopnia wypełnienia.

Stopień wypełnienia, %	Pole przekroju, mm ²
10	7,84
30	8,32
50	8,80
70	9,28
90	9,76

Drukowane próbki w seriach były z sobą połączone w celu poprawy przyczepności podłoża, następnie były rozdzielane i oczyszczane. Na rys. 3 przedstawiona została gotowa próbka do badań.



Rys. 3. Wydrukowana próbka wioselkowa z PLA.

Wydrukowane z PLA płaskie próbki wioselkowe poddano próbie rozciągania. Badania wytrzymałościowe przeprowadzone zostały na uniwersalnej maszynie wytrzymałościowej Hegewald & Peschke inspekt table blue 5. Na rys. 4 przedstawiona została próbka zamocowana w szczękach maszyny wytrzymałościowej.



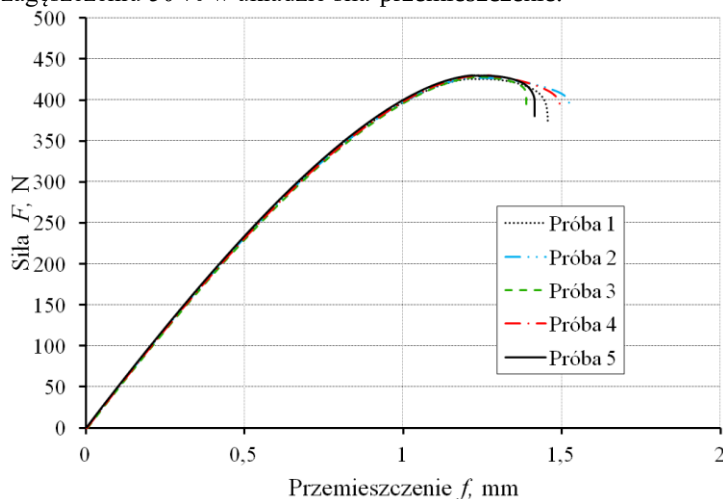
Rys. 4. Zamocowana próbka w szczękach maszyny z nałożonym ekstensometrem.

Na próbkę został zamocowany ekstensometr o bazie 25mm do wyznaczenia odkształceń. Próby rozciągania realizowano z prędkością 1mm/min.

3. Wyniki i dyskusja

W trakcie realizowanych badań wytrzymałościowych zostały zarejestrowane wartości siły rozciągającej, przemieszczenia uchwytów mocujących próbkę oraz przemieszczenie pryzm ekstensometru. Zarejestrowane dane wykorzystano do wyznaczenia maksymalnej siły F_m , siły $F_{0,2}$ czyli siły przy trwałemu odkształceniu równemu 0,2% oraz zastępczego modułu Younga E_z . Moduł

sprężystości podłużnej w każdej serii został wyznaczony na podstawie testu odniesionego do rzeczywistego pola przekroju (tab. 1). Na rys. 5 zostały przedstawione charakterystyki rozciągania pięciu próbek o zagęszczeniu 50 % w układzie siła-przemieszczenie.



Rys. 5. Wykres rozciągania $F(f)$ próbek o zagęszczeniu 50 %.

Własności wytrzymałościowe wyznaczone z próby rozciągania dla próbek o zagęszczeniu 50 % zostały zgromadzone w tab.2.

Tab. 2. Wyniki rozciągania próbek o zagęszczeniu 50 %.

Nr	F_m , N	$F_{0,2\%}$, MPa	E_z , GPa
Próba 1	425,49	405,20	3,60
Próba 2	427,86	406,03	3,64
Próba 3	430,22	411,76	3,59
Próba 4	428,03	405,17	3,76
Próba 5	429,78	410,05	3,80
Średnia	428,28	407,64	3,68
Δx_α	$\pm 5,20$	$\pm 8,49$	$\pm 0,27$

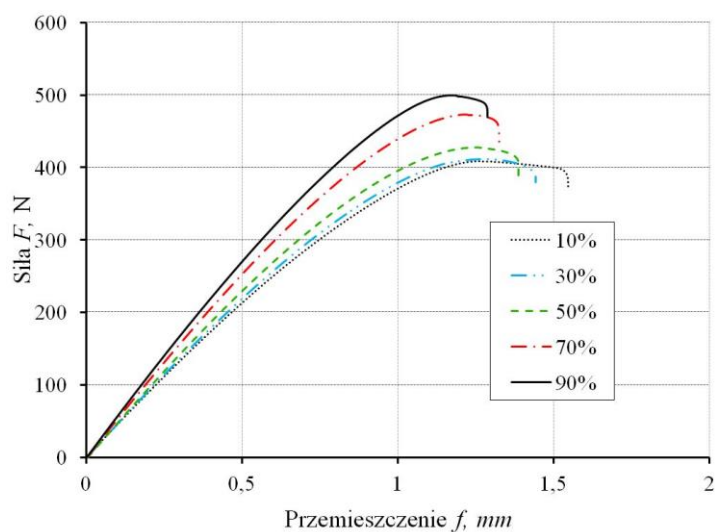
Przedział ufności L wyznaczono z rozkładu t-Studenta, który dotyczy statystycznej oceny małych grup wyników wg wzoru:

$$L = \bar{x} \pm \Delta x_\alpha = \bar{x} \pm S \cdot t_\alpha$$

gdzie: $\bar{x}$ - wartość średnia z pomiarów, Δx_α - niepewność pomiaru, S - odchylenie standardowe a t_α jest współczynnikiem t-Studenta przy poziomie ufności $\alpha=0,95$ dla pięciu pomiarów (Gardoń 2011). Wyniki rozciągania próbek tej serii wykazują znacząco powtarzalność, co widać na nakładających się na siebie charakterystykach $F(f)$ (rys. 5) oraz małych wartości niepewności pomiaru Δx_α (tab.2). Powtarzalne wyniki świadczą o jednorodności próbek. Podobne przebiegi i dokładności uzyskano dla pozostałych serii próbek, w związku z czym na rys. 6 został przedstawiony wykres pięciu reprezentatywnych charakterystyk po jednej dla każdej serii.

Na podstawie charakterystyk przedstawionych na wykresie (rys. 6) można stwierdzić, że wraz ze wzrostem wypełnienia wewnętrznego próbek zmniejsza się wydłużenie przy zerwaniu a materiał się usztywnia. Wyniki średnich wartości własności mechanicznych oraz przedziałów ufności wyznaczonych na podstawie testu rozciągania zgromadzone zostały w tab. 3.

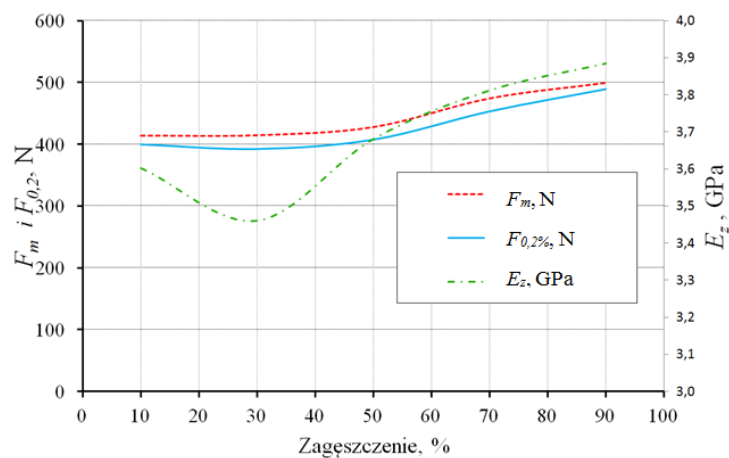
Zależność uśrednionych wartości F_m , $F_{0,2\%}$ oraz E_z dla każdej serii próbek przedstawione w funkcji zagęszczenia struktury wewnętrznej przedstawiona została na rys. 7. Najlepsze własności mechaniczne wykazuje seria o największym stopniu wypełnienia.



Rys. 6. Zbiorczy wykres reprezentatywnych charakterystyk rozciągania próbek o zagęszczeniu 10-90%.

Tab. 3. Średnie dla poszczególnych zagęszczeń wyniki uzyskane w próbie rozciągania

Zagęszczenie	F_m , N	$F_{0,2\%}$, N	E_z , GPa
10%	414,46 $\pm 13,28$	399,95 $\pm 21,24$	3,60 $\pm 0,29$
30%	415,09 $\pm 7,49$	392,59 $\pm 5,24$	3,46 $\pm 0,21$
50%	428,28 $\pm 5,20$	407,64 $\pm 8,49$	3,68 $\pm 0,27$
70%	474,53 $\pm 7,19$	452,97 $\pm 8,43$	3,81 $\pm 0,31$
90%	499,60 $\pm 19,90$	488,75 $\pm 21,48$	3,88 $\pm 0,41$



Rys. 7. Wykres zależności F_m , $F_{0,2\%}$ oraz E_z w zależności od zagęszczenia.

4. Wnioski

Badany materiał o zmiennym stopniu wypełnienia w testach wytrzymałościowych w zakresie 10-50% nie wykazuje wzrostu F_m i $F_{0,2\%}$, dopiero próbki o zagęszczeniu powyżej 50% wykazują wzrost tych własności. PLA jest materiałem o małym zakresie plastycznym o czym świadczy wartość maksymalnej siły F_m większa od $F_{0,2\%}$ o ok. 20 N. Wartość zastępczego modułu sprężystości podłużnej maleje w zakresie 10-30%, osiągając wartość minimalną 3,46 GPa po czym rośnie do wartości 3,88 GPa dla próbek o największym zagęszczeniu. Wraz ze wzrostem stopnia zagęszczenia próbek materiał się usztywnia a zerwanie zachodzi przy mniejszym wydłużeniu. Zjawisko nie linowej zmiany modułu E_z będzie poddawane dalszym badaniom.

Metoda druku przestrzennego umożliwia wytwarzanie z dużą dokładnością wymiarowo-kształtową (nawet do 0,05 mm) przedmiotów, których nie można wytworzyć klasycznymi technikami. W zależności od założeń projektowych można wydrukować przedmiot o dużej nośności i module sprężystości podłużnej co wiąże się jednak z wysokimi kosztami produkcji. W przypadku gdy sztywność gotowego przedmiotu nie jest cechą istotną możliwe jest wydrukowanie elementu o mniejszym wypełnieniu przekroju poprzecznego, co przekłada się na mniejszą nośność i niższe nakłady finansowe oraz krótszy czas druku.

5. Literatura

- Ahn SH, Montero M, Odell D, Roundy S, Wright PK (2002) Anisotropic material properties of fused deposition modeling abs. *Rapid Prototyping* 8(4): 248-57.
- Berman B (2012) 3-D printing: The new industrial revolution. *Business Horizons* 55: 155-162.
- Bose S, Vahabzadeh S, Bandyopadhyay A (2013) Bone tissue engineering using 3D. *Materials Today* 16: 496-504.
- Gardoń A (2011) Rozkład statystyki t-Studenta przy danej wariancji z próby o rozkładzie normalnym. *Didactics of Mathematics* 8(12): 17-30.
- Mueller J, Shea K, Daraio C (2015) Mechanical properties of parts fabricated with inkjet 3D printing through efficient experimental design. *Materials and Design* 86: 902-912.
- Nampoothiri K M, Nari N R, John R P (2010) An overview of the recent development in polylactide (PLA) research. *Bioresource Technology* 101(22): 8493-8501.
- Ngoa T, Kashania A, Imbalzano G, Nguyena K, Huib D (2018) Additive manufacturing (3D printing): A review of materials, methods, applications and challenges. *Composites Part B* 143: 172-196.
- Sood AK, Ohdar RK, Mahapatra SS (2012) Experimental investigation and empirical modelling of fdm process for compressive strength improvement. *Journal of Advanced Research* 3(1): 81-90.
- Vaezi M, Chua C (2011) Effects of layer thickness and binder saturation level parameters on 3D printing proces. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 53: 275–284.
- <https://techtutor.pl/drukowanie-3d-wszystko-co-musisz-wiedziec/>

4. Analiza siłowni nadkrytycznych oraz ultranadkrytycznych

Analysis of supercritical and ultrasupercritical power plants

Stanisław Głuch

Katedra energetyki i aparatury przemysłowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Gdańska

Stanisław Głuch: stanislaw.gluch@pg.edu.pl

Słowa kluczowe: turbiny parowe, elektrownie parowe, obieg Clausiusa-Rankinea

Streszczenie

Niniejszy artykuł zawiera przegląd istniejących rozwiązań siłowni nadkrytycznych oraz ultra nadkrytycznych. Przedstawiono historię rozwoju bloków na parametry nadkrytyczne. Obecny stan technologii został zaprezentowany – są to następujące parametry pary świeżej: 650°C oraz 330 bar. W Polsce istnieje 8 bloków pracujących na parametry nadkrytyczne. Ich parametry pracy zostały przedstawione w tekście. Z kolei elektrownią parową posiadającą najwyższą sprawność netto jest Avedoere 2. Funkcjonowanie nadkrytycznych obiegów parowych jest przedstawione w publikacji, z uwzględnieniem nowej koncepcji o nazwie Master Cycle. Autor przedstawia wybrane komponenty bloku nadkrytycznego. Obecnie jest prowadzony program AD700 mający na celu zbudowanie bloku parowego mogącego przekroczyć 50% sprawności netto.

1. Wstęp

Po drugiej wojnie światowej budowano głównie elektrownie działające w zakresie parametrów podkrytycznych pary wodnej. Sprawność większości tych elektrowni wahała się w okolicach 30% (Koltz 2008). Wraz z rozwojem techniki podnoszono parametry budowanych elektrowni. Elektrownie podkrytyczne zatrzymały się na temperaturze 540°C oraz 17 MPa, co pozwala osiągnąć 37% sprawności bloku. Pozwalało to na poprawę ekonomii generowania energii elektrycznej. W 1957 uruchomiono pierwszy komercyjny blok działający na parametry nadkrytyczne w elektrowni w elektrowni Philo w USA. (Piwowski 2009). Osiągnęła ona sprawność o 13% wyższą niż większość elektrowni pracujących w tamtym czasie. Mogła okresowo pracować w zakresie parametrów super ultranadkrytycznych, jednak parametry te nie mogły być utrzymane z powodu ograniczonej wytrzymałości zastosowanych materiałów. Wpływ wzrostu parametrów pary na sprawność elektrowni działającej w obiegu Clausiusa-Rankine'a zaprezentowano na rysunku 1.1. Dopiero od lat 80 dwudziestego wieku zaczęto często budować bloki nadkrytyczne. Była to pierwsza generacja, której parametry wynosiły 26 MPa, 565°C dla pary świeżej oraz 585°C dla pary wtórnie przegrzanej (Koltz 2008). Od lat 90 zaczęto budować elektrownie drugiej generacji, których parametry wynosiły 28 MPa 580°C dla pary świeżej oraz 600°C dla pary wtórnie przegrzanej (Nameki 1998). Para świeża ma niższą temperaturę od pary wtórnie przegrzanej w celu ograniczenia grubości rur w kotle w przegrzewaczu wysokiego ciśnienia. Rozwój parametrów pary stosowanych w elektrowniach zaprezentowano na rysunku 2.2.

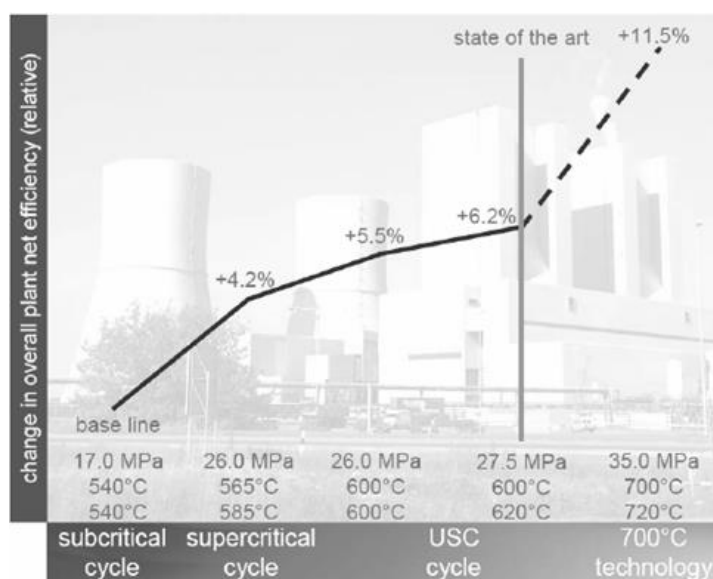
2. "The state of Art" - obecny stan technologii

Najnowsze działające elektrownie nadkrytyczne należą do trzeciej generacji. Parametry te są najczęściej nazywane w literaturze super ultranadkrytycznymi i dochodzą do 30 MPa, 600°C dla pary świeżej oraz 620°C dla pary wtórnie przegrzanej. Najbardziej efektywne elektrownie tej generacji osiągają sprawność przewyższającą 47%. Obecnie poza podnoszeniem sprawności bardzo ważne jest ograniczenie emisji zanieczyszczeń, w tym głównie dwutlenku węgla. Podniesienie sprawności zmniejsza koszty emisji dwutlenku węgla. Do niedawna uważano, że niewielkie podnoszenie parametrów pary świeżej jest nieopłacalne oraz wskazywano na konieczność dokonania skoku technologicznego.

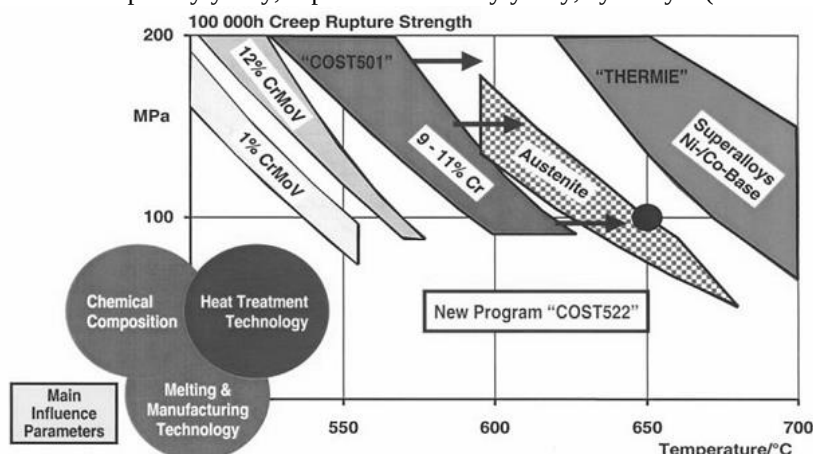
Parametry trzeciej generacji są ograniczone poprzez zastosowane materiały. Użycie stopów niklu jest konieczne w celu osiągnięcia temperatur przewyższających 700°C. Na rynku jest obecnych

wiele materiałów, które potrafią znieść warunki pracy w ekstremalnie wysokich temperaturach, ponieważ turbiny gazowe pracują w temperaturach znacznie przewyższających 1000°C, jednakże działają one w dużo niższych ciśnieniach. Dlatego bezpośrednia implementacja tych materiałów bez uprzednich badań nie jest możliwa. Powstało kilka programów mających na celu rozwinięcie technologii 700°C. Badania są prowadzone w USA, Europie, Chinach i Rosji. Najbardziej znanym z tych programów jest zapoczątkowany w 1998 roku Thermie AD700 (Tumanovskii 2017). Na rysunku 1.3 zaprezentowano materiały stosowane dla poszczególnych zakresów temperatur.

W trakcie badań okazało się, że możliwe jest zastosowanie wyższych parametrów pary bez konieczności stosowania drogich superstopów na bazie niklu. Pozwala to na podniesienie parametrów pary świeżej bez znacznego wzrostu kosztu nakładów inwestycyjnych. (Tumanovskii 2017) Według pracowników duńskiej firmy DONG, Svena Kjaera oraz Franka Drinhaus, jest możliwe osiągnięcie sprawności 50% przy zastosowaniu obecnych używanych stopów (Kjaer i Drinhaus 2010). Firma GE w najnowszej ofercie przedstawia wyższe parametry pary 33 MPa, 650°C dla pary świeżej oraz 670°C dla pary wtórnie przegrzanej (GE 2018). Na chwilę obecną nie ma dostępnych informacji, o budowie bloku działającego na tych parametrach.



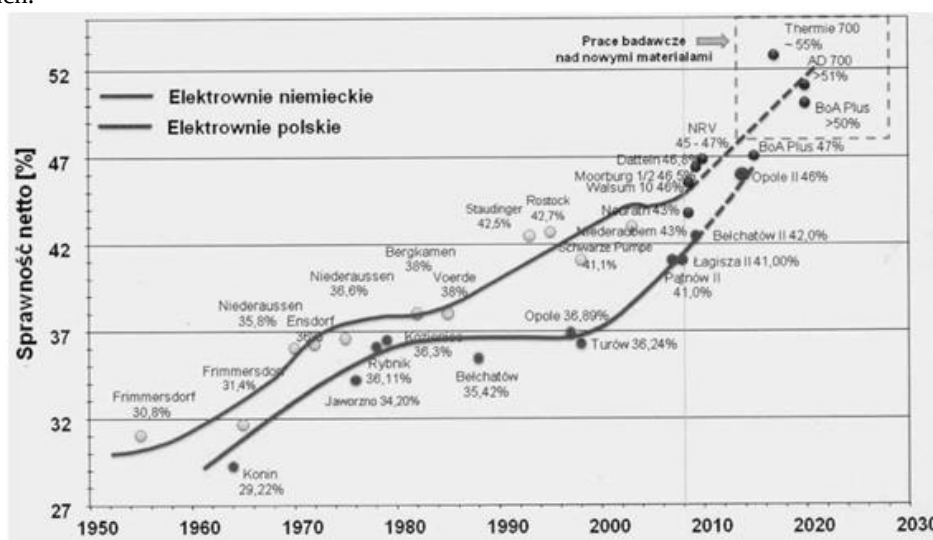
Rys. 4. Wpływ parametrów pary świeżej na sprawność elektrowni parowych dla konstrukcji firmy ALSTOM. Subcritical- podkrytyczny, supercritical-nadkrytyczny, cycle-cykl (Koltz 2008).



Rys. 2. Wpływ temperatury na zmianę materiałów części wlotowych turbin parowych (Witchman i Depolt 2006). Temperature-temperatura, creep rupture strenght - wytrzymałość na pełzanie.

3. Elektrownie nadkrytyczne w Polsce i na świecie

Do niedawna średnia sprawność polskich elektrowni była niska i wynosiła niewiele ponad 30%. Pierwszy blok nadkrytyczny w Polsce wybudowano dopiero w 2008 roku w elektrowni Pątnów. Od tego czasu wybudowano jeszcze trzy inne bloki nadkrytyczne. Na Rysunku 2.6. zamieszczono porównanie sprawności elektrowni polskich i niemieckich. Widać na nim opóźnienie w budowie bloków nadkrytycznych jakie wystąpiło względem państw zachodnich. W tabeli 2.1. zestawiono parametry oraz dane dotyczące eksploatowanych i budowanych polskich bloków nadkrytycznych. W tabelach 2.2. i 2.3. przedstawiono parametry wybranych elektrowni na parametry nadkrytyczne. W obecnie działających elektrowniach nie przekroczono progu 30 MPa oraz 620°C. Warto zwrócić uwagę na blok Avedoere 2. Posiada on najwyższe ciśnienie pary świeżej wynoszące 30 MPa. Niektóre źródła podają wartość 31 MPa. Podwójny przegrzew pary wtórnej oraz chłodzenie wodą morską pozwalają na osiągnięcie bardzo wysokiej sprawności produkcji energii elektrycznej. W literaturze można znaleźć różne dane dotyczące sprawności netto tej elektrowni. Wartości wahają się od 47% do 49,5%. (Noppenhau 2003) Sprawność skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej wynosi 95%. Korzystając z tych nieścisłości firma GE twierdzi, że elektrownia Karlsruhe 8 (RDK8) jest najbardziej sprawna elektrownią węglową na świecie. RDK8 osiąga 47,5% sprawności netto. Posiada ona jeden przegrzew wtórny pary. Jej ciśnienie jest nieco niższe, ale temperatury pary są nieco wyższe niż w elektrowni Avedoere 2. Szczegółowe parametry tych elektrowni przytoczono w poniższych tabelach.



Rys. 3. Porównanie sprawności elektrowni polskich na tle elektrowni niemieckich (Koltz 2008).

Tab. 4. Polskie bloki nadkrytyczne (Piwowarski 2009).

Nazwa	Rok oddania	Moc [MW]	Sprawność [-]	Temperatura pary świeżej [°C]	Ciśnienie pary świeżej [MPa]	Temperatura pary przegrzanej [°C]	Ciśnienie pary przegrzanej [MPa]
Pątnów II	2008	474	brutto 44	544	27,4	580	5,46
Łagisza	2009	460	brutto 44	560	27,5	580	5,46
Bełchatów II	2011	460	Netto 41	550	25,2	580	5,4
Kozienice 11	2017	1075	brutto 45,6	603	25	621	5,5
Turów	planowany 2020	460	netto 42,5	603	28,5	610	-
Opole	2018 i 2019	2x 910	brutto 45,5	603	28,5	621	6,3
Jaworzno	2019	910	netto 45,9	603	28,5	621	6,3
Ostrołęka	planowany 2024	1000	netto 46	600	27,1	620	

Tab. 1. Turbiny na parametry nadkrytyczne pierwszej i drugiej generacji (Deckers i in. 2005).

Nazwa elektrowni	Kraj	Moc brutto	Parametry pary			Rok uruchomienia
			MPa	°C	°C	
		MW				
Council Bluffs	USA	790	25.5	565	565	2007
Weston 4	USA	500	26.2	580	580	2007
Comanche 3	USA	750	26.2	570	570	2009
Elm Road1&2	USA	2 x 600	26.2	570	570	2009
Latan 2	USA	900	25.5	585	585	2010
Genesee 3	Kanada	495	25.0	570	568	2005
RPP NRW _{60Hz}	USA	800	28.5	600	610	2010
Lippendorf	Niemcy	934	26.7	554	583	1999
Boxberg 1	Niemcy	907	26.6	545	581	2000
Niederaussem	Niemcy	1027	27.5	580	600	2003
RPP NRW	Niemcy	600	28.5	600	620	2008
Boa 2 Neurath	Niemcy	2 x 1100	26.0	595	595	2010
Nordjylland 3	Dania	411	29.0	582	580	1998
Avedoere 2	Dania	450	30.0	580	600	2002
Hemweg 8	Holandia	680	26.5	540	568	1994
TachibanaWan	Japonia	1050	25.9	600	610	2000
Hitachi-Naka1	Japonia	1000	25.4	604	602	2003
Isogo 1	Japonia	600	28.0	605	613	2002
Changshu	Chiny	3 x 600	24.8	543	571	2006
Wangqu	Chiny	2 x 600	27.5	571	569	2007
Waigaoqiao	Chiny	2 x 900	27.9	542	562	2004
Zovxian IV	Chiny	2 x 1000	27.0	600	600	2008
Huaneng	Chiny	4 x 1000	26.5	600	600	2008

Tab. 2. Turbiny na nadkrytyczne parametry trzeciej generacji produkcji ALSTOM [2].

Nazwa elektrowni	Kraj	Moc	Rok uruchomienia	Parametry pary świeżej		Parametry pary wtórnie przegrzanej	
				°C	bar	°C	bar
		MW					
Sostanj 6	Słowenia	600	2014	600	275	610	57
Mannheim 9	Niemcy	910	2013	597	275	609	57
Moorburg-Lot Unit A	Niemcy	838	2012	596	273	608	51
Moorburg-Lot Unit B	Niemcy	838	2012	596	273	608	51
Boxberg Block R	Niemcy	676	2011	596	276	608	50
Karlsruhe 8 (RDK8)	Niemcy	912	2011	600	275	620	62
Maasvlakte 3	Niemcy	1113	2011	600	275	620	58
Datteln	Niemcy	1100	2010	596	275	619	58
Neurath Unit F	Niemcy	1100	2010	591	260	605	55
Neurath Unit G	Niemcy	1100	2010	591	260	605	55
Staudinger 6	Niemcy	1100	2010	596	275	619	58

Blok 11 elektrowni Kozienice jest to najnowszy polski blok na parametry nadkrytyczne. Należy on do drugiej generacji. Podczas pracy w polskim systemie energetycznym osiągnął moc 1130 MW. Rysunki 2.7, 2.8, i 2.9, przybliżają szczegóły konstrukcji tej jednostki. Na rysunku 2.8, widać, że stosunek średnicy podziałowej do długości łopatki wynosi około 2. Starsze pozycje literatury zalecają, aby stosunek ten nie spadał poniżej wartości 3. Można na nich zobaczyć jak wygląda

schemat budowy tej elektrowni, oraz fragmenty turbiny niskoprężnej. Blok ten jest chłodzony za pomocą chłodni kominowej, ponieważ pozostałe bloki elektrowni Kozienice wyczerpują limit możliwości chłodzenia wodą rzeczną pochodząca z Wisły. Wysokość kotła wynosi 107 metrów, a wysokość chłodni kominowej przekracza 180 metrów.

4. Obiegi nadkrytyczne

Budowa elektrowni nadkrytycznej wiąże się z dużymi kosztami inwestycyjnymi, dlatego wszystkie tego typu jednostki wytwórcze są elektrowniami dużej mocy. Elektrownie dużej mocy posiadają zazwyczaj do 9 wymienników regeneracyjnych. Dalsze zwiększanie liczby wymienników wiąże się ze zwiększeniem kosztów inwestycyjnych i komplikacją obiegu, dając bardzo mały zysk sprawności.

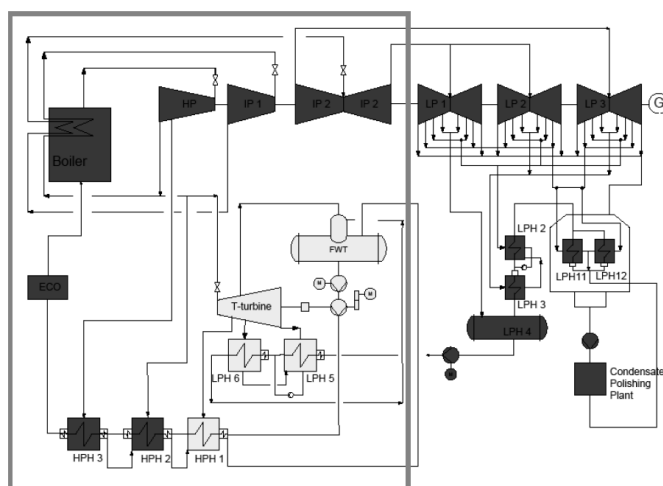
Wszystkie elektrownie nadkrytyczne posiadają co najmniej jeden przegrzew pary wtórnej. Podwójny przegrzew pary jest szczególnie popularny w USA. Najbardziej sprawna elektrownia na świecie posiada dwa przegrzewy. Według źródła (Tumanovskii 2017) zastosowanie drugiego przegrzewu pozwala na podniesienie sprawności generowania energii elektrycznej o 1,2%. Wartość ta pokrywa się z obliczeniami przeprowadzonymi przez autora, które zaprezentowano w rozdziale drugim. Drugi przegrzew redukuje problemy związane z zawilgoceniem pary na ostatnim stopniu. Ciśnienia przegrzewów należy dobrać na podstawie obliczeń optymalizacyjnych. Są to wartości różne w zależności od konfiguracji wymienników, parametrów pary świeżej oraz wylotu. Ich wpływ na sprawność maksymalną jest płaski w dużych zakresach (Kjaer i Drinhaus 2010). Przy ich ustalaniu należy wziąć pod uwagę konstrukcje turbiny i eksploatację bloku. W tabeli 2.4. zaprezentowano przybliżony wpływ zmiany parametrów na sprawność bloku. Na rysunku 2.10 zaprezentowano schemat obiegu elektrowni w Datteln. Warto zwrócić uwagę na zastosowanie szeregowo połączonych skraplaczy oraz wymiennik schładzający gazy wylotowe. Na rysunku 2.11 zaprezentowano obieg z podwójnym przegrzewem pary wtórnej. Warto zwrócić uwagę na zastosowanie aż 10 wymienników regeneracyjnych.

W obiegach podkrytycznych maksymalna temperatura wody zasilającej kocioł jest ograniczona przez temperaturę parowania wody przy zastosowanym ciśnieniu. W obiegach nadkrytycznych taki warunek nie występuje. Autorzy publikacji (Kjaer i Drinhaus 2010) przy pomocy obliczeń termodynamicznych wykazali, że istnieje optimum temperatury wody zasilającej. Wartość temperatury optymalnej różni się w zależności od parametrów i konfiguracji analizowanego obiegu. Według przytoczonego źródła może ona wynieść nawet 365°C. Podczas ustalania tej wartości należy wziąć pod uwagę sprawność kotła. Dzięki zastosowaniu obrotowego regeneratora ciepła gazów wylotowych jest możliwe schłodzenie spalin do temperatury 115°C przy zastosowaniu temperatury wody zasilającej o wartości 330°C. Według autorów publikacji 115°C to minimalna temperatura do której można schładzać spaliny w Danii. Wpływ podnoszenia temperatury wody zasilającej na sprawność obiegu jest niewielki. Z uwagi na eksploatację wymienników dla elektrowni o mocy przewyższających 800 MW należy być ostrożnym przy przekraczaniu 310°C (Kjaer i Drinhaus 2010).

Master Cycle to modyfikacja obiegu z podwójnym przegrzewem wtórnym. Ma ona na celu rozwiązanie problemów z bardzo wysoką temperaturą pary upustowej za przegrzewami. Para pobierana do upustu pochodzi z obszaru nadkrytycznego. Zaprojektowanie wymiennika regeneracyjnego działającego na tych parametrach jest trudne, ponieważ dokładne właściwości pary w tym zakresie są niedostatecznie poznane. Szczególnie problematyczna jest praca takich wymienników podczas warunków pracy na niepełnej mocy. Dodatkowo dochodzi do utraty energii niedawno przegrzanej pary (Kjaer i Drinhaus 2010). Ta modyfikacja pozwala również podnieść sprawność obiegu. Master Cycle polega na zastosowaniu specjalnej turbiny pomocniczej z upustami wymienników regeneracyjnych. Upusty z części średnioprężnej o nadkrytycznych temperaturach upustowych zostają przesunięte na turbinę pomocniczą. Dzięki temu do wymienników nie będzie trafiała para o temperaturach nadkrytycznych o wysokiej energii. Schemat tego rozwiązania zaprezentowano na rysunku 2.12, a na rysunku 2.13 zaprezentowano linie ekspansji tego rozwiązania wraz z zaznaczonymi upustami. Turbina pomocnicza może napędzać pompę główną, oraz posiadać własny generator w celu oddawania nadwyżki mocy.

Tab. 3. Wpływ modyfikacji obiegu na sprawność (Tumanovskii 2017, (Kjaer i Drinhaus 2010).

Zmiana w obiegu	wzrost sprawności [%]
wzrost temperatury pary świeżej o 1 °C	0.02
Wzrost ciśnienia pary świeżej o 1MPa	0.1
wzrost temperatury pary przegrzanej o 1 °C	0.015
użycie drugiego przegrzewu wtórnego	1.2
obniżenie ciśnienia w kondensatorze o 1 kPa	1.0
Wzrost temperatury wody zasilającej o 1°C	0.01
zastosowanie modyfikacji Master Cycle	0.05



Rys. 4. Schemat obiegu Master cycle (Kjaer i Drinhaus 2010).

5. Komponenty elektrowni nadkrytycznych

Nowoczesne elektrownie nadkrytyczne cechują się wysokimi parametrami pary oraz dużą mocą. Często pociąga to za sobą konieczność zastosowania komponentów innych niż w elektrowniach podkrytycznych, które zazwyczaj są niewielkiej mocy.

Parametry nadkrytyczne pociągają za sobą konieczność użycia koła Bensona. Jest to kocioł przystosowany do generowania pary o parametrach nadkrytycznych. W ciśnieniu nadkrytycznym nie dochodzi do klasycznego procesu wrzenia. Zmiany fazy ciekłej w fazę nadkrytyczną jest łagodna i nie wymaga zastosowania walczaka. Dlatego kocioł Bensona pomija ten element i składa się z długich rur. Największym wyzwaniem jest użycie odpowiednich materiałów. Muszą to być żarowytrzymałe stopy, które są w stanie wytrzymać wysokie naprężenia w wysokich temperaturach, co pociąga za sobą wysoką cenę tych materiałów.

Obecnie stosowane łopatki pierwszych stopni nie wymagają chłodzenia. Może to ulec zmianie po wprowadzeniu temperatur przewyższających 700°C. Obecnie kształt łopatek jest optymalizowany przy użyciu zaawansowanych numerycznych obliczeń przepływowych.

Dużym wyzwaniem jest zaprojektowanie ostatnich łopatek części niskoprężnej. Na nich skupiają się istotne problemy związane z drganiami, zawilgoceniem pary, oraz zapewnieniem odpowiedniego pola powierzchni wylotowej. Duża powierzchnia wylotów pociąga za sobą ekstremalne długości łopatek wirnikowych ostatniego stopnia co prowadzi do występowania wysokich wartości naprężeń rozciągających. W celu redukcji kosztów inwestycyjnych dąży się do ograniczenia liczby turbin niskoprężnych z 6 do 4. W elektrowni Kozienice 11 zastosowano

ekstremalnie długie łopatki ostatniego stopnia o długości 1,6 m. Pozwoliło to na zapewnienie 16 m² powierzchni wylotowej przy 4 kadłubach niskoprężnych. Łopatki ostatniego stopnie muszą być również dopasowane do zmiennych warunków przepływu na różnych średnicach.

6. AD 700

Pod koniec XX wieku czołowi producenci turbin parowych doszli do wniosku, że dalsze podnoszenie sprawności obiegów wymaga zastosowania superstopów na bazie niklu, co umożliwiłoby skokowy wzrost parametrów pary świeżej. W latach 90 w Europie zapoczątkowano program AD 700. Brali w nim udział najważniejsi producenci bloków energetycznych oraz energii elektrycznej. Warto wspomnieć, że jeden z pierwotnych uczestników, firma ABB, w trakcie trwania programu dwukrotnie zmieniła właściciela. Program miał na celu między innymi opracowanie nowych technologii i przetestowanie materiałów wytypowanych do konstrukcji kotłów oraz elementów turbin wysokoprężnych. Pierwszym etapem projektu było potwierdzenie zasadności przeprowadzenia badań pod kątem technicznym i ekonomicznym oraz wytypowanie materiałów do dalszych badań. Drugim etapem były badania dotyczące produkcji tych materiałów oraz ich zachowania w trakcie pracy w bloku energetycznym. Trzecim etapem było stworzenie demonstracyjnego bloku małej mocy. Czwartym etapem miało być wybudowanie demonstracyjnej elektrowni o pełnej mocy. Blok trzeciego etapu nazywa się NRWPP70 (North-Rhine Westphalia Power Plant 700°C). Budowa elektrowni etapu czwartego została wstrzymana z powodu zbyt wysokich kosztów inwestycyjnych nieuzasadnionych ekonomicznie oraz ograniczeniem emisji dwutlenku węgla. Budowa ta kosztowałaby co najmniej 700 milionów euro, co odpowiada 2500 dolarów za 1 kW zainstalowanej mocy (Tumanovskii 2017). W Japonii, USA, oraz Chinach uruchomiono niezależne programy mające na celu opracowanie technologii pozwalającej przekroczyć 50% sprawności elektrowni parowej.

7. Podsumowanie

Obiegi ultranadkrytyczne to przyszłość rozwoju obiegów parowych. Podnoszenie parametrów pary świeżej pozwala uzyskać wyższą sprawność netto elektrowni, co pozwala na ograniczenie emisji zanieczyszczeń i maksymalizację zysków. Nowe modyfikacje obiegu parowego takie jak Master Cycle również pozwalają na podniesienie sprawności elektrowni. Na świecie jest budowanych coraz więcej elektrowni pracujących na parametry nadkrytyczne. Prowadzone są badania mające na celu umożliwienie budowy bloku dla którego temperatura pary świeżej będzie przekraczała 700°C.

8. Literatura

- Witchman A, Depolt M (2006) State of the art 800 steam power plant innovative supercritical and ultrasupercritical steam turbine generator sets. Power Generation Siemens,
- Cziesla F, Bewerunge J, Senzel A (2009) Lünen – State-of-the-Art Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction. POWER-GEN Europe 2009
- Deckers M, Wichtmann A, Ulm W (2005) Advanced Steam Turbine Technology for High Efficient Ultra supercritical Power Plants. Siemens Westinghouse Power Corporation. Proc. China Power GE (2018) <https://www.ge.com/power/case-studies/rdk8> (dostęp 23.05.2018 r.).
- Kjaer S, Drinhaus F (2010) A Modified Double Reheat Cycle Conference. ASME 2010 Power Conference
- Klotz H, Brandt C (2008) Alstoms Target and Most Advanced Steam Turbine Generator Set E. ON'S Power Plant Datteln 4. Power Gen. Europe Conf.
- Malko J, Wojciechowski H (2016) Bloki na horyzoncie. Zmagania z progiem 50 % sprawności obiegu parowego Rankine'a. Energetyka Ciepła i Zawodowa
- Nameki Y, i inni (1998) Development of Tandem Compound 1000 WM Steam Turbine and Generator, Hitachi Rev.
- Noppenau H (2003) Concept and first operating experience with Avedøre 2. Research gate
- Piwowarski M (2009) Optimization of steam cycles with respect to supercritical parameters. PMR

- GE (2018) Smarter. Cleaner. Steam Power. 2018 STEAM POWER PRODUCT CATALOG - NEW BUILD UNITS
- Tumanovskii A i inni (2017) Review of the Coal-Fired, Over-Supercritical and Ultra-Supercritical Steam Power Plants. Thermal Engineering
- Zirn U. Haraguchi M (2010) Hitachi turbine generator technology. General Electric Reports
- Ziółkowski P, Kowalczyk T, Kornet S, Badur J (2017) On low-grade waste heat utilization from a supercritical steam power plant using an ORC-bottoming cycle coupled with two sources of heat. Energy Conversion and Management
- Mikielewicz D, Wajs J, Ziółkowski P, i inni, (2016) Utilisation of waste heat from the power plant by use of the ORC aided with bleed steam and extra source of heat. Energy

5. Wybrane algorytmy poszukiwania zbiorów częstych na potrzeby reguł asocjacyjnych

Selected searching algorithms of frequent items for association rules

Ignatiuk Katarzyna

Katedra Biocybernetyki i Inżynierii Biomedycznej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka

Opiekun naukowy: dr hab. Agnieszka Dardzińska-Głębocka

Ignatiuk Katarzyna: ignatiukkatarzyna@gmail.com

Słowa kluczowe: Apriori, FP-growth, Eclat

Streszczenie

Reguły asocjacyjne są prostą reprezentacją istotnych statystycznie związków przyczynowo skutkowych pomiędzy atrybutami opisującymi obiekty dużego systemu informacyjnego. Podczas ich generowania strategiczne są dwa zagadnienia: dobór odpowiedniego algorytmu wydobywającego zbiory częste, na podstawie których proponowane są reguły oraz ocena asocjacyjna zaproponowanych reguł, która pozwala wskazać prawdziwe i silne związki między atrybutami. Niniejsza praca poświęcona jest pierwszemu z tych dwóch zagadnień. W pracy zaprezentowano podstawowe algorytmy wyszukiujące zbiory częstych w systemie informacyjnym, algorytm Apriori, FP-growth oraz Eclat. Każdy z algorytmów został omówiony i poparty praktycznym przykładem. Zwięźleniem tej części pracy była analiza asocjacyjna rzeczywistych danych pacjentów z Przewlekłą Chorobą Nerek z wykorzystaniem algorytmu Apriori oraz FP-growth, dostępnych w oprogramowaniu WEKA. Analiza wskazała czasową przewagę algorytmu FP-growth nad algorytmem Apriori.

1. Wstęp

Jedną z metod reprezentacji wiedzy zgromadzonej w wielkich bazach danych są reguły asocjacyjne. W postaci prostych do interpretacji sformułowań przyczynowo skutkowych, "jeżeli poprzednik to następnik", przedstawiają istotne zależności pomiędzy atrybutami systemu informacyjnego zbudowanego na podstawie bazy danych. Dzięki prostej formule w zwięzły sposób przekazują to co w milionowych zestawach danych nie jest możliwe w analizie wzrokowej. Liczba reguł asocjacyjnych w systemie jest zależna od liczby atrybutów opisujących obiekty. W rzeczywistych systemach informacyjnych np. bazach supermarketów, obiekty, czyli produkty opisywani są przez kilkadziesiąt lub kilkaset parametrów. Liczba reguł asocjacyjnych możliwa do wygenerowania dla takiego systemu rośnie wykładniczo wraz ze wzrostem atrybutów. Zależność ta wynosi $k \cdot a^{k-1}$, gdzie k to liczba obiektów oraz a liczba atrybutów opisujących każdy obiekt (Larose 2006; Pang-Ning i in. 2005). Dla przykładu, liczba reguł małego osiedlowego sklepu, który posiada 100 produktów, a każdy produkt jest opisywany przez 10 atrybutów, oscyluje w granicach 10^{101} reguł. Nie każda z tej ogromnej liczby reguł jest informacyjnie wartościowa. Dlatego też ważnym zadaniem jest selekcja odpowiednich reguł, które przekażą istotną statystycznie wiedzę na temat tego jakie produkty supermarketu są jednocześnie kupowane. W wydobywaniu odpowiednich reguł asocjacyjnych strategiczne są dwa zagadnienia: strategia generowania zbiorów częstych, na podstawie których zostaną skonstruowane reguły oraz miary oceny tych reguł. Niniejsza praca poświęcona jest pierwszemu zagadnieniu, algorytmom wydobywania zbiorów częstych i budowania na ich podstawie reguł asocjacyjnych. Ze względu na to, że zestawy danych jakie poddawane są analizie, zawierają wielokrotnie miliony rekordów oraz dziesiątki parametrów je opisujących, istotnym jest, aby zastosować sprawny i niezbyt kosztowny algorytm wydobywania zbiorów częstych. W literaturze znaleźć można wiele propozycji, z których najczęściej wykorzystywane są algorytmy Apriori, FP-growth oraz Eclat.

W pierwszym rozdziale zaprezentowana została definicja reguł asocjacyjnych oraz podstawowe miary reguł asocjacyjnych. W kolejnym rozdziale opisano podstawowe algorytmy

wydobywania zbiorów częstych i tworzenia reguł asocjacyjnych oraz poparto je przykładami. Zwieńczeniem pracy jest rozdział z przykładową analizą rzeczywistych danych medycznych dwoma algorytmami, Apriori oraz FP-growth, dostępnymi w oprogramowaniu WEKA.

2. Definicja reguł asocjacyjnych

Zbiór $I = \{i_1, i_2, i_3, \dots, i_m\}$ jest zbiorem atrybutów, zaś zbiór $D = \{t_1, t_2, t_3, \dots, t_n\}$ jest zbiorem transakcji. Zbiór transakcji tworzy bazę wiedzy. Każda transakcja t zawiera podzbiór elementów zbioru I , a więc $D \subseteq I$. Regułę definiuje implikacja (Agrawal i in. 1993):

$$X \rightarrow Y, \quad (1)$$

gdzie $X, Y \subseteq I$ oraz $X \cap Y = \emptyset$. Poprzednikiem nazywane są zbiory elementów X , a następnikiem zbiory elementów Y . Regułę asocjacyjną można opisać również zależnością:

$$\{I_1, I_2, \dots, I_m\} \rightarrow \{I_{m+1}, \dots, I_{m+l}\}. \quad (2)$$

Przydatność wydobytych z systemu informacyjnego reguł ocenia się przy pomocy miar: wsparcia reguły, zaufania do reguły oraz skoku reguły.

Wsparcie (ang. support) do reguły jest stosunkiem liczby transakcji $X \rightarrow Y$ do liczby wszystkich transakcji w systemie. Wsparcie reguły przedstawia zależność (Agrawal i in. 1993; Hahsler 2005):

$$supp(X \rightarrow Y) = \frac{|\{t \in D; X \rightarrow Y \subseteq t\}|}{|D|} = P(X \cap Y). \quad (3)$$

Wsparcie świadczy o ważności reguły spośród wszystkich reguł. Aby w zbiorze reguł wskazać te najistotniejsze, potrzebny jest minimalny poziom wsparcia sup_{min} . Wsparcie przyjmuje wartości ze zbioru $[0,1]$. Wadą wsparcia jest odrzucanie wartościowych reguł rzadko występujących w zbiorze.

Stosunek liczby obserwacji spełniających warunek $X \rightarrow Y$ do liczby obserwacji, które spełniają warunek X , w regule $X \rightarrow Y$, nazywany jest zaufaniem (ang. confidence) do reguły. Miarę tę przedstawia zależność (Agrawal i in. 1993; Hahsler 2005):

$$conf(X \rightarrow Y) = \frac{supp(X \rightarrow Y)}{supp(X)} = \frac{supp(X \cup Y)}{supp(X)}. \quad (4)$$

Wartości zaufania przyjmują wartości ze zbioru $[0,1]$. W analizie reguł, pod uwagę powinny być brane tylko te reguły, których zaufanie jest większe lub równe przyjętemu minimalnemu zaufaniu do reguły $conf_{min}$. Zagrożeniem dla analizy reguł asocjacyjnych jest fakt, że wyższe wsparcie reguły generuje wyższe zaufanie do reguły, nawet, gdy poprzednik i następnik są zdarzeniami niezależnymi.

Miarą uwzględniającą korelację między poprzednikiem i następnikiem jest miara skoku reguły (ang. lift, interest). Definiuje ona stosunek obserwowanego wsparcia do oczekiwanego, jeśli zdarzenia X i Y są niezależne. Skok reguły prezentuje zależność (Hahsler 2005; Brin i in. 1997):

$$lift(X \rightarrow Y) = lift(Y \rightarrow X) = \frac{conf(X \rightarrow Y)}{supp(Y)} = \frac{conf(Y \rightarrow X)}{supp(X)}. \quad (5)$$

Wartości skoku reguły przyjmują wartości ze zbioru $[0,\infty]$. Wartość równa 1 świadczy o niezależności zdarzeń, a otrzymana reguła nie jest prawdziwa. W przypadku, gdy $lift > 1$, to dwa zdarzenia są od siebie zależne, a utworzone z nimi reguły są potencjalnie użyteczne. Wartość $lift < 1$ wskazuje na to, że obecność poprzednika negatywnie wpływa na obecność następnika.

3. Algorytmy tworzenia zbiorów częstych dla reguł asocjacyjnych

Najbardziej kosztownym elementem tworzenia reguł asocjacyjnych w wielkich systemach informacyjnych jest wyszukiwanie zbiorów częstych (Bhalodiya i in. 2013). Na złożoność algorytmów odkrywania tych zbiorów mają wpływ takie czynniki jak wybór minimalnego progu wsparcia, wymiarowość zbioru danych oraz średnia szerokość transakcji (Witten i in. 2011).

3.1 Apriori

Najpopularniejszym algorytmem odkrywania zbiorów częstych w dużych zestawach danych jest algorytm Apriori. Wykorzystuje on strategię redukcji liczby kandydatów. Jeżeli zbiór jest częsty, wtedy wszystkie jego podzbiory muszą być częste. Własność tą prezentuje zależność (Agrawal i Srikant 1994):

$$\forall M, N: (M \subseteq N) \rightarrow \text{supp}(M) \geq \text{supp}(N), \quad (6)$$

gdzie M jest podzbiorem zbioru N . Wsparcie zbioru N nigdy nie przekracza wsparcia jego podzbioru M . Dane bazy danych tworzą system informacyjny IS , w którym można wskazać obiekty, atrybuty obiektów i wartości tych atrybutów. Dla systemu IS kroki algorytmu są następujące (Witten i in. 2011; Bhalodiya i in. 2013):

Wyznaczenie minimalnego progu wsparcia transakcji, na podstawie którego będzie określana częstość zbiorów.

Wyznaczenie wszystkich częstych zbiorów jednoelementowych.

Wygenerowanie dwuelementowych zbiorów w oparciu o jednoelementowe zbiory częste. Wybranie tylko tych, których wsparcie jest równe lub większe niż minimalny poziom wsparcia.

Powtórzenie procesu dla zbiorów trój-, cztero- i więcej elementowych.

W kolejnym etapie algorytm Apriori zajmuje się tworzeniem reguł asocjacyjnych. Proces ten obejmuje (Witten i in. 2011; Bhalodiya i in. 2013):

Wygenerowanie każdemu podzbirowi częstemu (jedno i wieloelementowemu) reguły asocjacyjnej.

Obliczenie miary zaufania dla każdej utworzonej reguły. Wybranie reguł, których zaufanie jest większe niż minimalny poziom zaufania w systemie IS .

Algorytm Apriori dobrze radzi sobie z analizą danych jakościowych oraz danych binarnych. Nie jest wykorzystywany do analizy danych ilościowych, których nie można poddać dyskretyzacji. Ponadto, algorytm ten musi wielokrotnie skanować bazę transakcji systemu IS w poszukiwaniu zbiorów częstych i obliczając wsparcie każdemu podejrzanemu o częstość zbiorowi (Webb 2000).

Przykład

Tab. 1 przedstawia system informacyjny z zestawem transakcji. Aby wyłonić istotne zależności między zakupionymi towarami przyjęto minimalny poziom wsparcia 60%, a podczas tworzenia reguł asocjacyjnych minimalny poziom zaufania 65%.

Tab. 1. System informacyjny z transakcjami.

ID	czekoladki	wino	perfumy	kwiaty	kolczyki	pomadka
1	1	0	0	1	0	0
2	0	0	1	1	0	1
3	1	1	1	0	1	0
4	1	0	1	1	1	0
5	1	1	0	1	1	0

W pierwszym kroku określono jednoelementowe zbiory częste, a z nich utworzono dwuelementowe zbiory, których wsparcie również porównano z przyjętym minimalnym progiem. Zbiory częste dla dwóch kroków algorytmu przedstawiają Tab. 2 oraz Tab. 3.

Tab. 2. Jednoelementowe zbiory podejrzan o częstość.

zbiory jednoelementowe	zliczenia	wsparcie	zbiór częsty
kwiaty	4	4/5 = 80%	tak
czekoladki	4	4/5 = 80%	tak
kolczyki	4	4/5 = 80%	tak
perfumy	3	3/5 = 60%	tak
pomadka	2	2/5 = 40%	nie
wino	1	1/5 = 20%	nie

Tab. 3. Dwuelementowe zbiory podejrzane o częstość.

zbiory dwuelementowe	zliczenia	wsparcie	zbiór częsty
kwiaty + czekoladki	3	$3/5 = 60\%$	tak
kwiaty + kolczyki	3	$3/5 = 60\%$	tak
kwiaty + perfumy	2	$2/5 = 40\%$	nie
kolczyki + czekoladki	3	$3/5 = 60\%$	tak
kolczyki + perfumy	3	$3/5 = 60\%$	tak
czekoladki + perfumy	2	$2/5 = 40\%$	nie

Analiza kolejnego etapu algorytmu wskazuje, że nie można utworzyć żadnego trójelementowego zbioru częstego. Podsumowaniem tego etapu jest Tab. 4.

Tab. 4. Trójelementowe zbiory podejrzane o częstość.

zbiory trójelementowe	zliczenia	zbiór częsty
kwiaty + czekoladki + kolczyki	2	nie
kwiaty + czekoladki + perfumy	1	nie
kwiaty + kolczyki + perfumy	2	nie
czekoladki + kolczyki + perfumy	2	tak

Na podstawie wyznaczony w Tab. 3 oraz Tab. 4 zbiorów częstych zaproponowano kombinacje reguł asocjacyjnych oraz oceniono zaufanie do utworzonych reguł w odniesieniu do przyjętego minimalnego poziomu zaufania. Zestawienie wygenerowanych w wyniku algorytmu Apriori reguł asocjacyjnych przedstawia Tab. 5.

Tab. 5. Propozycje reguł mogących stanowić reguły asocjacyjne.

zbiory częste	zaproponowane reguły asocjacyjne	zaufanie do reguły	reguła asocjacyjna	lift
kwiaty + czekoladki	kwiaty $\rightarrow$ czekoladki	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	$\approx 0,94$
	czekoladki $\rightarrow$ kwiaty	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	
kwiaty + kolczyki	kwiaty $\rightarrow$ kolczyki	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	
	kolczyki $\rightarrow$ kwiaty	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	
kolczyki + czekoladki	kolczyki $\rightarrow$ czekoladki	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	
	czekoladki $\rightarrow$ kolczyki	$\frac{3}{4} = 75\%$	tak	
kolczyki + perfumy	kolczyki $\rightarrow$ perfumy	$\frac{1}{4} = 25\%$	nie	$\approx 0,42$
	perfumy $\rightarrow$ kolczyki	$1/1 = 100\%$	tak	1,25

Na podstawie Tab. 5 należy stwierdzić, iż w przypadku reguł budowanych przez atrybuty „kwiaty”, „czekoladki”, „kolczyki” występuje korelacja pomiędzy poprzednikiem i następnikiem. Obecność jednego z nich negatywnie wpływa na obecność w transakcji drugiego. Propozycja siódma nie stanowi reguły asocjacyjnej, zaś ósma jest silną regułą, w której poprzednik „perfumy” ma pozytywny wpływ na wystąpienie następnika „kolczyki”.

3.2 FP-growth

Algorytm FP-growth wykorzystuje drzewo FP do skompresowanej reprezentacji bazy danych oraz rekurencyjne podejście „dziel i rządź”, wydobywając częste zbiory z IS. Algorytm współtworzą następujące kroki (Witten i in. 2011; Deng i in. 2012):

- A. Skan systemu informacyjnego w poszukiwaniu jednoelementowych zbiorów częstych.
- B. Utworzenie listy F posortowanych wg malejącego wsparcia jednoelementowych zbiorów częstych.

- C. Posortowanie częstych zbiorów jednoelementowych w transakcjach na podstawie listy.
- D. Skonstruowanie drzewa FP na podstawie tabeli transakcji. W węzłach drzewa są atrybuty wraz ze zliczeniem ścieżek transakcji przebiegających przez nie.
- E. Konstrukcja drzewa warunkowego na podstawie odwrotnej listy zbiorów częstych.

Przykład

System informacyjny z Tab. 1 został przedstawiony w postaci listy transakcji:

ID-1 = {czekoladki + kwiaty},

ID-2 = {perfumy + kwiaty + pomadka},

ID-3 = {czekoladki + wino + perfumy + kolczyki},

ID-4 = {czekoladki + perfumy + kwiaty + kolczyki},

ID-5 = {czekoladki + wino + kwiaty + kolczyki}.

Na podstawie listy zostały wypisane jednoelementowe zbiory częste, co prezentuje Tab. 6.

Tab. 6. Jednoelementowe zbiory podejrzane o częstość.

zbiory jednoelementowe	zliczenia	wsparcie	zbiór częsty
czekoladki	4	$4/5 = 80\%$	tak
kwiaty	4	$4/5 = 80\%$	tak
perfumy	3	$3/5 = 60\%$	tak
pomadka	2	$2/5 = 40\%$	nie
wino	1	$1/5 = 20\%$	nie
kolczyki	4	$4/5 = 80\%$	tak

Lista F zbiorów częstych uporządkowana malejąco przyjęła postać $F = \{\text{kwiaty, czekoladki, kolczyki, perfumy}\}$. Na jej podstawie posortowano elementy list transakcji:

ID-1 = {kwiaty + czekoladki},

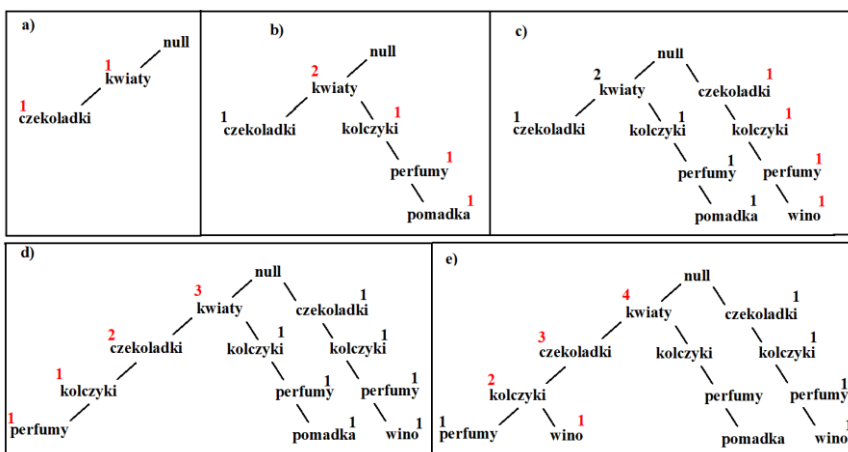
ID-2 = {kwiaty + kolczyki + perfumy + pomadka},

ID-3 = {czekoladki + kolczyki + perfumy + wino},

ID-4 = {kwiaty + czekoladki + kolczyki + perfumy},

ID-5 = {kwiaty + czekoladki + kolczyki + wino}.

Na podstawie posortowanych transakcji skonstruowano w 5 krokach drzewo FP. Etapy konstrukcji przedstawia poniższy Rys. 1.



Rys. 1. Etapy konstrukcji drzewa FP na podstawie listy transakcji.

W kolejnym kroku rozpoczęto konstrukcję warunkowego drzewa w kolejności odwrotnej listy $F = \{\text{perfumy, kolczyki, czekoladki, kwiaty}\}$. Na tej podstawie powstało zestawienie w Tab. 7, zawierające zbiory częste wydobyte algorytmem FP-growth.

Na podstawie algorytmu FP-growth wygenerowane zostały te same reguły asocjacyjne jak w przypadku algorytmu Apriori, co prezentuje Tab. 5. Na bazie tego algorytmu powstało wiele innych

algorytmów służących wydobywaniu zbiorów częstych, takich jak FIN, PPV i PrePost (Deng i in. 2012; Deng i in. 2014). Opisany algorytm jest szybszy od Apriori, wyeliminowuje powtarzające się skanowania *IS*, a za podstawową operację wykorzystuje zliczanie i budowanie drzewa FP (Witten i in. 2011).

Tab. 7. Zbiory częste otrzymane algorytmem FP-growth.

zbiory częste	transakcje	drzewo warunkowe FP	proponowane zbiory częste
perfumy	ID-2 = (kolczyki:1,kwiaty:1), ID-3 = (kolczyki:1,czekoladki:1), ID-4 = (kolczyki:1 + czekoladki:1 + kwiaty:2)	W ID-2 oraz ID-4 ścieżka przechodzi dwukrotnie przez węzeł „kwiaty”.	nie
kolczyki	ID-2 = (kwiaty:1), ID-3 = (czekoladki:1) ID-4 = (czekoladki:1, kwiaty:2) ID-5 = (czekoladki:2, kwiaty:3)	Podczas transakcji ID-1, ID-4 oraz ID-5 przez węzeł „kwiaty” ścieżka przechodzi trzykrotnie.	(kwiaty + kolczyki)
czekoladki	ID-1 = (kwiaty), ID-3, ID-4 = (kwiaty), ID-5 = (kwiaty)	Przez węzeł „kwiaty” ścieżki przechodzą trzykrotnie.	(kwiaty + czekoladki)
kwiaty	ID-1, ID-2, ID-4, ID-5	-	-

3.3 Eclat

Algorytm Apriori oraz FP-growth wykorzystują dane rozłożone horyzontalnie, tzn. jednemu identyfikatorowi transakcji przypisywanych jest kilka parametrów opisujących daną transakcję. Algorytm Eclat transformuje horyzontalny układ danych systemu informacyjnego do układu wertykalnego. Wsparciem zbioru jest liczebność transakcji go tworzących. Algorytm ten można opisać w poniższych krokach (Zaki i in. 1997; Zaki 2000).

- Przekształcenie listy transakcji w listę atrybutów. Zbiór atrybutu budują transakcje.
- Wybranie spośród listy atrybutów zbiorów częstych na podstawie przyjętego minimalnego wsparcia.
- Utworzenie możliwych kombinacji atrybutów częstych oraz określenie takim kombinacjom części wspólnej zbiorów.
- Powtarzanie kroków 2) i 3) do momentu otrzymania zbiorów nieczęstych.

Algorytm Eclat przeszukuje system informacyjny w głąb, zmniejszając wymagania pamięciowe. Jest algorytmem szybszym niż Apriori, nie potrzebującym skanowania bazy danych w celu znalezienia wsparcia zbiorów $(k+1)$. Wadą algorytmu jest możliwość utworzenia długich zbiorów wertykalnych (Weng i in. 2010).

Przykład

Tab. 8 przedstawia przekształcenia systemu informacyjnego poddawanego powyższym analizom do układu wertykalnego.

Tab. 8. Przekształcenie listy transakcji do układu wertykalnego.

zbiór	elementy zbioru w postaci transakcji
kwiaty	{ID-1, ID-2, ID-4, ID-5}
czekoladki	{ID-1, ID-3, ID-4, ID-5}
kolczyki	{ID-2, ID-3, ID-4, ID-5}
perfumy	{ID-2, ID-3, ID-4}
pomadka	{ID-2}
wino	{ID-3}

Spośród zbiorów Tab. 8 są wybierane te, których wsparcie wynosi co najmniej 60%. Na ich podstawie konstruowane są zbiory dwuargumentowe, z elementami stanowiącymi część wspólną zbiorów częstych, z jakich zostały utworzone. Otrzymane dwuargumentowe zbioru przedstawia Tab. 9.

Tab. 9. Zbiory dwuargumentowe z elementami w postaci transakcji.

zbiór	elementy zbioru w postaci transakcji
kwiaty + czekoladki	{ID-1, ID-4, ID-5}
kwiaty + kolczyki	{ID-2, ID-4, ID-5}
kwiaty + perfumy	{ID-2, ID-4}
czekoladki + kolczyki	{ID-3, ID-4, ID-5}
czekoladki + perfumy	{ID-3, ID-4}
perfumy + kolczyki	{ID-2, ID-3, ID-4}

W kolejnym kroku algorytmu, ze zbiorów częstych dwuargumentowych utworzono trójargumentowe zbiory. Wśród nich żaden nie był częsty. Wyniki tego etapu analizy reprezentuje Tab. 10.

Tab. 10. Zbiory trójargumentowe z elementami w postaci transakcji.

zbiór	elementy zbioru w postaci transakcji
kwiaty + czekoladki + kolczyki	{ ID-4, ID-5}
kwiaty + czekoladki + perfumy	{ID-3, ID-4}
kwiat + kolczyki + perfumy	{ID-2, ID-4}
czekoladki + kolczyki + perfumy	{ID-3, ID-4}

Na podstawie zbiorów częstych Tab. 10 należy stwierdzić, że zbiory częste są takie same jak otrzymane w wyniku analizy algorytmem Apriori i na ich podstawie można utworzyć reguły asocjacyjne zgromadzone w Tab. 5.

4. Analiza danych pacjentów z Przewlekłą Chorobą Nerek z wykorzystaniem algorytmu Apriori oraz FP-growth

Analizie asocjacyjnej algorytmami Apriori oraz FP-growth, dostępnymi w oprogramowaniu WEKA, poddano zbiór danych pacjentów sklasyfikowanych pod kątem zachorowania na Przewlekłą Chorobę Nerek. Dane zaczerpnięto z repozytorium oprogramowania WEKA. Autor bazy przebadł 400 pacjentów, analizując 25 parametrów badań składu krwi i moczu oraz ciśnienia krwi. Na podstawie tych badań sklasyfikował pacjentów względem dwóch klas chorobowych. Pacjentów z Przewlekłą Chorobą Nerek było 250, zaś bez Przewlekłej Choroby Nerek, 150. W pierwszym etapie procesu eksploracji wiedzy, dostosowano dane do analizy dwoma algorytmami. Przekształcono dane nominalne i numeryczne do binarnych, z opcją bez podziału klasowego. Po ustaleniu minimalnego poziomu wsparcia i zaufania dla reguł w systemie informacyjnym poddawano analizie asocjacyjnej dane z wykorzystaniem algorytmu Apriori, a następnie FP-growth. Analizy obu algorytmów wskazały reguły asocjacyjne wraz z ich miarami. Oba algorytmy wygenerowały identyczne zestawy reguł oraz miar. Wybrano 10 najbardziej interesujących reguł, a ich zestawienie przedstawia Tab. 11.

Analiza algorytmem FP-growth została przeprowadzona w zauważalnie krótszym czasie. Przedstawione w Tab. 11 reguły asocjacyjne wskazują silne zależności pomiędzy ciśnieniem krwi i mocznikiem we krwi z kreatyniną w surowicy. Miary zaufania reguł wskazują, że można darzyć je 100% zaufaniem. Poprzedniki i następniki reguł są skorelowane ze sobą pozytywnie. Na tej podstawie można twierdzić, iż reguły asocjacyjne przekazują istotną statystycznie wiedzę w zwięzły sposób z dużego systemu informacyjnego.

Tab. 11. Zestawienie reguł asocjacyjnych otrzymanych dwoma algorytmami.

reguły asocjacyjne	conf	lift	lev	conv
mocznik we krwi → kreatynina w surowicy	1	1,04	0,04	8,1
wiek + mocznik we krwi → kreatynina w surowicy	1	1,04	0,04	7,91
ciśnienie krwi + mocznik we krwi → kreatynina w surowicy	1	1,04	0,04	7,88
wiek + ciśnienie + mocznik we krwi → kreatynina w surowicy	1	1,04	0,04	7,69
kreatynina w surowicy → mocznik we krwi	0,99	1,04	0,04	4,55
wiek + kreatynina w surowicy → mocznik we krwi	0,99	1,04	0,04	4,44
ciśnienie krwi + kreatynina w surowicy → mocznik we krwi	0,99	1,04	0,04	4,43
wiek + ciśnienie krwi + kreatynina w surowicy → mocznik we krwi	0,99	1,04	0,04	4,32
ciśnienie krwi → wiek	0,98	1	0	0,87
kreatynina w surowicy → wiek	0,98	1	0	0,86

5. Podsumowanie

Kompleksowa analiza asocjacyjna danych zgromadzonych w dużych systemach informacyjnych wymaga rozważnej oceny możliwości czasowych, sprzętowych i finansowych. Świadomość danych jakie tworzą system informacyjny, tego na czym zależy użytkownikowi systemu z asocjacyjną bazą wiedzy oraz czy jest on w stanie przeprowadzić wcześniejsze analizy korelacji parametrów ma zdecydowany wpływ na wybór odpowiedniego, wystarczającego algorytmu wyszukującego zbiory częste w analizowanym systemie informacyjnym. Rozważne zaplanowanie pierwszego etapu tworzenia reguł asocjacyjnych pozwala w późniejszym etapie zwrócić większą uwagę na konstruowanie i ocenę miar samych reguł asocjacyjnych, na zadanie które odgrywa strategiczną rolę w odkrywaniu prawidłowej, przydatnej wiedzy klientowi dużych zestawów danych.

Zaprezentowane w pracy algorytmy są podstawowymi, najczęściej wykorzystywanymi algorytmami wyszukiwania zbiorów częstych. Zaprezentowany przegląd poparty przykładami ułatwia zrozumienie różnic pomiędzy tymi algorytmami.

6. Uwagi ogólne

Badania przeprowadzono w ramach projektu MB/WM/6/2017 i były finansowane ze środków MNiSW.

7. Literatura

- Agrawal R, Imieliński T, Swami A (1993) Mining association rules between sets of items in large databases. *Proceedings of the 1993 ACM SIGMOD*: 207.
- Agrawal R, Srikant R (1994) Fast Algorithms for Mining Association Rules. *Proceedings of the 20th VLDB Conference*: 487-499.
- Bhalodiya D, Patel KM, Patel C (2013) An Efficient way to Find Frequent Pattern with Dynamic Programming Approach. *Proceedings of 2013 Nirma University International Conference on Engineering*: 1-5.
- Brin S, Motwani R, Ullman JD i in. (1997) Dynamic itemset counting and implication rules for market basket data. *Proceedings of the ACM SIGMOD*: 265-276
- Deng Z, Wang Z (2010) A New Fast Vertical Method for Mining Frequent Patterns. *International Journal of Computational Intelligence Systems* 3(6): 733–744.
- Deng Z, Lv S (2014) Fast mining frequent itemsets using Nodesets. *Expert Systems with Applications* 41(10): 4505–4512.

- Deng Z, Wang Z, Jiang J (2012) A new algorithm for fast mining frequent itemsets using N-lists. *Science China Information Sciences* 55(9): 2008–2030.
- Hahsler M, Kornik H, Grun B (2005) Introduction to arules – A computational environment for mining association rules and frequent item sets. *Journal of Statistical Software* 14(15): 1-7.
- Larose DT (2006) Odkrywanie wiedzy z danych. Wprowadzenie do eksploracji danych: 186-203.
- Pang-Ning T, Steinbach M, Vipin K (2005) Association Analysis: Basic Concepts and Algorithms. *Introduction to Data Mining*: 327-338.
- Webb GI (2000) Efficient search for association rules. *Proceedings of 6th ACM International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining*: 99-107.
- Witten IH, Fransk E, Hall M (2011) *Data Mining: Practical Machine Learning Tools and Techniques*. 3th edition. Morgan Kaufmann: 216-223, 485-487, 582-584.
- Zaki MJ (2000) Scalable algorithms for association mining. *IEEE Transactions on Knowledge and Data Engineering* 3: 372–390.
- Zaki MJ, Parthasarathy S, Ogihara M i in. (1997) New Algorithms for Fast Discovery of Association Rules. *Proceedings of KDD-97*: 283–286.

6. Ocena algorytmów data mining w klasyfikacji osób na podstawie geometrii dłoni

Assessment of data mining algorithms in the classification of people based on the hand geometry

Ignatiuk Katarzyna

Katedra Biocybernetyki i Inżynierii Biomedycznej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Białostocka

Opiekun naukowy: dr hab. Agnieszka Dardzińska-Głębocka

Ignatiuk Katarzyna: ignatiukkatarzyna@gmail.com

Słowa kluczowe: BayesNet, KStar, RandomForest

Streszczenie

Jedną z głównych technik data mining jest klasyfikacji. Pozwala ona na podstawie cech parametrów obiektu przyporządkować go do odpowiedniej klasy decyzyjnej. Temu zagadnieniu poświęcona jest niniejsza praca. Celem pracy była ocena algorytmów klasyfikujących osoby na podstawie geometrii dłoni. Praca zawiera opis procesu wstępnego przetwarzania obrazów, który pozwolił wydobyć po wektorze 20 wartości opisujących dłonie z jednego obrazu. Klasyfikacji wektorów cech dokonano 42 algorytmami dostępnymi w oprogramowaniu WEKA. Algorytmy oceniono biorąc pod uwagę liczbę poprawnie sklasyfikowanych osób, dopasowanie modelu klasyfikatora do danych, czas budowania i testowania modelu. Analiza otrzymanych wyników wyłoniła 3 najdokładniejsze klasyfikatory dla utworzonych zestawów danych. Należą do nich algorytmy BayesNet, KStar oraz RandomForest. Wśród nich najlepsze rezultaty klasyfikacji osiągnął algorytm BayesNet. Klasyfikacja tym algorytmem pozwoliła na 100% poprawnie sklasyfikowanie osób, bardzo dobre dopasowanie modelu do danych oraz niewielki czas budowania i testowania modelu.

1. Wstęp

W przeciągu ostatnich kilkudziesięciu lat obserwuje się dynamiczny wzrost informacji przetwarzanych przez systemy komputerowe. Akumulacja informacji w bazach danych, potrzeba ich szybkiego przetwarzania i wydobywania z nich znaczących informacji miała wpływ na rozwój technik eksploracji wiedzy (ang. *data mining*).

Początki technik data mining sięgają roku 1989, kiedy to Gregory Piatetsky-Shapiro zorganizował pierwsze warsztaty technik odkrywania wiedzy z baz danych. Termin data mining został zaakceptowany przez środowisko sztucznej inteligencji i uczenia maszynowego, a techniki zostały sprawnie wykorzystane w biznesie przy opracowywaniu strategii marketingowych. Wydzielone nowe zagadnienie miało bardzo solidne podwaliny programistyczne. Wśród pierwszych prac tego okresu można wymienić prace (Frawley i in. 1991; Wolberg i Mangasarian 1987; Quinlan 1993) oraz szeroką działalność I.H. Wittena, który rozpoczął opracowywanie oprogramowania WEKA wykorzystującego techniki data mining. Szerszy rozwój tej dziedziny nastąpił kilka lat później, po utworzeniu w 1996 roku czasopisma Data Mining and Knowledge Discovery. W 2002 r. techniki data mining zostały wykorzystane do zdobycia informacji na temat terrorystów biorących udział w zamachu z 11 września 2001 (Clinton 2002), a w 2003 roku wykorzystano je również do polepszenia efektów leczenia guza mózgu u dzieci (www.spss.ch, 2003).

Szczególnie duże zaangażowanie technik data mining zaobserwować można w systemach uwierzytelniania lub rozpoznawania osób na podstawie ich charakterystycznych, biometrycznych cech. Rozwój technik data mining w tej dziedzinie jest podyktowany rosnącym zapotrzebowaniem ochrony danych osobowych czy też potrzebą identyfikacji osób poszukiwanych. Takie unikatowe informacje niesie ze sobą mowa, kształt pisma, odciski palców, tęczę oka, chód, geometria twarzy, ręki czy innych elementów ciała. Najpopularniejszą formą zapisu większej części

wymienionych sygnałów są obrazy. Dlatego szczególnie ważna na przestrzeni ostatnich lat jest analiza obrazów, a w szczególności klasyfikacja ich cech. Mimo upływu lat i pojawiających się nowych technologii, wyzwaniem nadal jest budowa wiarygodnego i odpornego na intruzów systemu rozpoznającego osoby na podstawie ich biometrycznych cech.

2. Eksploracja wiedzy technikami data mining

Eksploracja danych jest dyscypliną nauki, której celem jest poznanie analizowanych procesów oraz generowanych danych. Istnieje wiele definicji eksploracji wiedzy z baz danych. Jedna ze starszych definicji brzmi: „Eksploracja danych jest analizą (często ogromnych) zbiorów danych obserwacyjnych, w celu znalezienia nieoczekiwanych związków i podsumowania danych w oryginalny sposób, tak, aby były zarówno zrozumiałe, jak i przydatne dla ich właściciela” (Hand i in. 2005). Eksploracja wiedzy składa się z kilku etapów: selekcji danych, wstępnego przetwarzania danych, transformacji danych oraz procesu data mining wydobywającego wiedzę systemu informacyjnego w postaci wzorców.

Najważniejszym etapem procesu eksploracji wiedzy z dużych baz danych jest selekcja oraz wstępne przetwarzanie danych. Od powodzenia tych procesów zależy użyteczność wydobytej wiedzy technikami data mining. Transformacja dotyczy procesów dostosowujących przetworzone dane do analizy wybranymi algorytmami data mining.

Pojęcie data mining zostało zdefiniowane przez Frawleya, Piatetsky-Shapiro i Matheusa w 1992 roku, jako „nietrywialne wydobywanie ukrytej, poprzednio nieznannej i potencjalnie użytecznej informacji z danych”. Na przestrzeni lat pojęcie to zostało uogólnione i w 2001 roku Hand, Mannila i Smyt określili je, jako „naukę zajmującą się wydobywaniem informacji z dużych zbiorów danych lub baz danych” (Morzy 2013). Data mining obejmuje wyszukiwanie asocjacji, grupowanie, klasyfikację i predykcję (Yoo i in. 2012). Klasyfikacja jest metodą polegającą na przyporządkowaniu obserwacji odpowiednim klasom na podstawie atrybutów tych obserwacji. Zadaniem klasyfikacji zajmują się algorytmy drzew decyzyjnych, algorytm k najbliższych sąsiadów, sieci neuronowe, modele Bayesa, zbiory rozmyte i przybliżone, a też algorytmy genetyczne (Othman i in. 2007; Cios i in. 2007; Witten i Frank 2011). Algorytmów należących do tych rodzin jest wiele. W pracy zostanie wykorzystanych jedynie kilka z nich.

3. Materiał i metody

Celem pracy była ocena algorytmów klasyfikujących „podpisy biometryczne” osób, wygenerowane na podstawie obrazów geometrii ich dłoni. Zakres prac obejmował:

- a) wstępne przetwarzanie obrazów: rotację, skalowanie, binaryzację, zastosowanie operacji morfologicznych, usunięcie zbędnych elementów obrazów,
- b) ekstrakcję 20 cech geometrii dłoni z każdego zdjęcia,
- c) utworzenie plików w formacie ARFF przystosowanych do analizy w oprogramowaniu WEKA,
- d) randomizację danych i podział ich na dwa zbiory: zbiór uczący oraz testowy z podziałem 67% do 33%,
- e) klasyfikację dwóch zbiorów danych wszystkimi dostępnymi w oprogramowaniu WEKA algorytmami data mining,
- f) analizę otrzymanych wyników i wskazanie algorytmów najlepiej sprawdzających się w klasyfikacji osób na podstawie geometrii dłoni.

W pracy wykorzystano zbiór 701 zdjęć dłoni pochodzących od 32 osób wykonanych przez autora pracy. Wszystkie zdjęcia zostały wykonane w jednakowych warunkach w przeciągu dwóch dni o tej samej porze w laboratorium Biocybernetyki i Biomechaniki Politechniki Białostockiej. Każdej osobie wykonano średnio 22 zdjęcia w szarej skali barw. Przykład obrazu uzyskanego w procesie tzw. rejestracji biometrycznej przedstawia Rys. 1.

3.1 Wstępne przetwarzanie obrazów

Zebrany zestaw obrazów posłużył ocenie klasyfikatorów, dlatego w pierwszej kolejności należało dostosować informacje, jakie zawiera obraz, do analizy algorytmami data mining. Każde

pojedyncze zdjęcie zostało poddane obróbce z wykorzystaniem oprogramowania Matlab. Wstępne przetwarzanie obrazów składało się z następujących etapów:

- zmniejszenie rozdzielczości obrazu otrzymanego w wyniku rejestracji biometrycznej,
- zrotowanie zdjęcia, jeżeli zostało wykryte przesunięcie stolika biometrycznego względem stołu głównego,
- przycięcie i przeskalowanie zdjęcia,
- binaryzacja zdjęcia z progiem 0,26 dobranym eksperymentalnie,
- zastosowanie operacji morfologicznych w celu poprawy jakości zdjęcia po binaryzacji,
- usunięcie krawędzi statywu.



Rys. 1. Wynik procesu rejestracji biometrycznej.

W pierwszym etapie obróbki zdjęcia zostało ono zmniejszone i usunięto efekt przesunięcia stolika biometrycznego, jaki następował na skutek wielokrotnego wkładania i wyjmowania dłoni przez osoby badane. W tym celu zaimplementowano dwie funkcje, „LinealToRotatePicture”, której efektem jest tablica „M” współrzędnych pikseli opisujących przesuniętą krawędź stolika oraz „RegresionForM” obliczającą kąt o jaki obrócono zdjęcie.

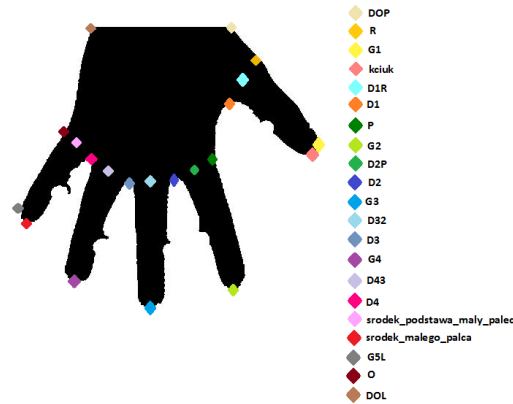
W kolejnym kroku poddano zdjęcia binaryzacji z progiem wyznaczonym eksperymentalnie. Najmniejsze straty informacji zauważono dla progu 0,26. Ostateczne kroki przetwarzania obrazów polegały na usunięciu z lewego i prawego rogu obrazu krawędzi statywu oraz oczyszczeniu obrazu z zakłóceń. Przebadano wszystkie dostępne w środowisku Matlab'a funkcje i najlepsze rezultaty osiągnięto przy użyciu filtra dolnoprzepustowego oraz medianowego. Jednak dopiero zastosowanie operacji morfologicznych przyniosło zadowalające rezultaty. Została zastosowana operacja „imfill” wypełniania ubytków oraz operacja „bwmorph” usuwająca „wyspy”. Rys. 2 przedstawia obraz po wykonaniu wszystkich wyżej opisanych operacji.



Rys. 2. Zdjęcie po procesie binaryzacji z progiem 0,26, po operacjach morfologicznych i po usunięciu krawędzi statywu.

3.2 Ekstrakcja cech

Podstawą do przeprowadzenia weryfikacji i identyfikacji biometrycznej, a tym samym procesu klasyfikacji, była ekstrakcja cech obrazów. Zaimplementowano w Matlabie ekstraktor cech obrazów binarnymi dłońmi, który odnajdywał charakterystyczne dla niej punkty. Na ich podstawie generował 20 cech geometrycznych dłoni. Proces ekstrakcji cech zajmował ok. 4,45 s. Reprezentacja obrazu (dwuwymiarowa tablica) była przeszukiwana piksel po pikselu. Rys. 3 prezentuje punkty antropometryczne dłoni, na podstawie, których wyznaczono charakterystyki dłoni przedstawione na Rys.4.



Rys. 3. Przedstawienie podstawowych, charakterystycznych punktów, których współrzędne zostały odnalezione przez ekstraktor cech.

Wygenerowane punkty stanowiły bazę poszukiwań innych punktów. W większości przypadków funkcja liniowa posłużyła do obliczenia miar dłoni oraz była ograniczającym zbiorem poszukiwań punktów na podstawie, których wyznaczane zostały szerokości palców, punkty D43, D32, D2P, D1R czy też prosta regresji przy rotowaniu zdjęcia. W ekstraktorze cech wykorzystano wzory:

- współrzędne środka $\text{sr}(x_{\text{sr}}, y_{\text{sr}})$ odcinka rozpiętego między punktem A i B:

$$\text{sr}(x_{\text{sr}}, y_{\text{sr}}) = \left(\frac{x_A + x_B}{2}, \frac{y_A + y_B}{2} \right) \quad (1)$$

- równanie prostej kierunkowej y_1 :

$$y_1 = \text{wsp}_{y_1} * x + \text{bb} \quad (2)$$

- równanie prostej prostopadłej do prostej y_1 :

$$y_2 = \text{wsp}_{y_2} * x + d \quad (3)$$

- równanie na długość odcinka:

$$AB = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2} \quad (4)$$

gdzie:

$A(x_A, y_A)$, $B(x_B, y_B)$

- rozpatrywane punkty,

$\text{sr}(x_{\text{sr}}, y_{\text{sr}})$

- środek odcinka łączącego punkty A i B,

współczynnik y_1

- współczynnik kierunkowy prostej y_1 ,

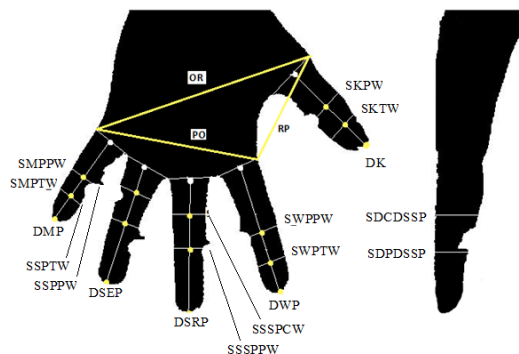
współczynnik y_2

- współczynnik kierunkowy prostej y_2 wynoszący,

bb, d

- punkty przecięcia prostych y_1 , y_2 z osią OY .

Na podstawie współrzędnych odnalezionych punktów zostały wyliczone cechy geometrii dłoni przedstawione na Rys. 4 oraz w Tab. 1.



Rys. 4. Przedstawienie cech geometrii dłoni.

Tab. 1. Zestawienie wszystkich wygenerowanych cech dłoni wraz z ich opisem.

Cecha	Opis
OR	rozpiętość dłoni
RP	wychylenie kciuka
PO	rozpiętość śródręcza
DMP	długość małego palca
DSEP	długość serdecznego palca
DSRP	długość środkowego palca
DWP	długość wskazującego palca
DK	długość kciuka
SMPPW	szerokość małego palca na drugim paliczku
SMPTW	szerokość małego palca na trzecim paliczku
SSPTW	szerokość serdecznego palca na drugim paliczku
SSPPW	szerokość serdecznego palca na pierwszym paliczku
SSSPCW	szerokość środkowego palca na pierwszym paliczku
SSSPPW	szerokość środkowego palca na drugim paliczku
SWPPW	szerokość wskazującego palca na drugim paliczku
SWPTW	szerokość wskazującego palca na trzecim paliczku
SKPW	szerokość kciuka na pierwszym paliczku
SKTW	szerokość kciuka na drugim paliczku
SDCDSSP	grubość palca środkowego na pierwszym paliczku
SDPDSSP	grubość palca środkowego na drugim paliczku

Wynikiem końcowym ekstrakcji cech dłoni jednego zdjęcia był wektor 20 cech, zwany również podpisem biometrycznym. Identyfikował bezpośrednio cechy biometryczne dłoni jednej osoby. Ten efekt końcowy wstępnego przetwarzania obrazów prezentuje Rys. 5.



[448 242 335 193 240 263 240 180 72 64 55 54 65 46 57 67 66 47 83]

Rys. 5. Obraz dłoni i wygenerowany dla niej podpis biometryczny.

3.3 Preprocessing i transformacja wektorów cech

Każdemu zdjęciu został wygenerowany wektor cech definiujący w ten sposób jedną osobę. Wszystkie wektory zostały umieszczone w jednym pliku o formacie ARFF wraz ze zdefiniowanymi atrybutami dłoni i wskazanymi inicjałami osób, stanowiącymi klasy w procesie klasyfikacji. Preprocessing z wykorzystaniem oprogramowania WEKA obejmował przygotowanie dwóch zestawów danych. Jeden zestaw utworzony został przez niezmienny plik 701 biometryk. Drugi zestaw danych utworzyły dwa rozłączne pliki – plik z danymi uczącymi oraz plik z danymi testowymi. W pierwszej kolejności, zanim plik wejściowy został podzielony na dwa rozłączne zbiory, należało wymieszać losowo dane. Zastosowano w tym celu filtr „Randomize”. Następnie dwukrotnie zastosowano filtr RemovePercentage, który odrzucał wskazy procent danych początkowych. W ten sposób powstał plik z losowo wybranymi danymi uczącymi - z 470 przypadkami, co stanowiło 67% startowego zestawu danych, oraz drugi plik z danymi testowymi - z 231 przypadkami, co stanowiło 33% początkowego zestawu danych. Utworzono dwa zestawy danych, aby sprawdzić jak podział danych wpływa na efekty klasyfikacji w obrębie jednego algorytmu. Zestaw pierwszy posłużył w klasyfikacji z 10-krotną walidacją krzyżową, którą stosuje się, aby uchronić dane przed tzw.

błędem trzeciego rodzaju. Dzięki jej zastosowaniu można być pewnym, że model dobrze zadziałał dla danych, które nie były wykorzystywane w jego konstruowaniu.

1. Wyniki

Kolejnym etapem projektu była klasyfikacji pozyskanych danych dostępnymi w oprogramowaniu WEKA algorytmami. Klasyfikacji dokonano każdym dostępnym w oprogramowaniu algorytmem. Pierwszemu zestawowi danych z 701 przypadkami wskazywano 10-krotną walidację krzyżową. Drugi zestaw danych został wykorzystany przez te same algorytmy po wskazaniu „Supplied test set”. We wszystkich przypadkach wskazano osobę, jako atrybut decyzyjny. Wyniki klasyfikacji dokonanej każdym algorytmem data mining dostępnym w WECE przedstawiają Tab. 2, Tab. 3 oraz Tab. 4. Uwzględniają one podział algorytmów względem rodzin, do których należą oraz podział wyników klasyfikacji względem dwóch zestawów danych.

Klasyfikacji dokonano 42 algorytmami. 23 algorytmy pozwoliły osiągnąć klasyfikację na poziomie wyższym niż 80%. Wykorzystując zbiór uczący i testowy 9 algorytmów pozwoliło otrzymać klasyfikację na poziomie powyżej 99%. Były to algorytmy BayesNet, NaiveBayes, MultilayerPerceptron, BK, KStar, Hoeffding, RandomForest, RandomCommite oraz IterativeClassifierOptimizer. Wykorzystując 10-krotną walidację krzyżową klasyfikację na poziomie powyżej 98% poprawnie sklasyfikowanych osób osiągnęły algorytmy KStar, RandomForest, BayesNet oraz Logistic. Dla obu podziałów danych najlepsze okazały się algorytmy KStar, BayesNet oraz RandomForest. Te 3 algorytmy reprezentują inne rodziny algorytmów, a ich zestawienie przedstawia Tab. 5.

Tab. 2. Wyniki klasyfikacji wektorów cech geometrii dłoni algorytmami bayesowskimi, funkcji oraz kNN oprogramowaniem WEKA.

	miary klasyfikacji	modele Bayesowskie		funkcje				kNN	
		BayesNet	NaiveBayes	Logistic	Multilayer Perceptron	Simple Logistic	SVM (SMO)	BK	KStar
zbiór z podziałem na zbiór testowy i uczący	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	100	99,27	98,70	100	97,84	93,51	100	100
	współczynnik Kappa	1	0,9955	0,9865	1	0,9776	0,9328	1	1
	średni błąd bezwzględny	0	0,0003	0,0008	0,0049	0,0016	0,0586	0,0039	0,0001
	błąd średniokwadratowy	0,0002	0,0165	0,0261	0,0242	0,0344	0,1693	0,0111	0,0044
10-krotna walidacja krzyżowa	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	98,43	97,15	98,29	96,15	97,29	92,44	96,58	99
	Kappa statistic	0,9838	0,9705	0,9823	0,9602	0,972	0,9219	0,9646	0,9897
	średni błąd bezwzględny	0,001	0,0018	0,0012	0,006	0,0018	0,0586	0,005	0,0006
	błąd średniokwadratowy	0,0256	0,0421	0,032	0,0443	0,039	0,1694	0,0459	0,0216

Współczynniki Kappa wskazywały na siłę i powtarzalność wyników klasyfikacji w każdym z dziesięciu podziałów zbioru danych. Wszystkie trzy algorytmy osiągnęły współczynnik bliski 1 lub równy 1 w zależności od rodzaju podziału danych, co świadczyło o zgodności bliskiej 100%. Średni błąd bezwzględny informował o tym, jakim błędem miarowym obarczona jest prognoza. We wszystkich przypadkach był niemalże zerowy. Niższy błąd średniokwadratowy świadczył o dobrym

dopasowaniu modelu. Różnica między średnim błędem bezwzględnym a błędem średniokwadratowym wskazywała na występowanie odchyłeń o dużych wartościach. Biorąc pod uwagę te czynniki, najbardziej nadającym się algorytmem do klasyfikacji osób na podstawie geometrii dłoni okazał się algorytm BayesNet. W przypadku zestawu danych ze zbiorem uczącym i testowym, budowania modeli przebiegały zauważalnie szybciej, co prezentuje Tab. 6. Najszybszymi algorytmami przy obu typach podziału danych były algorytmy BayesNet, NaiveBayes oraz BK.

Tab. 3. Wyniki klasyfikacji wektorów cech geometrii dłoni algorytmami reguł oraz drzew decyzyjnych oprogramowaniem WEKA.

	miary klasyfikacji	reguły		drzewa decyzyjne				
		JRip	PART	Hoeffding	J48	LMT	RandomForest	RandomTree
zbiór z podziałem na zbiór testowy i uczący	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	87,88	93,51	99,57	96,97	97,84	100	96,54
	współczynnik Kappa	0,8744	0,9328	0,9955	0,9686	0,9776	1	0,9641
	średni błąd bezwzględny	0,0112	0,0054	0,0003	0,0026	0,0016	0,0069	0,0022
	błąd średniokwadratowy	0,0799	0,0622	0,0164	0,0429	0,0344	0,0309	0,0465
10-krotna walidacja krzyżowa	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	82,17	87,74	97	88,02	97,29	98,43	86,88
	Kappa statistic	0,8157	0,8732	0,9691	0,8762	0,972	0,9838	0,8644
	średni błąd bezwzględny	0,0132	0,0084	0,0019	0,0079	0,0018	0,0104	0,0082
	błąd średniokwadrat	0,1	0,0861	0,0431	0,084	0,039	0,0474	0,0906

Tab. 4. Wyniki klasyfikacji wektorów cech geometrii dłoni algorytmami meta dostępnymi w oprogramowaniu WEKA.

	miary klasyfikacji	meta							
		Attribute Selected Classifier	Bagging	Classification Via Regression	Iterative Classifier Optimizer	LogitBoost	MultiClass Classifier	Random Committee	Random SubSpace
zbiór z podziałem na zbiór testowy i uczący	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	96,97	97,40	97,84	99,57	99,57	98,70	100	98,27
	współczynnik Kappa	0,9686	0,9731	0,9776	0,9955	0,9955	0,9866	1	0,9821
	średni błąd bezwzględny	0,0026	0,0113	0,0185	0,0009	0,0009	0,0021	0,0022	0,012
	błąd średniokwadratowy	0,0429	0,0519	0,0687	0,0157	0,0157	0,0353	0,0221	0,0503
10-krotna walidacja krzyżowa	odsetek poprawnie sklasyfikowanych osób [%]	88,02	93,29	92,6	97	97	96,15	97	97,29
	Kappa statistic	0,8762	0,9307	0,9234	0,969	0,969	0,9602	0,969	0,972
	średni błąd bezwzględny	0,0079	0,0118	0,0175	0,0029	0,0029	0,004	0,008	0,0149
	błąd średniokwadratowy	0,084	0,0623	0,0724	0,0379	0,0379	0,0449	0,0495	0,0618

Tab. 5. Wyniki klasyfikacji wektorów cech trzech najlepszych wektorów: BayesNet, KStar oraz RandomForest.

miary klasyfikacji		BayesNet	KStar	Random Forest		BayesNet	KStar	RandomForest
poprawnie sklasyfikowane osoby [%]	zbiór z podziałem na zbiór testowy i uczący	100	100	100	10-krotna walidacja krzyżowa	98,43	99	98,43
współczynnik Kappa		1	1	1		0,9838	0,9897	0,9838
średni błąd bezwzględny (MAE)		0	0,0001	0,0069		0,001	0,0006	0,0104
błąd średniokwadratowy (RMSE)		0,0002	0,0044	0,0309		0,0256	0,0216	0,0474
MAE - RMSE		0,0002	0,0043	0,024		0,0246	0,021	0,037

Tab. 6. Czasy budowania i testowania modeli 10-ciu najczęściej występujących algorytmów z podziałem na dwa zestawy danych.

		BayesNet	NaiveBayes	Logistic	Multilayer Perceptron	BK	KStar	Hoefding	RandomForest	RandomCommite	IterativeClassifierOptimizier
zbiór uczący oraz zbiór testowy	budowa modelu [s]	0	0	1,98	5,53	0	0	0,13	0,16	0,03	2,53
	test modelu [s]	0	0,05	0,02	0	0,02	1,03	0,05	0	0	0
10-krotna walidacja krzyżowa	budowa modelu [s]	0,01	0	2,78	8,28	0	0	0,28	0,31	0,03	3,87

Podsumowując wyniki klasyfikacji algorytmami dostępnymi w oprogramowaniu WEKA należy stwierdzić, że najlepszym okazał się algorytm BayesNet, który charakteryzuje bardzo krótki czas budowania modelu i podejmowania decyzji, dopasowanie modelu do danych oraz powtarzalność wyników klasyfikacji. Budowa systemu rozpoznawania osób w oparciu o ten algorytm zapewni zaufanie i wiarygodność do wyników.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy klasyfikatorów podpisów biometrycznych charakteryzujących osoby bazy obrazów geometrii dłoni, można stwierdzić, iż oprogramowanie WEKA jest przydatnym narzędziem w tego typu analizie data mining. Preprocessing jest najważniejszym etapem ekstrakcji wiedzy z dużych baz danych, od którego zależy powodzenie procesu data mining i poszukiwania najważniejszych wzorców systemu. Dlatego też zasadnym było poświęcenie dużego nakładu pracy i czasu w odpowiednim wstępnym przetwarzaniu obrazów.

Przeprowadzona analiza pokazała, iż porównywalne efekty klasyfikacji mogą zostać osiągnięte z wykorzystaniem k-krotnej walidacji krzyżowej oraz zbioru uczącego i testowego. K-krotna walidacja krzyżowa ma jednak przewagę w tym, że dąży do wyeliminowania błędu trzeciego rodzaju, czego nie może zapewnić drugi zastosowany sposób podziału danych.

Dokonano klasyfikację „podpisów biometrycznych” wieloma algorytmami, a połowa z nich pozwoliła osiągnąć klasyfikację na poziomie powyżej 80%. Wśród najlepszych wyłoniony został algorytm BayesNet, KStar oraz algorytm drzew decyzyjnych RandomForest. Wyniki klasyfikacji osiągane tymi algorytmami są porównywalne. Wszystkie algorytmy mają wysoki współczynnik Kappa świadczący o sile i powtarzalności wyników klasyfikacji, niski średni błąd bezwzględny informujący o błędzie, jakim obarczona jest prognoza, niski błąd średniokwadratowy świadczący o dopasowaniu modelu do danych oraz krótkie czasy budowania i testowania modelu. Wśród nich najlepiej oceniono algorytm BayesNet i to on powinien zostać wskazany w przypadku budowy systemu rozpoznawania czy uwierzytelniania osób na podstawie geometrii dłoni.

5. Uwagi ogólne

Badania przeprowadzono w ramach projektu MB/WM/6/2017 i były finansowane ze środków MNiSW.

6. Literatura

- Othman MF, Yau TMS (2007) Comparison of Different Classification Techniques Using WEKA for Breast Cancer. *Biomed* 06: 520-523.
- Cios K, Pedrycz W, Swiniarski R, Kudrycz L (2007) Data mining. A Knowledge Discovery Approach: 381-400, 420-421.
- Clinton B (2002) New York University speech. <http://www.calon.com/politics/feature/2002/12/06/clinton/print.html>
- Frawley WJ, Piatetsky-Shapiro G, Matheus C (1991) Knowledge Discovery in Databases: An Overview. *AI Magazine* 13(3): 57-70.
- Hand D, Mannila H, Smyth P (2005) Eksploracja danych: 35-61, 91-127, 181-201.
- Morzy T (2013) Eksploracja danych: 10- 125, 196-325.
- Witten IH, Frank E, Hall M (2011) Data Mining: Practical Machine Learning Tools and Techniques. 3rd edition. Morgan Kaufmann: 216-223, 485-487, 582-584.
- Wolberg WH, Mangasarian OL (1987) Multisurface method of pattern separation for medical diagnosis applied to breast cytology. *Proceedings of the National Academy of Science*: 9193-9196.
- Yoo I, Alafairet P, Marinov M, Pena-Hernandes K, Gopidi R, Chang J, Hua L (2012) Data Mining in Healthcare and Biomedicine: A Survey of the Literature 36: 2432-2448.
- Quinlan JR (1993) C4.5: Programs For Machine Learning.
- Mining Data to Save Children with Brain Tumors, SPSS (2003), https://www.spss.ch/upload/1107436339_Mining%20data%20to%20save%20children%20Clem%20and%20Microarray%20CAT.pdf

7. Obrotowe niehigroskopijne wymienniki do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych

Air-to-air non-hygroscopic rotary heat exchanger in HVAC systems

Paulina Kanaś

Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska

Opiekun naukowy: dr inż. Andrzej Jedlikowski

Paulina Kanaś: paulina.kanas@gmail.com

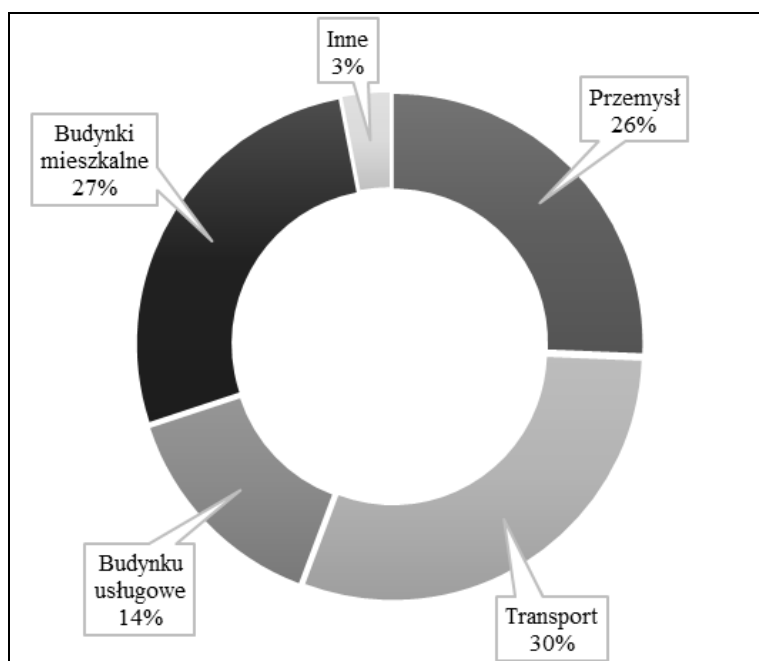
Słowa kluczowe: wymiana ciepła, oszczędność energii, regeneratory

Streszczenie

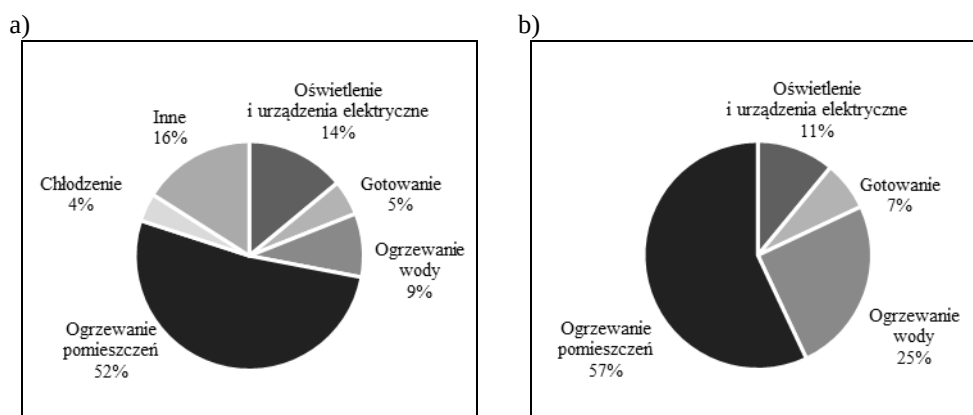
Nieustannie rozwijający się sektor budownictwa odpowiada za blisko 40% całkowitego zużycia energii w Europie. Większość tej energii jest wykorzystywana do kształtowania odpowiednich warunków powietrza wewnątrz pomieszczeń. Zapewnienie warunków komfortu użytkownikom budynków związane jest nie tylko z uzyskaniem odpowiedniej temperatury i wilgotności powietrza, ale też z dostarczeniem odpowiedniej ilości świeżego powietrza za pomocą wentylacji mechanicznej. W rezultacie dochodzi do wzrostu zapotrzebowania na energię na cele wentylacji, jednak to zużycie może być zredukowane poprzez zastosowanie wysokosprawnych wymienników do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego. W grupie najczęściej stosowanych do tego celu urządzeń są wymienniki obrotowe, zaliczane do regeneratorów. Pozwalają one na odzyskiwanie ponad 80% ciepła. Podstawowym elementem tego typu urządzeń jest obracający się rotor. W warunkach normalnej pracy jego prędkość obrotowa osiąga wartość od kilku do kilkunastu obrotów na minutę. Konstrukcja rotora pozwala na utworzenie małych kanalików, przez które przepływają naprzemiennie strumienie powietrza nawiewanego oraz wywiewanego. Dzięki temu możliwa jest wymiana zarówno ciepła jawnego, jak i wilgoci pomiędzy tymi dwoma strumieniami. W przypadku wymienników obrotowych z wypełnieniem niehigroskopijnym wymiana masy następuje jedynie w warunkach kondensacji pary wodnej ze strumienia powietrza. Akumulacja tej masy w postaci szronu stanowi istotny problem eksploatacyjny, który wymaga wówczas wdrożenia odpowiednich technik ochrony wymiennika przed szronieniem.

1. Wstęp

Na przestrzeni ostatnich dekad obserwuje się rosnące zużycie energii na całym świecie. W ciągu 40 lat stwierdzono niemal dwukrotny wzrost konsumpcji energii końcowej oraz emisji CO₂ w skali globalnej (Allouhi et al. 2015). Szacuje się, że w obrębie Europy sektor budownictwa odpowiada za ok. 40% zużycia energii końcowej (Rys.1) (<https://ec.europa.eu/eurostat>), z czego niemal 60% tej energii (Rys.2) jest zużywane na potrzeby ogrzewania, wentylacji i chłodzenia pomieszczeń (Goggins and Hajdukiewicz 2014). Z tego względu dążenie do zmniejszenia energochłonności budynków stanowi obecnie ważny cel polityki międzynarodowej. Przykładem takich działań może być zawarty w Dyrektywie Europejskiej (Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE z dnia 19 maja 2010 r. w sprawie charakterystyki energetycznej budynków) obowiązek uzyskania od roku 2021 standardu blisko zeroenergetycznego nowo powstałych budynków. Rosnące wymagania dotyczące izolacyjności cieplnej budynków sprawiają, że coraz większy udział w strukturze zużycia energii przypada na wentylację. Jednocześnie zwiększona szczelność bryły budynku w połączeniu z dostarczeniem do pomieszczeń niezbędnej ilości świeżego powietrza powodują konieczność stosowania wentylacji mechanicznej. Dodatkowo należy podkreślić fakt, że ten system wentylacji jest coraz powszechniej stosowany nie tylko w obiektach biurowych, hotelach czy galeriach handlowych, ale także w szczelnych budynkach mieszkalnych.



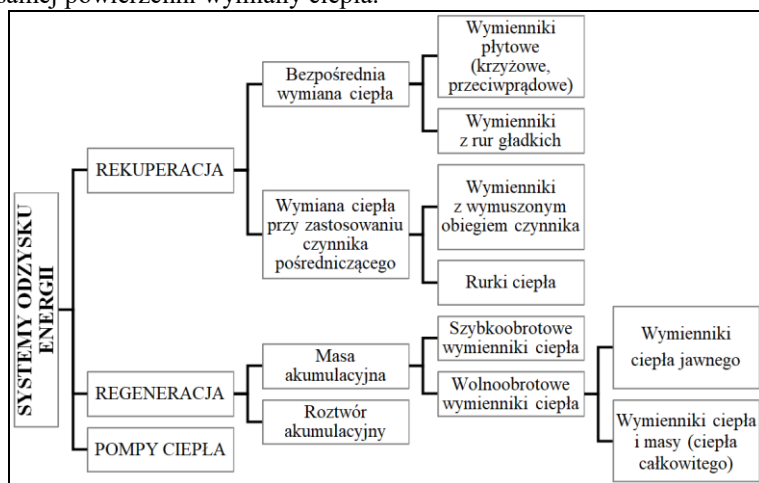
Rys.1 Struktura zużycia energii końcowej w Europie wg sektorów w roku 2017.



Rys.2 Struktura zużycia energii końcowej z budynkach: (a) usługowych, (b) mieszkalnych.

Koszty eksploatacyjne mechanicznych instalacji wentylacyjnych związane są przede wszystkim z zapotrzebowaniem na energię przeznaczoną do transportu powietrza oraz jego uzdatniania (ogrzewanie/ochładzanie, nawilżanie/osuszanie) (Pełech 2011). W celu ich obniżenia projektanci tego typu instalacji na ogół decydują się na zastosowanie recyrkulacji powietrza lub urządzeń do odzysku energii odpadowej zawartej w strumieniu powietrza wywiewanego. Wdrożenie takich rozwiązań do systemów HVAC (ang. *Heating, Ventilation, Air Conditioning*) pozwala na wysoki stopień odzyskiwania zarówno ciepła jawnego, jak i ciepła utajonego. Co więcej, w świetle polskich przepisów w instalacjach wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej o wydajności co najmniej $500 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ stosowanie urządzeń do odzysku ciepła lub recyrkulacji powietrza jest obowiązkowe (Dz.U. 2002 nr 75 poz. 690 z późn. zm.). Wychodząc temu naprzeciw, wielu producentów systemów wentylacyjnych posiada w swej ofercie szereg wymienników przeznaczonych do tego celu. (Rys.3). Urządzenia te można ogólnie podzielić na rekuperatory i regeneratory. Pierwsza podgrupa pozwala na odzyskiwanie jedynie ciepła jawnego ze względu na obecność przepony oddzielającej obydwa strumienie powietrza. Natomiast druga podgrupa pozwala

na odzysk ciepła całkowitego, a więc jawnego oraz utajonego na skutek omywania przez strumienie powietrza tej samej powierzchni wymiany ciepła.



Rys.3 Systemy odzysku energii w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych (Pełech 2011).

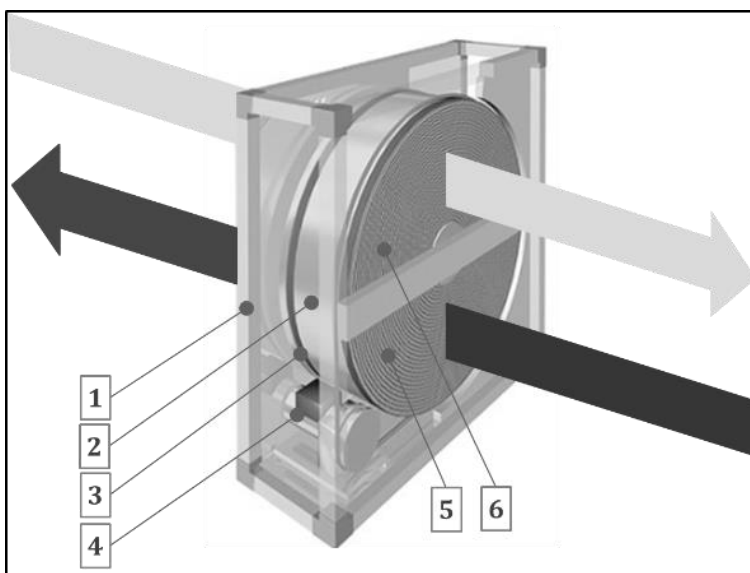
Cechami wspólnymi większości powietrznych układów odzyskiwania ciepła są: prosta budowa, niezawodność działania oraz niskie koszty inwestycyjne i eksploatacyjne. Z tego względu najbardziej popularne na rynkach polskim i światowym są przede wszystkim wymienniki krzyżowe i przeciwpłukowe (z podgrupy rekuperatorów) oraz wymienniki obrotowe (zaliczane do regeneratorów). Aczkolwiek te drugie urządzenia swoją popularność zawdzięczają również stosunkowo wysokiej sprawności przekraczającej nawet 80% (Cuce and Riffat 2015). W celu przedstawienia ogólnej charakterystyki pracy wymienników obrotowych należy najpierw omówić ich budowę i zasadę działania.

2. Opis zagadnienia

Głównym elementem tego typu wymienników jest rotor obracający się pomiędzy równoległymi kanałami powietrza nawiewanego i wywiewanego (Rys.4). Ruch wirnika wywołany jest poprzez układ silnika elektrycznego z przekładnią pasową, zamocowany w obudowie wymiennika. Rotor zbudowany jest z naprzemiennie nawiniętej gładkiej i karbowanej taśmy o wysokiej przewodności cieplnej, zazwyczaj aluminiowej lub stalowej, o grubości od 0.07 do 0.1 mm. Takie ułożenie powoduje utworzenie osiowo ułożonych małych kanalików o wysokości do ok. 2.5 mm, przez które przepływają naprzemiennie strumienie powietrza wywiewanego i nawiewanego. Układ przepływu tych strumieni zazwyczaj ma charakter przeciwpłukowy. W typowych warunkach pracy rotor obraca się z prędkością od kilku do kilkunastu obrotów na minutę (Mardiana-Idayu and Riffat 2012). Regulacja tych obrotów jest możliwa dzięki zastosowaniu przetwornika częstotliwości. Po wyborze konkretnej prędkości obracający się rotor stanowiący masę akumulacyjną łączy się ze strumieniami przepływającego powietrza. W ten sposób połowa rotora nagrzewa się od wywiewanego (cieplejszego) strumienia powietrza, po czym w kolejnym cyklu obrotu oddaje z akumulowane ciepło do powietrza zewnętrznego (chłodniejszego). Opisany proces jest charakterystyczny dla okresu zimowego. Warto również zauważyć, że urządzenie to może być wykorzystywane latem, wówczas proces ten realizowany jest w kierunku odwrotnym, czyli pomiędzy strumieniami powietrza zewnętrznego i wywiewanego.

Niestety ze względu na cykliczną pracę urządzenia możliwe jest częściowe mieszanie się obu strumieni powietrza na granicy przejścia rotora z sektora powietrza wywiewanego do sektora nawiewanego (Zeng et al. 2017). Prowadzi to wówczas do przenoszenia zanieczyszczeń i odorów z kanału powietrza wywiewanego. W celu wyeliminowania tego niekorzystnego zjawiska tworzy się tzw. sekcje czyszczące, umożliwiające usunięcie powietrza wywiewanego pozostałego wewnątrz kanalików wymiennika przez strumień powietrza zewnętrznego. Mimo to wymienników obrotowych

nie należy stosować do odzysku ciepła z powietrza, które może zawierać szkodliwe substancje. Dodatkowo ważnym aspektem jest prawidłowa instalacja urządzenia z zachowaniem odpowiedniego układu ciśnień po obu stronach wymiennika – błędy w montażu mogą doprowadzić do zintensyfikowania mieszania się obu strumieni powietrza (Roulet et al. 2002).



Rys.1 Wymiennik obrotowy do odzysku ciepła (<https://www.ventia.pl>): 1 – metalowa obudowa, 2 – rotor, 3 – przekładnia pasowa, 4 – silnik elektryczny, 5 – strona powietrza wywiewanego, 6 – p strona powietrza nawiewanego.

W zależności od rodzaju powłoki wypełnienia możliwe jest rozróżnienie dwóch podstawowych typów obrotowych wymienników do odzysku ciepła (Pełech 2011):

- niehigroskopijne,
- higroskopijne.

Wymienniki obrotowe, które są zdolne do wymiany wilgoci jedynie w warunkach wystąpienia kondensacji pary wodnej z wilgotnego powietrza, nazywane są wymiennikami niehigroskopijnymi. Przykładowa przemiana stanu powietrza w tego typu urządzeniu została przedstawiona na wykresie *i-x* Molliera (Rys.5). Można na nim zauważyć, że przez większość czasu dochodzi jedynie do wymiany ciepła jawnego, czyli do ogrzewania i ochładzania się powietrza przy stałej zawartości wilgoci. Proces wymiany masy zachodzi dopiero na pewnej części powierzchni wypełnienia, co jest wynikiem wystąpienia kondensacji pary wodnej po stronie powietrza wywiewanego i asymilacji tej masy po stronie powietrza nawiewanego. Niehigroskopijne wymienniki obrotowe są powszechnie stosowane w krajach europejskich (Justo Alonso et al. 2015). Wypełnienie tych urządzeń stanowi jedynie metalowy rotor.

W wymiennikach higroskopijnych następuje ciągła wymiana ciepła jawnego i wilgoci (Rys.6) pomiędzy dwoma strumieniami powietrza. Skutkiem tego jest zastosowaniu odpowiedniego sorbentu na powierzchni wypełnienia. Tego typu urządzenia są szczególnie pożądane w krajach o gorącym i wilgotnym klimacie, gdyż pozwalają na uzyskanie efektów osuszania i ochładzania powietrza nawiewanego (ASHRAE Handbook 2004).

3. Przegląd literatury

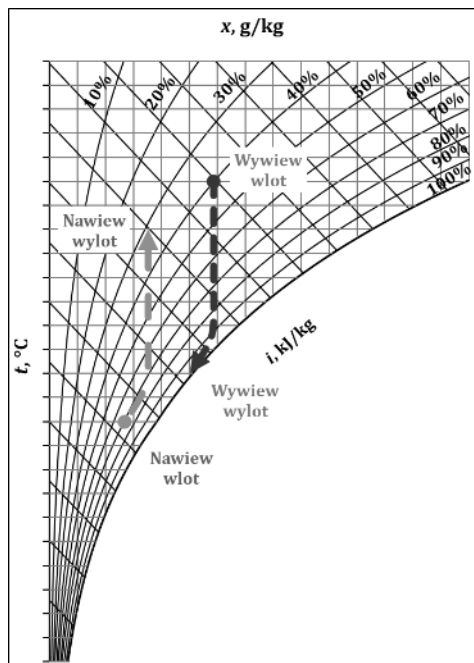
Procesy wymiany ciepła i masy, które zachodzą podczas pracy niehigroskopijnych wymienników obrotowych, umożliwiają utworzenie trzech podstawowych stref aktywnej wymiany ciepła i masy (Holmberg 1989):

- suchej,

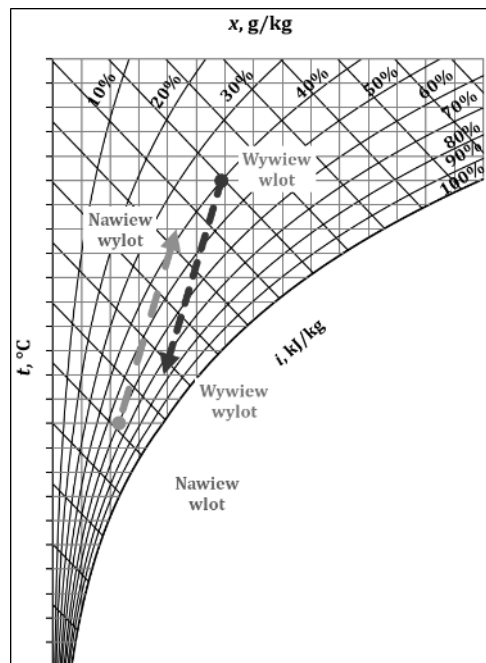
- mokrej,
- pokrytej szronem.

Każda z tych stref może występować zarówno po stronie powietrza nawiewanego, jak i wywiewanego (Rys.7), co stanowi istotną różnicę w porównaniu do wymienników krzyżowych i przeciwpądowych, w których strefa mokra i szronu może znajdować się tylko w jednym sektorze powietrza (Anisimov et al. 2015). Możliwe są także różne konfiguracje tych stref, np. obecność jedynie stref suchej i szronu. Siłą napędową procesów wymiany ciepła i masy jest różnica temperatur pomiędzy dwoma strumieniami powietrza oraz różnica ciśnień cząstkowych zawartej w nich pary wodnej. Lokalizacja i obszar powstałych stref, a także intensywność wymiany masy zależy od kilku istotnych parametrów (Phillips et al. 1989):

- czasu trwania warunków kondensacji/szronienia,
- wartości strumienia przepływającego powietrza,
- parametrów termodynamicznych obu strumieni powietrza na wlocie do wymiennika,
- temperatury wypełnienia,
- efektywności wymiany ciepła,
- wymiarów geometrycznych wymiennika,
- współczynników wymiany ciepła.



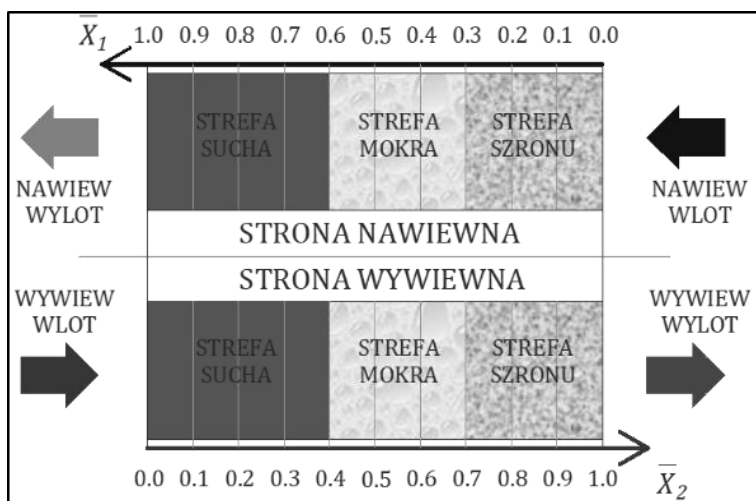
Rys.5 Wykres i - x przemiany stanu powietrza w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym.



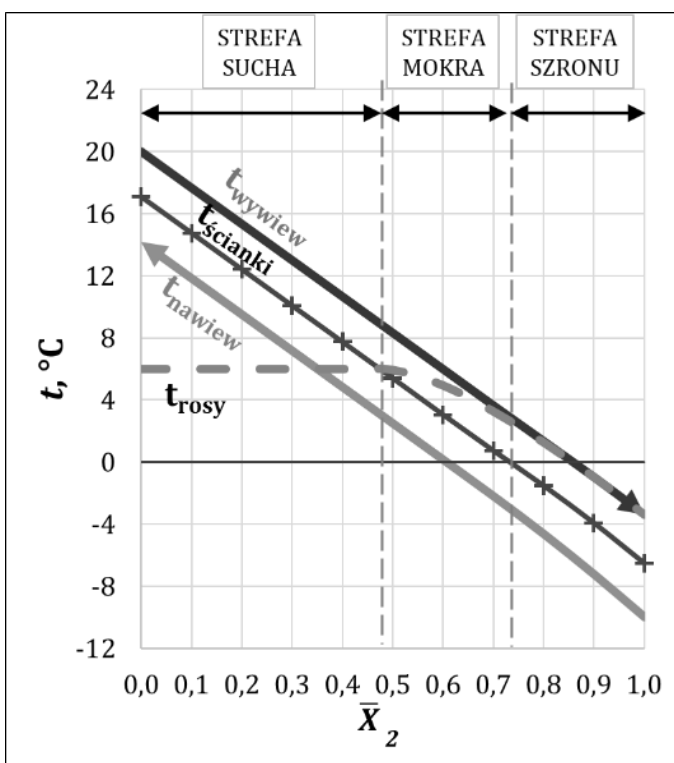
Rys.6 Wykres i - x przemiany stanu powietrza w higroskopijnym wymienniku obrotowym.

O powstaniu poszczególnej strefy decyduje konfiguracja dwóch parametrów: temperatury punktu rosy przepływającego strumienia powietrza oraz temperatura powierzchni ścianki wypełnienia (Rys.8) (Phillips et al. 1989). Na ogół, podczas pracy w warunkach dodatnich temperatur klimatu umiarkowanego (charakterystycznego dla Polski i Europy) powietrza dominuje sucha wymiana ciepła. Wewnątrz wypełnienia powstaje wówczas wyłącznie strefa sucha, której warunkiem powstawania jest utrzymanie temperatury wypełnienia powyżej temperatury punktu rosy powietrza. W momencie, gdy lokalna temperatura ścianek wymiennika będzie dodatnia, ale niższa niż temperatura punktu rosy przepływającego powietrza, dojdzie do wykroplenia z niego wilgoci, a w związku z tym do wytworzenia się dodatkowo strefy mokrej. Natomiast jeśli wypełnienie

w wyniku dalszego spadku temperatury przepływającego powietrza osiągnie ujemną temperaturę, to na jego powierzchni utworzy się warstwa szronu.



Rys.7 Schemat obrotowego wymiennika do odzysku ciepła wraz z zaznaczonymi wariantami stref wymiany ciepła i masy.



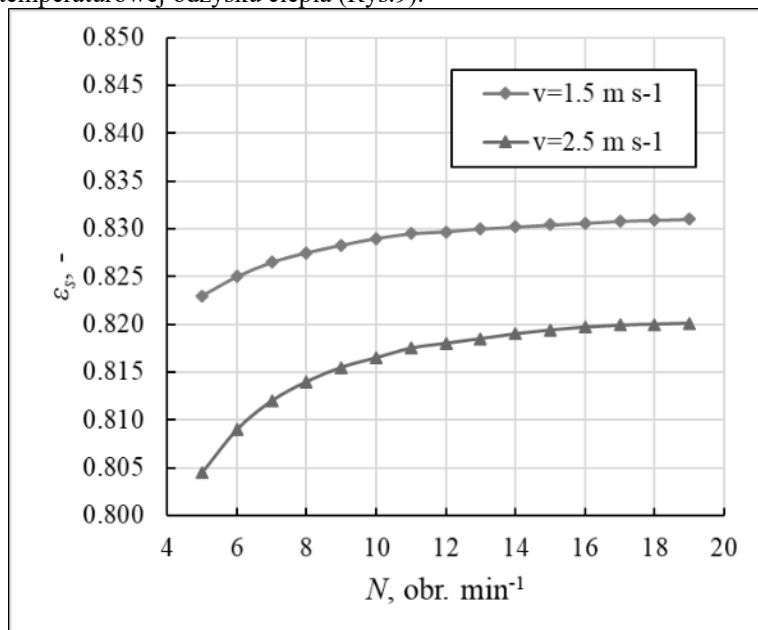
Rys.8 Warunki formowania się stref wymiany ciepła i masy w sektorze powietrza wywiewanego w wymienniku obrotowym. Oznaczenia: $\bar{X}_2$ – względna współrzędna wzdłuż przepływu powietrza wywiewanego.

Należy przy tym zaznaczyć, że obrotowy ruch rotora powoduje naprzemienny przepływ obu strumieni powietrza przez te same kanałki wypełnienia. Skutkiem tego jest przeniesienie powstałych warstw wody lub szronu w kanale powietrza wywiewanego do kanału powietrza zewnętrznego. W wyniku tego procesu można doprowadzić do zasymilowania na drodze parowania obecnych stref

poprzez powietrze nawiewane w drugiej części obrotu. W związku z tym możliwy jest transfer ciepła jawnego i wilgoci, prowadzący również do usunięcia nagromadzonych warstw wody i szronu. W przypadku akumulacji wykroplonej masy pary wodnej na powierzchni wypełnienia dochodzi do lokalnego wzrostu temperatury ścianki, a to z kolei powoduje wzrost temperaturowej efektywności odzysku ciepła (ASHRAE Handbook 2004), podobnie jak to ma miejsce w rekuperatorach (Anisimov et al. 2015). Zjawisko to jest spowodowane dodatkowym strumieniem ciepła uwolnionym w wyniku przemiany fazowej.

Podczas użytkowania wymienników do odzysku ciepła w okresie zimowym istotnym problemem eksploatacyjnym jest możliwość akumulacji szronu na ich powierzchni. Początkowo ciepło przemiany fazowej uwolnione w procesie resublimacji wpływa pozytywnie na proces wymiany ciepła, jednak ostatecznie powstanie szronu jest zjawiskiem niepożądanym. Nagromadzona warstwa szronu wpływa na wzrost oporności cieplnej ścianki wypełnienia, a także zwiększa stratę ciśnienia przepływu powietrza przez wymiennik i może zablokować kanał powietrzny wymiennika (ASHRAE Handbook 2004; Rafati Nasr et al. 2014). W przypadku wymienników obrotowych graniczne temperatury akumulacji szronu są niższe niż dla rekuperatorów (Rafati Nasr et al. 2014), natomiast nadal konieczne jest stosowanie odpowiednich technik zapobiegających szronieniu. Jednym z najczęściej stosowanych sposobów takiej ochrony jest redukcja efektywności urządzenia poprzez obniżenie prędkości obrotowej rotora. W dostępnej literaturze oraz danych od producentów niehigroskopijnych wymienników obrotowych brakuje jednak opracowania, które określałoby te progowe wartości temperatur szronienia oraz porównało i oceniło stosowane obecnie metody przeciwdziałania powstawaniu szronu.

Jednym z głównych zagadnień poruszanych w literaturze jest wpływ różnych czynników na efektywność odzysku ciepła wymienników obrotowych. W pracach (De Antonellis et al. 2014; Ghodsipour and Sadrameli 2003) stwierdzono, że istotnymi parametrami są prędkość obrotowa rotora, a także prędkość przepływu obu strumieni powietrza przez wymiennik. Na podstawie badań (De Antonellis et al. 2014) wykazano, że wzrost prędkości obrotowej wirnika powoduje wzrost efektywności temperaturowej odzysku ciepła (Rys.9).



Rys.9 Wpływ prędkości obrotowej oraz prędkości przepływu powietrza na temperaturową efektywność odzysku ciepła. Oznaczenia: ϵ_s – efektywność temperaturowa odzysku ciepła, N – prędkość obrotowa rotora, v – prędkość przepływu powietrza (De Antonellis et al. 2014).

W przypadku zbyt niskich obrotów temperatura wypełnienia zbliża się do temperatury przepływającego powietrza, przez co różnica temperatury między ścianką rotora a powietrzem

maleje, ograniczając tym samym intensywność wymiany ciepła. Z drugiej strony zwiększanie szybkości obrotów powyżej pewnej wartości nie wpływa już znacząco na wzrost efektywności odzysku ciepła, zwiększa natomiast możliwość mieszania się strumieni powietrza. Według autorów prędkość obrotowa rotora powinna być utrzymywana na poziomie 10–20 obrotów na minutę, w zależności od konstrukcji wymiennika.

Dodatkowo na podstawie (Rys.9) można zauważyć, że wzrost prędkości przepływu powietrza powoduje obniżenie efektywności odzysku ciepła. Podobny wniosek, lecz odniesiony do strumienia przepływającego powietrza, został również przedstawiony w innej pracy (Justo Alonso et al. 2015).

4. Podsumowanie

Wymienniki obrotowe do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego są powszechnie stosowane w instalacjach wentylacyjnych. Wynika to przede wszystkim z ich wysokiej sprawności odzysku ciepła, która może przekraczać nawet 80%, przewyższając tym samym sprawność pozostałych grup tego typu urządzeń. Dodatkowo wymienniki te są bardziej kompaktowe niż wymienniki płytowe, co oznacza, że żaden inny układ nie jest w stanie osiągnąć tak wysokiej wydajności i sprawności na porównywalnej przestrzeni. Oprócz tego rotory charakteryzują się niewielkim spadkiem ciśnienia – mniejszym niż wymienniki krzyżowe i przeciwpływowe. Kolejną ich zaletą jest możliwość przenoszenia zarówno ciepła jawnego, jak i ciepła utajonego, choć należy pamiętać, że w przypadku niehigroskopijnego wypełnienia wymiana wilgoci zachodzi jedynie w warunkach wystąpienia kondensacji.

Istotnym problemem eksploatacyjnym wymienników obrotowych jest możliwość powstawania szronu na ich powierzchni podczas pracy w warunkach ujemnych temperatur powietrza zewnętrznego. W konsekwencji należy bezwzględnie zastosować jedną z technik zabezpieczania urządzenia przed szronieniem, pomimo faktu, że akumulacja szronu w wymienniku obrotowym następuje przy niższych temperaturach powietrza zewnętrznego niż w przypadku wymienników płytowych. Kolejną ich wadą jest obecność ruchomych elementów, co wiąże się z koniecznością dostarczenia energii z zewnątrz do ich napędu oraz zwiększonym ryzykiem awarii. Ruch obrotowy rotora powoduje także częściowe mieszanie się obu strumieni powietrza, a tym samym przenoszenie zanieczyszczeń i odorów z powietrza wywiewanego do powietrza nawiewanego. Częściowym rozwiązaniem tego problemu jest stosowanie sekcji czyszczącej. Jednak mimo to wymienniki obrotowe nie mogą być użytkowane w środowiskach toksycznych.

Wymienniki obrotowe są obecne na rynku już wiele lat, ale nadal istnieją pewne zagadnienia, które powinny być celem dalszych badań. Pewnego rozszerzenia wymagają aspekty związane z powstawaniem szronu, a dokładniej z określeniem warunków rozpoczęcia jego akumulacji. Poza tym konieczne jest również odpowiednie porównanie i ocena metod zabezpieczania tego typu urządzeń przed szronieniem. Głębszej analizy wymaga także praca wymienników obrotowych w warunkach wolnych obrotów rotora.

5. Literatura

- Allouhi A, El Fouih Y, Kousksou T, et al. (2015) Energy Consumption and Efficiency in Buildings: Current Status and Future Trends. *Journal of Cleaner Production* 109: 118–30.
- Anisimov S, Jedlikowski A, Pandelidis D (2015) Frost Formation in the Cross-Flow Plate Heat Exchanger for Energy Recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 90: 201–17.
- ASHRAE (2004) Air-to-air energy recovery. In: Owen MS (ed) *ASHRAE Handbook 2004: Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and equipment*, Atlanta.
- Cuce PM, Riffat S (2015) A Comprehensive Review of Heat Recovery Systems for Building Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47: 665–82.
- De Antonellis S, Intini M, Joppolo CM, et al. (2014) Design Optimization of Heat Wheels for Energy Recovery in HVAC Systems. *Energies* 7(11): 7348–7367.
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2010/31/UE z dnia 19 maja 2010 r. w sprawie charakterystyki energetycznej budynków.

- Eurostat [online]: <https://ec.europa.eu/eurostat/> [dostęp: 23 kwietnia 2019].
- Ghodsipour N, Sadrameli M (2003) Experimental and Sensitivity Analysis of a Rotary Air Preheater for the Flue Gas Heat Recovery. *Applied Thermal Engineering* 23(5): 571–80.
- Goggins J, Hajdukiewicz M (2014) The Influence of Heat Transfer and Storage in Structural Precast Building Components on Indoor Environments. *Proceedings of Civil Engineering Research in Ireland (CERI 2014)* (August): 161–66.
- Holmberg RB (1989) Prediction of Condensation and Frosting Limits in Rotary Wheels for Heat Recovery in Buildings. *ASHRAE Transactions* 95(32): 64–69.
- Justo Alonso M, Liu P, Mathisen HM, et al. (2015) Review of Heat/Energy Recovery Exchangers for Use in ZEBs in Cold Climate Countries. *Building and Environment* 84: 228–37.
- Mardiana-Idayu A, Riffat SB (2012) Review on Heat Recovery Technologies for Building Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(2): 1241–55.
- Pełech A (2011) Wentylacja i Klimatyzacja. Podstawy. Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej.
- Phillips EG, Chant RE, Bradley BC, et al. (1989) A Model to Compare Freezing Control Strategies for Residential Air-to-Air Heat Recovery Ventilators. *ASHRAE Transactions* 95(32).
- Rafati NM, Fauchoux M, Besant RW, et al. (2014) A Review of Frosting in Air-to-Air Energy Exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30: 538–54.
- Roulet CA, Pibiri MC, Knutti R, et al. (2002) Effect of Chemical Composition on VOC Transfer through Rotating Heat Exchangers. *Energy and Buildings* 34(8): 799–807.
- Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002 r. w sprawie warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie (Dz.U. 2002 Nr 75 Poz. 690 z późn. zm.).
- Ventia [online]: <https://www.ventia.pl/> [dostęp: 23 kwietnia 2019].
- Zeng C, Liu S, Shukla A (2017) A Review on the Air-to-Air Heat and Mass Exchanger Technologies for Building Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 75: 753–74.

8. Szronienie i techniki zabezpieczania przed szronieniem obrotowych wymienników do odzysku ciepła

Freezing and frost control strategies in air-to-air rotary heat exchanger

Paulina Kanaś

Katedra Klimatyzacji, Ogrzewnictwa, Gazownictwa i Ochrony Powietrza, Wydział Inżynierii Środowiska, Politechnika Wrocławska

Opiekun naukowy: dr inż. Andrzej Jedlikowski

Paulina Kanaś: paulina.kanas@gmail.com

Słowa kluczowe: systemy wentylacyjne, problemy eksploatacyjne, bezpieczeństwo eksploatacji

Streszczenie

Stosowanie odzysku ciepła w systemach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych pozwala na znaczną oszczędność energii. Największy potencjał odzysku ciepła występuje w okresie zimowym, w którym różnice temperatur powietrza zewnętrznego i wewnętrznego osiągają najwyższe wartości. Jednocześnie ekstremalnie niskie temperatury powietrza na zewnątrz powodują, że na powierzchni wymienników do odzysku ciepła może dojść do pojawienia się warstwy szronu. Zjawisko to wpływa na obniżenie efektywności odzysku ciepła, a w dłuższej perspektywie może nawet doprowadzić do uszkodzenia urządzeń. Problem szronienia dotyczy wszystkich typów wymienników do odzysku ciepła, aczkolwiek kluczową kwestią pozostaje dla nich graniczna temperatura powietrza zewnętrznego, przy której rozpoczyna się akumulacja szronu. Badania wykazały, że warunki bezpiecznej pracy wymienników regeneracyjnych mogą występować przy znacznie niższych wartościach temperatury wewnętrznej w porównaniu do wymienników rekuperacyjnych. Nie oznacza to jednak, że wymienniki obrotowe eksploatowane w klimacie zimnym mogą być pozbawione zabezpieczeń przed ich szronieniem. W literaturze można spotkać się z kilkoma metodami zabezpieczania wymienników obrotowych przed szronieniem. Najczęściej stosowane są jednak takie techniki, jak: redukcja efektywności odzysku ciepła poprzez zmienną prędkość obrotową rotora oraz wstępne podgrzewanie powietrza zewnętrznego za pomocą nagrzewnicy elektrycznej.

1. Wstęp

Wymienniki do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego są powszechnie stosowane w instalacjach wentylacji i klimatyzacji. Powodem tego jest możliwość osiągnięcia znacznej redukcji energii zużywanej do utrzymania odpowiednich parametrów i jakości powietrza w pomieszczeniach, a tym samym na obniżenie kosztów eksploatacyjnych tych systemów (Cuce and Riffat 2015). Dobierając te urządzenia w systemach HVAC powinno kierować się pewnymi kryteriami, pozwalającymi na poprawną eksploatację tych systemów, przy jednoczesnym dążeniu do zmniejszenia ich energochłonności. W związku z tym należy wziąć pod uwagę takie czynniki jak: opory przepływu powietrza w instalacji powietrznej, stopień zanieczyszczenia, zagrożenie korozją, utrzymanie i konserwację, sposób regulacji, a w szczególności możliwość występowania kondensacji i szronienia wymienników ciepła (Rafati Nasr et al. 2014).

Obecnie na rynku można spotkać wiele typów urządzeń do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego w instalacjach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych. Podziału tych urządzeń można dokonać na podstawie różnych kryteriów. Podstawowe rozróżnienie dotyczy możliwości odzyskiwania ciepła jawnego i utajonego. Wymienniki zdolne do odzysku jedynie ciepła jawnego należą do grupy rekuperatorów, spośród których najczęściej stosowane są wymienniki krzyżowe i przeciwprądowe. Regeneratory z kolei umożliwiają jednoczesny odzysk obu strumieni ciepła – jawnego i utajonego. Do tej grupy należą przede wszystkim wymienniki obrotowe, obracające się z prędkością ok. 20 obrotów na minutę. Spośród nich można rozróżnić wymienniki obrotowe ze standardowym wypełnieniem (niehigroskopijnym) oraz takie, w których rotor został dodatkowo pokryty warstwą higroskopijną, umożliwiającą ciągłą wymianę wilgoci pomiędzy strumieniami.

Cechą charakterystyczną wszystkich wymienionych wymienników do odzysku ciepła jest posiadanie w swojej budowie wielu kanałów o wysokości od kilku do kilkunastu milimetrów, przez które przepływa powietrze (ASHRAE Handbook 2004). Dzięki temu możliwe jest osiągnięcie dużej powierzchni wymiany ciepła.

2. Opis zagadnienia

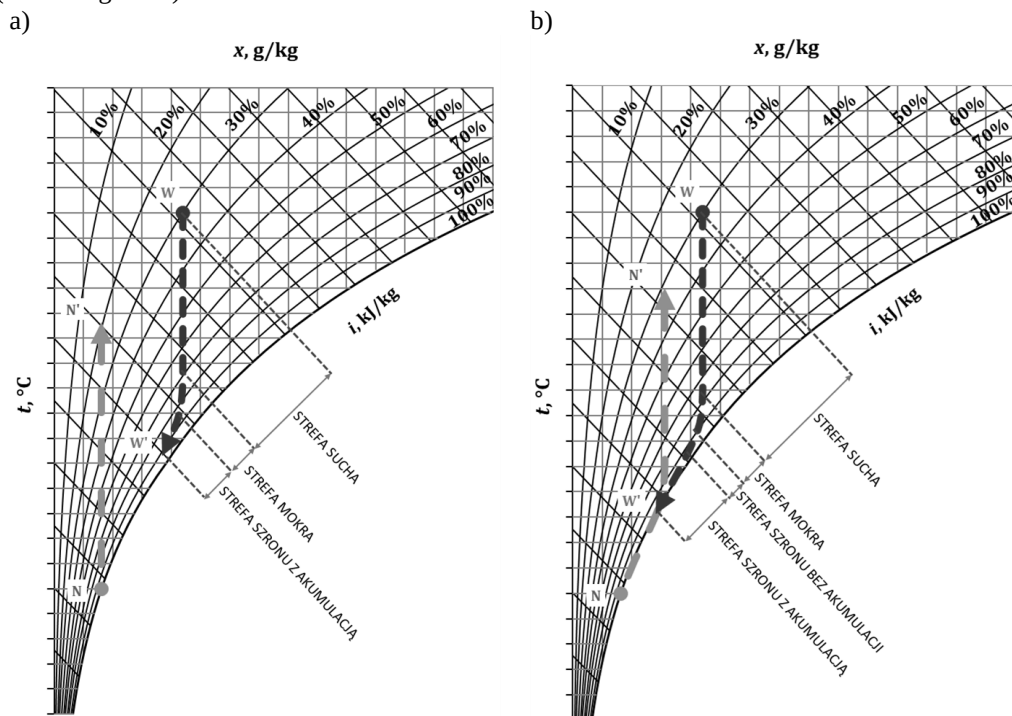
Niezależnie od rodzaju zastosowanego wymiennika do odzysku ciepła na jego powierzchni możliwe jest powstawanie różnych stref wymiany ciepła i masy: suchej, mokrej oraz pokrytej szronem (Anisimov et al. 2015; Jedlikowski et al. 2017; Kanaś et al. 2019). Utworzenie strefy mokrej jest następstwem kondensacji pary wodnej w postaci cieczy. Jej obecność spowodowana jest kontaktem przepływającego powietrza z powierzchnią ścianki wymiennika o temperaturze niższej od punktu rosy tego powietrza. Jeśli dodatkowo ścianka ma ujemną temperaturę, po stronie powietrza wywiewanego dojdzie do powstania strefy szronu. Zjawisko to występuje w klimacie chłodnym, jednak należy pamiętać, że jego rozpoczęcie nie jest równoznaczne ze spadkiem temperatury powietrza zewnętrznego poniżej 0°C. Szronienie wymienników początkowo daje korzystny efekt energetyczny, a to ze względu na wydzielone ciepło przemiany fazowej (skraplania pary wodnej z powietrza i zamarzania powstałego kondensatu lub resublimacji pary wodnej), które wpływa bezpośrednio na podgrzanie wypełnienia wymiennika (ASHRAE Handbook 2004). W konsekwencji wzrasta różnica temperatur pomiędzy wypełnieniem, a przepływającym powietrzem zewnętrznym, a to z kolei prowadzi do wzrostu strumienia ciepła przekazanego do powietrza. W dalszej perspektywie jednak akumulacja szronu i przyrost grubości jego warstwy jest zjawiskiem niepożądanym i prowadzi do szeregu problemów eksploatacyjnych, takich jak (Rafati Nasr et al. 2014):

- częściowe lub całkowite zablokowanie kanałów wymiennika, przez które przepływa powietrze,
- wzrost spadku ciśnienia przy przepływie powietrza przez wymiennik lub spadek wartości strumienia przepływającego powietrza,
- wzrost zużycia energii elektrycznej do napędu wentylatorów,
- obniżenie wymiany ciepła pomiędzy dwoma strumieniami powietrza,
- możliwość wystąpienia przeciągów w wentylowanym/klimatyzowanym pomieszczeniu na skutek niskiej temperatury powietrza nawiewanego.

Szronienie wymienników do odzysku ciepła może więc prowadzić do obniżenia efektywności systemów HVAC, a w dłuższej perspektywie czasu do zniszczenia wyposażenia instalacji.

Stosowanie odzysku ciepła jest najbardziej opłacalne pod kątem energetycznym w warunkach najniższych temperatur powietrza zewnętrznego, czyli w okresie zimowym – duże różnice temperatur i wilgotności pomiędzy powietrzem zewnętrznym a wewnętrznym pozwalają na odzysk największego strumienia ciepła. Jednocześnie występowanie takich warunków sprzyja tworzeniu się warstwy szronu na powierzchni wymienników ciepła, niezależnie od typu zastosowanego urządzenia. Istotną różnicą pomiędzy rekuperatorami i regeneratorami jest rozpoczęcie akumulacji wilgoci na powierzchni ścianek, zarówno w postaci wody, jak i szronu (Holmberg 1989). W przypadku rekuperatorów, w których strumienie powietrza nawiewanego oraz wywiewanego są od siebie oddzielone nieruchomymi ściankami, utworzona po stronie powietrza wywiewanego warstwa wody/szronu nie ulega odparowaniu/sublimacji do drugiego strumienia powietrza. Oznacza to, że utworzenie się warstwy mokrej lub pokrytej szronem jest jednocześnie związane z akumulacją tej masy na powierzchni wymiennika (Rys.1a). W wymiennikach obrotowych, ze względu na możliwość wymiany nie tylko ciepła jawnego, ale też wilgoci, masa kondensatu lub szronu powstała po stronie powietrza wywiewanego może zostać częściowo lub w całości przekazana do strumienia powietrza nawiewanego w drugiej połowie cyklu obrotu rotora. Jest to równoznaczne z tym, że nawet jeśli dojdzie do powstania szronu na powierzchni ścianki wymiennika w jednym sektorze powietrza, to po przejściu rotora do sektora powietrza nawiewanego szron ten może w całości ulec sublimacji. W związku z tym w wymiennikach obrotowych można

dotąd rozróżnić dwie podstrefy szronu: bez akumulacji oraz z akumulacją (Rys.1b) (Holmberg 1989; Kanaś et al. 2019). Dzięki temu negatywne skutki szronienia obrotowych wymienników do odzysku ciepła nie pojawiają się w momencie powstania szronu, lecz dopiero po jego akumulacji. Konsekwencją tego zjawiska są niższe wartości granicznych temperatur akumulacji szronu w porównaniu do rekuperatorów, a tym samym możliwość większe możliwości bezpiecznej pracy wymienników obrotowych w warunkach tworzenia się szronu przed rozpoczęciem jego akumulacji (Holmberg 1989).



Rys.1 Wykres i - x przemiany stanu powietrza w okresie zimowym (a) w wymienniku przeciwprądowym, (b) w niehigroskopijnym wymienniku obrotowym. Oznaczenia: N – wlot powietrza nawiewanego, N' – wylot powietrza nawiewanego, W – wlot powietrza wywiewanego, W' – wylot powietrza wywiewanego.

W instalacjach HVAC z odzyskiem ciepła eksploatowanych w chłodnym klimacie konieczne jest zastosowanie technik zabezpieczających urządzenia przed szronieniem, niezależnie od typu zastosowanego wymiennika ciepła. Dostępne techniki zabezpieczania wymienników można pogrupować na dwie kategorie, różniące się podejściem do problemu szronienia. Pierwszym rozwiązaniem jest całkowite zapobieganie powstawaniu szronu na powierzchni wymiennika, a drugim – zastosowanie technik odszraniania, akceptujących możliwość powstawania szronu na powierzchni wymiennika, jednak ograniczających grubość powstałej warstwy (Holmberg 1989; Phillips et al. 1989; Rafati Nasr et al. 2014). W przypadku wymienników krzyżowych i przeciwprądowych stosowanych w klimacie Polski wdrożenie tych zabezpieczeń jest oczywiste, natomiast w przypadku powszechnie stosowanych niehigroskopijnych wymienników obrotowych można się spotkać z błędnymi informacjami, że problem szronienia w nich nie występuje, a więc ich zabezpieczanie jest zbędne. W związku z tym w artykule skupiono się na przedstawieniu zagadnienia szronienia w kontekście obrotowych wymienników do odzysku ciepła.

Na podstawie literatury przeanalizowano obecny stan wiedzy związany z problemem szronienia obrotowych wymienników do odzysku ciepła, a następnie dokonano przeglądu dostępnych metod zabezpieczających te wymienniki przed szronem.

3. Przegląd literatury

3.1 Szron – właściwości i warunki powstawania

Zjawisko powstawania szronu było przedmiotem wielu badań i analiz. Jednym z zagadnień poruszanych przez naukowców było opisanie zagadnienia formowania szronu oraz jego właściwości. Obserwacje zjawiska tworzenia się szronu na zimnej powierzchni wykazały, że proces ten można podzielić na trzy etapy: faza nukleacji, faza formowania się szronu i faza wzrostu warstwy szronu (Bilodeau et al. 1999). W zależności od przebiegu poszczególnych etapów powstały szron może mieć różną strukturę wpływającą na jego właściwości, spośród których najważniejszymi są: przewodność cieplna, gęstość, grubość, współczynnik przenikania ciepła (Rafati Nasr et al. 2014). Wartość strumienia powstałej masy szronu zależy przede wszystkim od temperatury powierzchni ścianki, strumienia powietrza oraz ich parametrów termodynamicznych na wlocie do urządzenia, a także od wymiarów geometrycznych wymiennika (Bilodeau et al. 1999; Rafati Nasr et al. 2014). Ważnym aspektem jest także grubość powstałego szronu, która w sposób istotny wpływa na prędkość przepływu powietrza przez wymiennik oraz wywołany tym ruchem spadek ciśnienia, lecz nie oddziałuje znacząco na strumień wymiany ciepła (Chen et al. 2000). Dalsze badania (Hermes et al. 2009) wykazały również porowatą strukturę szronu, dzięki czemu możliwa jest dyfuzja pary wodnej do porów utworzonej wcześniej warstwy. W rezultacie dochodzi do resublimacji pary wodnej w porach szronu oraz na jego powierzchni, co wpływa nie tylko na przyrost grubości tej warstwy, ale także na wzrost jej gęstości. W innej pracy (Bilodeau et al. 1999) naukowcy wyróżnili dwa typy szronu, które mogą pojawić się na zimnej powierzchni. Pierwszy typ charakteryzuje się mniejszą gęstością oraz niższą przewodnością cieplną, natomiast szybszym przyrostem grubości. Z kolei drugi typ szronu ma wyższą gęstość oraz przewodność cieplną i jest dominującą formą powstającą w wymiennikach obrotowych.

Naukowcy nie są zgodni odnośnie lokalizacji szronu powstałego w wymienniku obrotowym. Według niektórych starszych źródeł najbardziej prawdopodobnym obszarem powstawania szronu jest wylot powietrza wywiewanego z wymiennika (Bilodeau et al. 1999; Holmberg 1989), co było tłumaczone występowaniem w tym miejscu powierzchni o najniższej temperaturze. Obecnie jednak wiadomo, że akumulacja szronu w wymienniku obrotowym zależy nie tylko od temperatury ścianki wymiennika, ale też od szybkości kondensacji. Maksymalne wartości obu tych składowych mogą występować w różnych fragmentach wypełnienia wymiennika, w związku z czym właściwe wskazanie miejsc występowania szronu nie jest oczywiste. Przykładowo na podstawie innych badań (Shang et al. 2005) zaobserwowano, że w początkowej fazie formowania najszybszy przyrost warstwy szronu następuje w środkowej części wymiennika obrotowego.

3.2 Metody rozpoznawania formowania się szronu

Zabezpieczanie wymienników obrotowych przed szronieniem wymaga w pierwszej kolejności rozpoznania wystąpienia tego niekorzystnego zjawiska. Rozpoczęcie procedury odszraniania realizuje się na podstawie detekcji powstałej warstwy szronu. Zastosowanie technik przeciwdziałających powstawaniu szronu wymaga znajomości granicznych wartości temperatur powietrza zewnętrznego, przy których rozpoczyna się proces akumulacji szronu. Te graniczne wartości zależą od aktualnych warunków pracy wymiennika.

Wykrywanie istniejącej warstwy szronu na powierzchni wymiennika może być realizowane dwiema podstawowymi metodami. Pierwsza z nich zakłada pomiar parametrów obu strumieni powietrza i efektywności odzysku ciepła – obecność szronu jest rozpoznana w momencie obniżenia się efektywności odzysku ciepła. Druga metoda zakłada pomiar spadku ciśnienia powietrza przepływającego przez wymiennik. Na podstawie badań stwierdzono, że pomiar spadku ciśnienia jest lepszą metodą, bowiem częściowe zablokowanie kanałów powietrznych wymiennika nagromadzoną warstwą szronu może doprowadzić do wzrostu nieszczelności rotora i częściowego zmieszania się obu strumieni powietrza. Rezultatem transferu nawet niewielkiego strumienia ciepłego powietrza wywiewanego do chłodniejszego powietrza nawiewanego może być obserwacja wzrostu efektywności odzysku ciepła (Rafati Nasr et al. 2014).

Przeciwdziałanie powstawaniu szronu wymaga określenia granicznych wartości temperatury powietrza zewnętrznego, przy których pojawia się szron. Zależą one przede wszystkim od efektywności wymiennika, wartości obu strumieni powietrza oraz ich parametrów termodynamicznych (temperatura i wilgotność), a także od wymiarów geometrycznych wymiennika (Kanaś et al. 2019; Murphy 2012).

W literaturze można znaleźć nieliczne próby określenia tych granicznych temperatur powietrza zewnętrznego. W artykule (Holmberg 1989) autor rozważył zjawisko szronienia dla dwóch rodzajów rotorów: niehigroskopijnego i higroskopijnego. Na podstawie przeprowadzonych symulacji zauważył on, że w przypadku wymiennika niehigroskopijnego temperatury graniczne są średnio o 10°C wyższe niż dla rotora higroskopijnego. Dodatkowo wykonane przez autora symulacje pozwoliły na określenie granicznych wartości temperatur powietrza zewnętrznego, przy których dochodzi do akumulacji szronu. Wyniki te zostały przedstawione w poniższej tabeli (Tab.1).

Tab.1 Graniczne wartości temperatury szronienia dla wymiennika obrotowego higroskopijnego (Holmberg 1989).

Graniczne wartości temperatury, °C				
Wilgotność względna powietrza wywiewanego, %	Temperatura powietrza wywiewanego, °C			
	21	22	24	27
20	-26	-25	-24	-22
30	-19	-19	-18	-16
40	-15	-14	-13	-12
50	-11	-11	-9	-8
60	-8	-7	-6	-3

Na ich podstawie można zauważyć zależność tych granicznych punktów zarówno od temperatury, jak i od wilgotności względnej powietrza w pomieszczeniu. W publikacji nie uwzględniono jednak wpływu wilgotności powietrza zewnętrznego. Nie wiadomo również dla jakiej prędkości powietrza lub efektywności odzysku ciepła te dane zostały sporządzone.

Podobne dane można również znaleźć w katalogu jednego z wiodących producentów higroskopijnych wymienników obrotowych (Tab.2) (<http://www.airxchange.com/>). Zestawiając jednak wartości katalogowe z wartościami podanymi przez Holmberga dla rotorów higroskopijnych, widać pewne rozbieżności. Mogą one wynikać m.in. z przyjęcia innych założeń dotyczących prędkości przepływu powietrza przez wymiennik, prędkości obrotowej rotora lub wilgotności powietrza zewnętrznego. Niemniej jednak dane przedstawione w tych źródłach są niepełne i nie przedstawiają pełnego zakresu możliwych parametrów pracy wymiennika obrotowego. Warto również dodać, że w przypadku wymienników niehigroskopijnych o wiele trudniej znaleźć podobne katalogowe zestawienia, które zawierałyby graniczne wartości temperatury akumulacji szronu.

Tab.2 Graniczne wartości temperatury szronienia dla wymiennika obrotowego higroskopijnego (<http://www.airxchange.com/>).

Graniczne wartości temperatury, °C		
Wilgotność względna powietrza wywiewanego, %	Temperatura powietrza wywiewanego, °C	
	20	24
20	-28	-26
30	-24	-21
40	-19	-16
50	-14	-12

Na podstawie powyższych spostrzeżeń można wyciągnąć wniosek dotyczący konieczności przeprowadzania dalszych badań związanych z problemem szronienia wymienników obrotowych, zwłaszcza tych z wypełnieniem niehigroskopijnym.

3.3 Techniki zabezpieczania wymienników obrotowych przed szronieniem

Zjawisko szronienia jest realnym problemem, który może pojawić się podczas eksploatacji systemów HVAC z wymiennikami obrotowymi w okresie zimowym polskiego klimatu. Wymusza to konieczność zastosowania różnego rodzaju zabezpieczeń wymiennika przed tym zjawiskiem.

Metody zabezpieczające przed powstaniem szronu zapewniają całkowitą ochronę wymiennika, natomiast wymagają znajomości granicznych temperatur szronienia dla danych warunków pracy wymiennika obrotowego, w szczególności wilgotności powietrza wywiewanego. W obecnej literaturze niestety brakuje informacji, które mogłyby stanowić szczegółowe wytyczne do sposobu określania wartości tych temperatur. Z kolei techniki odszraniania zakładają cykliczne gromadzenie się oraz usuwanie warstwy szronu. Według literatury (Holmberg 1989) proces odszraniania jest bardzo krótki w porównaniu do procesu akumulacji szronu i trwa zazwyczaj 5–15 minut. Jego sterowanie odbywa się na podstawie pomiarów różnicy ciśnień przed i za rotorem. System zabezpieczeń jest uruchamiany w momencie, gdy zmierzona różnica ciśnień osiąga wartość o ok. 50 Pa wyższą od przyjętej za punkt końcowy usuwania szronu (Holmberg 1989). Ten punkt z kolei jest o 30 Pa większy niż nominalny spadek ciśnienia na rotorze. Inne wytyczne (<http://www.airxchange.com/>) mówią o dopuszczalnym wzroście różnicy ciśnień o 50% w stosunku do wartości nominalnej. Stosowanie rozwiązań polegających na cyklicznym odszranianiu rotora nie jest polecane w przypadku niektórych higroskopijnych wymienników obrotowych, a to ze względu na konieczność odprowadzenia nadmiaru kondensatu pochodzącego z roztopionego szronu.

Na podstawie wytycznych zawartych w literaturze i katalogach technicznych urządzeń dokonano krótkiej charakterystyki metody zabezpieczania wymienników obrotowych przed szronieniem:

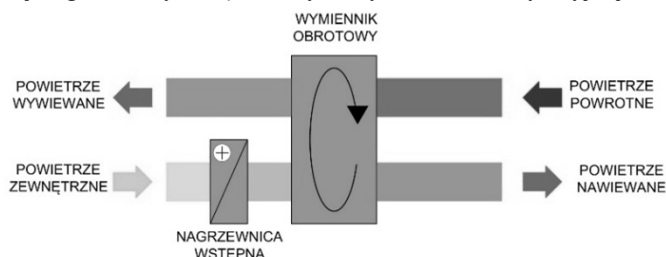
Redukcja efektywności odzysku ciepła poprzez zmienną prędkość obrotową rotora

Metoda ta jest jedną z najczęściej stosowanych technik zabezpieczających wymiennik przed szronieniem. Opiera się ona na spadku efektywności odzysku ciepła wraz ze spowalnianiem szybkości obrotów rotora, co powinno uniemożliwić gromadzenie się nadmiaru szronu na powierzchni ścianki wymiennika. Przy realizacji tej techniki konieczna jest redukcja szybkości obrotów wymiennika do poziomu poniżej 1 obr. min⁻¹. Zaletą tego rozwiązania jest brak dodatkowych elementów w centrali wentylacyjnej, a co za tym idzie, nie zmieniają się jej wymiary (<https://www.swegon.com/>), a koszty inwestycyjne pozostają na tym samym poziomie. Według innego producenta (<http://www.airxchange.com/>) redukcja prędkości obrotowej rotora jest zalecana tylko w przypadku, kiedy wymagany czas działania systemu zabezpieczającego jest ograniczony, a do jej realizacji potrzebne są dwa czujniki. Pierwszy z nich to czujnik temperatury powietrza zewnętrznego, dzięki któremu można ustalić, czy uruchomienie zabezpieczenia jest wymagane. Drugi czujnik mierzy temperaturę powietrza wywiewanego na wylocie z wymiennika obrotowego i pozwala sterować prędkością obrotową rotora w celu osiągnięcia minimalnej dopuszczalnej wartości tej temperatury.

Podgrzewanie wstępne powietrza zewnętrznego

W tej technice wymagane jest zainstalowanie dodatkowej nagrzewnicy wstępnej w sektorze powietrza nawiewanego przed wymiennikiem do odzysku ciepła (Rys.2). W tym celu możliwe jest zastosowanie nagrzewnicy elektrycznej lub wodnej z dodatkiem glikolu (<http://www.airxchange.com/>). Powietrze zewnętrzne podgrzewa się do takiego stopnia, aby uniemożliwić osiągnięcie warunków formowania się szronu po stronie powietrza wywiewanego. Jednocześnie maleje wilgotność względna wstępnie podgrzanego powietrza. Według niektórych producentów (<http://www.airxchange.com/>; <https://www.trane.com/>) jest to najkorzystniejsza metoda ochrony wymiennika, ponieważ pozwala w pełni wykorzystać efektywność odzysku ciepła wymiennika obrotowego. Warto jednak pamiętać, że podgrzanie strumienia powietrza nawiewanego przed wlotem do wymiennika obrotowego powoduje obniżenie różnicy temperatur pomiędzy dwoma

strumieniami powietrza, a tym samym pozwala na odzysk mniejszej ilości ciepła. Poza tym zastosowanie dodatkowej nagrzewnicy zwiększa wymiary centrali wentylacyjnej.



Rys.2 Zabezpieczanie wymiennika obrotowego przed szronieniem poprzez zastosowanie nagrzewnicy wstępnej – schemat.

Podgrzewanie wstępne powietrza wywiewanego

Zamontowana przed wymiennikiem obrotowym w sektorze powietrza wywiewanego nagrzewnica pozwala podnieść temperaturę powietrza usuwanego z pomieszczenia do wartości, która nie spowoduje szronienia (<https://www.trane.com/>). Wartość tej temperatury musi być znana, aby możliwe było sterowanie wydajnością nagrzewnicy. Skutkiem dodatkowego podgrzania strumienia powietrza wywiewanego jest zwiększenie różnicy temperatur pomiędzy powietrzem nawiewanym a wywiewanym, umożliwiając odzysk większego strumienia ciepła kosztem energii wykorzystanej przez nagrzewnicę. Zaletą tego rozwiązania w porównaniu do wariantu z podgrzewaniem wstępnym powietrza zewnętrznego jest możliwość zastosowania nagrzewnicy wodnej z czynnikiem grzejnym bez dodatku glikolu.

Wyłączenie części nawiewnej wentylacji mechanicznej

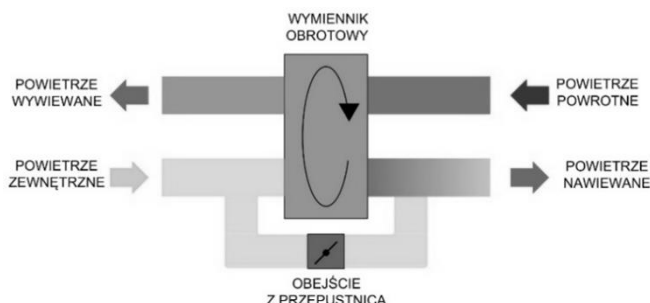
Ta metoda pozwala na ciągłą pracę części wywiewnej instalacji wentylacyjnej. Po osiągnięciu granicznej wartości temperatury powietrza zewnętrznego wentylator nawiewny jest wyłączany. Działanie jedynie wentylatora wywiewnego może spowodować wystąpienie podciśnienia wewnątrz budynku, w związku z tym system wentylacji powinien być dodatkowo wyposażony w przepustnice świeżego powietrza otwierane automatycznie lub samoczynnie na podstawie różnicy ciśnień.

Wyłączenie wentylacji mechanicznej

Wyłączenie całej centrali wentylacyjnej następuje w momencie obniżenia się temperatury powietrza zewnętrznego poniżej granicznej wartości temperatury szronienia. Ponowny rozruch centrali odbywa się automatycznie, w momencie wzrostu temperatury powietrza zewnętrznego. Ta technika może być stosowana jedynie w obiektach, w których dopuszczalne jest okresowe wyłączanie wentylacji mechanicznej. W takich budynkach powinna być zapewniona wysoka skuteczność wentylacji naturalnej w warunkach niskich temperatur powietrza zewnętrznego. Dodatkowo wyłączenie centrali wentylacyjnej i niedotrzymanie projektowej temperatury powietrza w obiekcie na skutek infiltracji zimnego powietrza może wystąpić jedynie w sytuacji, gdy w pomieszczeniach nie przebywają ludzie. Zazwyczaj tak niskie temperatury powietrza zewnętrznego występują jedynie w nocy, w związku z tym ta technika może być używana głównie w budynkach biurowych.

Redukcja efektywności odzysku ciepła poprzez zastosowanie obejścia

Zmniejszenie efektywności odzysku ciepła sprawdza się w przypadku klimatu o ograniczonym czasie trwania warunków, w których istnieje ryzyko szronienia. Zastosowanie obejścia (bypass'a) powietrza po stronie nawiewnej (Rys.3) pozwala zmniejszyć strumień zimnego powietrza nawiewanego przepływającego przez wymiennik obrotowy.



Rys.3 Zabezpieczanie wymiennika obrotowego przed szronieniem poprzez zastosowanie obejścia – schemat.

W konsekwencji maleje również strumień ciepła możliwy do odzyskania z powietrza wywiewanego, a tym samym eliminuje się warunki powstawania szronu po stronie powietrza wywiewanego. Stopień otwarcia przepustnicy obejścia sterowany jest na podstawie minimalnej temperatury powietrza wywiewanego za wymiennikiem, przy której nie dochodzi do powstania szronu. W związku z tym znajomość wartości tej temperatury dla różnych warunków pracy jest niezbędna.

4. Podsumowanie

Dużym problemem eksploatacyjnym wynikającym z zastosowania wymienników do odzysku ciepła w okresie zimowym jest możliwość gromadzenia się szronu na powierzchni ich wypełnienia. Utworzenie warstwy szronu może zablokować kanaliki powietrzne wymienników obrotowych, a w konsekwencji doprowadzić do zmniejszenia efektywności odzysku ciepła oraz do uszkodzenia urządzenia. W związku z tym każdy typ wymiennika do odzysku ciepła powinien być zabezpieczony przed tym niekorzystnym zjawiskiem. Najlepszym sposobem zabezpieczania wymienników przed szronieniem może być całkowite zapobieganie akumulacji szronu albo okresowe usuwanie nagromadzonej warstwy szronu. Metody prewencyjne wymagają znajomości temperatur granicznych powietrza zewnętrznego, przy których dochodzi do szronienia, jednak szukając takich danych w literaturze dla niehigroskopijnych wymienników obrotowych można napotkać pewne trudności. W związku z tym nadal istnieje potrzeba i konieczność prowadzenia dalszych badań pod kątem tworzenia się i akumulacji szronu w tego typu urządzeniach. W drugiej kolejności należałoby również dokonać analizy i oceny poszczególnych technik stosowanych do zabezpieczania wymienników przed szronieniem, ponieważ producenci tych systemów podają często różne zalecenia.

5. Literatura

- Anisimov S, Jedlikowski A, Pandelidis D (2015) Frost Formation in the Cross-Flow Plate Heat Exchanger for Energy Recovery. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 90: 201–17.
- ASHRAE (2004) Air-to-air energy recovery. In: Owen MS (ed) *ASHRAE Handbook 2004: Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and equipment*, Atlanta.
- Bilodeau S, Brousseau P, Lacroix M, et al. (1999) Frost Formation in Rotary Heat and Moisture Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42(14): 2605–19.
- Chen H, Thomas L, Besant RW (2000) Modeling Frost Characteristics on Heat Exchanger Fins: Part I. Numerical Model. *ASHRAE Transactions* 106: 368–376.
- Cuce PM, Riffat S (2015) A Comprehensive Review of Heat Recovery Systems for Building Applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 47: 665–82.
- Hermes ChJL, Piucco RO, Barbosa JR, et al. (2009) A Study of Frost Growth and Densification on Flat Surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33(2): 371–79.
- Holmberg RB (1989) Prediction of Condensation and Frosting Limits in Rotary Wheels for Heat Recovery in Buildings. *ASHRAE Transactions* 95(32): 64–69.

- Jedlikowski A, Anisimov S, Danielewicz J, et al. (2017) Frost Formation and Freeze Protection with Bypass for Counter-Flow Recuperators. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 108: 585–613.
- Kanaś P, Jedlikowski A, Anisimov S (2019) The Influence of Geometrical Parameters on Heat and Mass Transfer Processes in Rotary Heat Exchangers. *SN Applied Sciences* 1(6): 526.
- Murphy J (2012) Total Energy Wheel Control in a Dedicated OA System. *ASHRAE Journal* 54(3): 46–58.
- Phillips EG, Chant RE, Bradley BC, et al. (1989) A Model to Compare Freezing Control Strategies for Residential Air-to-Air Heat Recovery Ventilators. *ASHRAE Transactions* 95(32).
- Rafati Nasr M, Fauchoux M, Besant RW, et al. (2014) A Review of Frosting in Air-to-Air Energy Exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30: 538–54.
- Shang W, Chen H, Besant RW (2005) Frost Growth in Regenerative Wheels. *Journal of Heat Transfer* 127(9): 1015–26.

9. About the designing of steel connections

Kamil Kmiecik

Katedra Konstrukcji Metalowych, Wydział Inżynierii Lądowej, Politechnika Krakowska
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Tomasz Domański

Kmiecik Kamil: kkmiecikpk@gmail.com

Keywords: connection, load-bearing capacity

Abstract

The paper presents the calculation of the load capacity of a beam-to-beam connection. In the first place, the load capacity conditions that a steel joint must meet. Then, the connection capacity was determined using the computer software

1. Introduction

Screw connections are one of the basic methods of joining components of steel building structures and belong to the oldest methods of joining iron and steel products. They carry axial and cutting forces as well as bending moments at the interface limiting (to varying degrees) mutual displacements of the connected parts of the structure. Depending on the clearance between the bolt and the hole bolt, as well as the screw tightening degree, a connection with low or high displacement is obtained.

According to (PN-EN 1993-1-8, 2005) connection is a location at which two or more elements meet. For designers it is assembly of the basic components required to represent the behaviour during the transfer of the relevant internal forces and moments at the connection. Joint is a zone where two or more members are interconnected. For designers it is the assembly of all the basic components required to represent the behaviour during the transfer of the relevant internal forces and moments between the connected members. A beam-to-column joint consist of a web panel and either one connection or two connections as it shows in Figure 1.

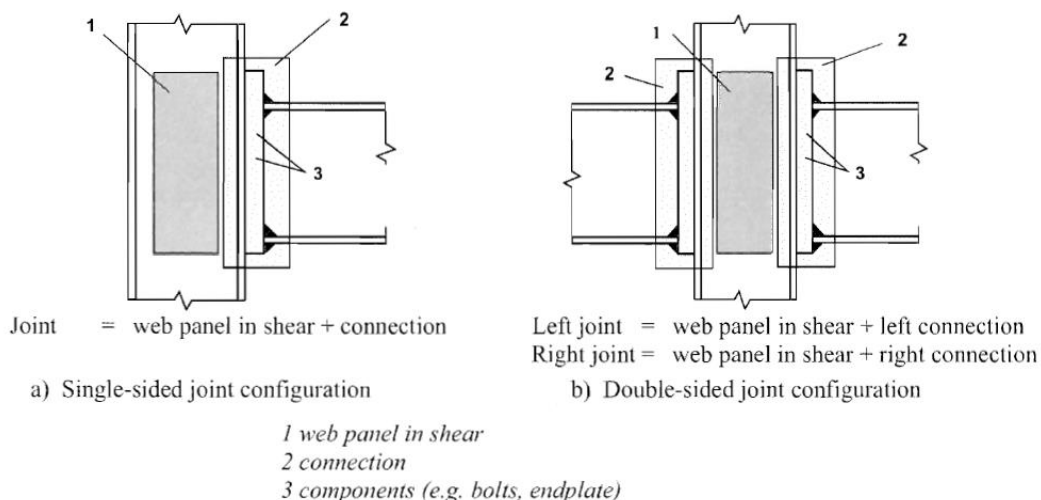


Fig. 1. Parts of beam-to-column joint configuration according to (PN-EN 1993-1-8, 2005).

All connections should have a design capacity such that the structure is capable of satisfying all the basic design requirements, which are in (PN-EN 1993-1-1, 2006). The partial safety factors for joints are in Table 1.

The yield strength f_{yb} and the ultimate tensile strength f_{ub} for bolt classes are given in Table 2.

Tab.1 Partial safety factors for joints (PN-EN 1993-1-8, 2006).

Resistance of members and cross-sections	γ_{M0} , γ_{M1} and γ_{M2} see EN 1993-1-1
Resistance of bolts	γ_{M2}
Resistance of rivets	
Resistance of pins	
Resistance of welds	
Resistance of plates in bearing	
Slip resistance - at ultimate limit state (Category C) - at serviceability limit state (Category B)	γ_{M3} $\gamma_{M3,ser}$
Bearing resistance of an injection bolt	γ_{M4}
Resistance of joints in hollow section lattice girder	γ_{M5}
Resistance of pins at serviceability limit state	$\gamma_{M6,ser}$
Preload of high strength bolts	γ_{M7}
Resistance of concrete	γ_c see EN 1992

NOTE: Numerical values for γ_M may be defined in the National Annex. Recommended values are as follows: $\gamma_{M2} = 1,25$; $\gamma_{M3} = 1,25$ and $\gamma_{M3,ser} = 1,1$; $\gamma_{M4} = 1,0$; $\gamma_{M5} = 1,0$; $\gamma_{M6,ser} = 1,0$; $\gamma_{M7} = 1,1$.

Tab.2 Nominal values of the yield strength f_{yb} and the ultimate tensile strength f_{ub} for bolts (PN-EN 1993-1-8, 2006).

Bolt class	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

2. Materials and methods

Due to the method of mutual positioning of the connected elements and the strength of the connectors, the screw connections are divided into:

- overlap, in which the direction of the main load component of the connector is perpendicular to the axis of the connectors,
- buttresses in which the direction of the main load component of the joint is parallel to the axis of the connectors.

In screw connections, the holes for fitting the connectors are made of a correspondingly larger diameter than the diameter of the bolt. In the case of unstressed lap joints, the clearances between the bolt shanks and the openings in the connecting elements are the main reason for the displacement of such contacts. Smaller displacements of joints are characterized by matching joints, which, however, require reaming the holes on the assembly to the diameter of the shanks of the fitted bolts. In order to limit displacement, compression of screw connections is used. In non-preloaded overlap connections, the load in the contact is transmitted through the bolt pegs and the combined elements move relative to each other. In the folded compression joints, as a result of pressing the connected elements by controlled tightening of the bolt nuts, the load is transmitted by friction forces between the connected elements. Then, there is no movement of the connected elements relative to each other. In such connections, controlled tightening of the nuts makes the bolt pins stretched.

The type of connection used and the method of fastening the connectors depend largely on the cross-section of the connected element, the shape of the joint or knot, the thickness of the joined parts, internal forces that occur in the connection, as well as structural conditions enabling the

insertion of screws and tightening. An important issue in the selection of the type of connection is the analysis of the susceptibility and load capacity of the helical contact, in the aspect of the model adopted in the analysis of the static system. The use of flexible connections leads to a reduction in the cost of components in the production plant and shorten the time of assembly operations. However, such connections significantly complicate static analysis of the system as well as strength and stability, because they deviate from idealized conventional models of rigid or articulated joints. In this case, nonlinear static analysis and experimental testing should be used, and the joint capacity should be calculated according to standard (PN-EN 1993-1-8, 2006).

Bolted connections loaded in shear should be designed:

- Category A: Bearing type. In this category bolts from class 4.6 up to and including class 10.9 should be used. No preloading and special provisions for contact surfaces are required. The design ultimate shear load should not exceed the design shear resistance, nor the design bearing resistance.
- Category B: Slip-resistant at serviceability limit state. In this category preloaded bolts should be used. Slip should not occur at the serviceability limit state. The design serviceability shear load should not exceed the design slip resistance. The design ultimate shear load should not exceed the design shear resistance, nor the design bearing resistance.
- Category C: Slip-resistant ultimate limit state. In this category preloaded bolts in accordance should be used. Slip should not occur at the ultimate limit state. The design ultimate shear load should not exceed the design slip obtained from nor the design bearing resistance. In addition for a connection in tension, the design plastic resistance of the net cross-section at bolt holes, should be checked, at the ultimate limit state.

Bolted connections loaded in tension should be designed:

- Category D: non-preloaded. In this category bolts from class 4.6 up to and including class 10.9 should be used. No preloading is required. This category should not be used where the connections are frequently subjected to variations of tensile loading. However, they may be used in connections designed to resist normal wind loads.
- Category E: preloaded. In this category preloaded 8.8 and 10.9 bolts with controlled tightening should be used.

Design load capacity of the screw according to (PN-EN 1993-1-8, 2006) is determined by the formulas contained in Tab. 3 and Tab. 4.

In unstressed jointed connections, the internal forces in the contact cause shearing and pressure of the bolt. In a similar state of tension there are riveted and bolt joints. In prestressed joint connections, also referred to as friction joints, the friction between the contact surfaces of the joint is used to transfer loads from one element to the other. In order to generate friction between the components of the connection, the tensioning of the bolt is introduced by tightening the nut. The screw in such a joint is, therefore, stretched, and its load-bearing capacity is determined by the slip of the contact. In the butt joints, the bolt is stretched.

In the unconjugated overlap joint, the loads are transferred by direct pressure of the bolt stem against the wall of the bore. The pressure exertion on the walls of the openings of the joined elements is uneven. The pressure stresses are broken down according to the cosinoid on the hole diameter. On the wall thickness of the connected elements, the distribution of stress from the clamp is non-linear and depends on the type of structural solution. Thus, the actual stress distribution of the bolt stem pressure to the wall of the hole, both in the circumferential direction and in the direction of the sheet thickness, is not uniform. In the case of round round openings, however, a simplified, even distribution of these stresses is calculated for the calculations, calculated on the projection of the strenued side of the stem, i.e. the pressure surface area. Analyzing the load capacity of the bolt on the clamp, not only the exhaustion of the bolt stem pressure is examined, but also the shearing of the plate between the holes in the load direction, plate shearing between the hole and the edge of the sheet in the load direction, sheet break in the direction perpendicular to the axis of effort. The load capacity for the clamp to the wall of the hole depends not only on the surface area and strength of the steel. Basically, it depends on the distance of the connectors and the distance between the connectors

Tab.3 Categories of bolted connections (PN-EN 1993-1-8, 2006).

Category	Criteria	Remarks
Shear connections		
A bearing type	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	No preloading required. Bolt classes from 4.6 to 10.9 may be used.
B slip-resistant at serviceability	$F_{v,Ed,ser} \leq F_{s,Rd,ser}$ $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$	Preloaded 8.8 or 10.9 bolts should be used. For slip resistance at serviceability see 3.9.
C slip-resistant at ultimate	$F_{v,Ed} \leq F_{s,Rd}$ $F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd}$ $[AC2] \sum F_{v,Ed} \leq N_{net,Rd} [AC2]$	Preloaded 8.8 or 10.9 bolts should be used. For slip resistance at ultimate see 3.9. $N_{net,Rd}$ see 3.4.1(1) c).
Tension connections		
D non-preloaded	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	No preloading required. Bolt classes from 4.6 to 10.9 may be used. $B_{p,Rd}$ see Table 3.4.
E preloaded	$F_{t,Ed} \leq F_{t,Rd}$ $F_{t,Ed} \leq B_{p,Rd}$	Preloaded 8.8 or 10.9 bolts should be used. $B_{p,Rd}$ see Table 3.4.
The design tensile force $F_{t,Ed}$ should include any force due to prying action, see 3.11. Bolts subjected to both shear force and tensile force should also satisfy the criteria given in Table 3.4.		

Nowadays, along with the development of numerical methods, more and more programs are created that allow checking the bearing capacity of elements, structures and connections. In these programs, all types of welded or bolted joints, base plates, foot joint and anchorage can be designed. They provide precise controls, strength results, stiffness and buckling analysis of the steel joint. Screws, welds and concrete blocks are checked according to EC. Templates for the most frequently used connections are available, as well as a wide range of predefined elements for hot rolled and plate girders. Figure 2 shows view of steel connection in structure.

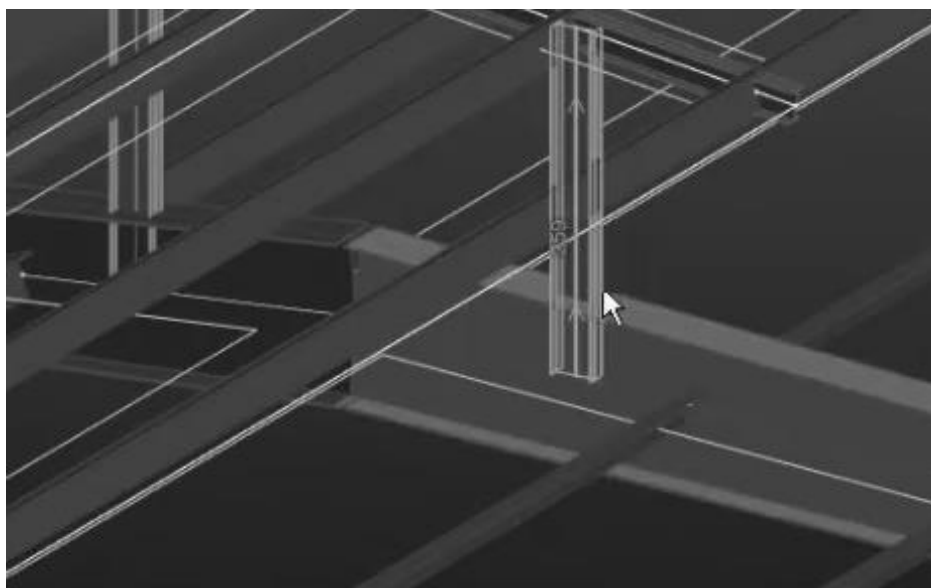


Fig. 2. View of steel connection in structure.

Tab.4 Design resistance for individual fasteners subjected to shear or tension (PN-EN 1993-1-8, 2006).

Failure mode	Bolts	Rivets
Shear resistance per shear plane	$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}}$ - where the shear plane passes through the threaded portion of the bolt (A is the tensile stress area of the bolt A_s): - for classes 4.6, 5.6 and 8.8: $\alpha_v = 0,6$ - for classes 4.8, 5.8, 6.8 and 10.9: $\alpha_v = 0,5$ - where the shear plane passes through the unthreaded portion of the bolt (A is the gross cross section of the bolt): $\alpha_v = 0,6$	$F_{v,Rd} = \frac{0,6 f_{ur} A_0}{\gamma_{M2}}$
Bearing resistance ^{1), 2), 3)}	$F_{b,Rd} = \frac{k_1 \alpha_b f_u d t}{\gamma_{M2}} \quad [AC2]$ where α_b is the smallest of a_d; $\frac{f_{ub}}{f_u}$ or 1,0; in the direction of load transfer: - for end bolts: $\alpha_d = \frac{e_1}{3d_0}$; for inner bolts: $\alpha_d = \frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4}$ perpendicular to the direction of load transfer: [AC2] - for edge bolts: k_1 is the smallest of $2,8 \frac{e_2}{d_0} - 1,7$, $1,4 \frac{p_2}{d_0} - 1,7$ and 2,5 [AC2] - for inner bolts: k_1 is the smallest of $1,4 \frac{p_2}{d_0} - 1,7$ or 2,5	
Tension resistance ²⁾	$F_{t,Rd} = \frac{k_2 f_{ub} A_s}{\gamma_{M2}}$ where $k_2 = 0,63$ for countersunk bolt, otherwise $k_2 = 0,9$.	$F_{t,Rd} = \frac{0,6 f_{ur} A_0}{\gamma_{M2}}$
Punching shear resistance	$B_{p,Rd} = 0,6 \pi d_m t_p f_u / \gamma_{M2}$	No check needed
Combined shear and tension	$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 F_{t,Rd}} \leq 1,0$	

¹⁾ The bearing resistance $F_{b,Rd}$ for bolts

- in oversized holes is 0,8 times the bearing resistance for bolts in normal holes.
- in slotted holes, where the longitudinal axis of the slotted hole is perpendicular to the direction of the force transfer, is 0,6 times the bearing resistance for bolts in round, normal holes.

²⁾ For countersunk bolt:

- the bearing resistance $F_{b,Rd}$ should be based on a plate thickness t equal to the thickness of the connected plate minus half the depth of the countersinking.
- for the determination of the tension resistance $F_{t,Rd}$ the angle and depth of countersinking should conform with 1.2.4 Reference Standards: Group 4, otherwise the tension resistance $F_{t,Rd}$ should be adjusted accordingly.

³⁾ When the load on a bolt is not parallel to the edge, the bearing resistance may be verified separately for the bolt load components parallel and normal to the end.

A computer model of joining two beams was made. Fig. 3, 4 and 5 present the configuration of this connection and the most important dimensions (PN-EN 1993-1-5, 2008).

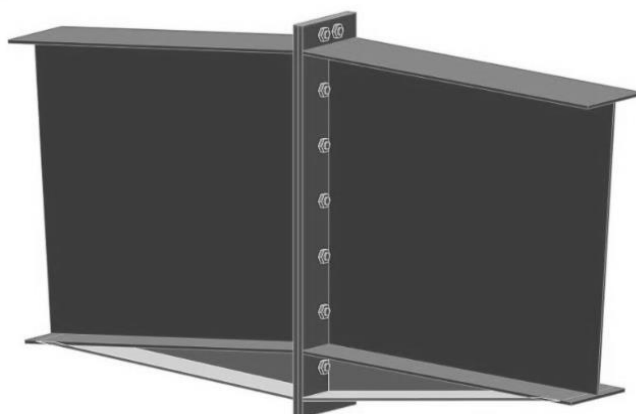


Fig. 3. Model of steel connection.

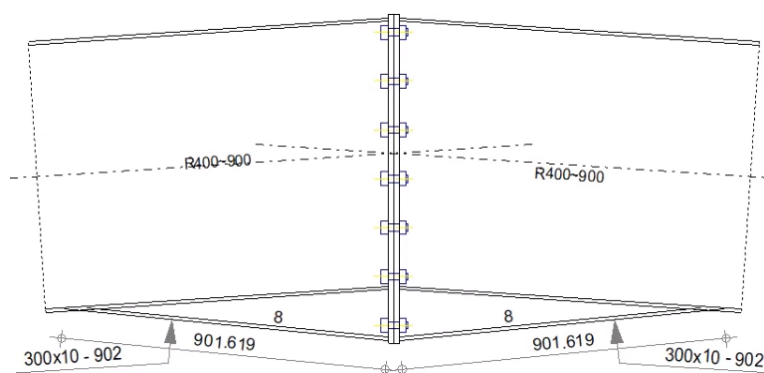


Fig. 4. Dimensions of steel connection.

3. Results

Loads:

$M_{b1,Ed} =$	-530.34	[kN*m]	Bending moment in the right beam
$V_{b1,Ed} =$	-6.48	[kN]	Shear force in the right beam
$N_{b1,Ed} =$	-185.65	[kN]	Axial force in the right beam

$$N_{j,Rd} = \min (N_{cb,Rd}, 2 F_{c,wb,Rd,low})$$

$N_{j,Rd} =$	1923.81	[kN]	Connection resistance for compression
--------------	---------	------	---------------------------------------

$$N_{b1,Ed} / N_{j,Rd} \leq 1,0 \quad 0.10 < 1.00$$

$\alpha_v =$	0.60		Coefficient for calculation of $F_{v,Rd}$
$\beta_{Lf} =$	0.92		Reduction factor for long connections
$F_{v,Rd} =$	92.12	[kN]	Shear resistance of a single bolt
$F_{t,Rd,max} =$	150.85	[kN]	Tensile resistance of a single bolt
$F_{b,Rd,int} =$	235.47	[kN]	Bearing resistance of an intermediate bolt
$F_{b,Rd,ext} =$	139.07	[kN]	Bearing resistance of an outermost bolt

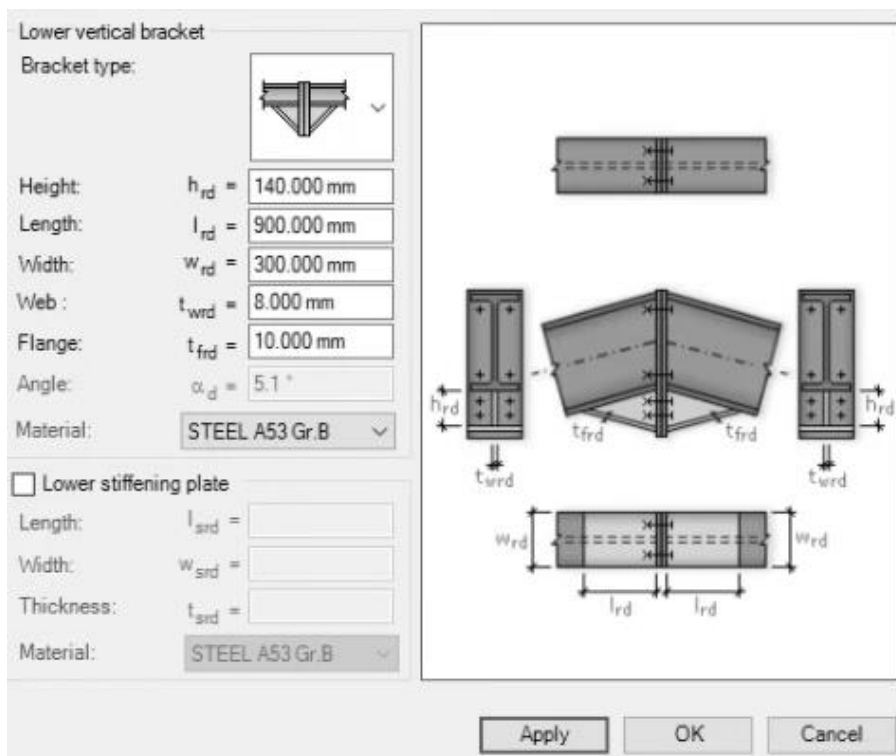


Fig. 5. View from the program.

According to the Eurocode, the above connection meets the load capacity conditions. Connection effort is 73%.

4. Discussion and conclusions

Determining the load capacity of a steel connection requires checking many conditions. Often, connection calculations are much more complicated than design calculations. The development of numerical methods and continuous progress in software development has led to the creation of many engineering tools that help design the structure, its components and nodes. However, the designer should have knowledge about the design of the structure, and the computer program is only a tool to improve the work. The designer must check the correctness of the results at every stage.

5. References

- PN-EN 1993-1-8, (2006) Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1-8: Projektowanie węzłów. PKN, Warszawa.
- PN-EN 1993-1-1, (2006) Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1-1: Reguły ogólne i reguły dla budynków. PKN, Warszawa.
- PN-EN 1993-1-5, (2008) Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1-5: Blachownice. PKN, Warszawa.

10. Dynamic loads for steel trestle with cranes

Kamil Kmiecik

Katedra Konstrukcji Metalowych, Wydział Inżynierii Lądowej, Politechnika Krakowska
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Tomasz Domański

Kmiecik Kamil: kkmiecikpk@gmail.com

Keywords: crane, steel trestle, dynamic loads.

Abstract

The article presents the impact of dynamic loads for steel trestle with cranes. The crane characteristics are shown first. Then dynamic coefficients for vertical and horizontal crane actions are presented. In the next stage, the impacts of the crane with and without load were determined. Then horizontal impact from acceleration and deceleration of the crane bridge were presented. At the end horizontal impacts of the crane wheels caused by skewing of the gantry bridge were determined.

1. Introduction

The subject of the study are loads on steel trestle. The trestle is a single-nave construction, on which three overhead cranes with a lifting capacity of $3 \times Q = 12.5 / II$ Mg will be operated. The flyover supports polygon with dimensions: 72,000m x 22,500m. The horizontal dimensions of the object in the axes of the inside of the flyover are: 81,000m x 27,000m. The level of the railhead is: 9,115m. The useful height under the gantry bridge is 8,000m. The supporting structure consists of two rows of columns with a height of 8,000 m, spaced every 13,500 m. Both the internal and external branches are made of IPE O 400. The spacing of the roving: 1,000m. The column grating is designed from isosceles angles L80x80x8. The column longitudinal bracing was designed as a portal with square tubes. The crane beams have been designed as welded plate girders with dimensions: 0,300m x 1,040m, solid wall with a constant cross-section. The girder beam has been designed in the 4th class of cross-section. Dimensions of the flyover are: 81,000m x 27,000m. The level of the railhead is: 9,115m. The usable height under the gantry bridge is 8,000m. Examples of cranes are shown in Fig. 1,2 and 3



Fig. 1. View of the crane (<https://www.ghcranes.com/dwudzwigarowe.html>).

2. Materials and methods

According to standard (PN-EN 1991-3, 2009) for normal service conditions variable crane actions result from variation in time and location. They include gravity loads including hoist loads, inertial forces caused by acceleration/ deceleration and by skewing and other dynamic effects.

The variable actions should be separated into:

- Variable vertical crane actions by the self-weight of the crane and the hoist load;

- Variable horizontal crane actions caused by acceleration or deceleration or by skewing or other dynamic component.



Fig. 2. Steel industrial hall with two gantry cranes (<http://www.ofertymaszyn.com/>).



Fig. 3. Steel industrial hall with one gantry cranes (<https://www.ghcranes.com/dwudzwigariove.html>).

The various representative values of variable crane actions are characteristic values composed of static and a dynamic component. Dynamic components induced by vibration due to inertial and damping forces are in general accounted by dynamic factors φ to be applied to the static action values. The various dynamic factors and their application are listed in Tab. 1.

Tab.1 Dynamic factors according to standard (PN-EN 1991-3, 2009).

Dynamic factors	Effects to be considered	To be applied to
φ_1	– excitation of the crane structure due to lifting the hoist load off the ground	self-weight of the crane
φ_2 or φ_3	–dynamic effects of transferring the hoist load from the ground to the crane –dynamic effects of sudden release of the payload if for example grabs or magnets are used	hoist load
φ_4	–dynamic effects induced when the crane is travelling on rail tracks or runways	self-weight of the crane and hoist load
φ_5	–dynamic effects caused by drive forces	drive forces
φ_6	–dynamic effects of a test load moved by the drives in the way the crane is used	test load
φ_7	–dynamic elastic effects of impact on buffers	buffer loads

The general characteristics of the crane are shown below:

- Crane weight: $m_s = 26.5t$;
- Own weight of the gantry bridge: $Q_{cs} = 173kN$;
- The weight of the trolley: $Q_{cw} = 87kN$;
- Maximum lifting capacity of the crane: $Q_h = 125kN$;
- Lifting speed: $v_h = 6m/min$;
- Speed of movement in the longitudinal direction: $v_l = 0.7 m/s$;
- The crane span: $L_s = 27m$;
- Track of the crane wheels: $R = 5m$;
- The smallest distance of the hook from the track axis: $e_{min} = 0.932m$.

3. Results

Fig. 4 shows the system for determining the maximum impact of unloaded crane.

The maximum impact of an unloaded crane is determined below:

- Influence on track A from the own weight of the crane:

$$\sum Q_{r_min} = \frac{Q_{cs}}{2} + \frac{Q_{cw}(L_s - e_{min})}{L_s} = 170.5kN \quad (1)$$

- Pressure on one wheel (track A) from the weight of the own crane:

$$Q_{r_min} = \frac{\sum Q_{r_min}}{2} = 85.2kN \quad (2)$$

- Influence on track B from the own weight of the crane:

$$\sum Q_{r_min_dop} = \frac{Q_{cs}}{2} + \frac{Q_{cw} e_{min}}{L_s} = 89.5kN \quad (3)$$

- Pressure on one wheel (track B) from the weight of the own crane:

$$Q_{r_min_dop} = \frac{\sum Q_{r_min_dop}}{2} = 44.8kN \quad (4)$$

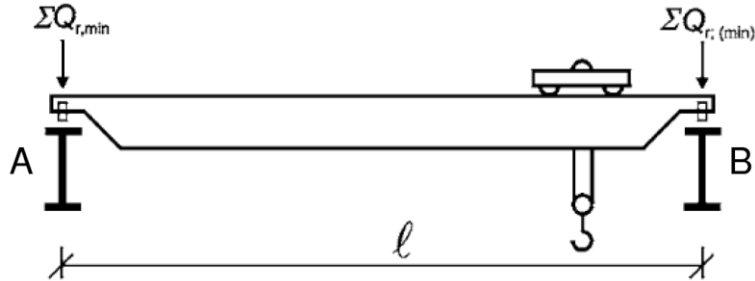


Fig. 4. System for determining the maximum impact of an unloaded crane

Fig. 5 shows the system for determining the maximum impact of crane with the load.

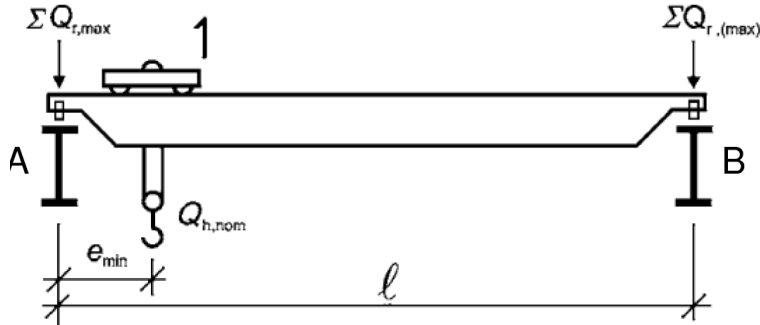


Fig. 5. System for determining the maximum impact of the crane with the load

The maximum impact the crane with the load is determined below:

- Influence on the track A from the lifted weight and the own weight of the crane :

$$\sum Q_{r_max} = \frac{Q_{cs}}{2} + \frac{(Q_{cw} + Q_h) \cdot (L_s - e_{min})}{L_s} = 291.2kN \quad (5)$$

- Pressure on one wheel (track A) from the lifted weight and the weight of the own crane:

$$Q_{r_max} = \frac{\sum Q_{r_max}}{2} = 145.6kN \quad (6)$$

- Influence on track B from the lifted weight and the own weight of the crane:

$$\sum Q_{r_max_dop} = \frac{Q_{cs}}{2} + \frac{(Q_{cw} + Q_h) e_{min}}{L_s} = 93.8kN \quad (7)$$

- Pressure on one wheel (track B) from the lifted weight and the weight of the own crane:

$$Q_{r_max_dop} = \frac{\sum Q_{r_max_dop}}{2} = 46.9kN \quad (8)$$

- Impact from lifted load:

$$Q_{h_max} = \frac{Q_h (L_s - e_{min})}{2L_s} = 60.3kN \quad (9)$$

Tab.2 Dynamic factors for vertical loads according to standard (PN-EN 1991-3, 2009).

	Values of dynamic factors
φ_1	$0,9 < \varphi_1 < 1,1$ The two values 1,1 and 0,9 reflect the upper and lower values of the vibrational pulses.
φ_2	$\varphi_2 = \varphi_{2,\min} + \beta_2 v_h$ v_h - steady hoisting speed in m/s $\varphi_{2,\min}$ and β_2 see Table 2.5
φ_3	$\varphi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m}(1 + \beta_3)$ where Δm released or dropped part of the hoisting mass m total hoisting mass $\beta_3 = 0,5$ for cranes equipped with grabs or similar slow-release devices $\beta_3 = 1,0$ For cranes equipped with magnets or similar rapid-release devices
φ_4	$\varphi_4 = 1,0$ provided that the tolerances for rail tracks as specified in EN 1993-6 are observed.
NOTE: If the tolerances for rail tracks as specified in EN 1993-6 are not observed, the dynamic factor φ_4 can be determined with the model provided by EN 13001-2.	

According to the standard (PN-EN 1993-6, 2009), horizontal pressures should be checked. Fig. 6 shows the horizontal impact from acceleration and deceleration of the crane bridge.

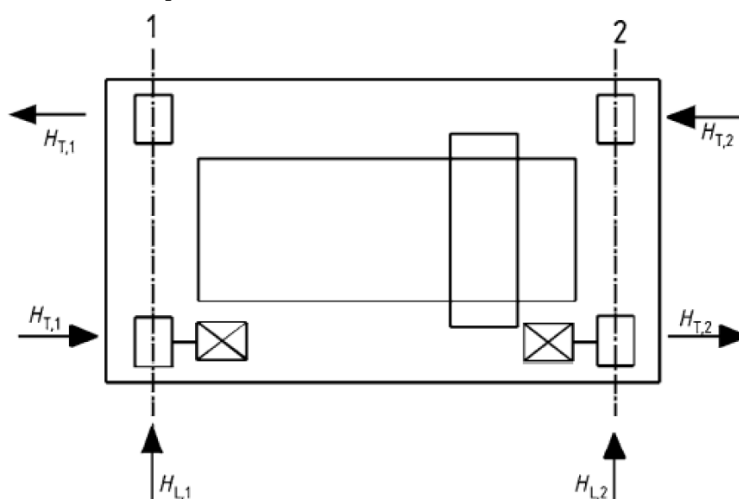


Fig. 6. Horizontal impact from acceleration and deceleration of the crane bridge.

The following parameters were adopted:

- Coefficient of steel-steel friction: $\mu = 0.2$;
- The number of driven wheels: $m_w = 2$;

- The number of tracks: $n_r = 2$;
- The crane drive force: $K = 34.1 \text{ kN}$.

On the basis of the above values, the following parameters were determined:

- Longitudinal forces caused by the acceleration or deceleration of the crane:

$$H_{L1} = K \frac{1}{n_r} = 17 \text{ kN} \quad (10)$$

$$H_{L2} = H_{L1} = 17 \text{ kN} \quad (11)$$

- Geometrical coefficients:

$$\xi_1 = \frac{\sum Q_{r_max}}{\sum Q_r} = 0.76 \quad (12)$$

$$\xi_2 = 1 - \xi_1 = 0.24 \quad (13)$$

- Distance between the center of gravity of the system and the driving axis:

$$I_s = (\xi_1 - 0.5)L_s = 6.9 \text{ m} \quad (14)$$

- Drive torque:

$$M = KI_s = 236 \text{ kNm} \quad (15)$$

- Lateral forces caused by the acceleration or deceleration of the crane:

$$H_{T1} = \xi_2 \frac{M}{R} = 11.5 \text{ kN} \quad (16)$$

$$H_{T2} = \xi_1 \frac{M}{R} = 35.7 \text{ kN} \quad (17)$$

The next step is to determine the forces caused by beveling of the gantry bridge. Fig. 7 shows the horizontal impacts of the crane wheels caused by skewing of the gantry bridge.

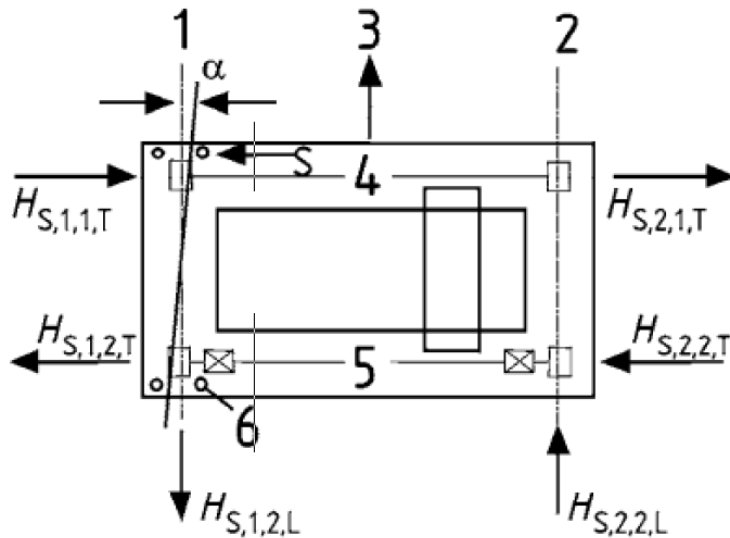


Fig. 7. Horizontal impacts of the crane wheels caused by skewing of the gantry bridge

The following parameters were adopted:

- Skewing angle: $\alpha = 0.015 \text{ rad}$;
- Parameter: $f = 0.3(1 - \exp(-250\alpha)) = 0.29$;
- Distance between wheels and guide elements : $e_1 = 0 \text{ m}$, $e_2 = R = 5 \text{ m}$;

- The number of pairs of coupled wheels: $m = 0$;
- The number of wheel pairs: $n = 2$;
- The distance between the instantaneous center of rotation and the corresponding guiding elements:

$$h = \frac{m\xi_1\xi_2 1^2 + e_1^2 + e_2^2}{e_1 + e_2} = 5m \quad (18)$$

- The first axis:

$$\lambda_{S,1,1,L} = 0 \quad (19)$$

$$\lambda_{S,1,1,T} = \frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_1}{h} \right) = 0.12 \quad (20)$$

$$\lambda_{S,2,1,L} = 0 \quad (21)$$

$$\lambda_{S,2,1,T} = \frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_1}{h} \right) = 0.38 \quad (22)$$

- The second axis:

$$\lambda_{S,1,2,L} = 0 \quad (23)$$

$$\lambda_{S,1,2,T} = \frac{\xi_2}{n} \left(1 - \frac{e_2}{h} \right) = 0 \quad (24)$$

$$\lambda_{S,2,2,L} = 0 \quad (25)$$

$$\lambda_{S,2,2,T} = \frac{\xi_1}{n} \left(1 - \frac{e_2}{h} \right) = 0 \quad (26)$$

In conclusion, horizontal lateral forces will occur only in two cases:

$$H_{S,1,1,T} = f \lambda_{S,1,1,T} \sum Q_r = 13.7kN \quad (27)$$

$$H_{S,2,1,T} = f \lambda_{S,2,1,T} \sum Q_r = 42.7kN \quad (28)$$

Accidental loads should also be considered. Forces acting on the supporting structure of the gantry caused by the impact of the gantry on the bumpers (kinetic energy) are transferred by two bumper limiters.

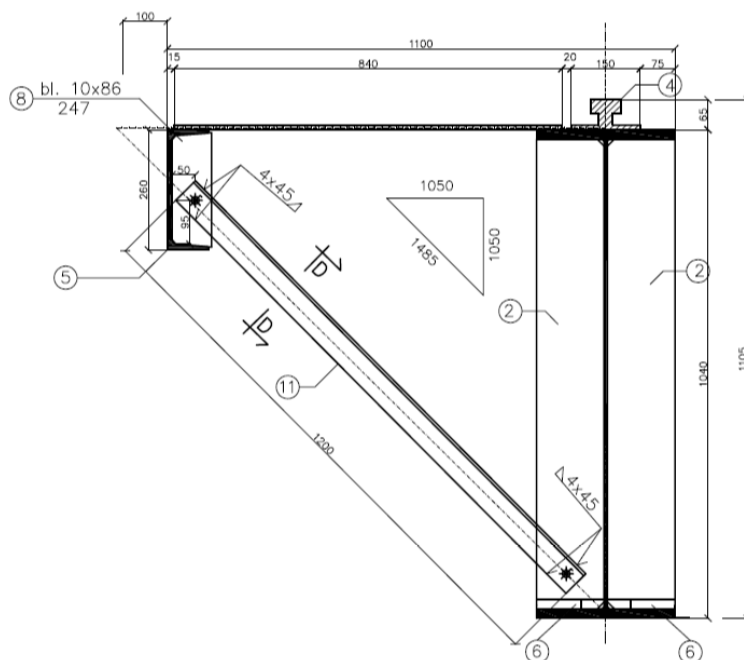
- Characteristics of the bumper: $\xi_b = 1$;
- Dynamic coefficient: $\varphi_7 = 1.25 + 0.7(\xi_b - 0.5) = 1.6$;
- Speed in the longitudinal direction: $v_1 = 40m/min$;
- Mass of crane and lifting cargo: $m_c = 39t$;
- Fixed spring of the bumper: $S_B = 30 kN/m$
- Bumper impact forces caused by truck movement:
-

$$H_{B,1} = \varphi_7 v_1 \sqrt{m_c S_B} = 36.5kN \quad (29)$$

$$H_{B,2} = 10\%(Q_h + Q_{cw}) = 21.2kN \quad (30)$$

P - Persistent situation T - Transient situation A - Accidental situation

The determined impacts of the crane allow to determine the bearing capacity of the crane girder. Fig. 8 shows the view of the crane girder.



ler.

4. Discussion and conclusions

Determining dynamic loads affecting steel trestle is a complex issue. The forces transferred to the pod beam depend on the type and number of cranes. Horizontal forces from acceleration are of great importance when considering the spatial work of a structure. Geometric imperfections also have a big influence on the creation of lateral forces.

Dynamic coefficients allow for consideration of static systems. First, determine the structural response to the static impact of the crane. Then, thanks to dynamic coefficients, the effects of the crane's operation increase, taking into account the dynamic nature of crane action.

5. References

- PN-EN-1991-3, (2009) Oddziaływania na konstrukcje. Część 3: Oddziaływania wywołane dźwignicami i maszynami. PKN, Warszawa.
- PN-EN-1993-6, (2009) Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 6: Konstrukcje wsporcze dźwignic. PKN, Warszawa.
- <https://www.ghcranes.com/dwudzwigarowe.html> [access from 19.04.2019r.]
- <http://www.ofertymaszyn.com/> [access from 19.04.2019r.]

11. Effective cross-section of slender steel plate girders

Kamil Kmiecik

Katedra Konstrukcji Metalowych, Wydział Inżynierii Lądowej, Politechnika Krakowska
Opiekun naukowy: dr hab. inż. Tomasz Domański

Kmiecik Kamil: kkmiecikpk@gmail.com

Keywords: steel girder, cross-section reduction.

Abstract

The article presents the method of determining the effective cross-section for slender steel girders in class 4. Then the with the most unfavorable positions of crane wheels, giving the largest internal forces were determined. After that maximum bending moments relative to the y and z axis, and maximum lateral forces were calculated. At the end, the effective cross-section of the plate girder has been determined iteratively

1. Introduction

The halls are usually one-storey buildings, which may have one or more aisles. In most cases they are not basement. They are characterized by the lack of internal transverse and longitudinal walls. When designing the halls, he tries to make as much of the usable space as possible - sheltered by external and roofed walls, which protects it against atmospheric influences, i.e. snow, rain, wind, hail, dust, temperature, etc. Industrial halls are buildings designed and intended for the implementation of a predetermined production goal. There may be manufactured, assembled or stored materials and products, or they may be used as production facilities (engine rooms, boiler rooms, smoking rooms, etc.). The construction of the hall should be designed and constructed in such a way as to ensure optimal and proper use, in accordance with previous assumptions about its intended use. It should be remembered that during its operation technological changes may occur, i.e. extension, modernization, change of the production industry, change of the purpose of the object, which must be taken into account during the design phase. The production technology, internal crane transport, lighting, ventilation and thermal insulation have a significant influence on the structural solutions of the halls, their shape and geometrical features. Industrial halls can be equipped with various technologically movable or fixed devices, such as: overhead cranes, jacks, machines, booms, belts, installation and transport lines, cranes. These devices are designed to ensure the correct operation of the production process.

Internal crane transport is most often used in industrial, warehouse and production halls. There are various types of crane devices in them, also known as cranes, which move on one or two runways. Double-girder cranes are characterized by high lifting capacities and a stable and solid construction. They are intended for the mechanization of transport works in conditions of medium work intensity or higher. The working environment of double-girder overhead traveling cranes is the same as for single-girder overhead traveling crane cranes.

Thanks to the possibility of pulling the hook between the girders of the crane, a higher lifting height can be achieved. The girders are mainly made of welded box profiles, less sensitive to twisting, caused by a very large lifting capacity of the crane and significant spans of the halls. For these crane structures, it is possible to make working platforms (renovation, service) along the girder and crane cabins. Double-girder overhead traveling cranes are equipped with the same types of winches and other auxiliary equipment that improve work and ensure safety as single-girder or suspended overhead traveling cranes. It is possible to use two winches on one or two trolleys: main and auxiliary. The crane can be controlled and controlled by means of a suspended control cassette, wireless radio device or control station in the cabin.

In industrial halls, crane beams and hoist beams play a very important role in crane transport. We design them most often as full-walled, less often as lattice or open-work, supported or suspended on poles or hung to roof girders. For the crane to be able to move freely, rails are mounted on the

upper parts of crane beams. For suspended cranes, the running rail is the lower section of the beam attached to the roof structure. One or more crane beams can be mounted on different levels of the column in one or several hallways. The aim is to make at least one side of the nave on the crane beam a working platform that facilitates service, servicing, maintenance, modernization or repair of the crane. Figure 1 shows the hall with the gantry, fig. 2 shows the crane overpass.



Fig. 1. Steel hall with the gantry (<http://www.zksgrzelak.eu/pl/belki-suwnicowe>).



Fig. 2. The crane overpass (<https://www.abuscranes.pl>).

2. Materials and methods

According to work (PN-EN 1991-3, 2009), the maximum impact of the crane on the steel beam should be determined. The beam span is 13.5 m, the gauge of the crane wheels is 1.64 m. There are 3 overhead cranes on the structure. Due to the dimensions of the gantry and bumpers, the gantries may be located at a distance of 5 m from each other. On the basis of the above assumptions, the most unfavorable crane positions should be determined on one beam span. Figure 3 shows the load diagram of the crane girder with the most unfavorable positions of crane wheels, giving the largest internal forces. Effects on both major axes should be considered.

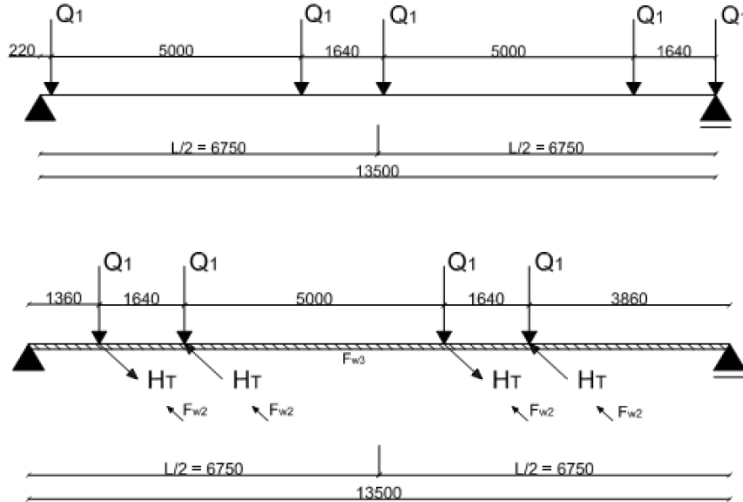


Fig. 3. Load diagram of the crane girder with the most unfavorable positions of crane wheels, giving the largest internal forces.

Taking into account the above locations of the crane wheels on the beam, it determined the maximum internal forces in the steel beam. Figure 4 shows maximum bending moments relative to the y and z axis, and maximum lateral forces. In the next step a cross-section of the beam is determined, which will provide load-bearing capacity.

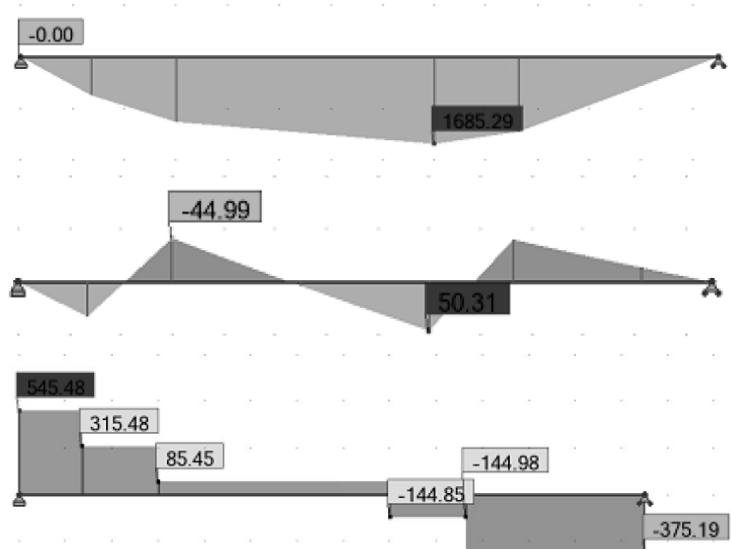


Fig. 4. Maximum bending moments relative to the y and z axis, and maximum lateral forces.

Taking into account the above locations of the crane wheels on the beam, it determined the maximum internal forces in the steel beam. Figure 4 shows maximum bending moments relative to the y and z axis, and maximum lateral forces. In the next step a cross-section of the beam is determined, which will provide load-bearing capacity. The maximum bending moment $M_{y,Ed}$ is 1685 kNm.

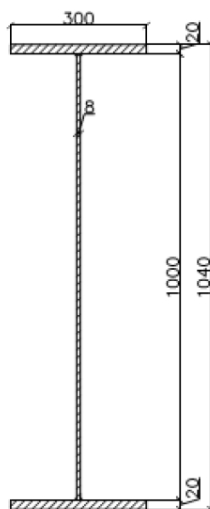


Fig. 5. Section of the crane girder made from the plate girder.

The S355 steel class was adopted, which has a yield strength f_{yd} of 355 MPa. The Young's steel modulus is 210 GPa. Due to the possibility of corrosion, a web thickness t_w equal to 8 mm was assumed. The web height can be determined from the following formula:

$$h_w = \alpha \sqrt{\frac{M_{y,Ed}}{t_w \frac{f_{yd}}{\gamma_{M0}}}} = 924 \text{ [mm]} \quad (1)$$

The height of web h_w 1000 mm was assumed. Other dimensions are: $b_f = 300$ mm, $t_f = 20$ mm. In the next step, determine the section class. For the web, the section class is determined from the following relationship:

$$\frac{h_w}{t_w} = 125 > 124\epsilon = 101 \quad (2)$$

This is the 4th class of the section. The role of cross section classification is to identify the extent to which the resistance and rotation capacity of cross sections is limited by its local buckling resistance. Four classes of cross-sections are defined, as follows:

- Class 1 cross-sections are those which can form a plastic hinge with the rotation capacity required from plastic analysis without reduction of the resistance.
- Class 2 cross-sections are those which can develop their plastic moment resistance, but have limited rotation capacity because of local buckling.
- Class 3 cross-sections are those in which the stress in the extreme compression fibre of the steel member assuming an elastic distribution of stresses can reach the yield strength, but local buckling is liable to prevent development of the plastic moment resistance.
- Class 4 cross-sections are those in which local buckling will occur before the attainment of yield stress in one or more parts of the cross-section.

In Class 4 cross sections effective widths may be used to make the necessary allowances for reductions in resistance due to the effects of local buckling (PN-EN 1993-1-5, 2008)

3. Results

For the section in class 4, the effective cross-section area should be determined. In calculating longitudinal stresses, account should be taken of the combined effect of shear lag and plate buckling using the effective areas. The effective cross sectional properties of members should be based on the effective areas of the compression elements and on the effective area of the tension elements due to shear lag. The effective area A_{eff} should be determined assuming that the cross section is subject only to stresses due to uniform axial compression. For non-symmetrical cross sections the possible shift e_N of the centroid of the effective area A_{eff} relative to the centre of gravity of the gross cross-section, gives all additional moment which should be taken into account in the cross section verification. The effective section modulus W_{eff} should be determined assuming the cross section is subject only to bending stresses. For biaxial bending effective section moduli should be determined about both main axes.

In the next step, iteration of the geometrical characteristics for the plate girder should be allowed:

- moment of inertia relative to the y axis:

$$I_y = \frac{t_w h_w^3}{12} + 2 \left[\frac{b_f t_f^3}{12} + b_f t_f (0.5h_w + 0.5t_f)^2 \right] = 378826.7 \text{ [cm}^4\text{]} \quad (3)$$

- y-axis strength indicator:

$$W_y = 2 \frac{I_y}{h_w + t_f} = 7428 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (4)$$

- moment of inertia relative to the z axis:

$$I_z = \frac{h_w t_w^3}{12} + 2 \frac{t_f b_f^3}{12} = 9004.3 \text{ [cm}^4\text{]} \quad (5)$$

- z-axis strength indicator:

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{b_f}{2}} = 600.3 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (6)$$

- other parameters:

$$z = \frac{(h_w - 2a\sqrt{2})}{2} = 491.5 \text{ [mm]} \quad (7)$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{y,Ed} z}{I_y} = 231.5 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (8)$$

$$\sigma_2 = -\frac{M_{y,Ed} z}{I_y} = -231.5 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (9)$$

$$\psi = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = -1 \rightarrow k_\sigma = 23.9 \quad (10)$$

$$b_- = h_w - 2a\sqrt{2} = 983 \text{ [mm]} \quad (11)$$

- plate relative slenderness:

$$\lambda_p = \frac{\frac{b_-}{t_w}}{28.4\epsilon\sqrt{k_\sigma}} = 1.09 > 0.673 \quad (12)$$

$$\rho = \frac{\lambda_p - 0.055(3 + \psi)}{\lambda_p^2} = 0.83 \quad (13)$$

$$\lambda_p = \frac{\frac{b}{t_w}}{28.4\epsilon\sqrt{k_\sigma}} = 1.09 > 0.673 \quad (14)$$

Then determine the cross-section that works for the load transfer. Fig. 6 shows the effective section of the plate girder. The following values should be calculated:

$$b_c = \frac{h_w - 2a\sqrt{2}}{2} = 491.5 \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

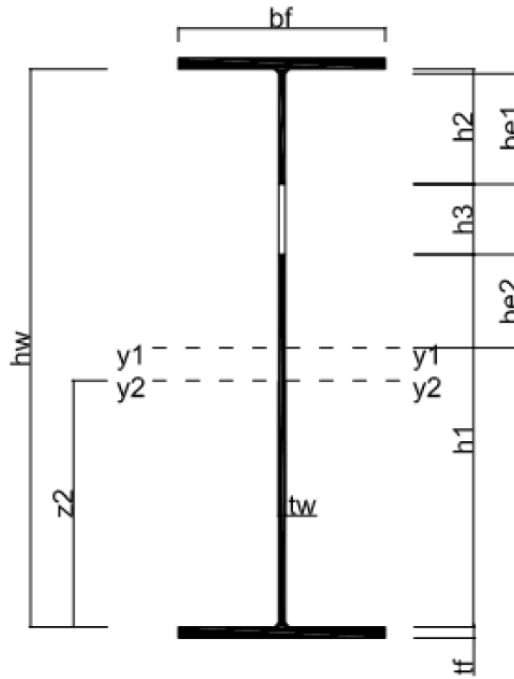


Fig. 6. Effective section of the plate girder.

$$b_{eff} = \rho b_c = 406.2 \quad [\text{mm}] \quad (16)$$

$$b_{e1} = 0.4b_{eff} = 162.5 \quad [\text{mm}] \quad (17)$$

$$b_{e1} = 0.6b_{eff} = 243.7 \quad [\text{mm}] \quad (18)$$

$$h_2 = b_{e1} + a\sqrt{2} = 170.9 \quad [\text{mm}] \quad (19)$$

$$h_3 = (1 - \rho)b_c \quad [\text{mm}] \quad (20)$$

$$h_1 = h_w - h_2 - h_3 = 743.7 \quad [\text{mm}] \quad (21)$$

Effective section of the plate girder:

$$A_{eff} = 2b_f t_f + t_w(h_w - h_3) = 193.2 \quad [\text{cm}^2] \quad (22)$$

Static moment:

$$S_{aa} = -b_f \frac{t_f^2}{2} + t_w \frac{h_1^2}{2} + h_2 t_w (h_1 + h_3 + 0.5h_2) + b_f t_f \left(h_w + \frac{t_f}{2} \right) = 9463 \quad [\text{cm}^3] \quad (23)$$

$$z_2 = \frac{S_{aa}}{A_{eff}} = 489.9 \quad [\text{mm}] \quad (24)$$

$$z_t = z_2 + 0.5t_f = 499.9 \quad [\text{mm}] \quad (25)$$

$$z_c = h_w + t_f - z_t = 520.1 \quad [\text{mm}] \quad (26)$$

Moment of inertia:

$$I_{y2} = 2 \frac{b_f t_f^3}{12} + b_f t_f (z_t^2 + z_c^2) + \frac{t_w h_2^3}{12} + t_w h_2 (z_c - 0.5t_f - 0.5h_2)^2 + \frac{t_w h_1^3}{12} + t_w h_1 (z_t - 0.5t_f - 0.5h_1)^2 = 372987.3 \quad [\text{cm}^4] \quad (27)$$

$$I_{z2} = 2 \frac{t_f b_f^3}{12} + \frac{(h_2 + h_1) t_w^3}{12} = 9003.9 \quad [\text{cm}^4] \quad (28)$$

Strength indicator:

$$W_{c,eff} = \frac{I_{y2}}{z_c} = 7171.1 \quad [\text{cm}^3] \quad (29)$$

$$W_{t,eff} = \frac{I_{y2}}{z_t} = 7461.6 \quad [\text{cm}^3] \quad (30)$$

$$W_{eff,min} = \min(W_{c,eff}, W_{t,eff}) = 7171.1 \quad [\text{cm}^3] \quad (31)$$

Tab. 1. Specification of the effective geometric characteristics of the plate girder

Parameter	Unit	Iteration 1	Iteration 2	Iteration 3	Iteration 4
σ_1	N/mm ²	231,5	240	240,7	240,8
σ_2	N/mm ²	-231,5	-230,3	-230,1	-230,1
ψ	-	-1	-0,96	-0,96	-0,96
k_σ	-	23,9	22,9	22,8	22,8
λ_p	-	1,09	1,11	1,11	1,11
ρ	-	0,83	0,81	0,81	0,81
b_{eff}	mm	406,2	405,5	405,4	405,4
b_{e1}	mm	162,5	162,2	162,2	162,2
b_{e2}	mm	243,7	243,3	243,3	243,2
h_1	mm	743,7	735,1	734,3	734,3
h_2	mm	170,9	170,7	170,6	170,6
h_3	mm	85,4	94,2	95	95,1
S_{aa}	cm ³	9463	9410,2	9405,6	9405,2
A_{eff}	cm ²	193,2	192,5	192,4	192,4
z_2	mm	489,9	488,9	488,9	488,9
I_{y2}	cm ⁴	372987,3	372530,8	372492,1	372488,8
$W_{eff,c}$	cm ³	7171,1	7149,5	7147,7	7147,5
$W_{eff,t}$	cm ³	7461,6	7466,4	7466,8	7466,9
M_{cRd}	kNm	2545,8	2538,1	2537,4	2537,4

$$W_{z,eff} = \frac{I_{z2}}{b_f / 2} = 600.3 \quad [\text{cm}^3] \quad (32)$$

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{eff,min} f_y}{\gamma_{M0}} = 2545.8 \quad [\text{kNm}] \quad (33)$$

Iterations should be performed until the next values are close. Table 1 presents specification of the effective geometric characteristics of the plate girder after 4 iterations.

4. Discussion and conclusions

The flat panel wall has a load capacity much higher than the classical critical load capacity, resulting from the elastic buckling theory (bifurcation theory or Euler). This phenomenon is called supercritical load capacity. The supercritical theory of theory, in simplification, assumes that the middle sections are excluded from the entire cross-section of the board, and for the remaining parts adjoining the edge of stiffeners a uniform stress is applied in equilibrium with the total load. This leads to the task of determining the effective section, consisting of a part of the board with b_{eff} widths. The reduction of the cross-section of compressed plates to the effective cross-section should be run iteratively, starting from the stress distribution for the original (non-reduced) cross-section. The standard (PN-EN 1993-1-5, 2008) provides approximate formulas for determining effective widths. Calculation of the effective cross-section is necessary in determining the load-bearing capacity of slender girders in class 4.

5. References

- PN-EN 1991-3, (2009) Oddziaływania na konstrukcje. Część 3: Oddziaływania wywołane dźwignicami i maszynami. PKN, Warszawa.
- PN-EN 1993-1-5, (2008) Projektowanie konstrukcji stalowych. Część 1-5: Blachownice. PKN, Warszawa.
- <http://www.zksgrzelak.eu/pl/belki-suwnicowe> [access from 19.04.2019r.]
- <https://www.abuscranes.pl> [access from 19.04.2019r.]

12. Badanie rozkładu koncentracji naprężeń w kołowych płytach perforowanych przy określonych warunkach brzegowych

Study of stress concentration distribution in circular perforated plates with identified of boundary conditions

Mateusz Marcin Konieczny

Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska
Opiekun naukowy: prof. dr hab. inż. Grzegorz Gasiak

Konieczny Mateusz: mateuszmarcinkonieczny@wp.pl

Słowa kluczowe: parcie zewnętrzne, naprężenie redukowane, obliczenia numeryczne.

Streszczenie

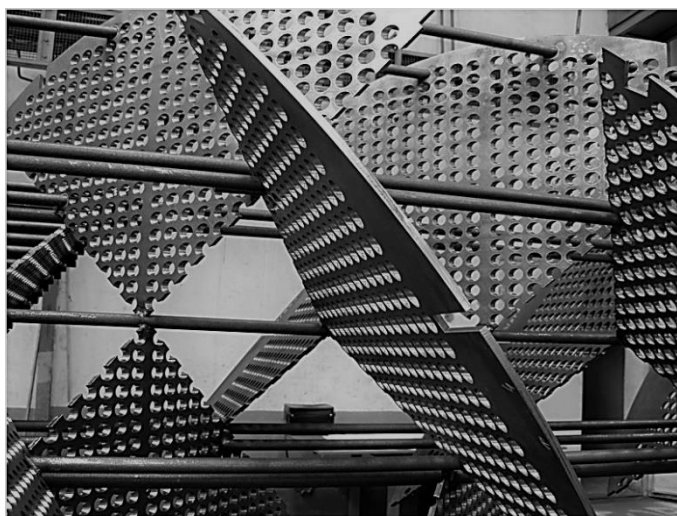
W pracy przedstawiono numeryczną metodę wyznaczania obszarów koncentracji naprężeń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty. Do obliczeń numerycznych zastosowano program metody elementów skończonych Femap NX Nastran. Badana płyta o średnicy $D = 300$ mm i grubości $h = 5$ mm posiadała otwory na dziesięciu okręgach. Na pierwszym okręgu wewnętrznym płyta posiadała otwory o średnicy $d_1 = 3,5$ mm, a na dziesiątym zewnętrznym okręgu otwory o średnicy $d_{10} = 20,5$ mm. Maksymalna koncentracja naprężeń wystąpiła w strefie S1 i wynosiła $\sigma_{red\ max} = 74,47$ MPa.

1. Wstęp

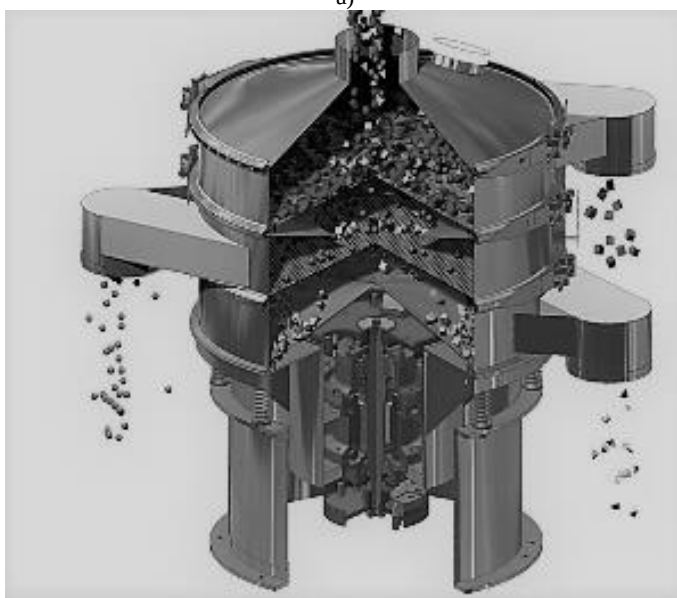
Współczesne konstrukcje inżynierskie charakteryzuje obniżenie współczynnika bezpieczeństwa, dlatego obliczenia wytrzymałości, sztywności i stateczności cienkościennych elementów konstrukcji nabierają coraz większego znaczenia we wszystkich gałęziach techniki, a szczególnie takich jak inżynieria chemiczna. Istnieje wiele zastosowań płyt perforowanych np. w zbiorniku ciśnieniowym, aparaturze chemicznej (ściany sitowe wymienników ciepła) (Rys.1a), rafineriach ropy naftowej, budowie jednostkach powietrznych: samolotów i statków kosmicznych, robotach, kontenerach transportowych, skrzyniowych kondensatorach pary lub jako elementy przesiewaczy materiałów sypkich (Rys.1b), które mogą być poddane obciążeniu zmieniającemu się w czasie. Tego typu dźwigary (płyty perforowane) mogą również pełnić rolę płyt montażowych, w których wykonano otwory z różnych względów eksploatacyjnych. Płyty sitowe stanowią bazę konstrukcyjną oraz montażową dla wiązki rurek. Płyty z racji posiadania szeregu otworów perforowanych muszą realizować określone warunki wytrzymałościowe. Płyty sitowe również rozdzielają czynnik grzewczy i chłodzący, dlatego też pełnią rolę przegrody, co wiąże się z pracą w różnych wartościach temperatury i ciśnienia, niewrażliwe na medium. Podczas projektowania należy wziąć pod uwagę wskaźnik korozji, dzięki czemu wzrośnie trwałość elementu albo użyć powłoki ochronnej, którą stosuje się, aby zmniejszyć prędkość medium. Płyty te mają również szerokie zastosowanie w wielu urządzeniach przemysłowych, których zadaniem jest separacja, gdzie sprawują rolę sit.

Płyta sitowa, czyli inaczej płyta perforowana jest wielokrotnie pojawiającym się podzespołem konstrukcji kotłowych i zbiornikowych. Na początku wymienniki ciepła pracowały jako kotły warzelne i były nagrzewane ogniowo bądź spalinowo. W późniejszej fazie postępu w projektowaniu aparatury procesowej tworzone aparaty o ściankach, które były podwójne. Między ścianami instalowano nośnik ciepła, czyli parę grzejącą albo gorącą wodę. Jednak z czasem, aby otrzymać wzrost sprawności wymienników ciepła, postanowiono projektować aparaturę o obszarze wymiany ciepła w formie powyginanych w węzownice rur. Takie konstrukcje płaszczowo-rurkowe składają się z wiązek rur, które są ulokowane właśnie w płytach sitowych. Dzięki dnom sitowym przestrzenie rurowe i międzyrurowe w aparaturze są od siebie odizolowane, co powoduje, że jakakolwiek z nich może być rozgraniczona na kilka sekcji lub biegów. Ważną kwestią podczas

projektowania płyt sitowych w aparaturze procesowej jest montaż rurek w płycie. Wiąże się to ze stałym odkształceniem plastycznym wokół otworów i ma to również swoje oddziaływanie na postać otworów znajdujących się w sąsiedztwie. Ma to wpływ na działanie całej płyty perforowanej i rurek. Dla inżynierów projektujących aparaturę procesową, analiza wytrzymałościowa połączenia jest bardzo ważna, ponieważ dzięki niej można określić stan naprężeń oraz ugięcie płyty sitowej podczas pracy (Chudzik 2007). Typowymi cechami, którymi charakteryzują się płyty sitowe to, że są bazą konstrukcyjną, montażową dla wiązki rurek. Płyty z racji posiadania wiązki otworów perforowanych muszą realizować określone warunki wytrzymałościowe. Płyty sitowe również rozdzielają czynnik grzewczy i chłodzący, dlatego też pełnią rolę przegrody, co wiąże się z pracą w różnych wartościach temperatury i ciśnienia. Płyty sitowe są z reguły niewrażliwe na medium, ale podczas projektowania tych płyt należy wziąć pod uwagę wskaźnik korozji albo użyć powłoki ochronnej, dzięki czemu wzrośnie trwałość elementu jak i zmniejszy się prędkość przepływającego medium. Płyty te mają szerokie zastosowanie w wielu urządzeniach przemysłowych, których zadaniem jest separacja, gdzie sprawują rolę sit.



a)



b)

Rys.1. a) Wymiennik ciepła; b) przesiewacz materiałów (www.famet.com.pl).

W praktycznych zagadnieniach projektowania niejednokrotnie występuje konieczność określenia naprężeń i ugięć w takich płytach, które są obciążone siłami statycznymi działającymi prostopadle do ich powierzchni. W związku z szerokim zastosowaniem elementów perforowanych w wielu gałęziach przemysłu, celowe staje się podjęcie prac związanych z analizą stanu naprężenia takich elementów, poddanych obciążeniu normalnemu. Znajomość stanu naprężenia umożliwi optymalne projektowanie, a co za tym idzie bezpieczną eksploatację urządzeń, w których tego typu elementy są stosowane (Bhattacharya i Venkat 2003; Bhattacharya i Venkat 2004).

W literaturze podejmowanych jest wiele prac dotyczących analizy koncentracji naprężeń, ugięć, odkształceń, współczynnika koncentracji naprężeń i współczynnika intensywności naprężeń w płytach perforowanych osłabionych otworami. Do oceny parametrów płyt perforowanych stosowano metodę analityczną (Achtelik i in. 2008), metodę eksperymentalną (Achtelik i in. 2008) oraz metodę numeryczną (Dharmin i Khushbu 2012). Do rozwiązywania problemów związanych z płytami perforowanymi stosuje się najczęściej nowe podejście za pomocą metod numerycznych przy wykorzystaniu metod elementów skończonych (MES). Przykłady zastosowania metody elementów skończonych do określenia stanu naprężenia oraz odkształcenia płyt perforowanych podano w pracach (Al-Hassani i in. 1995; El-Sawy i in. 2004). Wykorzystując MES autorzy pracy (El-Sawy i in. 2004) wyznaczyli efektywne stałe sprężystości, co umożliwiło określenie stanu naprężenia dla dowolnego stanu obciążenia płyty perforowanej. Natomiast w pracy (Andh i in. 2016) autorzy zmieniając różne rozmieszczenie otworów i nakładając stopniowo rosnące obciążenie na płytę, określili wartość naprężenia ścinającego dla płyt perforowanych. Przedmiotem badań w pracach (Gasiak i Ledwoń 2014; Gasiak i Ledwoń 2014; Ledwoń 2015; Konieczny i Gasiak 2019; Konieczny i in. 2019) była analiza stanu naprężenia i ugięcia w utwardzonych lub swobodnie podpartych, perforowanych płytach prostokątnych oraz kołowych, obciążonych centralnie siłą skupioną lub parciem zewnętrznym. W analizowanych przypadkach uzyskano rozkłady naprężeń na całej powierzchni płyty perforowanej oraz wokół otworów w wybranych strefach pomiarowych.

Celem pracy jest lokalizacja stref, w których występują maksymalne naprężenia w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej przy określonych warunkach brzegowych, tj. utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty. Badania rozkładu koncentracji naprężeń wykonano numerycznie metodą elementów skończonych.

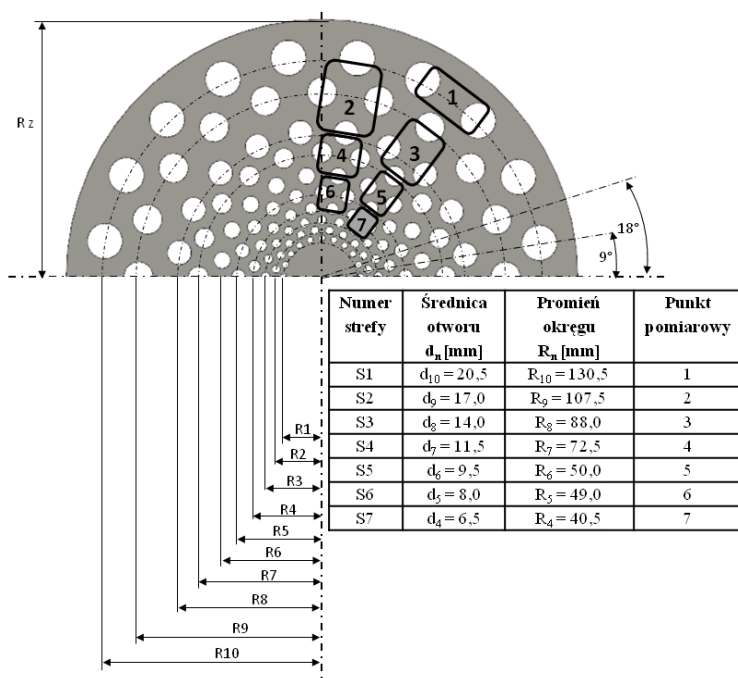
2. Materiał i metody

Do obliczeń przyjęto kołową osiowosymetryczną płytę perforowaną o wymiarach: średnica $D = 300$ mm, grubość $h = 5$ mm. Na płycie rozmieszczono 200 otworów o różnych promieniach. Otwory te rozmieszczono na 10 okręgach po 20 otworów na każdym okręgu, tj. na pierwszym okręgu wewnętrznym płyta posiadała otwory o średnicy $d_1 = 3,5$ mm, a na dziesiątym zewnętrznym okręgu otwory o średnicy $d_{10} = 20,5$ mm, jak pokazano na rysunku 2. Płytę wykonano z blachy stalowej S235JR o następujących parametrach mechanicznych: moduł Younga $E = 200$ GPa, liczba Poissona $\nu = 0,3$.

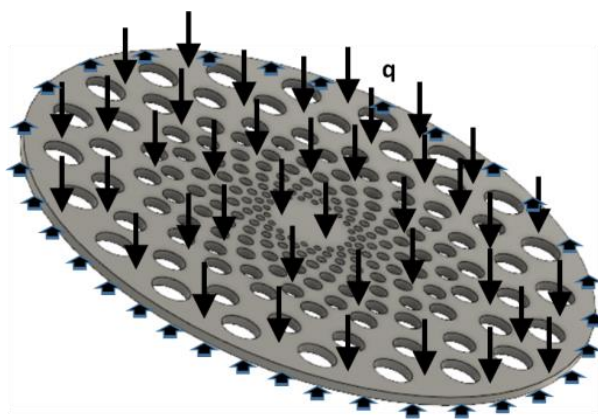
Przyjęto następujące warunki brzegowe: kołową osiowosymetryczną płytę perforowaną utwardzono na całym obwodzie i obciążono parciem zewnętrznym q o wartości $q = 0,1$ N/mm² na całej powierzchni płyty (Rys.2). Na kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej naniesiono siedem stref pomiarowych tj. od S1 do S7 (Rys.2).

Obliczenia numeryczne realizowano za pomocą programu komputerowego Femap (<http://www.gmsystem.pl/femap/>) z zaimplementowanym programem NX Nastran. Femap jest to program do zaawansowanych obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych (MES). Umożliwia rozwiązywanie skomplikowanych zadań z dużą dokładnością. Program ten wykorzystuje szereg zaawansowanych i uniwersalnych technologii, umożliwiających szybkie, wydajne oraz proste przygotowanie modelu obliczeniowego kompatybilnego z dowolnymi środowiskami obliczeniowymi, stosowanymi przez inżynierów. Bryłę płyty modelowano z zastosowaniem elementów skończonych przestrzennych (3D) czworościennych o bokach w kształcie trójkąta zawierających dziesięć węzłów W10, tj. element skończony wyższego rzędu opisany kwadratową funkcją kształtu (Rys.4). Model obliczeniowy zawierał całkowitą liczbę elementów skończonych

661894, natomiast całkowita liczba węzłów elementów skończonych wyniosła 1163088. Bryła płyty posiadała 5 warstw elementów skończonych.



Rys.2. Model płyty perforowanej z siedmioma strefami pomiarowymi, tj. S1 - S7.

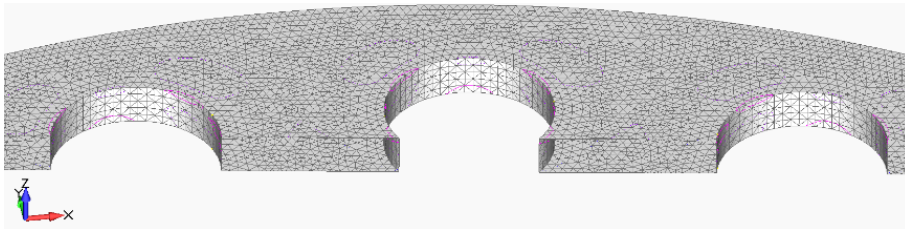


Rys.3. Kołowa osiowosymetryczna płyta perforowana przy następujących warunkach brzegowych: utwardzona na całym obwodzie i obciążona parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty.

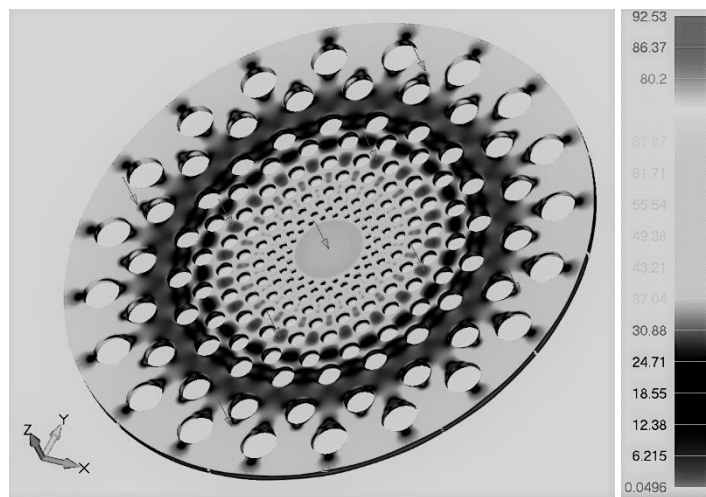
3. Obliczenia stanu naprężenia

Rozkład naprężeń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej na całym obwodzie i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty o wartości $q = 0,1$ N/mm² przedstawiono na rysunku 5. Natomiast lokalizację stref spiętrzenia naprężeń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty o wartości $q = 0,1$ N/mm² przedstawiono na rysunku 6. Rysunki te obrazuje rozkład naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w MPa w pierwszej S1 oraz siódmej S7 strefie pomiarowej (Rys.2). Punkt P_T to punkt określający wartość naprężeń redukowanych uzyskanych numerycznie w kontrolnych punktach pomiarowych usytuowanych na mostkach pomiędzy otworami, a P_1 , P_7 to

punkty identyfikacji maksymalnych wartości naprężeń obliczonych numerycznie w obszarze otworów. W nawiasach kwadratowych podano wartości trzech współrzędnych, tj. współrzędnych x, y, z .



Rys.4. Podział płyty na elementy skończone (rozkład elementów skończonych wokół otworów w strefie S1, Rys.2).



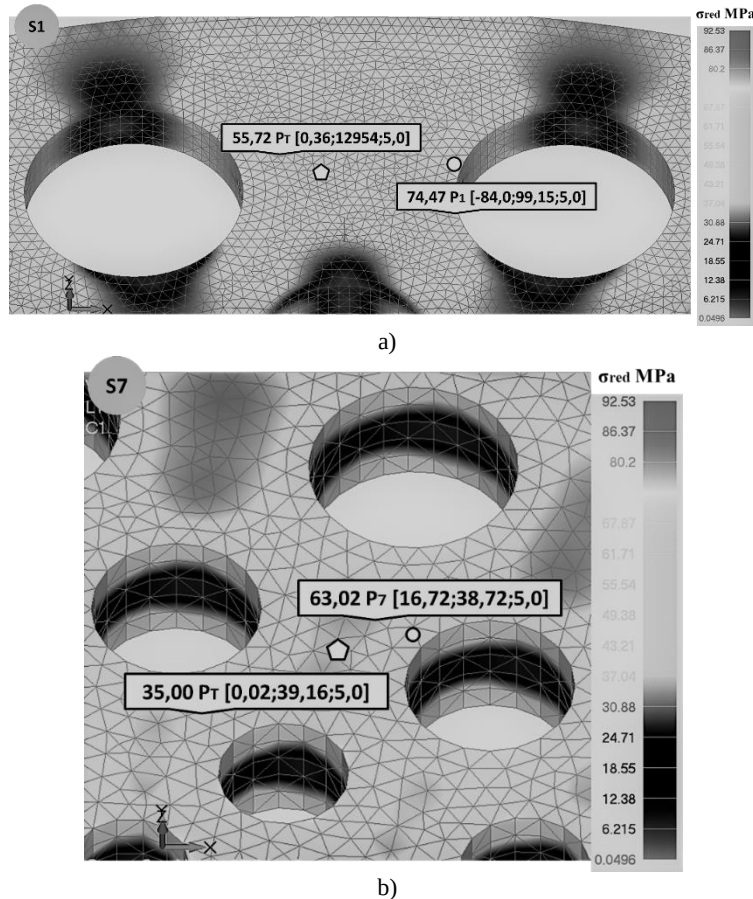
Rys.5. Rozkład naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w [MPa] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$ na całej powierzchni płyty, $\sigma_{red \max} = 92,53 \text{ MPa}$.

4. Wyniki i dyskusja

Zestawienie wartości naprężeń redukowanych według hipotezy Hubera-Misesa uzyskanych obliczeniowo metodą elementów skończonych w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej na całym obwodzie i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty przedstawiono w tabeli 1 oraz na rysunku 7.

W rozpatrywanym przypadku średnica otworów perforacji ma istotny wpływ na rozkład naprężeń na całej powierzchni płyty, a zwłaszcza w strefie otworów, jak i na mostkach pomiędzy otworami. W przypadku utwardzenia płyty perforowanej w pierwszej strefie S1 przy promieniu otworu $d_{10} = 20,5 \text{ mm}$ i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_{10} = 130,5 \text{ mm}$ wartość naprężenia redukowanego σ_{red} wyniosła $\sigma_{red \max} = 74,47 \text{ MPa}$ (punkt o współrzędnych x, y, z [mm], tj. $P_1[-84,0;99,15;5,0]$), (Rys.6), a w siódmej strefie S7 przy promieniu otworu $d_4 = 6,5 \text{ mm}$ i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_4 = 40,5 \text{ mm}$ wartość naprężenia redukowanego σ_{red} wyniosła $\sigma_{red \max} = 63,02 \text{ MPa}$ (punkt o współrzędnych x, y, z [mm], tj. $P_7[16,72;38,72;5,0]$). Najbardziej niebezpieczne miejsce w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej, gdzie występuje największa koncentracja naprężenia, istnieje w centralnej części płyty przy promieniu otworu $d_1 = 3,5 \text{ mm}$ i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_1 = 22,5 \text{ mm}$. W tym przypadku wartość maksymalnego naprężenia redukowanego wyniosła $\sigma_{red \max} = 92,53 \text{ MPa}$ (punkt o współrzędnych x, y, z [mm], tj. $P_{10}[23,26;1,55;5,0]$). Z powyższego wynika, że nie tylko średnica otworu perforacji

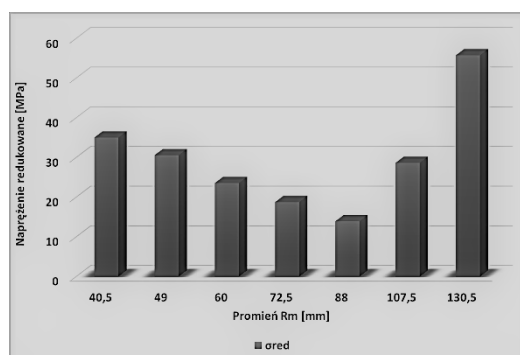
ma istotny wpływ na rozkład naprężeń w płycie perforowanej, ale również warunki brzegowe (podparcie płyty oraz obciążenie płyty). Znaczne wartości naprężenia redukowanego σ_{red} są z reguły przyczyną tworzenia się mikropęknięcia w strefie otworu perforacji. W przypadku obciążeń zmiennych (zmęczeniowych) mikropęknięcia zaczynają się rozwijać i w konsekwencji mogą doprowadzić do zniszczenia elementu maszyny lub elementu konstrukcji, w której występuje element z perforacją. W związku z powyższym, bardzo istotnym staje się wyznaczenie wartości i miejsca występowania koncentracji naprężenia w elementach maszyn zawierających przyczyny ich występowania. Programy numeryczne takie jak np. Femap NX Nastran czy też ANSYS pozwalają na uzyskanie rozkładu naprężeń, które umożliwiają identyfikację obszarów niebezpiecznych w płytach perforowanych oraz umożliwiają określenie stref spiętrzenia naprężeń wywołanych w elemencie maszyny lub dowolnym miejscu w konstrukcji, w której występuje element z perforacją.



Rys.6. Strefy spiętrzenia naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w [MPa] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej ciśnieniem hydrostatycznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$: a) strefa S1: $\sigma_{red \max} = 74,47 \text{ MPa}$; b) strefa S7: $\sigma_{red \max} = 63,02 \text{ MPa}$.

Tab.1. Wartości naprężeń redukowanych σ_{red} obliczonych wg kryterium wyężeniowego Hubera-Misesa dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej, utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q , w 7 punktach pomiarowych.

q [N/mm ²]	σ [MPa]	R _m [mm]						
		40,5	49	60	72,5	88	107,5	130,5
0,1	σ _{red}	35,00	30,55	23,54	18,73	13,90	28,63	55,72



Rys.7. Wartości naprężeń redukowanych σ_{red} obliczonych wg kryterium wytrzymałościowego Hubera-Misesa dla kołowej osiowoosymetrycznej płyty perforowanej, utwardzonej i obciążonejarciem zewnętrznym q , wyznaczonych numerycznie w 7 punktach pomiarowych.

5. Podsumowanie

Średnica otworów perforacji ma istotny wpływ na rozkład naprężeń na całej powierzchni płyty, a zwłaszcza w strefie otworów, jak i na mostkach pomiędzy otworami. Najbardziej niebezpieczne miejsca w kołowej osiowoosymetrycznej płycie perforowanej, gdzie występuje największa koncentracja naprężeń, istnieje w centralnej części płyty przy promieniu otworu $d_1 = 3,5$ mm i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_1 = 22,5$ mm. Wartość maksymalnego naprężenia redukowanego wyniosła $\sigma_{red\ max} = 92,53$ MPa (punkt o współrzędnych x,y,z [mm], tj. $P_{10}[23,26;1,55;5,0]$). Z kolei w rozpatrywanych strefach S1 – S7 największa wartość naprężenia redukowanego występuje w pierwszej strefie S1 przy promieniu otworu $d_{10} = 20,5$ mm i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_{10} = 130,5$ mm wartość naprężenia redukowanego σ_{red} wyniosła $\sigma_{red\ max} = 74,47$ MPa (punkt o współrzędnych x,y,z [mm], tj. $P_1[-84,0;99,15;5,0]$). Wykorzystanie metod numerycznych (MES) umożliwia uzyskanie topografii rozkładu naprężeń na całej powierzchni płyty perforowanej, a w szczególności w strefie otworów perforacji oraz pozwala na zlokalizowanie stref spiętrzenia naprężeń.

6. Literatura

- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 1—The simulation of stress state. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 248-256.
- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 2—Experiments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 257-264.
- Al-Hassani STS, Karmi K, Webb DC (1995) Use of FEM in performance assessment of perforated plates subject to general loading conditions. *International Journal Pressure Vessels and Piping* 64:137-152.
- Andh U, Chavan S, Kulkarni S, Khurd S (2016) Stress analysis of perforated plates under uniaxial compression using FEA and photoelasticity. *International Research Journal of Engineering and Technology* 3(11): 239 -244.
- Bhattacharya A, Venkat R (2003) Peak stress multipliers for thin perforated plates with square arrays of circular hole. *International Journal Pressure Vessels and Piping* 80: 379-388.
- Bhattacharya A, Venkat Raj V (2004) Yield Surfaces for Perforated Plates with Square Arrays of Holes. *Nuclear Engineering and Design* 231: 219-233.
- Chudzik A (2007) Optymalizacja konstrukcji wymiennika ciepła. *Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej*.
- Dharmin P, Khushbu P (2012) A Review on Stress Analysis of an Infinite Plate with Cut-outs. *International Journal of Scientific and Research Publications* 2(11): 2250-3153.

- El-Sawy KM, Nazmy AA, Mautini MJ (2004) Elasto-plastic buckling of perforated plates uniaxial compression. *Thin – Walled Structures* 42: 1083-1101.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Analiza numeryczna stanu naprężenia i ugięcia płyt perforowanych obciążonych siłą skupioną. *Górnictwo odkrywkowe*: 250-253.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Stan naprężenia i przemieszczenia prostokątnych płyt perforowanych poddanych obciążeniu normalnemu. *Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane: 69-70.
- <http://www.gmsystem.pl/femap/> 12.11.2016.
- Konieczny M, Gasiak G (2019) Lokalizacja stref koncentracji naprężeń w kołowsymetrycznych płytach perforowanych obciążonych parciem zewnętrznym. *XXXII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Polanica - Zdrój 27 - 31.01.2019: 32.
- Konieczny M, Achtełik H, Gasiak G (2019) Research of maximum stresses zones in circular perforated plates made of S235JR steel loaded with concentrated force, *Materials Engineering* 2(228): 39-46.
- Ledwoń W (2014) Numerical Analysis of Stress State and Sag Perforated Plates Loaded Pressure Introduction. *Logistyka* 4: 9391-9396.
- www.famet.com.pl 09.09.2018.

13. Projektowanie płyt perforowanych - aktualny stan zagadnienia

Designing of perforated plates - the current state of the issue

Mateusz Marcin Konieczny

Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska
Opiekun naukowy: Prof. dr hab. inż. Grzegorz Gasiak

Konieczny Mateusz: mateuszmarcinkonieczny@wp.pl

Słowa kluczowe: płyta perforowana, obliczenia analityczne, badania eksperymentalne, obliczenia numeryczne, naprężenia, odkształcenia

Streszczenie

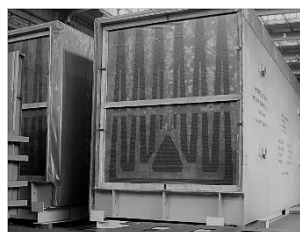
W literaturze podejmowanych jest wiele prób dotyczących analizy koncentracji naprężeń, ugięć, odkształceń, współczynnika koncentracji naprężeń i współczynnika intensywności naprężeń w płytach perforowanych. Do oceny parametrów płyt perforowanych stosowano metody analityczne jak i metody eksperymentalne. Obecnie można zauważyć szybki rozwój metod obliczeń numerycznych opartych na współczesnych osiągnięciach w zakresie elektronicznej techniki obliczeniowej. W szczególności ważne znaczenie praktyczne mają metody: elementów skończonych (MES) i elementów brzegowych, szeroko wykorzystywane do analizy płyt perforowanych. Programy numeryczne umożliwiają rozwiązywanie skomplikowanych zadań z dużą dokładnością, jak również wykorzystują szereg zaawansowanych i uniwersalnych technologii, umożliwiających szybkie, wydajne oraz proste przygotowanie modelu obliczeniowego kompatybilnego z dowolnymi środowiskami obliczeniowymi, stosowanymi przez inżynierów.

1. Wstęp i opis zagadnienia

Cienkościenne płyty o strukturze periodycznej stosuje się m. in. w aparaturze chemicznej (ściany sitowe wymienników ciepła), (Rys.1a), zbiornikach ciśnieniowych, rafineriach ropy naftowej, budowie jednostek powietrznych (samolotów i statków kosmicznych), robotach, kontenerach transportowych, kondensatorach skrzyniowych pary (Rys.1b), taśmociągach lub jako elementy przesiewaczy materiałów sypkich, które mogą być poddane obciążeniu zmieniającemu się w czasie. Tego typu dźwigary (płyty perforowane) mogą również pełnić rolę płyt montażowych, w których wykonano otwory z różnych względów eksploatacyjnych.



a)



b)

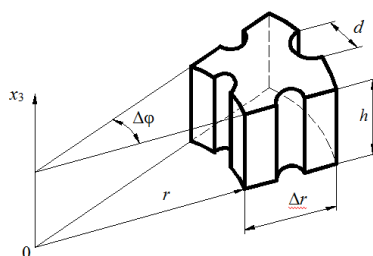
Rys.1. a) Wymiennik ciepła płaszczowo-rurowy; b) kondensator skrzyniowy pary (www.famet.com.pl).

Umiejętność analizy stanu naprężenia i odkształcenia w danej konstrukcji, jej elementu lub określonego w tym elemencie punktu, odgrywa podstawową rolę w analizie wytrzymałościowej. Rozwój technologii i polepszenie niezawodności maszyn i konstrukcji, zmusiła konstruktorów do dokładniejszego analizowania zjawisk, jakie mają miejsce w punktach newralgicznych dla maszyn oraz konstrukcji, a które mogą mieć bezpośredni wpływ na ich trwałość.

Prezentowany artykuł ma na celu przedstawienie kilku wybranych zagadnień dotyczących analizy stanu naprężenia oraz odkształcenia w płytach perforowanych poddanych różnym wariantom obciążenia i przy różnych wariantach warunków brzegowych.

2. Przegląd literatury

Podczas projektowania aparatury chemicznej (procesowej) występuje wiele powtarzalnych elementów konstrukcyjnych, z których składa się aparatura. Do elementów tych zalicza się powłokę cylindryczną, stożkową lub kulistą, a także dna różnego profilu i o różnym przeznaczeniu, np. dna płaskie, które mogą być pełne lub perforowane. Analityczną metodę wyznaczenia stanu naprężenia i odkształcenia w płytach kołowych na przykładzie płyt perforowanych, zaproponowali autorzy prac (Achtelik i in. 2005; Achtelik i in. 2007; Achtelik i in. 2008). Rozważania oparli o techniczną teorię zginania cienkich płyt kołowych o małym ugięciu, a nieciągłość materiału, w postaci otworów, uwzględnili definiując stałe współczynniki osłabienia przekroju w kierunku obwodowym i promieniowym. Współczynniki te zdefiniowano na podstawie przyjętego do obliczeń elementu reprezentatywnego (Rys.2).



Rys.2. Element klinowy wycięty z kołowsymetrycznej płyty perforowanej.

Płytę perforowaną zastąpili płytą pełną o tej samej grubości, ale o odpowiednio zmniejszonej sztywności zginania. W pracy (Achtelik i in. 2002) przedstawiono wpływ sposobu podparcia płyty, analizując przypadki jej zewnętrznego podparcia swobodnego i utwierdzenia. W pracy (Achtelik i in. 2005) autorzy w modelu obliczeniowym uwzględnili także obszary nieperforowane płyty. Natomiast w pracy (Achtelik i in. 2007) obliczono dodatkowo trwałość płyty perforowanej poddanej działaniu obciążenia o nieregularnym radialnie rozkładzie intensywności. Przyjęty sposób analizy potwierdzono doświadczalnie w pracy (Achtelik i in. 2005). Autorzy pracy (Yang i Becker 2004) podjęli problem deformacji oraz wyznaczenia zastępczych parametrów anizotropowych płyt z otworami. Ekwiwalentne sztywności obliczyli za pomocą bezpośredniej i matematycznej metody homogenizacji. Natomiast deformacje reprezentatywnej komórki płyty modelowali wykorzystując metodę elementów skończonych. Przeanalizowali płyty o różnych kształtach otworów. Na podstawie przeprowadzonych rozważań stwierdzili, że zarówno bezpośrednia, jak i matematyczna metoda homogenizacji, prowadzą do takich samych wartości zastępczych sztywności analizowanych płyt.

Podejście eksperymentalne związane z analizą stanu odkształcenia i naprężenia w kwadratowych płytach perforowanych wykonanych ze stali S355J2G1W o grubości $h = 0,93$ mm, długości $L_1 = 300$ mm i szerokości $L_2 = 300$ mm zaproponowali autorzy pracy (Gasiak i Sojka 2008). Badana płyta posiadała 100 otworów o średnicy $d = 15$ mm. Podziałka otworów wynosiła $l_1 = l_2 = 2,5$ mm. Przyjęto warunki brzegowe w postaci swobodnego podparcia wszystkich krawędzi płyty perforowanej. Do pomiaru odkształceń zastosowano metodę tensometrii elektrooporowej. Płytę perforowaną z naklejonymi tensometrami umieszczono na odpowiednio zaprojektowanej podporze, zapewniającej warunki brzegowe swobodnego podparcia. W pierwszym etapie obciążenie realizowano bezpośrednio przy użyciu trzpienia maszyny wytrzymałościowej, uzyskując siły skupione od $P_1 = 400$ daN do $P_3 = 800$ daN przyłożone w środku geometrycznym powierzchni płyty. W kolejnym etapie płytę poddano obciążeniu w postaci ciśnienia. Do tego celu użyto wysokociśnieniową poduszkę podnoszącą typu V - 10 firmy VETTER o maksymalnym ciśnieniu 8 bar i wymiarach poprzecznych 370 x 370 mm. Na płycie badawczej, odpowiednio zamocowanej na

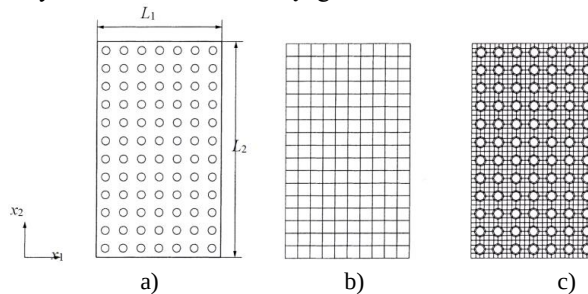
stanowisku doświadczalnym, umieszczono poduszkę powietrzną. Następnie na wszystko położono obciążającą płytę stalową o wymiarach 300 x 300 x 10 mm i sztywności większej niż sztywność płyty perforowanej. Za pomocą trzpienia maszyny wytrzymałościowej obciążono płytę stalową i docisnięto poduszkę powietrzną do płyty eksperymentalnej. Dzięki znajdującemu się w niej powietrzu, uzyskano równomierny rozkład obciążenia q na całej powierzchni płyty perforowanej. Przyjęto następujące wartości obciążenia od $q_1 = 0,05$ MPa do $q_4 = 0,21$ MPa. Odczytane wskazania tensometrów w czasie pomiarów oraz wyliczone na ich podstawie odkształcenia posłużyły do wyznaczenia odpowiednich naprężeń. Rezultaty uzyskane metodą doświadczalną porównano z wynikami obliczeń numerycznych. Maksymalna różnica między tymi metodami nie przekroczyła 40%.

Do rozwiązywania problemów związanych z płytami perforowanymi stosuje się najczęściej nowe podejście za pomocą metod numerycznych przy wykorzystaniu metod elementów skończonych (MES). Prace (Andh i in. 2016; Andh i in. 2017) przedstawiają podejście do projektowania płyt perforowanych za pomocą MES. Zmieniając różne wzory otworów, tj. H5335, H5353, H3535, Sq444 (H - horyzontalnie i Sq - kwadratowo usytuowane otwory) i nakładając stopniowo rosnące obciążenie na płytkę, wyznaczano wartości naprężenia ścinającego dla różnych wzorów płyt. Parametry projektowe to średnica otworu, grubość blachy, wymiary blachy, obciążenie. Wartości naprężenia stycznego uzyskane przy pomocy MES, porównywano z wartościami doświadczalnymi, które otrzymano za pomocą okrągłego polaryskopu. Różnica pomiędzy rezultatami uzyskanymi numerycznie a doświadczalnie nie przekroczyła 1,33%. W pracy (Anand i in. 2016) przedstawiono analizę płyty z wieloma wycięciami w postaci otworów kołowych o różnych rozmieszczeniach oraz bez otworów. Obliczenia realizowano dwoma metodami: metodą analityczną oraz metodą numeryczną przy wykorzystaniu programu metody elementów skończonych ANSYS. Płytę badano pod kątem odkształceń i naprężeń otrzymanych dla różnych obciążeń. Materiałem brany pod uwagę był laminat szklany oraz epoksydowy. Wykorzystane próbki do badań to płyta bez otworów, płytka z 3 otworami o średnicy d , tj. od $d_1 = 5$ mm do $d_{10} = 10$ mm każda. Rezultaty analityczne i numeryczne były porównywane na krzywych naprężenia - odkształcenia i krzywych obciążenia - odkształcenia i stwierdzono, że rezultaty uzyskane dwoma metodami są w dobrej korelacji. Program ANSYS zastosowano również w pracy (El-Sawy i in. 2004). Autorzy podjęli tutaj problem wyznaczenia naprężeń w zakresie sprężystym oraz sprężysto plastycznym przy wyboczeniu kwadratowych i prostokątnych płyt perforowanych. Przeanalizowano przypadek swobodnego podparcia płyty. Obliczenia przeprowadzono dla płyt wykonanych z różnych gatunków stali oraz dla różnych rozmiarów otworów perforacji, sposobów ich rozmieszczenia i smukłości. Otrzymane wyniki naprężeń porównano z rezultatami uzyskanymi przez innych autorów wykazując, że maksymalna różnica wynosi 4,5%.

Z kolei w pracy (Atanasii i Sorohan 2016) wyznaczono naprężenia i odkształcenia dla kołowej płyty perforowanej posiadającej 96 otworów rozmieszczonych w siatce kwadratów, swobodnie podpartej na konturze i obciążonej siłą skupioną P w środku geometrycznym płyty oraz obciążonej parciem zewnętrznym q , rozłożonym równomiernie na całej powierzchni płyty. Autorzy przeprowadzili analizę przy zastosowaniu metod numerycznych oraz doświadczalnie przy wykorzystaniu metody interferometrii holograficznej, która pozwala mierzyć z dużą dokładnością bardzo małe przemieszczenia. Wyniki uzyskane tą metodą porównano z wynikami uzyskanymi przez MES. Dodatkowo przeprowadzono analizę płyty bez perforacji z tym samymi parametrami czyli wymiary, sztywność oraz obciążenie, które miała płyta perforowana. Wyznaczono współczynnik koncentracji naprężeń dla określonego rozmieszczenia otworów.

W pracy (Saraçoğlu i Albayrak 2016) przeanalizowano optymalny dobór otworu perforacji i kształt kwadratowych płyt perforowanych z okrągłymi otworami (od 2 do 200), usytuowanymi schodkowo za pomocą pakietu ANSYS. Analizowane płyty były swobodnie podparte na swoich czterech bokach i poddane obciążeniu wynikającemu z ciężaru płyty. Perforowane płyty były badane pod względem ugięć w środku płyty poprzez zmianę ilości, promienia i miejsca usytuowania otworów. Uzyskane wartości ugięć mogą być przydatne podczas doboru parametrów perforacji płyt. Podobne podejście do zagadnienia zaproponowali autorzy pracy (Schreurs i in. 1999). Badano płytę perforowaną poddaną różnym rodzajom obciążenia, tzn. jednoosiowemu rozciąganiu, czystemu ścinaniu, dwuosiowemu rozciąganiu i cyklicznemu rozciąganiu - ściskaniu. Niejednorodną strukturę

zastąpiono tu jednorodnym continuum, dla którego, przy wykorzystaniu procedur homogenizacji, określono ekwiwalentne własności materiałowe. Do tego celu zastosowano MES, a wyniki obliczeń porównano z rezultatami uzyskanymi na drodze bezpośredniej dyskretyzacji całego obszaru rozważanej płyty. Dokładność zaproponowanej metody uznano za zadawalającą. Na rysunku 3 przedstawiono analizowaną płytę perforowaną i sposób jej podziału na elementy skończone. Podobnie autorzy pracy (Baik i in. 1996) opisali stan naprężenia i odkształcenia płyt perforowanych poddanych jednoosiowemu rozciąganiu. Przeprowadzili dwu i trójwymiarową analizę płyty metodą elementów skończonych w zakresie sprężysto plastycznym. Rezultaty rozważań MES porównano z wynikami doświadczalnymi i stwierdzono dobrą zgodność.



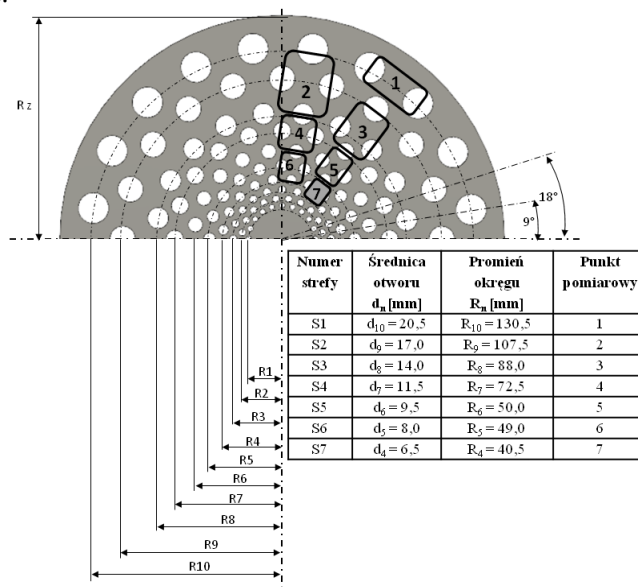
Rys.3. a) Geometria płyty perforowanej; b) podział na elementy skończone przy wykorzystaniu procedur homogenizacji; c) podział na elementy skończone przy bezpośredniej dyskretyzacji.

Analizę numeryczną płyty perforowanej prostokątnej o wymiarach: długości L_1 , szerokości L_2 i grubości h podjęli się autorzy prac (Gasiak i Ledwoń 2014; Gasiak i Ledwoń 2014). Autorzy przeanalizowali w pierwszym przypadku płytę perforowaną, która była poddana działaniu siły skupionej P_i przyłożonej w środku geometrycznym płyty, a w drugim przypadku poddaną działaniu parcia zewnętrznego q_i na całej powierzchni płyty. Wszystkie krawędzie płyty perforowanej w obu przypadkach były swobodnie podparte lub utwierdzone. Przyjęto, że podziałki rozmieszczenia otworów perforacji płyty l_1 i l_2 są sobie równe. Stwierdzono, że wyznaczenie stanu przemieszczenia, rozkładu sił wewnętrznych i stanu naprężenia w płycie perforowanej, wymaga przyjęcia odpowiedniego modelu obliczeniowego. Powinien on z jednej strony posiadać charakterystyczne cechy obiektu rzeczywistego, a z drugiej strony umożliwić uzyskanie wyników nadających się do przyjęcia z inżynierskiego punktu widzenia. Obliczenia numeryczne płyt perforowanych metodą elementów skończonych pozwoliły uzyskać dokładny rozkład naprężeń i przemieszczeń na całej badanej powierzchni płyty, szczególnie w obszarach otworów, gdzie występują znaczne gradienty naprężeń. Z powyższych prac wynika, że warunki brzegowe podparcia płyty perforowanej wywierają istotny wpływ na jej wartości przemieszczeń i naprężeń. Przyjęcie utwierdzenia wszystkich brzegów płyty perforowanej w porównaniu z brzegami swobodnie podpartymi, powoduje zmniejszenie przemieszczeń w jej centralnej strefie. Natomiast utwierdzenie brzegów płyty perforowanej powoduje wyraźnie zwiększone wartości naprężeń redukowanych w stosunku do płyt z brzegami swobodnie podpartymi.

Natomiast autorzy prac (Ledwoń 2015; Konieczny i Gasiak 2019) przeprowadzili analizę kołowych płyt perforowanych (Rys.4). W obu pracach do obliczeń numerycznych przyjęto kołową osiowosymetryczną płytę perforowaną o wymiarach: średnica $D = 300$ mm, grubość $h = 5$ mm. Na płycie rozmieszczono 200 otworów o różnych promieniach, tj. na pierwszym okręgu wewnętrznym płyta posiadała otwory o średnicy $d_{10} = 3,5$ mm, a na dziesiątym, zewnętrznym okręgu otwory o średnicy $d_1 = 20,5$ mm. Otwory te rozmieszczono na 10 okręgach, po 20 otworów na każdym okręgu.

Przedmiotem pracy autorstwa (Ledwoń 2015) była numeryczna analiza stanu naprężenia w swobodnie podpartych kołowych płytach obciążonych centralnie siłą skupioną P_i o wartości od $P_1 = 410$ N do $P_5 = 2510$ N za pomocą programu MES Nastran/Patran. Analizując szereg obciążeń płyty perforowanej wykazano, że przebiegi naprężeń redukowanych monotonicznie ulegają obniżeniu, poczynając od centrum (środku) w kierunku brzegu (podparcia płyty). W punkcie o promieniu $R = 0$ występuje osobliwość, tj. naprężenie w płycie teoretycznie nieograniczenie

wzrasta, co fizycznie jest niemożliwe. Dlatego siłę skupioną przyłożono do węzłów dwóch sąsiednich elementów ($R \neq 0$). Najbardziej wyężoną strefą jest środkowa część płyty i w okolicach brzegów jej otworów tworzących perforację. Natomiast autorzy pracy (Konieczny i Gasiak 2019) poszli o krok dalej i zaproponowali numeryczne ujęcie zagadnienia wyznaczenia sił wewnętrznych w perforowanej płycie kołowej, swobodnie podpartej i obciążonej parciem zewnętrznym q_i o wartości od $q_1 = 0,01$ N/mm² do $q_6 = 0,1$ N/mm². Analizę wykonano w programie Femap z zaimplementowanym programem liczącym NX Nastran. Za pomocą obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych wyznaczono współrzędne stref koncentracji naprężeń redukowanych w płycie perforowanej. Strefy te są zlokalizowane na mostkach płyty pomiędzy otworami perforacji (S1 - S7). Wyniki obliczeń numerycznych były weryfikowane z wynikami uzyskanymi doświadczalnie. Różnice pomiędzy wynikami obliczeń numerycznych stanu naprężeń i uzyskanymi doświadczalnie nie przekroczyły 10%.



Rys.4. Model płyty perforowanej z siedmioma strefami pomiarowymi, tj. S1 - S7.

3. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy literaturowej można stwierdzić, że istnieje wiele metod analitycznych, doświadczalnych oraz numerycznych podejmujących problem analizy płyt perforowanych. W podejściu analitycznym znane są m.in. metody, w których płytę perforowaną przedstawia się w postaci heksagonalnej struktury plastra miodu. Najczęściej jednak wykorzystuje się podejście oparte na ekwiwalentnej płycie pełnej. Rzeczywistą płytę siatkową zastępuje się tu płytą bez otworów i definiuje się zastępcze sztywności takiego ustroju. Natomiast w doświadczalnych badaniach nad płytami perforowanymi szerokie zastosowanie mają metody klasyczne tzn. badania z wykorzystaniem tensometrii lub metody elastoplastyczne, w których element rzeczywisty zastępuje się odpowiednim modelem, najczęściej wykonanym z tworzywa sztucznego. Z rozkładu izochrom i izoklin otrzymuje się informacje o różnicy naprężeń głównych oraz ich kierunkach. Dla większości przypadków wystarcza to do oceny wyężenia materiału. Z kolei w podejściu numerycznym najczęściej wykorzystuje się programy, które przeprowadzają obliczenia w oparciu o metodę elementów skończonych lub metodę elementów brzegowych, np. ANSYS, Femap, Franc 2dl, MSC Nastran Patran, ABAQUS i inne. Programy te umożliwiają analizę całej płyty przez szczegółowe zamodelowanie jej geometrii, symulowanie rzeczywistych warunków brzegowych oraz sposobu obciążenia. W obliczeniach istnieje możliwość uwzględnienia skutków od obciążeń niemechanicznych, np. wpływu temperatury, naprężeń własnych itp. Wykorzystanie metod

numerycznych (MES), umożliwia uzyskanie topografii rozkładu naprężeń na całej powierzchni płyty perforowanej, a w szczególności w strefie otworów perforacji oraz pozwala na zlokalizowanie stref spiętrzenia naprężeń.

4. Literatura

- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 1—The simulation of stress state. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 248-256.
- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 2—Experiments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 257-264.
- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2002) Model wytrzymałości kołowo-symetrycznych płyt perforowanych. *Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej* nr 286, Seria: Mechanika, 74(5): 5-22.
- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2005) Wytyżenie i nośność płyt perforowanych obciążonych osiowosymetrycznie. *Studia i monografie z. 171*, Politechnika Opolska.
- Achtelik H, Gasiak G, Sojka M (2007) Topografia trwałości zmęczeniowej kołowo – symetrycznych płyt perforowanych. *XXIII Sympozjon PKM, Rzeszów – Przemysł t. 4*, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów: 124 – 135.
- Al-Hassani STS, Kormi K, Webb DC (1995) Use of FEM in performance assessment of perforated plates subject to general loading conditions. *International Journal Pressure Vessels and Piping* 64:137-152.
- Anand A, Manjunatha Babu NS, Mohan Kumar K (2016) Stress concentration study of laminated composite with multiple holes by finite element analysis. *American Journal of Engineering Research* 5(10): 238-243.
- Andh U, Chavan S, Kulkarni S, Khurd S (2016) Stress analysis of perforated plates under uniaxial compression using FEA and photoelasticity. *International Research Journal of Engineering and Technology* 3(11): 239 -244.
- Andh U, Chavan S, Kulkarni S, Khurd S (2017) Stress analysis of perforated plates under uniaxial compression using experimentation and finite element analysis. *International Journal of Current Engineering and Technology* 7(2): 431-437.
- Atanasiu C, Sorohan St (2016) Displacements and stresses in bending of circular perforated plate. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 147: 1-9.
- Baik SC, Oh KH, Lee DN (1996) Analysis of the deformation of a perforated sheet under uniaxial tension. *Journal of Materials Processing Technology* 58: 139-144.
- El-Sawy KM, Nazmy AA, Mautini MJ (2004) Elasto-plastic buckling of perforated plates uniaxial compression. *Thin – Walled Structures* 42: 1083-1101.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Analiza numeryczna stanu naprężenia i ugięcia płyt perforowanych obciążonych siłą skupioną. *Górnictwo odkrywkowe*: 250-253.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Stan naprężenia i przemieszczenia prostokątnych płyt perforowanych poddanych obciążeniu normalnemu. *Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane*: 69-70.
- Gasiak G, Sojka M (2008) Wytyżenie płyt perforowanych. *Studia i Monografie z. 224*, Politechnika Opolska, Opole: 95-108.
- Horvay G (1952) The Plane – Stress Problem of Perforated Plates. *ASME Journal of Applied Mechanics* 74: 355 – 360.
- Konieczny M, Gasiak G (2019) Lokalizacja stref koncentracji naprężeń w kołowosymetrycznych płytach perforowanych obciążonych parciem zewnętrznym. *XXXII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Polanica - Zdrój* 27 - 31.01.2019: 32.
- Ledwoń W (2015) Numeryczna analiza naprężenia kołowych płyt perforowanych obciążonych siłą skupioną. *Logistyka* 4: 9391-9396.
- Saraçoğlu M, Albayrak U (2015) Linear static analysis of perforated plates with round and staggered holes under their self-weights. *Research of Engineering Structures and Matirials* 2(1): 39-47.

14. Historia zębatych pomp wyporowych

The history of displacement gear pumps

Mielewska Małgorzata⁽¹⁾, Towarnicki Krzysztof⁽²⁾

⁽¹⁾Instytut Historii i Archiwistyki, Wydział Nauk Historycznych, Uniwersytet Mikołaja Kopernika w Toruniu

⁽²⁾Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska
Opiekun naukowy: dr hab. Sylwia Grochowina

Mielewska Małgorzata: gosiam@doktorant.umk.pl

Słowa kluczowe: pompa wyporowa, pompa zębata, układ hydrauliczny

Streszczenie

Początki hydrauliki rozpoczęły się już w starożytności, gdzie człowiek wykorzystywał ruch cieczy na własne potrzeby. W tamtym czasie nie korzystano jeszcze ze sformułowanych praw, z których korzystają dzisiejsi projektanci układów hydraulicznych. 200 lat przed naszą erą wprowadzono pompę ssąco-tłoczącą, a w 1600 roku J. Kepler opracował pompę zębatą, która za jego życia nie znalazła praktycznego zastosowania w napędach. Sukcesywnie wprowadzano w niej kolejne udoskonalenia. Dzisiaj należy do najczęściej używanych pomp wyporowych w hydraulicznych układach napędowych. Obecny rozwój techniki hydraulicznej związany jest z rozpowszechnieniem się systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Główną zaletą hydraulicznych układów napędowych oraz smarujących jest szeroka możliwość sterowania zarówno prędkością jak i mocą odbiorników. Wprowadzenie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego przez nie hałasu. Obecnie trwają dodatkowe prace związane z optymalizacją budowy elementów układów hydraulicznych. Odnosi się to głównie do dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, co wiąże się ze zmniejszeniem ich gabarytów oraz redukcji emitowanego przez nie hałasu. W przypadku hydraulicznych układów napędowych, ich niewątpliwą zaletą jest przenoszenie dużych mocy.

1. Wstęp

Pompa to rodzaj urządzenia, który służy do przenoszenia cieczy z niższego poziomu na wyższy lub do transportowania jej z jednego zbiornika do drugiego, do zagęszczania lub rozrzedzania powietrza albo innego gazu w zbiornikach (Nowy Słownik języka polskiego PWN 2002). Pompy wykorzystywane były już od starożytności. Inżynieria mechaniczna swój rozkwit przeżywała szczególnie w okresie hellenistycznym w starożytnej Grecji. Do największego skoku jakościowego doszło w III wieku przed naszą erą, kiedy pierwsi naukowcy zaczęli przeprowadzać swoje obliczenia oraz projektować maszyny z uwzględnieniem ich wydajności (Russo 2005). Ze skokiem jakościowym w nauce związane również było przeniesienie naukowego centrum starożytnego świata z Aten do Aleksandrii. Na polecenie Aleksandra Macedońskiego, Deinokrates z Rodos założył miasto na miejscu rybackiej wioski Rhakotis (De Camp 1970). Aleksandria stała się kulturalnym i naukowym centrum świata hellenistycznego, szczególnie dzięki dwóm pierwszym Ptolemeuszom – władcom Egiptu: Ptolemeuszowi I Soterowi i Ptolemeuszowi II Filadelfosowi. Podczas panowania założyciela dynastii Ptolemeusza powstało w Aleksandrii muzeum wraz z biblioteką, z kolei za czasów Ptolemeusza II Filadelfosa te miejsce stało się instytutem badawczym, przy którym znajdowały się: ogród botaniczny i zoologiczny, obserwatorium astronomiczne oraz sale do przeprowadzania sekcji zwłok. Do Aleksandrii zaczęli przybywać uczeni. Władcy Egiptu hojnie ich wynagradzali za ich ciężką pracę stwarzając jak najlepsze warunki do prowadzenia badań naukowych. Z Aleksandrią związani byli sławni uczeni, między innymi: Euklides – autor dzieła *Elementy*, Eratostenes – twórca geografii matematycznej, Arystarch z Samos – astronom, który twierdził, że ziemia obraca się wokół

nieruchomego słońca, Herofilos i Erasistratos – lekarze, z których pierwszy wyjaśnił zasady funkcjonowania układu nerwowego, a drugi podstawy fizjologii, Ktesibios – konstruktor, wynalazca i matematyk oraz Archimedes z Syrakus – fizyk i matematyk (Wolski 1971).

Inżynierem i konstruktorem działającym w Aleksandrii był Ktesibios. Współcześnie uważany jest za „ojca pneumatyki”. Z zawodu był fryzjerem i golibrodą. Jego pierwszym wynalazkiem stało się zamontowanie przeciwwagi w lustrze, która umożliwiała podnoszenie go i opuszczanie bez użycia siły. Kolejnym wynalazkiem młodego uczonego było stworzenie pompy („pompa Ktesibiosa”). Jej działanie zostało opisane w trzech dziełach – Filona z Bizancjum (III w. p. n. e.), Witruwiusza (I w. p. n. e.) i Herona z Aleksandrii (I w. n. e.). Konstrukcję i działanie pompy szczegółowo przybliżył w swoim dziele Witruwiusz. Wiadomo, że pompa została wykonana z brązu (Witruwiusz 1999). Budowa urządzenia była oparta na dwóch cylindrach, które zaopatrzone w połączone ze sobą tłoki podłączonych do głównego centralnego zbiornika. Cylindry i zbiornik zostały wyposażone w ruchome zawory w formie kłapek, uniemożliwiające wypłynięciu cieczy. Tłoki działały na przemian wciągając wodę, po czym naciskając zamykały kłapę i przesyłały płyn do głównego zbiornika. W rezultacie ciągłej pracy tłoków i kłap woda nie mogła cofnąć się do przeciwnego cylindra tylko wypływała pod ciśnieniem do przeznaczonego ujścia (Witruwiusz 1999). Wykonanie pompy z brązu nie było przypadkowe, ponieważ ten stop miał duże możliwości odlewnicze, obróbki na zimno i większą niż u żelaza odporność na korozję. „Pompę Ktesibiosa” używano przede wszystkim do gaszenia pożarów, napełniania wyżej położonych zbiorników fontann, mycia wysokich sufitów, w studniach gospodarstw domowych i do dostarczania wody w łaźniach (Witruwiusz 1999). W średniowieczu zaprzestano jej stosowania i zastąpiono pompą ssącą opisaną w XV wieku przez Mariano di Jacopo.

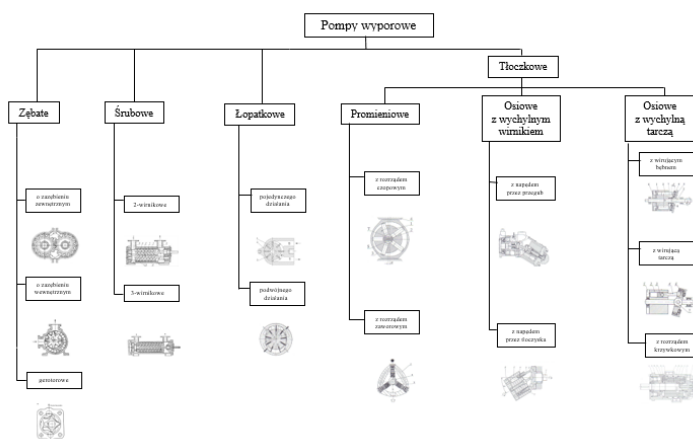
Postęp w dziedzinie produkcji związanej z rozwojem techniki zauważalny był w drugiej połowie XV wieku i trwał on aż do XIX wieku (Żywczyński 1964). Następuje on we wszystkich dziedzinach, w tym głównie w hutnictwie. W tej gałęzi przemysłu zastosowanie znalazły koła wodne poruszane siłą spadającej wody, które wprowadzały w ruch mechanizmy, takie jak: miechy, pompy i prymitywne dźwigi w kopalniach. Koło wodne wykorzystywane było już w średniowieczu, ale w okresie renesansu zostało udoskonalone (Roberts 2004). Znaczny postęp techniczny dotyczył również górnictwa. Dźwigi i pompy pozwalały na kopanie głębszych szybów górniczych, co umożliwiało dotarcie do obfitych złóż rudy. Nowoczesne mechanizmy pomagały przy usuwaniu wody z kopalni. Dalszy rozwój techniki umożliwił udoskonalenie pomp, które przy swoim wszechstronnym zastosowaniu są współcześnie wykorzystywane w wielu dziedzinach życia.

2. Opis zagadnienia

Pompa to główny, elementarny komponent układu hydraulicznego. Jej działanie opiera się na zamianie dostarczanej z zewnątrz energii mechanicznej (np. silnik elektryczny lub spalinowy), na energię hydrauliczną zgromadzoną w ciekłym czynniku roboczym. Jej praca sprowadza się do zasysania z przestrzeni ssawnej cieczy, a kolejno wypychanie jej poprzez elementy robocze pompy do przestrzeni tłocznej. Prawidłowe działanie pompy wiąże się z zagwarantowaniem szczelnego rozdzielania obszaru ssawnego od tłocznego. Nieprzepuszczalne rozdzielanie obu przestrzeni umożliwia podwyższenie ciśnienia transportowanej cieczy. Sprzężenie elementów konstrukcyjnych powoduje, że obrót wirnika powoduje jednocześnie przemieszczenie ciekłej masy. Gdy nastąpi zatrzymanie wirnika przepływ czynnika roboczego staje się niewykonalny. Celem pompy jest zapewnienie dwóch funkcji: transportowanie cieczy z części ssawnej do części tłocznej oraz podniesienie jej ciśnienia. Aby zagwarantować ten warunek powinna posiadać poniższe cechy:

- powinna zapewnić stałą wydajność niezależnie od ciśnienia roboczego,
- osiągać wysokie ciśnienia pracy,
- szczelne rozdzielanie obszaru ssawnego od tłocznego (wysoka sprawność wolumetryczna),
- możliwie małe straty związane z tarcie mechanicznym i lepkiem (wysoka sprawność hydrauliczno-mechaniczna),
- zdolność do samozasysania czynnika roboczego.

Podział pomp wyporowych pod względem ich konstrukcji przedstawiono na rys. 1 na podstawie lit. [2].



Rys. 1. Klasyfikacja pomp wyporowych (Towarnicki 2018).

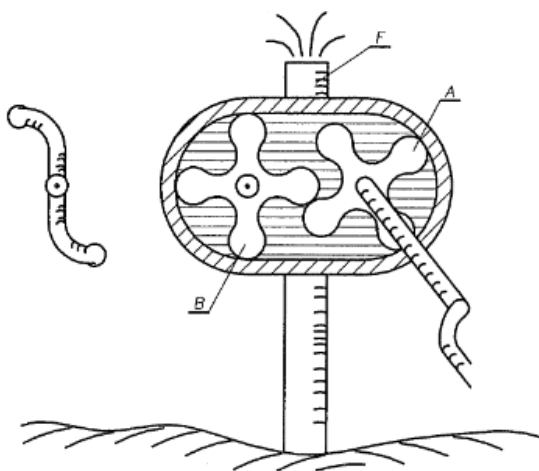
Powyżej przedstawiono ogólny podział pomp wyporowych. Najliczniej stosowana grupa pomp wyporowych są pompy zębate, które stanowią ponad 70% zastosowań w napędach hydraulicznych. Wyróżniają się prostą konstrukcją, znaczną trwałością oraz względnie niską ceną. Z tego względu pompa jest najchętniej wybierana przez konstruktorów większości maszyn. Ponadto mogą osiągać wysokie ciśnienia tłoczenia powyżej 35 MPa, przy znacznej odporności na zanieczyszczenia. Ich dodatkową zaletą jest możliwość pracy ze znacznymi prędkościami obrotowymi. Niewątpliwym czynnikiem w poprawnym funkcjonowaniu pompy zębatej jest zachowanie szczelności zespołu kół zębatach, często nazywanego zespołu pompującego. Czyli inaczej mówiąc szczelności na czołach kół i na kołach wierzchołkowych. Na tej podstawie wprowadzono dodatkowy podział pomp, na pompy z kompensacją luzów oraz bez kompensacji luzów zespołu pompującego. Następnie rozróżnia się kompensację promieniową oraz kompensację osiową. Wprowadzenie kompensacji pozwala na znaczne poprawienie szczelności wewnętrznej pompy, co skutkuje zwiększeniem jej sprawności. Podstawowy podział pomp zębatach dzieli je na pompy o zazębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym. Szczególnym przypadkiem jest pompa gerotorowa, która należy do grupy pomp o zazębieniu wewnętrznym, ale różnica między kołem zębatym o uzębieniu wewnętrznym a kołem o uzębieniu zewnętrznym wynosi 1. Kolejnym podziałem wyróżniającym pompy zębate jest podział na zarys: ewolwentowym i nieewolwentowym. W zarysie nieewolwentowym można wyróżnić zazębienia: cykloidalne, hipocykloidalne lub logarytmiczne.

3. Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych

Znaczny rozwój maszyn zębatach, podobnie jak napędów hydraulicznych rozpoczął się przeszło sprzed 400 lat. Interesujący jest przegląd ważniejszych typów tych maszyn biorąc pod uwagę wprowadzone w nich zazębienia oraz wpływ zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych na realizowane przez maszyny funkcje oraz spełniane parametry techniczne.

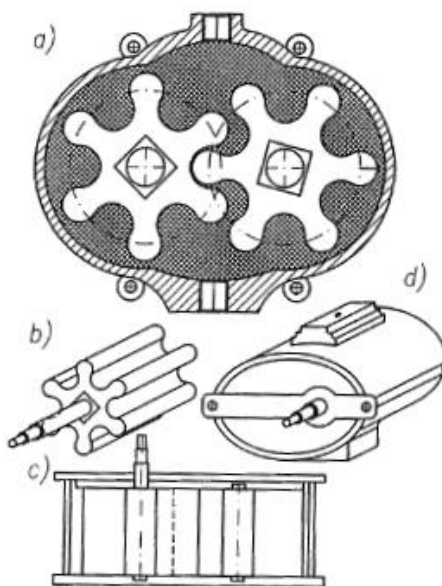
Pierwszym znanym hydraulicznym urządzeniem zębatym, była pompa zębata opracowana przez Johanesa Keplera (1571-1630). Zbudowanie tej maszyny spowodowane było brakiem pompy samozasysającej, której brakowało górnikom. Jej zadaniem było usuwanie wody ze studzienek szybowych. Zbudowana była z dwóch sześciobocznych wirników umieszczonych w szczelnym kadłubie. Do napędu pompy służyła korba zamontowana na jednym z wirników. Była to pierwsza pompa bezzaworowa, znacznie mniej kłopotliwa niż ówczesne pompy tłokowe. Wynalazca podkreślał zalety tej maszyny mającej różnorodne zastosowanie, do m.in. odwadniania szybów i studzienek, a także do usuwania wody ze statków oraz tłoczenia wody w fontannach parkowych. Obecnie produkowane pompy na całym świecie pracują według tej niezmienniczej do dziś zasady. Następnie wykonywano kolejne ulepszenia tego urządzenia. Chcąc odnaleźć pierwszy szkic pompy

zębatej natknąć się można na pracę D. Schwentera pt.: *Deliciae mathematicae oder mathematische und philosophische Erquickstunden* z roku 1636 (Stryczek 2007). Poniżej przedstawiono jej szkic.



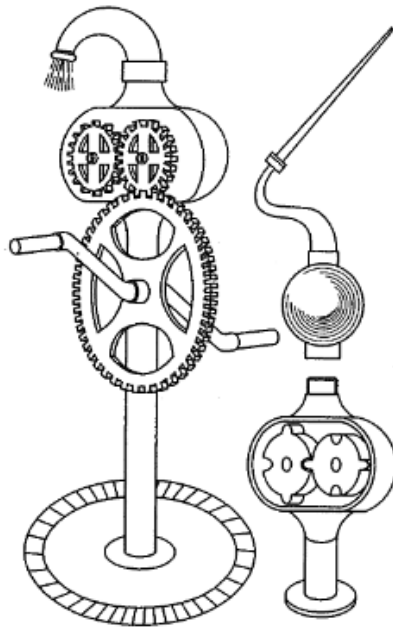
Rys. 2. Pompa zębata J. Leurechona z 1624 r. (Stryczek 2007).

Następna pompę zębatą zobrazował na początku XVIII wieku Jacob Leupold (1674-1727) przedstawioną poniżej. Na podstawie rysunku, widać że zęby kół są ukształtowane wedle łuków kół, posiadających środki znajdujące się na obwodzie kół podziałowych. Koła zębate osadzone są na wałach z dokładnie obrobionymi czopami po obu stronach. Łożyska pod czopy wałów znajdują się w pokrywach owalnej obudowy. Wał jednego wirnika został wydłużony, aby założyć na nim korbę. Koła i obudowa były wykonane najprawdopodobniej z drewna, a wały z żelaza.



Rys. 3. Machina Pappenheima według J. Leupolda z 1724 r. (Stryczek 2007).

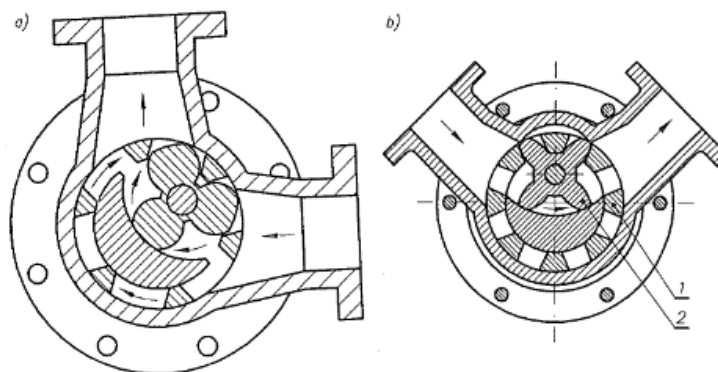
W tamtym czasie pompy tego typu nie znalazły jeszcze wszechstronnego zastosowania. Wynikało to głównie z faktu, że uzyskanie wyższych ciśnień ograniczały względy technologiczne. Przy ówczesnych możliwościach technologicznych prościej było uszczelnić tłok w cylindrze za pomocą skórzanego pierścienia samouszczelniającego. Z tego względu chętniej korzystano z tłokowych pomp tłoczących.



Rys. 4. Pompa Eve'a z 1827 r. (Stryczek 2007).

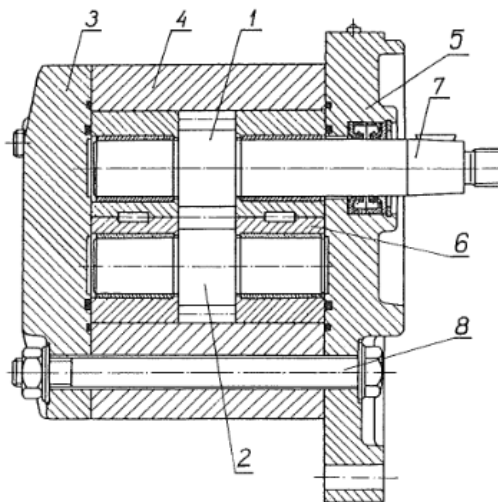
Na początku XIX wieku Amerykanin Eve opatentował pompę przedstawioną powyżej. Pompa tego typu instalowana była na przewodzie ssawnym o długości około 7m. Dodatkowe przełożenie powodowało wzrost obrotów wirnika napędowego pompy o 3 razy. Dzięki temu pompa osiągała wydajność ok. $10\text{m}^3/\text{h}$. Ówczesnie zwracano uwagę na jej zalety: niezawodność i trwałość. Wynikało to z wykonania wszystkich elementów w całości z metalu.

Pompy o zazębieniu wewnętrznym pojawiły się dopiero w drugiej połowie XIX wieku. Podobnie jak dla pompy o zazębieniu zewnętrznym, jedno koło pełni rolę koła napędzającego. Do osi tego koła podłączony jest zewnętrzny napęd. W wirniku obrotu koła napędzającego, obraca się również koło napędzane o uzębieniu wewnętrznym, zwane nieraz też wieńcem zębatym. Ciecz przenoszona jest wrębami międzyczębnymi, a szczelnie rozdzielenie przestrzeni ssawnej od przestrzeni tłocznej uzyskuje się za pomocą dodatkowego elementu, zwanego wkładką sierpową. Swoją nazwę zawdzięcza charakterystycznemu wyglądowi. Powierzchnia tej wkładki ściśle współpracuje z powierzchnią wierzchołków kół zębatych. Pompy tego typu przeznaczone są do transportowania wszelkiego typu cieczy. Poniżej przedstawiono ówczesnie oferowane pompy tego typu.



Rys. 5. Pompy zębate o zazębieniu wewnętrznym firmy Selwig U. Lange z 1888 r. (Stryczek 2007).

Z czasem oraz rozwinięciem się systemów wytwórczych maszyn, rozwijały się konstrukcje zębatych pomp wyporowych. Ciągłe dążono do zwiększenia ciśnienia tłoczenia, a także do wzrostu trwałości oraz sprawności hydraulicznych pomp zębatych. Pod koniec XIX wieku osiągnięto ciśnienia robocze sięgające 0,2 MPa. W pierwszej połowie XX wieku opracowano zazębienie ewolwentowe, które również wprowadzono do produkcji pomp zębatych. Szczegółowe opisanie zazębienia ewolwentowego i jego właściwości, posłużyło do opracowania wzorów do projektowania pomp zębatych wedle zakładanych wymagań. Ciągłe prace związane z możliwością wzrostu ciśnienia roboczego, sprawności objętościowej oraz trwałości pomp przyczyniły się do zastosowania kompensacji luzów osiowych. Również w Polsce podjęto działania w celu ulepszania konstrukcji pomp zębatych, a początki sięgają lat pięćdziesiątych XX wieku. Najpierw w Wytwórni Sprzętu Komunikacyjnego we Wrocławiu, która potem została przekształcona na Kombinat PZL Hydraul, gdzie powstały kolejne typoszeregi pomp typu PZ, PZ2 i PZ3. Poniżej przedstawiono pompę PZ3.

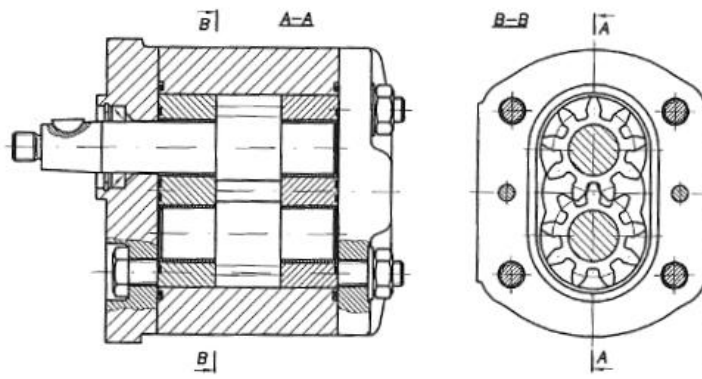


Rys. 6. Pompa zębata typu PZ3 (Kollek 1996).

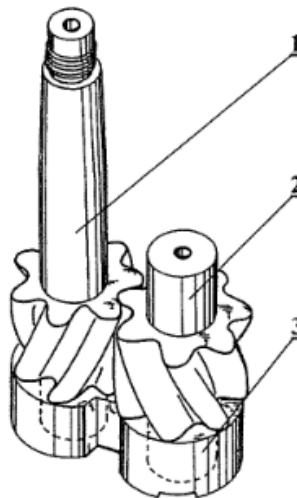
Pompa posiada budowę trójelementową: płytę przednią 5, korpus środkowy 4 oraz pokrywę 3. Powyższe elementy skręcone są za pomocą śrub 8. Należy do kategorii zębatych pomp o zazębieniu zewnętrznym ewolwentowym. Jej cechą charakterystyczną jest zastosowanie kompensacji luzów czołowych. Została zaprojektowana na początku lat dziewięćdziesiątych XX wieku. Dalszym rozwojem tego typoszeregu zajęła się Wytwórnia pomp Hydraulicznych z Wrocławia, dzięki temu już w 2001 roku powstała pompa PZ4. Charakteryzująca się wprowadzoną korekcją typu P, co spowodowało zmniejszeniem gabarytów pompy w stosunku do jej wydajności. Jej ciśnienie robocze sięga 28 MPa, zachowując sprawność całkowita 90%.

Jedną z głównych wad pomp zębatych jest ich wysoka hałaśliwość. Spowodowane jest to głównie znacząco nierównomiernością wydajności. Obecny rozwój generatorów ciśnienia związany jest z obniżeniem pulsacji wydajności, która może powodować: wadliwą pracę elementów sterujących oraz wzbudzanie się drgań elementów maszyn i urządzeń posiadających napęd hydrostatyczny. W budowie pomp zębatych przeważają zęby proste. Jednakże w ostatniej dekadzie, konstruktorzy pomp podjęli się wprowadzania konstrukcji o uzębieniu śrubowym. Takie rozwiązanie powoduje znaczne obniżenie emitowanego hałasu do otoczenia. Poniżej przedstawiono zespół pompujący z zębami skośnymi.

Największe skutki obniżenia hałasu uzyskuje się w wyniku obniżenia pulsacji poprzez stosowanie metody czynnej, czyli inaczej mówiąc korygując przebieg funkcji wydajności chwilowej i redukując amplitudę pulsacji wydajności kierowanej do układu hydraulicznego.



Rys. 7. Pompa zębata typu PZ4 (Stryczek 2007).



Rys. 8. Pompa zębata o zazębieniu śrubowym firmy Settima z 2001 r. (Osiński 2017).

4. Podsumowanie

W powyższym opisie zostały przedstawione zmiany konstrukcyjne w pompach zębatych. Na początku, nie były szeroko stosowane, lecz z biegiem lat skutkującymi zwiększeniem możliwości technologicznych oraz zmianami konstrukcyjnymi, zyskały na popularności. Znaczny wzrost ciśnienie tłoczenia w zębatych pompach wyporowych, spowodował powstanie napędów hydraulicznych, gdyż pompa generuje energię ciśnienia zgromadzoną w transportowanej cieczy. Dotychczas stosowane napędy mechaniczne, zostały w wielu dziedzinach zastąpione układami hydraulicznymi, mogącymi przenosić wysokie obciążenia. Hydrauliczne układy napędowe pozwalają na łatwość automatyzacji i regulacji, co pozwala na pracę maszyn i urządzeń w technologicznych liniach produkcyjnych. Ciągła produkcja wymusza odpowiedni sposób zabezpieczenia współpracujących elementów maszyn przed ich zbyt szybkim zużywaniem się. Z tego względu wprowadza się centralne smarowanie, które zapewnia automatyzację procesu smarowania olejem lub smarem. Znacząco podnosi komfort operatora maszyny, który musiał dotychczas wykorzystywać do tego ręczne urządzenia pomocnicze. Centralne smarowanie pozwala na precyzyjne dozowanie substancji smarujących, zachowując przy tym dokładność i regularną częstotliwość dawkowania. Głównym elementem układu smarowania jest pompa która powoduje przepływ cieczy smarującej. Kolejnym elementem układu sterowania są zawory oraz rozdzielacze, dzięki którym uzyskuje się

równomierne wraz z regularną częstotliwością smarowanie. Następnym ważnym elementem są przewody elastyczne lub sztywne. Ostatnimi elementami układu smarowania są końcówki, które są dedykowane do konkretnego zużywającego się elementu. W ostatnich latach w układach hydraulicznych zaczęto stosować olej biodegradowalny (Poprawski 2014; Sacha 2013), którego składnikiem bazowym jest olej roślinny. Ze względu na coraz większy stopień automatyzacji produkcji, przewiduje się wzrost wprowadzania centralnych układów smarowania w urządzeniach związanych z produkcją spożywczą. Niewątpliwą zaletą zębatych pomp wporowych jest wysokoodporność na zanieczyszczenia, dzięki temu może pełnić różne funkcje: generowania ciśnienia, transportowania cieczy oraz smarowania. Również w innych dziedzinach przemysłu zostały wprowadzone układy hydrauliczne, spełniające funkcje systemu sterującego oraz sieci smarowania. W ciągu ostatnich kilkunastu lat zaobserwowano rozwój mikrohydrauliki, która szeroko opisana jest w lit (Kollek i in. 2014). Ich wprowadzenie znacznie przyczyniło się do stosowania centralnych układów smarowania, ze względu na transportowanie małych objętości cieczy. Bardzo często olej hydrauliczny spełnia rolę nośnika energii ciśnienia w strumieniu cieczy oraz smarowania. Dzięki temu urządzenie posiada jeden zbiornik. Podobne rozwiązanie stosowane jest w ciągnikach rolniczych, w których olej stosowany do układu hydraulicznego znajduje się w komorze skrzyni biegów, pełniąc również funkcję smarującą. Dalszy rozwój związany z budowaniem pomp zębatych związany będzie z redukcją masy w stosunku do wydajności pompy oraz obniżenia generowanego hałasu.

5. Literatura

- De Camp L S (1970) Wielcy i mali twórcy cywilizacji: od Imhotepa do Leonarda da Vinci, Wiedza Powszechna Warszawa.
- Kersten A (1971) Historia powszechna 1648-1789, Państwowe Zakłady Wydawnictw Szkolnych Warszawa.
- Kollek W (1996) Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja, Ossolineum, s. 10-13.
- Kollek W., Osiński P., Stosiak M. i in. (2014) Problems relating to high-pressure gear micropumps, Archives of Civil and Mechanical Engineering (14) 2014: 88-95.
- Nowy Słownik języka polskiego PWN (2002) Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa.
- Osiński P (2017) Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu, OWPW Wrocław, s. 23-25.
- Poprawski W (2014) Biodegradowalne smary w zastosowaniu do węzłów łożyskowych elementów wykonawczych maszyn roboczych, Inżynieria Maszyn (2)2014, 99-107.
- Roberts J M (1990) Od wieków średnich po wiek oświecenia, WŁ Łódź.
- Russo L (2005) Zapomniana rewolucja: grecka myśl naukowa a nauka nowoczesna, Universitas Kraków.
- Sacha D (2013) Nowe metody oceny właściwości olejów hydraulicznych i turbinowych wprowadzone w specyfikacjach produktowych według PN-ISO, NAFTA-GAZ (3)2013, 263-270.
- Stryczek J (2007) Koła zębate maszyn hydraulicznych, OWPW Wrocław, s. 8-19.
- Towarnicki K (2018) Mimosrodowa pompa łopatkowa do transportowania zakwasu chlebowego, Wiedza Kluczem do Sukcesu 2018, s. 71-78.
- Witruwiusz (1999) O architekturze ksiąg dziesięć, przekł. K. Kumaniecki, Prószyński i S-ka Warszawa.
- Wolski J (1971) Historia powszechna: starożytność, PWN Warszawa.
- Wójcik Z (2004) Historia powszechna: wiek XVI-XVII, PWN Warszawa.
- Żywczyński M (1964) Historia powszechna 1789-1870, PWN Warszawa.

15. Historia pomp wykorzystywanych w wodociągach i kanalizacji

The history of pumps used in water and sewage systems

Mielewska Małgorzata⁽¹⁾, Towarnicki Krzysztof⁽²⁾

⁽¹⁾Instytut Historii i Archiwistyki, Wydział Nauk Historycznych, Uniwersytet Mikołaja Kopernika w Toruniu

⁽²⁾Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska
Opiekun naukowy: dr hab. Sylwia Grochowina

Mielewska Małgorzata: gosiam@doktorant.umk.pl

Słowa kluczowe: pompa wirowa, sieć wodociągowo-kanalizacyjna, układ hydrauliczny

Streszczenie

Woda jest podstawowym elementem codziennego funkcjonowania człowieka. Już w starożytności zaczęły powstawać systemy do jej wydobywania i transportu. Od najdawniejszych lat w pobliżu źródeł wody powstawało osadnictwo. Wraz z powstawaniem nowych materiałów, tworzone kolejne konstrukcje pomp. Na przestrzeni lat często wracano do wcześniejszych rozwiązań. Przykładem jest pompa zębata opracowana w 1600 r. przez J. Keplera, która za jego życia nie znalazła praktycznego zastosowania. Sukcesywnie wprowadzono w niej kolejne udoskonalenia. Dzisiaj należy do najczęściej używanych pomp wyporowych w hydraulicznych układach napędowych. Obecny rozwój techniki hydraulicznej związany jest z rozpowszechnieniem się systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Główną zaletą hydraulicznych układów napędowych oraz transportowych jest szeroka możliwość sterowania prędkością oraz ciśnieniem. Wprowadzenie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układy hydrauliczne przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego przez nie hałasu. Obecnie trwają dodatkowe prace związane z optymalizacją budowy elementów układów hydraulicznych. Odnosi się to głównie do dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, co wiąże się ze zmniejszeniem ich gabarytów oraz redukcji emitowanego przez nie hałasu. W przypadku hydraulicznych układów napędowych, ich niewątpliwą zaletą jest przenoszenie dużych mocy.

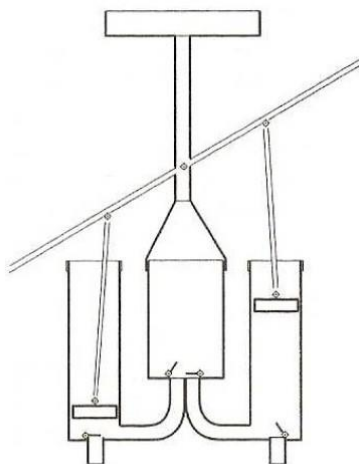
1. Wstęp

Pompa to rodzaj maszyny do przenoszenia cieczy lub zawiesin z poziomu niższego na wyższy lub do przetłaczania jej z obszaru o ciśnieniu niższym do obszaru o ciśnieniu wyższym. Pompa otrzymuje energię mechaniczną od silnika napędowego i przenosi ją na przepływającą przez nią ciecz za pośrednictwem elementu roboczego, np. tłoka, zębatego lub wirnika. Przenoszenie cieczy odbywa się poprzez wytwarzanie przez pompę różnicy ciśnień między stroną odpływową a dopływową. Zależnie od sposobu wytwarzania różnicy tych ciśnień rozróżnia się pompy wyporowe i wirowe. Pompy wyporowe, w zależności od rodzaju ruchu elementu roboczego, dzieli się na pompy o ruchu: posuwisto-zwrotnym, obrotowo-zwrotnym, obrotowym i inne (np. mimośrodkowe), z kolei pompy wirowe są kręte i krążeniowe (Popularna Encyklopedia Powszechna 1996).

Pompy wykorzystywane były już od starożytności. Inżynieria mechaniczna swój rozkwit przeżywała szczególnie w starożytnej Grecji w okresie hellenistycznym. Do największego skoku jakościowego doszło w III w. p. n. e., kiedy pierwsi naukowcy zaczęli przeprowadzać swoje obliczenia oraz projektować maszyny z uwzględnieniem ich wydajności (Russo 2005). Starożytne centrum naukowe zostało przeniesione z Aten do Aleksandrii. Założycielem Aleksandrii był Deinokrates z Rodos, który na polecenie Aleksandra Macedońskiego stworzył nowe miasto na miejscu rybackiej wioski Rhakotis (De Camp 1970). Rozwój Aleksandrii był możliwy w głównej mierze, dzięki trzem pierwszym władcom Egiptu – Ptolemeuszowi I Soter, Ptolemeuszowi II Filadelfosowi i Ptolemeuszowi III Euergetesowi. W mieście powstało muzeum wraz z biblioteką, które wraz z upływem czasu stało się instytutem badawczym, przy którym znajdowały się: ogród

botaniczny i zoologiczny, obserwatorium astronomiczne oraz sale do przeprowadzania sekcji zwłok. Do Aleksandrii zaczęli przybywać uczeni. Z miastem związani byli sławni uczeni, między innymi: Euklides – autor dzieła *Elementy*, Eratostenes – twórca geografii matematycznej, Arystarch z Samos – astronom, który twierdził, że ziemia obraca się wokół nieruchomego słońca, Herofilos i Erasistratos – lekarze, z których pierwszy wyjaśnił zasady funkcjonowania układu nerwowego, a drugi podstawy fizjologii, Ktesibios – konstruktor, wynalazca i matematyk oraz Archimedes z Syrakus – fizyk i matematyk (Wolski 1971).

Jednym z uczonych działającym w Aleksandrii był „ojciec pneumatyki” Ktesibios - inżynier i konstruktor. Jego pierwszym wynalazkiem stało się zamontowanie przeciwwagi w lustrze, która umożliwiała podnoszenie go i opuszczanie bez użycia siły. Zasłynął jednak stworzeniem pompy („pompa Ktesibiosa”). Schemat konstrukcji pompy wodnej Ktesibiosa przedstawia rys. 1 (Rys. 1).



Rys. 1. Schemat konstrukcji pompy wodnej Ktesibiosa (Oleson 1984).

Jej działanie i konstrukcję opisał Witruwiusz w I w. p. n. e. Pompa została wykonana z brązu, ponieważ ten stop miał duże możliwości odlewnicze, obróbki na zimno i większą niż u żelaza odporność na korozję (Witruwiusz 1999). Budowa urządzenia była oparta na dwóch cylindrach, które zaopatrzone w połączone ze sobą tłoki podłączonych do głównego centralnego zbiornika. Cylindry i zbiornik zostały wyposażone w ruchome zawory w formie kłapek, uniemożliwiające wypłynięciu cieczy. Tłoki działały na przemian wciągając wodę, po czym naciskając zamykały kłapę i przesyłały płyn do głównego zbiornika. W rezultacie ciągłej pracy tłoków i kłap woda nie mogła cofnąć się do przeciwnego cylindra tylko wypływała pod ciśnieniem do przeznaczonego ujścia (Witruwiusz 1999). „Pompę Ktesibiosa” używano przede wszystkim do gaszenia pożarów, napełniania wyżej położonych zbiorników fontann, mycia wysokich sufitów, w studniach gospodarstw domowych i do dostarczania wody w łaźniach (Witruwiusz 1999). W średniowieczu zaprzestano jej stosowania i zastąpiono pompą ssącą opisaną w XV w. przez Mariano di Jacopo.

Kolejnym uczonym był Archimedes z Syrakuz – matematyk i twórca hydrostatyki (Russo 2005). Odbывał on studia w Aleksandrii i interesował się mechaniką, a szczególnie inżynierią. Uczony zaprojektował maszyny obronne i planetarium. Archimedes wynalazł również śrubę wodną („ślimacznicę Archimedesa”). Wygląd wynalazku przedstawia rys. 2 (Rys. 2).

Konstrukcja „ślimacznicy Archimedesa” została dokładnie opisana wraz z instrukcją jej wykonania przez Witruwiusza (Witruwiusz 1999). Śruba składała się z osi, wokół której opleciono spiralnie skierowane na zewnątrz listwy, obudowane przytwierdzoną do nich zewnętrzną częścią w formie pustego w środku walca. Listwy stworzyły w śrubie tory, którymi wraz z ruchem konstrukcji

unoszona była woda, następnie wyrzucana górnym otworem. Z końców trzonu wychodziły metalowe przedłużenia, które były osadzone na podporze. Pomagało to w obracaniu urządzenia przez osobę chodzącą po jego bieżniku. Deptanie było podstawowym sposobem wprowadzania mechanizmu w ruch. Dodatkowym elementem konstrukcji był kosz, który filtrował wpadającą od spodu wodę. Śruba Archimedesza wykorzystywana była w nawadnianiu pól, osuszaniu kopalń oraz na pokładach frachtowców. W późniejszym czasie zaczęto używać jej do miejskiego systemu zaopatrzenia w wodę (Witruwiusz 1999). Od lat 20-tych XX w. śrubę Archimedesza stosuje się powszechnie do podnoszenia ścieków surowych.



Rys. 2. Rysunek śruby odkrytej w XIX w. na terenie rzymskiej kopalni w Sotiel Coronada (Oleson 1984)

Postęp w dziedzinie produkcji związanej z rozwojem techniki zauważalny był w drugiej połowie XV w. i trwał on aż do XIX w. (Żywczyński 1964). Następuje on we wszystkich dziedzinach, w tym głównie w hutnictwie. W tej gałęzi przemysłu zastosowanie znalazły koła wodne poruszane siłą spadającej wody, które wprowadzały w ruch mechanizmy, takie jak: miechy, pompy i prymitywne dźwigi w kopalniach. Koło wodne wykorzystywane było już w średniowieczu, ale w okresie nowożytnym zostało udoskonalone (Roberts 2004). Znaczny postęp techniczny dotyczył również górnictwa. Dźwigi i pompy pozwalały na kopanie głębszych szybów górniczych, co umożliwiało dotarcie do obfitych złóż rudy. Nowoczesne mechanizmy pomagały przy usuwaniu wody z kopalni. Pierwszą pompę napędzaną silnikiem parowym skonstruował T. Newcoman w 1712 r. W latach 60-tych XIX w. budowano pompy parowe o wydajności 1400 m³/h i wysokości podnoszenia 52 m. Dalszy rozwój techniki umożliwił udoskonalenie pomp, które przy swoim wszechstronnym zastosowaniu są współcześnie wykorzystywane w wielu dziedzinach życia.

2. Opis zagadnienia

Jedną z płaszczyzn, w której używane są głównie pompy wirowe to sieci wodociągowe i kanalizacyjne. Pierwsza znana w historii pompa wirowa pochodzi z V w. n.e. i stosowano ją w kopalni miedzi w Portugalii. Posiadała wirnik drewniany z łopatkami o przestrzennej krzywiznie. Następnie koncepcje pompy wirowej przedstawił Leonardo da Vinci w XV w. Ponownie została wynaleziona w 1686 r. i opatentowana przez Denisa Pepkina, a następnie zbudowana w 1705 r. W II

poł. XIX w. następował dalszy rozwój przemysłu pomp wirowych, wynikający z rozpowszechnienia się szybkoobrotowych elektrycznych silników napędowych.

Pompa wyporowa służy do generowania energii ciśnienia w strumieniu cieczy. Jej prawidłowe działanie pompy wiąże się z zagwarantowaniem szczelnego rozdzielania obszaru ssawnego od tłocznego. Nieprzepuszczalne rozdzielanie obu przestrzeni umożliwia podwyższenie ciśnienia transportowanej cieczy. Sprzężenie elementów konstrukcyjnych powoduje, że obrót wirnika powoduje jednocześnie przemieszczenie ciekłej masy. Gdy nastąpi zatrzymanie wirnika przepływ czynnika roboczego staje się niewykonalny. Celem pompy jest zapewnienie dwóch funkcji: transportowanie cieczy z części ssawnej do części tłocznej oraz podniesienie jej ciśnienia. Aby zagwarantować ten warunek powinna posiadać poniższe cechy:

- powinna zapewnić stałą wydajność niezależnie od ciśnienia roboczego,
- osiągać wysokie ciśnienia pracy,
- szczelne rozdzielanie obszaru ssawnego od tłocznego (wysoka sprawność wolumetryczna),
- możliwie małe straty związane z tarciem mechanicznym i lepkiem (wysoka sprawność hydrauliczno-mechaniczna),
- zdolność do samozasysania czynnika roboczego.

Działanie pompy wirowej opiera się na poborze energii od silnika napędowego i przekazanie jej przepływającej cieczy. Wyróżnia się trzy rodzaje energii zgromadzonej w cieczy: energia potencjalna odnosząca się do wysokości podnoszonej cieczy, energii kinetycznej bezpośrednio związanej z prędkością cieczy oraz energia wynikająca z generowanym ciśnieniem. Praca pompy skupia się na tym, że suma wspomnianych wcześniej energii jest większa na wyjściu z pompy w przestrzeni tłocznej niż na wejściu w przestrzeni ssawnej. Głównie należy się skupić na generowaniu ciśnienia w strumieniu transportowanej cieczy podczas pracy pompy, gdyż dzięki temu pokonywane są opory podczas rozprowadzania cieczy w rurociągach.

Istota przekazywania energii w pompie wirowej opiera się na tym, że silnik przekazuje energię na wał pompy, na którym zamontowany jest charakterystyczny element zwany wirnikiem. Podczas obrotu wirnika zostaje przekazana przez niego energia do transportowanej cieczy. W przestrzeni tłocznej ciecz zostaje wprawiona w ruch wirowy o znacznej prędkości. Generowana jest głównie energia kinetyczna przez wirnik, lecz występuje też określony wzrost ciśnienia. Głównym zadaniem pompy jest spowodowanie wzrostu ciśnienia, a nie generowanie jej znacznych prędkości. Z tego względu gdy ciecz wypłynie z wirnika należy ją spowolnić, a nadmiar energii zamienić na energię powodującą wzrost ciśnienia. W tym celu budowane są specjalne elementy, które regularnie zwiększają przekrój, dzięki czemu ciecz spowalnia bez znacznych rozprośnień energii w postaci ciepła. W pompach jednostopniowych do tego celu służy zazwyczaj kanał spiralny, a w pompach wielostopniowych stosuje się kierownice łopatkową. Szczegółowy opis zagadnienia można znaleźć w lit. (Strączyński i in. 2007). Pompy wirowe według lit. (Jędrał 2014) dzieli się na:

- Kręte (rotodynamiczne)
 1. Odśrodkowe
 2. Helikoidalne
 3. Diagonalne
 4. Śmigłowe
 5. Odwracalne (pompoturbiny)
 6. O swobodnym przepływie
 7. Tarczowe
 8. Czerpakowe
- Krążeniowe:
 1. Z bocznymi kanałami (bocznokanałowe)
 2. Peryferyjne
 3. Z pierścieniem wodnym

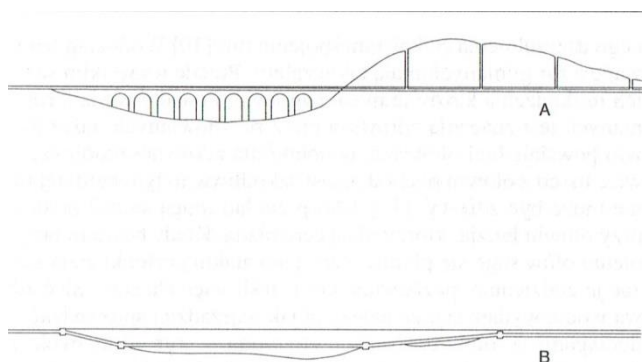
W sieciach wodociągowych wyróżnia się pompy do zimnej wody czystej, nieraz nazywane pompami ogólnego przeznaczenia. Wynika to z ich budowy, gdyż bez znacznych różnic konstrukcyjnych, mogą być wykorzystywane do transportu wody przemysłowej zawierającej

niewielkie zanieczyszczenia. W praktyce niemal bez wyjątku do tego celu stosowane są pompy wirowe.

W sieciach kanalizacyjnych używa się pomp do ścieków. Ich budowa różni się głównie budową wirnika, który dostosowany jest do charakterystycznych warunków pracy. Podczas pracy wirnik nie może być zablokowany przez ciała często spotykane w ściekach, niemal zawsze o włóknistym charakterze.

3. Wykorzystanie pomp wirowych w sieci wodociągowo-kanalizacyjnej

Początków systemów wodociągowych i kanalizacyjnych sięgają starożytności. Zasadę prowadzenia wodociągu opisał w swojej pracy Witruwiusz (Witruwiusz 1999). Wodę odprowadzano na trzy sposoby: w formie strumieni przez sztucznie zbudowane kanały, w rurach ołowianych lub glinianych. Zasady prowadzenia wodociągu kanałowego i z rur glinianych przedstawia rys. 3 (Rys. 3).



Rys. 3. Zasada prowadzenia wodociągu kanałowego (A) i z rur glinianych (B) (Witruwiusz 1999).

Woda spływała akweduktami na zasadzie naturalnego spadku grawitacyjnego. Pałacowe kompleksy były wyposażone w specjalne zbiorniki, w których magazynowano wodę transportowaną ze źródeł znajdujących się poza murami miast. Innowacyjnym rozwiązaniem było zainstalowanie wodociągu wysokociśnieniowego w II w. p. n. e. w mieście Pergamon. Wodę doprowadzano rurami umieszczonymi wewnątrz wydrążonych i kamiennych bloków, pod ciśnieniem 16 atmosfer. Duże osiągnięcia w technologii wodociągowej mieli również Rzymianie. Wybudowali słynny, ogromny kanał ściekowy, tzw. Cloaca Maxima, który posłużył za wzorzec i był jednym z wielu. W średniowieczu nastąpił regres w poziomie życia. Niski stan higieny osobistej, kłopoty z wodą, nieumiejętność przechowywania psujących się produktów żywnościowych, niezdrowy sposób odżywiania oraz brud w ciasnych i wąskich uliczkach powodowały liczne epidemie (Samsonowicz 2001). Budowa urządzeń wodno-kanalizacyjnych nie była stosowana powszechnie. Wodociągi i kanały ściekowe pojawiły się w XI w. w klasztorach i zamkach, a od XIII w. w miastach. W Londynie wodociągi zaczęły funkcjonować w 1236 r., w Lubece w 1294 r., a w Pradze w 1314 r. W pierwszej fazie średniowiecza pobór wody w miastach odbywał się najczęściej za pomocą studni kopanych w miejscach płytkiego występowania wód gruntowych.

Na ziemiach polskich urządzenia wodno-ściekowe pojawiły się w XIV w. i to głównie na południowych obszarach Polski. W XIV w. istniały systemy wodociągowe wykonane z drewnianych, czasami z ceramicznych rur przepływowych. Pojawiły się one w Gdańsku, Grudziądzu, Krakowie, Toruniu i we Wrocławiu. Pierwsze wodociągi składały się z czterech elementów: ujęcia wody, zbiornika wodnego, rur rozprowadzających i jednej lub kilku studni miejskich (Pomianowska 1996). Większość miast była lokowana w dolinach rzecznych, dlatego ujęcia wód powierzchniowych dominowały nad ujęciami wód gruntowych. Woda była doprowadzana w obręb murów miejskich. Wody powierzchniowe ujmowane były między innymi w Grudziądzu, Krakowie, Lublinie, Poznaniu

i we Wrocławiu. Wody gruntowe ujmowano w Bieczu, Bochni i Toruniu. Zbiorniki wodne znajdowały się na początku i na końcu sieci wodociągowej. Początkowy zbiornik gromadził wodę przed jej rozprowadzeniem przy pomocy rurociągów, z kolei zbiornik końcowy stanowił rezerwuár wód niewykorzystanych i stawał się basenem przeciwpożarowym (Pomianowska 1996). Przewody wodociągowe wykonane były z drewna, najczęściej sosny, modrzewia i dębu. We Wrocławiu do celów wodociągowych używano wód pobieranych z Oławy (Wiśniewski, Płonka 1989). W 1445 r. u wylotu ulic Odrzańskiej i Kielbaśniczej znajdowała się pierwsza czerpalnia wody, która drewnianymi rurami była dostarczana do trzydziestu dwóch studni słupowych i szybowych. Wzrost liczby ludności stał się bezpośrednią przyczyną powstania następnej czerpalni w 1534 r. oraz w 1588 r. (ul. Garncarska), a także w 1596 r. („Kocia Góra”) (Wiśniewski, Płonka 1989; Pomianowska 1996).

W XV i XVI w. liczba rurociągów w polskich miastach znacząco wzrosła. W tym czasie budowano także wodociągi w mniejszych ośrodkach miejskich. W XVI w. na Kujawach zbudowano wodociągi w Brześciu Kujawskim, Bydgoszczy i we Włocławku (Zajączkowska 2004). Jednakże najwięcej systemów wodociągowych i kanalizacyjnych było na południu Polski, ponieważ znajdowały się tam lepsze warunki grawitacyjne. W XVI w. na obszarze Rzeczypospolitej już w około 60 miastach istniały systemy doprowadzające czystą wodę. Wodociągi budowane były po uzyskaniu zgody aktualnego władcy (Giedroyc 1907). Wojny szwedzkie przyniosły poważne straty w liczebności i funkcjonowaniu urządzeń wodociągowych w Polsce.

4. Podsumowanie

W powyższym opisie zostało przedstawione wykorzystanie pomp w kanalizacji i wodociągach. Pompy wirowe używane były przez człowieka już od starożytności. Pierwsza z nich powstała w V w. n. e. i używano ją w kopalni w Portugalii. Posiadała wirnik drewniany z łopatkami o przestrzennej krzywiznie. Kolejny projekt pompy wirowej stworzył w XV w. Leonardo da Vinci. W II poł. XVII w. pompy zaczęły być ponownie wykorzystywane, a jej głównym pomysłodawcą był Denis Pepkin. W II poł. XIX w. następował dalszy rozwój przemysłu pomp wirowych, wynikający z rozpowszechnienia się szybkoobrotowych elektrycznych silników napędowych. Obecnie w układach wodociągowych w znacznej części stosuje się stacjonarne pompy wirowe. To znaczy, że żaden z komponentów agregatu silnik elektryczny, pompa nie jest zanurzony w cieczy. Najczęściej do napędu pompy instaluje się silnik stacjonarny suchy, zazwyczaj chłodzony powietrzem, posiadający własne łożyskowanie. Połączony jest z pompą przy użyciu sprzęgła. Gdy jednak wydobyć wodę wykracza poza możliwości techniczne pomp stacjonarnych to znaczy, że przekroczona jest dopuszczalna wysokość ssania. Wtedy należy posłużyć się pompami głębinowymi. Jest to odmiana pomp przeznaczona do pracy pod zwierciadłem wody w studniach lub otworach wiertniczych, na głębokościach od kilku do kilkuset metrów – bywa też powyżej 1000 m. Powyższy podział odnosi się do pomp eksploatowanych w wodociągach. Pompy stacjonarne służą nie tylko do wydobywania wód, ale również montowane są w linii wodociągowej dla podniesienia ciśnienia, które obniża się wraz z długością rurociągu, ze względu na występujące hydrauliczne straty liniowe i miejscowe. W przypadku sieci kanalizacyjnej ze względu na transportowane medium pompy różnią się pod względem konstrukcyjnym, lecz zaliczane są w większości przypadków do pomp wirowych. Do transportu ścieków komunalnych stosuje się pompy o konstrukcjach wykonanych z żeliwa, posiadającego wystarczającą odporność na tego typu medium. Do budowy pomp transportujących wody opadowe posiadające dużą ilość piasku wykorzystuje się staliwa wysokochromowe znacznie odporne na erozję w stosunku do żeliwa. Kolejną grupą są ścieki przemysłowe, które często stają się toksyczne lub niebezpieczne. Wtedy muszą być neutralizowane bez użycia pomp. W tym przypadku często powstają różnego rodzaju osady. Zamiast pomp wirowych stosuje się pompy wyporowe m.in. śrubowe bądź ślimakowe. Dzięki wiedzy na temat historii pomp, często unika się błędów które pojawiały się na przestrzeni lat w ich budowie. Ze względu na stosowanie numerycznych metod obliczeń oraz nowoczesnych obrabiarek, wraca się do wcześniejszych rozwiązań konstrukcyjnych, które wcześniej nie były szeroko stosowane.

5. Literatura

- De Camp L S (1970) Wielcy i mali twórcy cywilizacji: od Imhotepa do Leonarda da Vinci, Wiedza Powszechna Warszawa.
- Giedroyc F (1907) Wodociągi i kanały miejskie: z dziejów higieny w dawnej Polsce: Przegląd Historyczny 4(2): 231-237.
- Halicki K (2012) Szkice z dziejów Świecia nad Wisłą i powiatu w dwudziestoleciu międzywojennym, cycero.pl Jan Ciesielski Toruń.
- Jędral W (2014) Pompy wirowe, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, s. 20-27
- Kersten A (1971) Historia powszechna 1648-1789, Państwowe Zakłady Wydawnictw Szkolnych Warszawa.
- Oleson J (1984) Greek and Roman Mechanical Water-Lifting Devices: The History of a Technology, Springer Toronto.
- Osiński P (2017) Pompy zębate o obniżonym poziomie emisji hałasu, OWPW Wrocław, s. 23-25.
- Pomianowska H (1996) Początki wodociągów na terenie Polski: Acta Universitatis Nicolai Copernici. Nauki matematyczno-Przyrodnicze Geografia 28(97): 107-117.
- Popularna Encyklopedia Powszechna (1996), Oficyna Wydawnicza Fogra Kraków.
- Roberts J M (1990) Od wieków średnich po wiek oświecenia, WŁ Łódź.
- Russo L (2005) Zapomniana rewolucja: grecka myśl naukowa a nauka nowoczesna, Universitas Kraków.
- Samsonowicz H (2001) Życie miasta średniowiecznego, Wydawnictwo Poznańskie Poznań.
- Strączyński M, Pakuła G, Urbański P i in. (2007) Podręcznik eksploatacji pomp w wodociągach i kanalizacji, Wydawnictwo „Seidel-Przywecki” Sp. z o.o., s. 13-30
- Wiśniewski Z, Płonka T (1989) Odcinek „Kocięgo Wodociągu” na terenie Nowego Miasta we Wrocławiu w świetle badań archeologicznych przy ul. Bernardyńskiej w roku 1988, Zabytki Techniki Wodociągowej Polski, Komitet Ochrony Zabytków Techniki RW NOT 1989, s. 51-68.
- Witruwiusz (1999) O architekturze ksiąg dziesięć, przekł. K. Kumaniecki, Prószyński i S-ka Warszawa.
- Wolski J (1971) Historia powszechna: starożytność, PWN Warszawa.
- Wójcik Z (2004) Historia powszechna: wiek XVI-XVII, PWN Warszawa.
- Zajączkowska T (2004) Historia wodociągów i kanalizacji w Bydgoszczy do 1945, Wojewódzki Ośrodek Kultury Bydgoszcz.
- Żywczyński M (1964) Historia powszechna 1789-1870, PWN Warszawa.

16. Analiza możliwości obniżenia temperatury zagęszczania mieszanek mineralno – asfaltowych wytwarzanych w technologii na ciepło

Analysis of the possibility of lowering the temperature of compaction asphalt concrete produced in the warm mix asphalt technology

Ostrowski Przemysław

ORLEN Asphalt sp. z o.o., Płock

Opiekun naukowy: dr inż. Krzysztof Błażejowski

Słowa kluczowe: warm mix asphalt, wosk F-T, ekologia

Streszczenie

W artykule omówiono dotychczas opracowane technologie wytwarzania mieszanek mineralno – asfaltowych na ciepło (warm mix asphalt). Technologie te opierają się na zastosowaniu różnego typu dodatków, modyfikowaniu procesu wytwarzania, lub wykorzystaniu obu rozwiązań łącznie.

W części badawczej w pięciu różnych temperaturach zagęszczano po sześć próbek – trzy z dodatkiem na bazie wosku syntetycznego i trzy bez dodatku: zagęszczanie przeprowadzono z zastosowaniem prasy żyratorowej. Badanie to pozwoliło określić zawartość wolnych przestrzeni po kolejnych cyklach zagęszczania próbek i oszacować wpływ dodatku na obniżenie temperatury zagęszczania mieszanki mineralno-asfaltowej. Przedstawiono ponadto metodę obliczania ilości energii potrzebnej na ogrzanie mieszanki mineralno – asfaltowej do temperatury technologicznej. Stosując tę metodę można wyliczyć ilość energii zaoszczędzonej przy produkcji MMA w obniżonej temperaturze z dodatkami warm mix asphalt.

1. Przegląd metod wytwarzania mieszanek mineralno-asfaltowych w technologii na ciepło

W ostatnich latach obserwuje się ciągły wzrost znaczenia transportu drogowego. Sieć drogowa wymaga modernizacji oraz rozbudowy, co ciągnie za sobą konieczność produkcji dużej ilości materiałów konstrukcyjnych nawierzchni drogowej. Nawierzchnie asfaltowe są stosowane na większości dróg w Polsce. Doskonale wpisują się one w obecny trend wykorzystywania materiałów zrównoważonych. Na uwagę zasługuje również fakt, że mieszanka mineralno-asfaltowa (MMA) jest produktem w pełni podlegającym recyklingowi, jednakże problemem w procesie produkcji nawierzchni asfaltowych jest zużycie energii na podgrzanie komponentów w celu połączenia ich ze sobą i odpowiedniego zagęszczenia mieszanki w miejscu jej wbudowania.

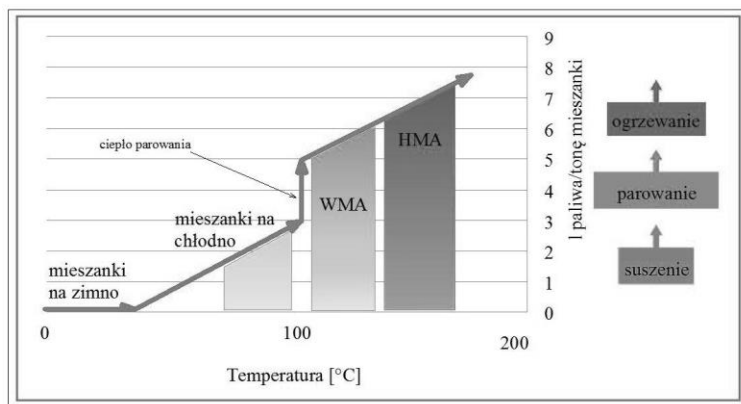
Rosnące wymagania inwestorów zmuszają producentów do ciągłych badań w poszukiwaniu nowych typów oraz technologii wytwarzania mieszanek mineralno – asfaltowych. Jedną z nich jest technologia wykonywania MMA w obniżonych temperaturach technologicznych.

Pod koniec lat dziewięćdziesiątych XX w. została zaprezentowana technologia mieszanek mineralno-asfaltowych na ciepło (warm mix asphalt). Wpisuje się ona doskonale w pełną paletę technik: od mieszanek mineralno-asfaltowych wytwarzanych na zimno do tych produkowanych na gorąco, co ilustruje Rys. 1.

Zastosowanie technologii produkcji MMA na ciepło niesie za sobą wiele korzyści w różnych obszarach. Z ekonomicznego punktu widzenia istotne jest mniejsze zużycie energii na wytworzenie MMA od 30% do 50% (D'Angelo et al. 2008; Łokaj 2008), możliwość prowadzenia prac przy niższej temperaturze otoczenia, możliwość transportu MMA na dalsze odległości, szybsze oddanie drogi do ruchu. Istotne są również aspekty technologiczne – niższa temperatura produkcji MMA wpływa na mniejsze starzenie technologiczne lepiszcza, co korzystnie wpływa na odporność nawierzchni na spękania niskotemperaturowe i spękania zmęczeniowe. Mieszanie składników możliwe jest już w temperaturze ok. 120°C ÷ 130°C, a temperatura efektywnego zagęszczania może być obniżona poniżej 100°C. Dodatkowo dzięki niższej temperaturze produkcji, a tym samym mniejszemu

zapotrzebowaniu na energię, zmniejsza się emisja gazów cieplarnianych do atmosfery. Niezaprzeczalnym jest również wpływ obniżenia temperatury zagęszczania MMA na poprawę warunków pracy załóg bitumicznych z uwagi na ograniczenie emisji gazów.

Obecnie znanych jest kilkanaście różnych technologii wytwarzania MMA w technologii na ciepło, które korzystają z dodatków, które można przyporządkować do jednej z czterech grup wymienionych poniżej. Przy doborze technologii należy wziąć pod uwagę zagadnienia takie jak postać dodawanego środka, miejsce dodawania na linii produkcyjnej, zużycie, możliwość obniżenia temperatury, konieczna modyfikacja wytwórni (Judycki i Stienss 2009).

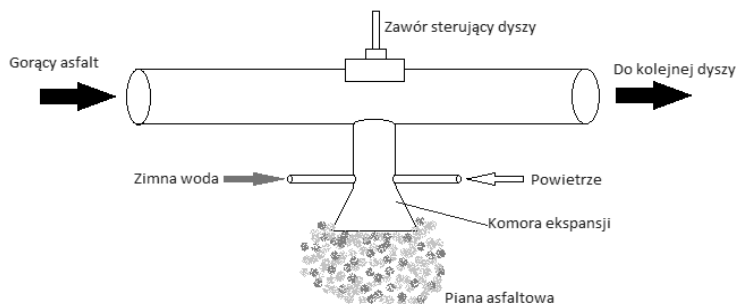


Rys. 1 Klasyfikacja według temperatury (temperatura i zużycie paliwa są przybliżone) (D'Angelo et al. 2008).

1.1 Dodatki na bazie wody

Jednym z bardziej efektywnych energetycznie sposobów produkcji MMA jest technologia asfaltu spienionego. Początek prac nad tą technologią nastąpił w 1928 r. w Darmstadt w Niemczech. Projekt i patent na pierwsze urządzenie do spieniania asfaltu należały do Augusta Jacobiego. Następnie w roku 1957 w USA prof. Ladis Csanyi zastosował asfalt spieniony do budowy dróg z kruszywa o bardzo niskiej jakości. System spieniania polegał na wprowadzaniu pary wodnej pod ciśnieniem do gorącego asfaltu. W 1971 r. Mobil Oil Corporation zmodyfikował koncepcję produkcji asfaltu spienionego, zastępując parę wodną zimną wodą. Natomiast po roku 1991, po wygaśnięciu praw patentowych Mobil rozwinęły się inne systemy oraz technologie mieszanek mineralno-asfaltowych z użyciem asfaltów spienionych (Iwański i Chomicz 2015).

Obecnie na rynku funkcjonuje kilka różnorodnych technologii spieniania asfaltu. Jedna z nich wykorzystuje dysze wtryskujące niewielką ilość (2% ÷ 4%) zimnej wody pod ciśnieniem do gorącego asfaltu (Rys. 2).



Rys.2 Schemat instalacji spieniania lepiszcza (<http://www.orlden-asfalt.pl>).

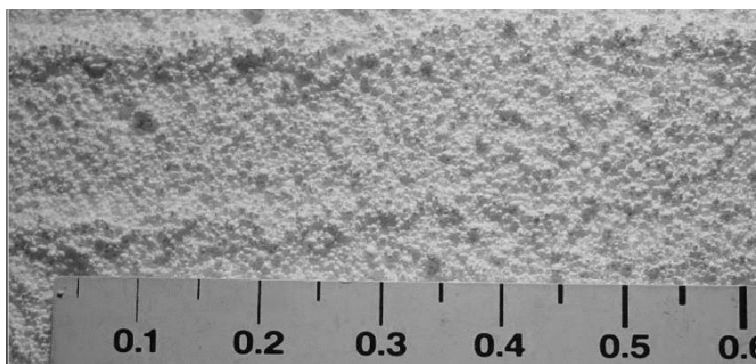
Woda po zetknięciu z asfaltem gwałtownie paruje, powodując powstanie dużej ilości piany (objętość asfaltu może się zwiększyć nawet dwudziestokrotnie), co powoduje zmniejszenie lepkości

lepiszcza. Następnie piana jest wypychana z komory ekspansji przy pomocy powietrza do komory mieszalnika, gdzie następuje wymieszanie mieszanki mineralnej z lepiszczem. (Judycy i Stienss 2009; Graczyk 2015)

Inny proces wykorzystujący zjawisko spieniania asfaltu polega na wymieszaniu wygrzanej gorącej frakcji grysowej kruszywa z lepiszczem, a następnie na dodaniu zimnej frakcji pisakowej o wilgotności 3 – 4%. Woda zawarta w drobnej frakcji powoduje spienienie grubego filmu asfaltowego znajdującego się wokół grysów, a następnie równomierne otoczenie wszystkich ziaren kruszywa mieszanki. (Perkins 2009; Judycy i Stienss 2009)

1.2 Dodatki wodonośne

Przy produkcji MMA z użyciem dodatków wodonośnych przeważnie wykorzystywany jest syntetyczny zeolit. Zeolity są to uwodnione glinokrzemiany, które charakteryzują się jednolitą strukturą oraz ziarnistością. Między molekułami tych związków zawarta jest woda krystaliczna. Procentowy udział wody utrzymywanej przez zeolit wynosi od 18% do 21%. Dodatki wodonośne dozuje się w ilości od 0,25% do 0,3% masy całkowitej MMA do mieszalnika razem z lepiszczem. Pod wpływem podwyższonej temperatury woda uwalnia się stopniowo tworząc mgłę, która powoduje spienienie lepiszcza i, tak jak w przypadku dodatków na bazie wody, ułatwia otaczanie kruszywa. Wysoka urabialność MMA utrzymuje się przez 6 -7 godzin lub do momentu jej ostygnięcia do temperatury ok. 100°C. Stosowanie zeolitu przy produkcji MMA w technologii na ciepło nie powoduje wydłużenia procesu mieszania, nie odnotowano również problemów lub ograniczeń w przechowywaniu, czy przetwarzaniu mieszanki mineralno-asfaltowej. Przy użyciu tych dodatków możliwe jest obniżenie temperatury mieszania o 30°C. Jednak stosowanie tej technologii wymaga od producentów zastosowanie w wytwórni dodatkowego specjalnie zaprogramowanego oprzyrządowania służącego do dozowania dodatków. (Perkins 2009; Łokaj 2008)



Rys.3 Przykład granulowanego dodatku wodonośnego (Prowell i Hurley 2010).

1.3 Dodatki chemiczne

Dodatki chemiczne nie wpływają na zmianę lepkości lepiszcza, lecz są to środki powierzchniowo czynne, które wpływają na zmniejszenie sił tarcia na powierzchni styku ziaren kruszywa i lepiszcza. Czysto chemiczne dodatki mogą być łatwo zastosowane ze względu na brak potrzeby modyfikacji otaczarni i procesu mieszania. Istniejące technologie wykorzystują właściwości emulgatorów oraz środków aminowych. W takim przypadku modyfikator jest dodawany na etapie produkcji MMA. Oferowane są również dodatki warm mix asphalt zawierające w swoim składzie jedynie środki powierzchniowo czynne. W takim przypadku modyfikacja lepiszcza może nastąpić na etapie załadunku cysterny w terminalu asfaltowym lub tuż przed produkcją MMA.

Technologia oparta na dodatkach chemicznych w zależności od rodzaju i ilości zastosowanego środka pozwalają na obniżenie temperatury produkcji MMA o 30°C ÷ 50°C nie wymagając wprowadzania modyfikacji zakładu produkcyjnego.

1.4 Dodatki organiczne

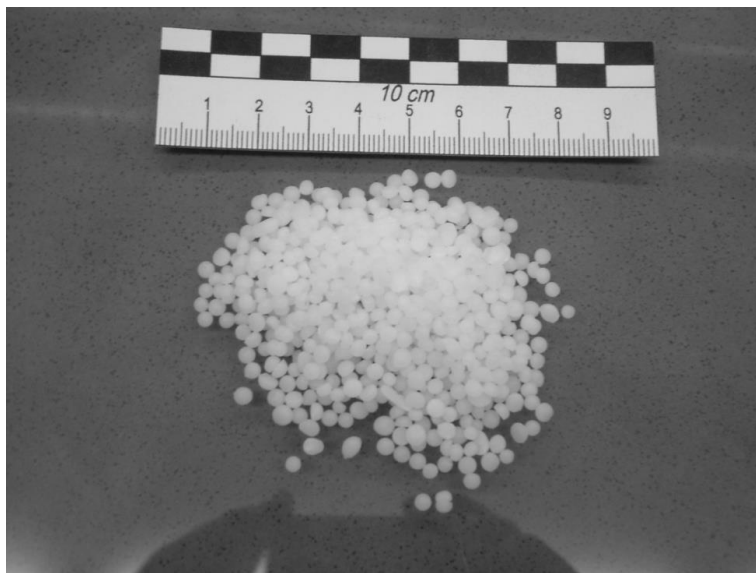
Dodatki organiczne mają za zadanie obniżyć lepkość asfaltu. Ich temperatura krzepnięcia jest niższa niż temperatura stosowana w wytwarzaniu HMA, co pozwala wytwarzać MMA w niższej temperaturze. Jednak poniżej temperatury krzepnięcia, dodatki te zwiększają sztywność lepiszcza.

Stosowane dodatki organiczne zawierają w swoim składzie parafiny Fischera – Tropscha. Parafina F-T powstaje z syntezy węgla lub gazu ziemnego. Charakteryzuje się długimi wiązaniami łańcuchowymi zawierającymi od 40 do 100 atomów wodoru. Jej temperatura krzepnięcia wynosi około 100°C. Temperatura topnienia parafiny występującej w asfalcie jest o 20°C ÷ 70°C niższa niż parafiny F-T, różnica jest spowodowana budową wewnętrzną tych substancji – parafina stanowiąca składnik asfaltu posiada łańcuchy o długości od 22 do 45 atomów wodoru (Danowski 2007). Dodatki F-T całkowicie i jednorodnie rozpuszczają się w lepiszczu asfaltowym w temperaturze 115°C. Nie ulegają segregacji nawet po obniżeniu temperatury mieszanki i ponownym jej ogrzaniu. Optymalna ilość w stosunku do masy asfaltu wynosi 2% ÷ 3%. Dodatek ten może być dodawany bezpośrednio na otaczarni, do wagi asfaltu metodą pneumatyczną podczas produkcji MMA, bądź też może być mieszany z asfaltem w rafinerii (Judycki i Stienss 2009). Parafina F-T pozwala obniżyć temperaturę produkcji o około 30°C, natomiast zagęszczanie może być prowadzone już w 80°C ÷ 90°C. Jednak jak wspomniano powyżej należy mieć na uwadze zwiększenie sztywności lepiszczy, a tym samym MMA zawierających parafiny F-T, zwłaszcza w niskich temperaturach użytkowych.

2. Opis zastosowanej metody oceny efektywności zastosowanego rozwiązania

Do badań laboratoryjnych wybrano mieszkankę AC 16 W 35/50 oraz, ze względu na łatwość dozowania i mieszania w warunkach laboratoryjnych, dodatek na bazie wosku F-T w ilości 3% (m/m) w stosunku do lepiszcza.

Program badań przewidywał wykonanie w pięciu różnych temperaturach po sześć próbek. Trzy próbki z dodatkiem na bazie wosku syntetycznego oraz trzy próbki bez dodatku w każdej temperaturze. Zagęszczano próbki w prasie żyrotorowej przy następujących wartościach temperatury: 65°C, 80°C, 100°C, 115°C, 120°C. Następnie została porównana zawartość wolnych przestrzeni w próbkach po określonej liczbie cykli zagęszczania.



Rys. 4 Dodatek na bazie wosku syntetycznego.

Dodatkowo znając wartość ciepła właściwego kruszywa możliwe jest, z prostych zależności fizycznych, wyliczenie ilości energii zaoszczędzonej przy produkcji MMA przy danej różnicy

wartości temperatury. Zakłada się, że temperatura produkcji jest wyższa niż 100°C, co umożliwi prawidłowe wysuszenie kruszywa, a temperatura magazynowania asfaltu jest stała bez względu na temperaturę produkcji MMA.

$c_{kr} = 0,85 \frac{kJ}{kg K}$ - ciepło właściwe kruszywa,

ΔE_{kr} – różnica zapotrzebowania energetycznego przy produkcji MMA o daną ΔT , ze względu na wygrzewanie kruszywa,

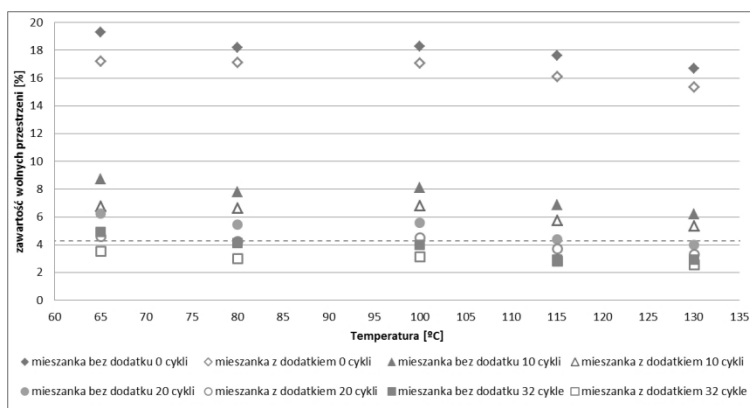
m – masa kruszywa,

$$\Delta E_{kr} = c_{kr} \cdot m \cdot \Delta T$$

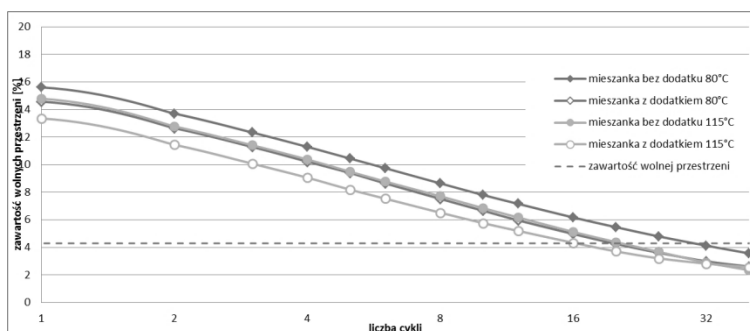
Z powyższych zależności wynika, że przy obniżeniu temperatury produkcji mieszanki mineralno – asfaltowej o 10°C na każdej tonie można zaoszczędzić 8500 kJ energii.

3. Wyniki badań zagęszczalności MMA

Na Rys. 5 przedstawiono wyniki zawartości wolnych przestrzeni po określonej liczbie cykli w funkcji końcowej temperatury zagęszczania. Z wykresu wynika, iż bez względu na wartość końcową temperatury zagęszczania w całym procesie zagęszczania próbki z dodatkiem F-T osiągają niższą zawartość wolnych przestrzeni, czyli zagęszczają się lepiej. Należy podkreślić, że efekt lepszego zagęszczania widoczny jest już po wstępnej fazie zagęszczania poprzez docisk tłoka prasy żyratorowej. Dodatkowo z wykresu na rys. 5 można odczytać, że parametry objętościowe dla MMA bez dodatku zagęszczanej przy temperaturze 115°C, są zbliżone do tych osiągniętych przez MMA z dodatkiem zagęszczanej przy temperaturze 80°C, co zostało dokładnie przedstawione na wykresie na Rys. 6.



Rys. 5 Wykres zawartości wolnych przestrzeni w zależności od temperatury po określonej liczbie cykli.



Rys. 6 Zawartość wolnych przestrzeni od liczby cykli dla MMA zagęszczanych przy 80°C i 115°C.

Z danych przedstawionych na Rys. 6 można odczytać, że dla MMA zagęszczanej przy temperaturze 80°C projektową zawartość wolnych przestrzeni uzyskuje się dla MMA z dodatkiem po 20 obrotach, a dla MMA bez dodatku po około 28 obrotach, natomiast dla MMA zagęszczanej przy temperaturze 115°C projektową zawartość wolnych przestrzeni uzyskuje się dla MMA z dodatkiem po 16 obrotach, a dla MMA bez dodatku po 20 obrotach.

4. Dyskusja i wnioski

Na podstawie wyników badań przedstawionych powyżej można stwierdzić, widoczny wpływ dodatku syntetycznego wosku Fischera – Tropscha w ilości 3% w stosunku do masy lepiszcza na proces zagęszczania MMA w prasie żyratorowej.

Analizując wyniki zawartości wolnych przestrzeni można stwierdzić, że MMA z dodatkiem wosku F-T w danej temperaturze zagęszcza się bardziej efektywnie niż MMA bez dodatku. Alternatywnie potwierdzono również możliwość zagęszczenia MMA z woskiem F-T do pożądanej zawartości wolnych przestrzeni (zakładając stałą energię potrzebną do zagęszczenia) w temperaturze o około 35°C niższej niż MMA bez dodatku.

Korzystając ze schematu obliczeniowego przedstawionego w p. 2 można szacować, że zastosowanie w MMA wosku syntetycznego Fischera – Tropscha w ilości 3% (m/m) do lepiszcza pozwala zaoszczędzić około 29750 kJ energii potrzebnej na ogrzanie kruszywa przy produkcji mieszanki mineralno-asfaltowej.

Produkcja MMA w technologii na ciepło stwarza producentom oraz wykonawcom nawierzchni bitumicznych dodatkowe możliwości w procesie budowlanym. Jej zastosowanie wiąże się jednak z zapewnieniem reżimu technologicznego na odpowiednim poziomie i poniesieniem dodatkowych nakładów finansowych. Dodatkowe koszty związane są z reorganizacją magazynów materiałów mineralnych w taki sposób, aby unikać zawilgocenia kruszywa wykorzystywanego do produkcji MMA. W przeciwnym wypadku obniżenie temperatury wytwarzania mieszanki mineralno-asfaltowej może powodować niedostateczne jego wysuszenie, co będzie prowadziło do znacznego pogorszenia adhezji lepiszcza, a tym samym do obniżenia trwałości nowo wykonanej nawierzchni. Ponadto należy zabezpieczyć również środki potrzebne na instalację niezbędnego wyposażenia, w przypadku zastosowania niektórych technologii jak np. spienianie asfaltu.

Niniejszy artykuł powstał na podstawie wyników badań wykonanych na Politechnice Warszawskiej w ramach pracy inżynierskiej pt.: „Analiza możliwości obniżenia temperatury zagęszczania mieszanek mineralno – asfaltowych wytwarzanych w technologii na ciepło”.

5. Literatura

- Błażejowski K, Styk S (2004) Technologia warstw asfaltowych. Warszawa, WKiŁ.
- D'Angelo J, Harm E, Bartoszek J et al. (2008) Warm-Mix Asphalt: European Practice; Federal Highway Administration, Technical Report No. FHWA-PL-08-007, Washington D.C. USA.
- Danowski M (2007) Wpływ dodatków obniżających temperaturę zagęszczania mieszanek mineralno – asfaltowych. Nowości zagranicznej techniki drogowej, 167/2007, str.: 5 – 23.
- Gawel I, Kalabińska M, Piłat J (2001) Asfalty drogowe. WKiŁ, Warszawa.
- Graczyk M (2015) Wytwarzanie mieszanki ze spienionym asfaltem WAM w niższej temperaturze produkcji. Nowości zagranicznej techniki drogowej, nr 162/2005, str.: 47 – 60.
- Iwański M, Chomicz A (2015) Asfalt spieniony – innowacyjnym lepiszczem, Nawierzchnie Drogowe 2015, materiały seminaryjne.
- Judycki J, Stienss M (2009) Mieszanki mineralno-asfaltowe na ciepło – przegląd metod produkcji. XX Seminarium Techniczne PSWNiA „Nowoczesne technologie w drogownictwie”, materiały seminaryjne.
- Jurczak R (2009) Stosowanie mieszanek mineralno – asfaltowych na ciepło na drogach krajowych. Autostrady 7/2009, str.: 26 – 28 .
- Łokaj D (2008) Efekty środowiskowe obniżenia temperatury produkcji mieszanek mineralno – asfaltowych. Polskie drogi nr 11 str.: 20 – 23.

- Łokaj D (2008) Mieszanki mineralno – asfaltowe z dodatkiem syntetycznego zeolitu. Nowości zagranicznej techniki drogowej, 174/2008, str.: 71 – 76.
- Łokaj D (2009) Innowacje w produkcji mieszanek mineralno – asfaltowych. Autostrady 1 – 2/2009, str.: 52 – 55.
- Olard F, Antoine JP, Heritier B et al. (2007) LEA (Low Energy Asphalt): A new generation of half – warm asphalt mixtures in Advanced Characterisation of Pavement and Soil Engineering Materials. London, Taylor & Francis Group 2007
- Perkins S (2009) Synthesis of Warm Mix Asphalt paving strategies for use in Montana highway construction; Technical Report No. FHWA/MT-09-009/8117-38, Springfield, Virginia USA.
- Piłat J, Radziszewski P (2004) Nawierzchnie asfaltowe. WKiŁ, Warszawa.
- PN – EN 12697 – 31 Mieszanki mineralno – asfaltowe. Metody badań mieszanek na gorąco. Przygotowanie próbek. Prasa żyratorowa.
- PN – EN 12697 – 35 Mieszanki mineralno – asfaltowe. Metody badań mieszanek na gorąco. Mieszanie laboratoryjne.
- Prowell B, Hurley G (2010) Evaluation of Warm Asphalt Technologies. National Center for Asphalt Technology prezentacja pobrana ze stron biblioteki NCAT, NCAT Auburn University, Alabama USA.
- Woszuk A, Franus W (2016) Zastosowanie mieszanek mineralno-asfaltowych o obniżonej temperaturze zagęszczania z dodatkiem zeolitów w warunkach rzeczywistych, Budownictwo i Architektura 15(1)/2016, str.: 123-132

17. Zastosowanie metod numerycznych do analizy płyt perforowanych będących elementem konstrukcji wymienników ciepła

Application of numerical methods for the analysis of perforated plates being part of the construction of heat exchangers

Dawid Piwowarski⁽¹⁾, Mateusz Marcin Konieczny⁽²⁾

⁽¹⁾ Katedra Inżynierii Środowiska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska

⁽²⁾ Katedra Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska

Piwowarski Dawid: piwowarskidawid@o2.pl

Konieczny Mateusz: mateuszmarcinkonieczny@wp.pl

Słowa kluczowe: płyta perforowana, obliczenia numeryczne, naprężenie redukowane, przemieszczenie, odkształcenie

Streszczenie

W pracy przedstawiono numeryczną metodę wyznaczania naprężeń przemieszczeń oraz odkształceń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej będącej elementem konstrukcyjnym wymiennika ciepła, utwierdzonej na całym obwodzie i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty. Do obliczeń numerycznych zastosowano program metody elementów skończonych ANSYS. Badana płyta o średnicy $D = 300$ mm i grubości $h = 5$ mm posiadała otwory na dziesięciu okręgach. Na pierwszym okręgu wewnętrznym płyta posiadała otwory o średnicy $d_1 = 3,5$ mm, a na dziesiątym zewnętrznym okręgu otwory o średnicy $d_{10} = 20,5$ mm. Najbardziej niebezpieczne miejsce w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej, gdzie występuje największa koncentracja naprężenia, istnieje w strefie S10 przy średnicy $d_{10} = 20,5$ mm i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_{10} = 130,5$ mm. Naprężenie redukowane w tym przypadku wynosi $\sigma_{red\ max} = 101,68$ MPa (punkt o współrzędnych x,y,z [mm], tj. P[23,25;-1,60;5,0]).

1. Wstęp

W konstrukcjach inżynierskich często wykorzystywane są elementy konstrukcyjne zawierające szereg otworów tworzących regularną gęstą siatkę. Konstrukcje takie mają szerokie zastosowanie w aparaturze chemicznej, np. ściany sitowe wymienników ciepła lub też jako elementy konstrukcyjne przesiewaczy materiałów sypkich. W wymiennikach ciepła istotnym zagadnieniem jest analiza złożonego oddziaływania płyty perforowanej (płyty sitowej) na połączony z nią płaszcz aparatu chemicznego i związane z tym rozkłady naprężeń w płaszczu, w rurkach i samej płycie perforowanej. Współczesne konstrukcje inżynierskie, w porównaniu do ich poprzedników, charakteryzują się zmniejszonym współczynnikiem bezpieczeństwa. Dlatego też, precyzyjne obliczenie wytrzymałości doraźnej, sztywności i stateczności, w szczególności cienkościennych elementów konstrukcji, ma coraz większe znaczenie - przede wszystkim w takich dziedzinach techniki jak inżynieria chemiczna (Chudzik i Świniarski 2004; Minguez i Vogwell 1998).

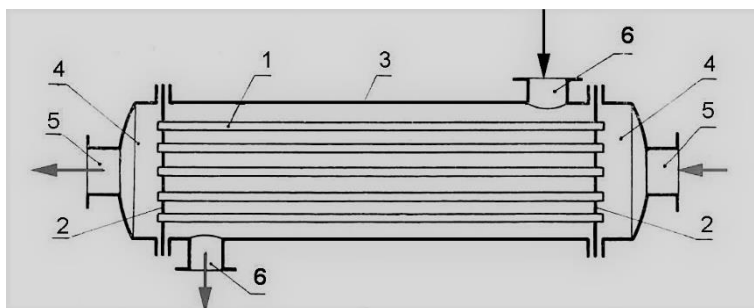
W literaturze podejmowanych jest wiele prac dotyczących analizy koncentracji naprężeń, ugięć, odkształceń, współczynnika koncentracji naprężeń i współczynnika intensywności naprężeń w płytach perforowanych osłabionych otworami. Do oceny parametrów płyt perforowanych stosowano metodę analityczną (Achtelik i in. 2006), metodę eksperymentalną (Ledwoń i Achtelik 2016) oraz metodę numeryczną (Dharmin i Khushbu 2012; Atanasiu i Sorohan 2016). Podczas analizy płyt perforowanych zmieniano różne parametry projektowe, które mają istotny wpływ na charakter poprawnej pracy tych płyt m. in. średnice otworu, grubość blachy, wymiary blachy, sposób podparcia płyty i nakładając stopniowo rosnące obciążenie na płytę. Mierzono również wartość naprężeń i odkształceń oraz ugięć dla różnych wariantów płyty np. kwadratowych, prostokątnych oraz kołowych. W pracach (Achtelik i in. 2008) autorzy proponują matematyczne podejście do określania sił wewnętrznych w perforowanej okrągłej płycie wymiennika ciepła reaktora

chemicznego. Płyta uległa obciążeniu, które było symetryczne względem środkowej osi płyty i prostopadłe do środkowej powierzchni płyty. Założony algorytm matematyczny pozwala na ocenę stanu naprężeń w perforowanej płycie za pomocą relacji analitycznych. W pracy (Achtelik i in. 2008) przedstawiono opracowanie metodologii badań doświadczalnych, które pozwoliłyby na ustalenie historii naprężeń w perforowanych płytach obciążonych centralnie przez skoncentrowaną siłę oraz doświadczalną weryfikację modelu matematycznego. Osiosymetryczna perforowana płyta była poddawana zginaniu ze skoncentrowaną siłą, przyłożoną centralnie. Dodatkowo, zginanie płyty monitorowano za pomocą czujnika zegarowego podczas pomiarów odkształceń. Na podstawie zmierzonych wartości odkształceń, wyznaczono naprężenia promieniowe, obwodowe i zredukowane w płycie. Podejście eksperymentalne do analizy płyt perforowanych zaproponowali również autorzy pracy (Ledwoń i Achtelik 2016), w której dokonali oceny stanu naprężeń i ugięć swobodnie podpartej na obwodzie, perforowanej płyty osiosymetrycznej, obciążonej ciśnieniem hydrostatycznym. W tym celu zaprojektowano specjalny stojak testowy i opracowano metodologię badań perforowanej płyty. Do pomiaru deformacji płyty wykorzystano rozety tensometryczne. W badaniach uzyskano wartości naprężeń promieniowych i obwodowych, które były wyznaczone w zależności od promienia perforacji płyty i obciążenia. Do rozwiązywania problemów związanych z płytami perforowanymi stosuje się najczęściej nowe podejście za pomocą metod numerycznych, przy wykorzystaniu metod elementów skończonych (MES). Przykłady zastosowania metody elementów skończonych do określenia stanu naprężenia oraz odkształcenia płyt perforowanych podano w pracach (Al-Hassani i in. 1995; El-Sawy i in. 2004). Wykorzystując MES autorzy pracy (El-Sawy i in. 2004) wyznaczyli efektywne stałe sprężystości, co umożliwiło określenie stanu naprężenia dla dowolnego stanu obciążenia płyty perforowanej. Natomiast w pracy (Andh i in. 2016) autorzy zmieniając różne rozmieszczenie otworów i nakładając stopniowo rosnące obciążenie na płytę, określali wartość naprężenia ścinającego dla płyt perforowanych. Próbę określenia stanu naprężenia w perforowanych płytach wymienników ciepła podjęto w rozprawie doktorskiej (Chudzik 2002), w której uwzględniono wpływ stref uplastycznienia na pracę płyty przy obciążeniach eksploatacyjnych. Przeprowadzono doświadczalne i numeryczne badania płyt perforowanych z wtlaczonymi rurkami. W doświadczeniu zastosowano metodę elastooptyczną, model dna sitowego wykonano z żywicy epoksydowej, a rurki wtlaczone w otwory perforacji były z polimetakrylanu. Wyniki zaprezentowano w postaci obrazu izochrom powstałego w wyniku wciśnięcia jednej, dwóch oraz trzech sąsiadujących rurek i poddaniu płyty tarczowemu ściskaniu. Otrzymane wyniki porównano z obliczeniami numerycznymi, przeprowadzonymi metodą elementów skończonych za pomocą programu ANSYS. Analiza izochrom uzyskanych doświadczalnie z obrazem uzyskanym numerycznie, wykazała duże podobieństwo. W pracach (Azelmad i in. 2018; Thorawat i Marne 2015) również dokonano analizy płyt perforowanych, stanowiących element konstrukcyjny wymienników ciepła. W pracy (Azelmad i in. 2018) zaproponowano model 2D perforowanych cienkich elastycznych i elastoplastycznych płyt w programie numerycznym ANSYS. Przeanalizowany model opierał się na rzeczywistej geometrii płyt i uwzględniał różne wzory rozkładu perforacji: kwadratowy oraz trójkątny i współczynnik więzadeł. Obliczenia numeryczne były następnie weryfikowane przez badania doświadczalne. Natomiast w pracy (Thorawat i Marne 2015) dokonano analizy naprężeń oraz odkształceń w płytach perforowanych, gdzie otwory były rozmieszczone wg kwadratowej podziałki oraz płyty były poddane obciążeniu na całej powierzchni. Analizę dokonano przy użyciu polaryskopu oraz metod numerycznych (MES) i stwierdzono dobrą zgodność rezultatów uzyskanych tymi metodami. Z kolei przedmiotem badań w pracach (Gasiak i Ledwoń 2014; Gasiak i Ledwoń 2014; Ledwoń 2014; Konieczny i Gasiak 2019; Konieczny i in. 2019) była numeryczna analiza stanu naprężenia i ugięcia w utwierdzonych oraz swobodnie podpartych, perforowanych płytach prostokątnych oraz kołowych, obciążonych centralnie siłą skupioną lub parciem zewnętrznym. W analizowanych przypadkach uzyskano rozkłady naprężeń na całej powierzchni płyty perforowanej oraz wokół otworów w wybranych strefach pomiarowych.

Celem pracy jest lokalizacja stref, w których występują maksymalne naprężenia, przemieszczenia oraz odkształcenia w kołowej osiosymetrycznej płycie perforowanej utwierdzonej na całym obwodzie oraz obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty. Badania obszarów koncentracji naprężeń wykonano numerycznie metodą elementów skończonych.

2. Płyta perforowana wymiennika ciepła płaszczowo-rurowego

Wymienniki ciepła są to urządzenia, których główną funkcją jest wymiana ciepła pomiędzy dwoma lub więcej czynnikami. Wymienniki ciepła są bardzo szeroką grupą urządzeń, które w zależności od przeznaczenia, mogą różnić się między sobą wielkością i rodzajem budowy. Wiedza dotycząca wymienników ciepła obejmuje wiele różnych dziedzin nauki takich jak: termodynamika, metalurgia czy też mechanika. Wymiennik ciepła składa się z następujących podzespołów: płaszcza, rurek, króćców wlotowych i wylotowych czynnika pierwszego i czynnika drugiego, głowic oraz płyt sitowych (Rys.1).



a)



b)

Rys.1. Model płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła, gdzie: 1 - rurka, 2 - płyta sitowa, 3 - płaszcz, 4 - głowica, 5 - króciec wlotowy i wlotowy czynnika pierwszego, 6 - króciec wlotowy i wylotowy czynnika drugiego: a) schematycznie, b) w rzeczywistości (www.Famet.com.pl).

Do obliczeń przyjęto kołową osiowosymetryczną płytę perforowaną o wymiarach: średnica $D = 300$ mm, grubość $h = 5$ mm. Na płycie rozmieszczono 200 otworów o różnych promieniach na 10 okręgach, po 20 otworów na każdym okręgu, (Rys.1). Jako materiał płyty przyjęto blachę stalową w gatunku S235J2 wg EN 10025-2:2004 o następujących parametrach mechanicznych oraz materiałowych:

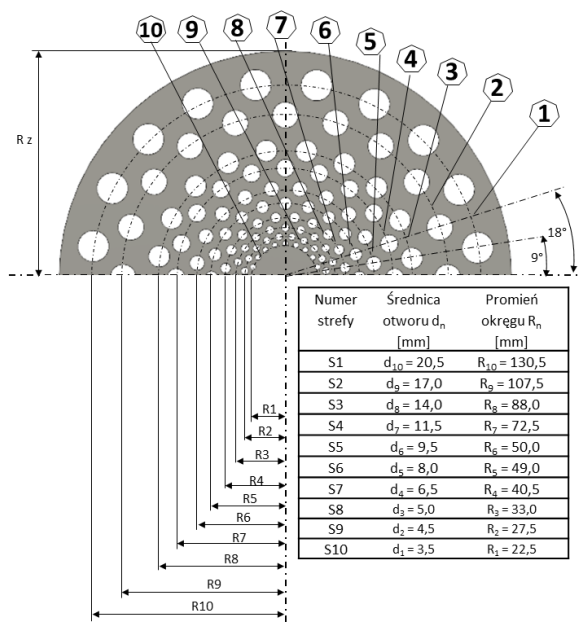
Tab.1. Skład chemiczny stali S235J2.

C	Si	Mn	P	S	Cu
0,22	0,55	1,60	0,025	0,025	0,45

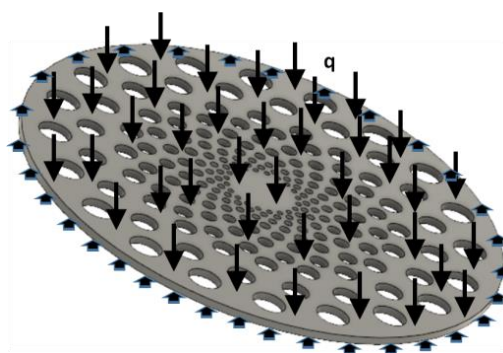
Tab.2. Własności wytrzymałościowe stali S235J2.

R_e [MPa]	R_m [MPa]	E [MPa]	ν [-]	G [MPa]	A_5 [%]
382 - 395	598 - 605	220000	0,3	84000	24 - 34

Rozpatrywaną płytę perforowaną utwardzono na całym obwodzie i obciążono parciem zewnętrznym q o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$ na całej powierzchni płyty (Rys.3). Na płycie perforowanej naniesiono dziesięć stref pomiarowych, tj. S1 – S10 (Rys.2).

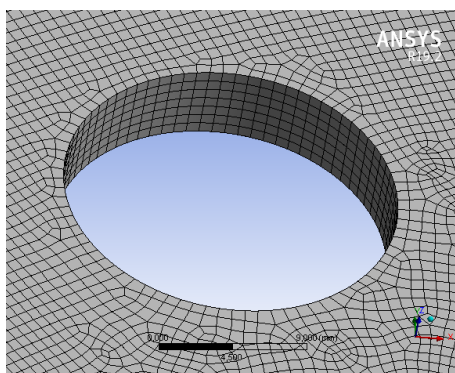


Rys.2. Model płyty perforowanej z dziesięcioma strefami pomiarowymi, tj. S1 – S10.



Rys. 3. Kołowa osiowosymetryczna płyta perforowana o następujących warunkach brzegowych, tj. obciążona parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty i utwardzona na całym obwodzie.

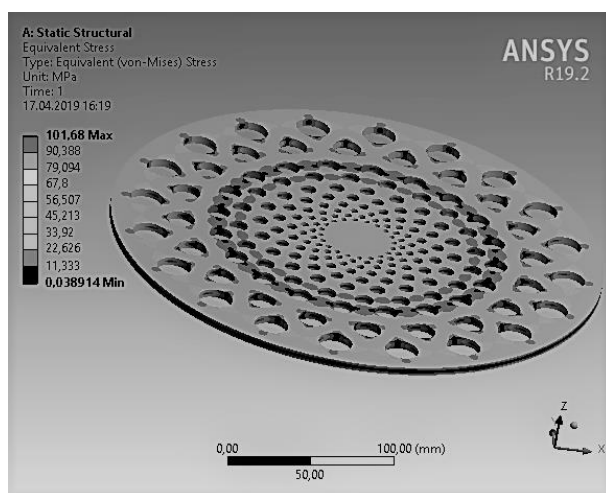
Obliczenia realizowano za pomocą programu komputerowego ANSYS (www.mesco.com.pl.). Przeznaczony jest on do zaawansowanych obliczeń numerycznych z użyciem metody elementów skończonych (MES). Bryłę płyty modelowano z zastosowaniem elementów skończonych przestrzennych (3D) sześciennych o bokach w kształcie kwadratu zawierających dwadzieścia węzłów (osiem węzłów w narożach i dwanaście na krawędziach boków elementu), tj. W20, opisanych kwadratową funkcją kształtu (Rys.4). Każdy węzeł posiadał trzy stopnie swobody. Model obliczeniowy zawierał całkowitą liczbę elementów skończonych 615202, natomiast całkowita liczba węzłów elementów skończonych w modelu wyniosła 2817069. Bryła płyty posiadała 7 warstw elementów skończonych.



Rys.4. Podział płyty na elementy skończone (rozkład elementów skończonych wokół otworu w strefie S2, Rys.2).

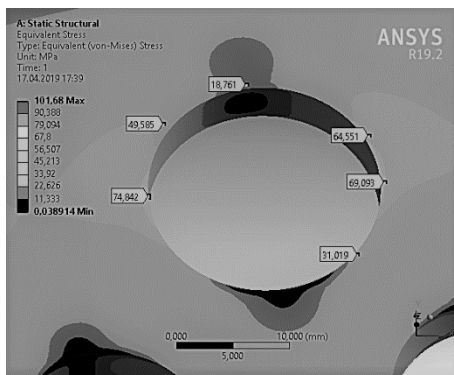
3. Wyniki obliczeń

Analizę stanu naprężenia, przemieszczenia oraz odkształcenia dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej przeprowadzono dla trzech wariantów temperatury, tj. $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Lokalizację stref spiętrzenia naprężeń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty o wartości $q = 0,1\text{ N/mm}^2$ przedstawiono na rysunku 5 i 6. Rysunek ten obrazuje rozkład naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w MPa na całej powierzchni płyty w pierwszej S1 i dziesiątej S10 strefie pomiarowej (Rys.2). Natomiast na rysunkach 6 i 7 przedstawiono rozkład przemieszczeń oraz odkształceń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty o wartości $q = 0,1\text{ N/mm}^2$.

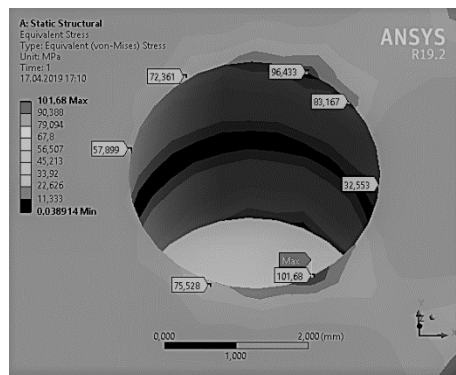


Rys.5. Rozkład naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w [MPa] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1\text{ N/mm}^2$, gdzie $\sigma_{red\text{ max}} = 101,68\text{ MPa}$.

W tabeli 3 oraz na rysunku 9 przedstawiono wartości maksymalnych naprężeń redukowanych, przemieszczeń oraz odkształceń w kołowej osiowosymetrycznej płycie perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym q na całej powierzchni płyty o wartości $q = 0,1\text{ N/mm}^2$ pracującej w warunkach termicznych przy wartości temperatury $T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ oraz $T = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

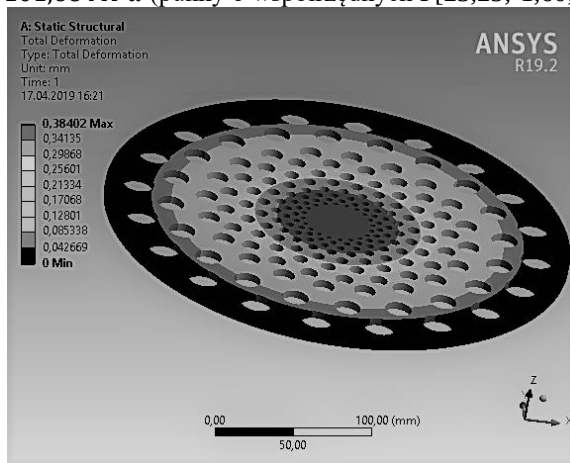


a)

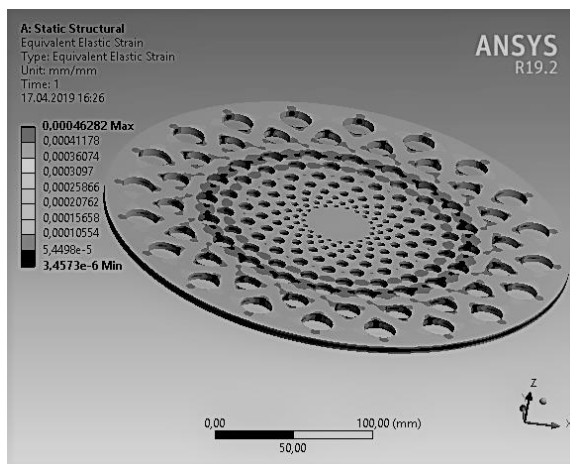


b)

Rys.6. Strefy śpiętrzenia naprężeń redukowanych σ_{red} podanych w [MPa] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$: a) strefa S1: $\sigma_{red \max} = 74,84 \text{ MPa}$ (punkt o współrzędnych P[-29,89;12658;5,0]); b) strefa S10: $\sigma_{red \max} = 101,68 \text{ MPa}$ (punkty o współrzędnych P[23,25;-1,60;5,0]).



Rys.7. Rozkład przemieszczeń μ_{max} podanych w [mm] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$, gdzie $\mu_{max} = 0,38402 \text{ mm}$.



Rys.8. Rozkład odkształceń ε_{max} podanych w [mm] dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$, gdzie $\varepsilon_{max} = 0,00046 \text{ mm}$.

Tab.3. Wartości naprężeń redukowanych σ_{red} , przemieszczeń μ_{max} oraz odkształceń ε_{max} dla kołowej osiowosymetrycznej płyty perforowanej utwardzonej i obciążonej parciem zewnętrznym o wartości $q = 0,1 \text{ N/mm}^2$ przy trzech wariantach temperatury, tj. $T = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $T = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Obciążenie $q = 0,1 \text{ [N/mm}^2\text{]}$			
	Temperatura $T \text{ [}^{\circ}\text{C]}$		
	10	22	80
Naprężenie redukowane σ_{red} [MPa]	186,76	101,68	554,33
Przemieszczenie μ_{max} [mm]	0,38443	0,38402	0,38645
Odształcenie ε_{max} [mm]	0,00085	0,00046	0,0025
Odształcenie termiczne max ε_{Tmax} [mm]	-0,00014	0	0,00070

W rozpatrywanym przypadku największe wartości parametrów płyty (naprężenia, przemieszczenia, odkształcenia) wystąpiły w warunkach termicznych przy wartości temperatury $T = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Największa wartość naprężenia redukowanego wyniosła $\sigma_{red \max} = 554,33 \text{ MPa}$, przemieszczenia $\mu_{max} = 0,38645 \text{ mm}$, a odkształcenia $\varepsilon_{max} = 0,0025 \text{ mm}$. Natomiast w warunkach termicznych przy wartości temperatury $T = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$ w pierwszej strefie S1 przy promieniu otworu $d_{10} = 20,5 \text{ mm}$ i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_{10} = 130,5 \text{ mm}$ maksymalna wartość naprężenia redukowanego σ_{red} wyniosła $\sigma_{red \max} = 74,84 \text{ MPa}$, a w dziesiątej strefie przy promieniu otworu $d_1 = 3,5 \text{ mm}$ i promieniu okręgu, na którym znajduje się otwór $R_1 = 22,5 \text{ mm}$ (najbliższej centralnej części płyty perforowanej) $\sigma_{red \max}$ było równe $101,68 \text{ MPa}$. Natomiast maksymalna wartość przemieszczenia μ_{max} i odkształcenia ε_{max} płyty perforowanej wyniosła odpowiednio: $\mu_{max} = 0,38402 \text{ mm}$, $\varepsilon_{max} = 0,00046 \text{ mm}$. Z powyższego wynika, że nie tylko średnica otworu płyty ma istotny wpływ na rozkład naprężeń, przemieszczenia oraz odkształcenia w płycie perforowanej, ale również warunki termiczne w jakich pracuje płyta perforowana. Znaczące wartości naprężenia redukowanego σ_{red} są z reguły przyczyną tworzenia się mikropęknięć w strefie otworu. W przypadku działania obciążenia zmiennego cyklicznie, mikropęknięcia zaczynają nukleować, rozwijać się, łączyć i w konsekwencji, prowadzą do zniszczenia elementu maszyny lub elementu konstrukcji. W związku z powyższym, bardzo istotnym staje się wyznaczenie maksymalnej wartości naprężenia oraz miejsca koncentracji.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że nie tylko średnica otworu płyty ma istotny wpływ na rozkład naprężeń, przemieszczenia oraz odkształcenia w płycie perforowanej, ale również warunki termiczne w jakich pracuje płyta perforowana. W rozpatrywanym przypadku największe wartości parametrów płyty wystąpiły w warunkach termicznych przy wartości temperatury $T = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ i wyniosły odpowiednio: $\sigma_{red \max} = 554,33 \text{ MPa}$, $\mu_{max} = 0,38645 \text{ mm}$, $\varepsilon_{max} = 0,0025 \text{ mm}$. Zastosowanie do obliczeń programów numerycznych wykorzystujących metodę elementów skończonych (MES), umożliwia analizę całej płyty przez szczegółowe zamodelowanie jej geometrii, symulowanie rzeczywistych warunków brzegowych oraz sposobu obciążenia. W obliczeniach istnieje możliwość uwzględnienia skutków od obciążeń niemechanicznych, np. wpływu temperatury, naprężeń własnych itp. Wykorzystanie metod numerycznych (MES), umożliwia uzyskanie topografii rozkładu naprężeń na całej powierzchni płyty perforowanej, a w szczególności w strefie otworów perforacji oraz pozwala na zlokalizowanie stref spiętrzenia naprężeń.

5. Literatura

- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 1—The simulation of stress state. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 248-256.
- Achtelik H, Gasiak G, Grzelak J (2008) Strength tests of axially symmetric perforated plates for chemical reactors: Part 2—Experiments. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 85: 257-264.
- Al-Hassani STS, Karmi K, Webb DC (1995) Use of FEM in performance assessment of perforated plates subject to general loading conditions. *International Journal Pressure Vessels and Piping* 64:137-152.
- Andh U, Chavan S, Kulkarni S, Khurd S (2016) Stress analysis of perforated plates under uniaxial compression using FEA and photoelasticity. *International Research Journal of Engineering and Technology* 3(11): 239 -244.
- Atanasiu C, Sorohan St (2016) Displacements and stresses in bending of circular perforated plate. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 147: 1-9.
- Azelmad E, Salmi A, El Kennassi E, Bousshine L (2018) Elastoplastic Behavioranalysis of Clamped Circular Perforated Thin Plates. *Journal of Mechanical and Civil Engineering* 15(2): 23-37.
- Chudzik A (2002) Analiza stanu naprężeń w perforowanych płytach wymienników ciepła z uwzględnieniem stref sprężysto – plastycznych. Praca doktorska, Katedra Mechaniki Ogólnej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Łódzka.
- Chudzik A (2007) Optymalizacja konstrukcji wymiennika ciepła. *Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej*.
- Dharmin P, Khushbu P (2012) A Review on Stress Analysis of an Infinite Plate with Cut-outs. *International Journal of Scientific and Research Publications* 2(11): 2250-3153.
- El-Sawy KM, Nazmy AA, Mautini MJ (2004) Elasto-plastic buckling of perforated plates uniaxial compression. *Thin – Walled Structures* 42: 1083-1101.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Analiza numeryczna stanu naprężenia i ugięcia płyt perforowanych obciążonych siłą skupioną. *Górnictwo odkrywkowe*: 250-253.
- Gasiak G, Ledwoń W (2014) Stan naprężenia i przemieszczenia prostokątnych płyt perforowanych poddanych obciążeniu normalnemu. *Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane*: 69-70.
- Konieczny M, Gasiak G (2019) Lokalizacja stref koncentracji naprężeń w kołowsymetrycznych płytach perforowanych obciążonych parciem zewnętrznym. *XXXII Konferencja Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Polanica - Źródło* 27 - 31.01.2019: 32.
- Konieczny M, Achtelik H, Gasiak G (2019) Research of maximum stresses zones in circular perforated plates made of S235JR steel loaded with concentrated force, *Materials Engineering* 2(228): 39-46.
- Ledwoń W (2014) Numerical Analysis of Stress State and Sag Perforated Plates Loaded Pressure Introduction. *Logistyka* 4: 9391-9396.
- Thorawat P, Marne R (2015) Stress Analysis of a Perforated Plate through Experimental and Computational Methods. *International Engineering Research Journal* 1(6): 482-487.
- www.famet.com.pl 09.09.2018.
- www.mesco.com.pl 15.04.2017.

18. Metody statystyczne wykorzystywane w analizie zależności struktura-retencja chromatograficzna

Statistical methods applied in Quantitative Structure-Activity Relationships

Rosenthal-Głuch Mirosława

Wydział Farmaceutyczny z Oddziałem Medycyny Laboratoryjnej, Gdański Uniwersytet Medyczny

Rosenthal-Głuch Mirosława: mirka.rosenthal@gmail.com

Słowa kluczowe: QSRR, chemometria, deskryptory

Streszczenie

Rozwój w dziedzinie chemii zapoczątkował nowe podejście do analizy i syntezy związków chemicznych. U podstaw nowych metod leży założenie, że właściwości fizykochemiczne i biologiczne związków wynikają z ich struktury, a zależności te można wyrazić w sposób ilościowy. Prace Hammeta i Tafta w zakresie teoretycznej chemii organicznej (Taft 1960; Hammett 1940) przyczyniły się do zapoczątkowania w latach 60. nowej metody analizy związków chemicznych – QSAR (ang. *Quantitative Structure-Activity Relationships*). Postęp w rozwoju komputerów przełożył się na rozpowszechnienie metody, gdyż umożliwił zastosowanie zaawansowanych metod numerycznych, które wcześniej nie były wykorzystywane ze względu na swój stopień skomplikowania i czasochłonność. Z metody QSAR wyewoluowała podobna technika analizy, wykorzystująca zależności pomiędzy budową związku chemicznego a jego retencją w układzie chromatograficznym. Metoda została nazwana QSRR – ang. *Quantitative Structure-Retention Relationships* (ilościowe zależności struktura chemiczna-retencja). Pierwsze publikacje dotyczące ilościowych zależności pomiędzy strukturą a retencją związków pojawiły się w 1977 roku (Kaliszan i Foks 1977). W 1987 roku istniało już kilkaset publikacji na temat analizy QSRR. W ciągu kilku dekad następowało jej doskonalenie przez włączanie nowych metod i procedur chemometrycznych prowadzących do obliczenia deskryptorów strukturalnych o największej wartości predykcyjnej dla właściwości związków chemicznych (Kaliszan 1992).

1. Wstęp

Chromatografia jest obecnie jedną z najpowszechniej wykorzystywanych technik analitycznych. Znajduje zastosowanie w analizie ilościowej i jakościowej mieszanin wieloskładnikowych (Witkiewicz i Kałużna-Czaplińska 2017). Mechanizm działania chromatografii opiera się na podziale związków chemicznych w badanej mieszaninie pomiędzy fazą stacjonarną (nieruchomą) a ruchomą (Szczepaniak 2002). Według definicji IUPAC: „Chromatografia jest fizyczno-chemiczną metodą rozdzielania, w której składniki rozdzielane ulegają podziałowi między dwie fazy: jedna z nich jest nieruchoma, a druga porusza się w określonym kierunku”. Związki o większym powinowactwie do fazy stacjonarnej niż ruchomej w większym stopniu oddziałują z fazą nieruchomą, wobec czego opuszczają układ chromatograficzny później niż te, których powinowactwo do fazy stacjonarnej jest mniejsze. W rezultacie związki dzielą się między obie fazy w różnych, charakterystycznych dla siebie stosunkach. Rozdzielenie substancji jest możliwe, gdy ich współczynniki retencji są różne (Szczepaniak 2002). Chromatografia jest narzędziem umożliwiającym uzyskanie bardzo szerokiego zakresu porównywalnych ilościowo, precyzyjnych i odtwarzalnych danych dla ogromnej liczby substancji o zróżnicowanej budowie. Najczęściej wykorzystywanym rodzajem chromatografii w analizie związków chemicznych jest wysokosprawną chromatografią cieczową o odwróconym układzie faz (RP-HPLC) (Put i Vander Heyden 2007). W tym układzie chromatograficznym faza stacjonarna jest mniej polarna od fazy ruchomej.

2. Opis zagadnienia wraz z przeglądem literatury

Powszechność HPLC przyczyniła się do tego, że obecnie oferowany jest ogromny wybór faz stacjonarnych i ruchomych. Dobór odpowiednich kolumn i rozpuszczalników spośród tylu

dostępnych na rynku przysparza wielu trudności. Metody doboru odpowiednich warunków analizy, skринingowa oraz za pomocą „prób i błędów”, są kosztowne i czasochłonne. Chęć usprawnienia przeprowadzania analiz chromatograficznych skłoniła badaczy do poszukiwania skuteczniejszej metody selekcji faz stacjonarnych i ruchomych (Put i Vander Heyden 2007). Równania QSRR dobrze przedstawiają właściwości retencyjne różnych faz stacjonarnych. Analiza regresyjna równań pozwala na poznanie mechanizmów decydujących o rozdzielaniu w poszczególnych układach chromatograficznych.

QSRR umożliwia także przewidywanie właściwości fizykochemicznych substancji na podstawie danych dotyczących jej retencji. Głównymi czynnikami odpowiadającymi za dystrybucję analitu pomiędzy fazą ruchomą a stacjonarną (przy zachowaniu stałej temperatury rozdzielania) są: struktura chemiczna analizowanej substancji oraz właściwości fizykochemiczne fazy ruchomej i stacjonarnej. Na podstawie właściwości powyższych czynników, wyrażonych w sposób ilościowy, można przewidzieć zależność pomiędzy nimi a retencją chromatograficzną analitu. Metody statystyczne pozwalają na wyznaczenie zależności pomiędzy wartościami parametrów chromatograficznych a deskryptorami charakteryzującymi strukturę związku chemicznego (Bączek, Kaliszan, Novotna et al. 2005).

Zgodnie z definicją, deskryptor strukturalny (molekularny) jest końcowym wynikiem operacji matematycznej lub logicznej przekształcającej informację chemiczną zakodowaną w symbolicznym przedstawieniu cząsteczki w jej postać numeryczną (deskryptor teoretyczny) lub w wynik standaryzowanego eksperymentu (deskryptor eksperymentalny). Wartości liczbowe określonych parametrów pozwalają na lepszą interpretację właściwości cząsteczki, a także umożliwiają tworzenie modeli przewidujących właściwości innych cząsteczek na podstawie wzoru chemicznego reprezentującego daną molekułę (Put i Vander Heyden. 2007; Todeschini i Consonni 2000).

Liczba deskryptorów opisujących cząsteczkę jest niemal nieograniczona. Wiele z nich opiera się na atomach budujących molekułę oraz wiązaniach i oddziaływaniach między nimi. Problem stanowi fakt, że cząsteczka wykazuje inne właściwości niż suma właściwości jej atomów, stąd trudne jest odnalezienie takich deskryptorów, które najlepiej odwzorowałyby jej charakter chemiczny (Kaliszan 2007). Z tego powodu korzystne są deskryptory fizykochemiczne, będące silnie skorelowane z retencją analitu, gdyż to właściwości fizykochemiczne w dużej mierze odpowiadają za retencję. Deskryptory te są jednak często niedostępne dla badacza lub są obarczone dużym błędem. Zaletą deskryptorów kwantowo-chemicznych jest to, że dostarczają informacji na temat molekularnego mechanizmu retencji substancji. Wadę stanowi fakt, że dane te są słabo skorelowane z retencją. Ponadto wyliczenie tych deskryptorów jest żmudne i czasochłonne (Heberger 2007).

Deskryptory są związane m.in. z wielkością cząsteczki (do takich deskryptorów należy masa cząsteczkowa, energia całkowita czy powierzchnia dostępna dla rozpuszczalnika), z polarnością cząsteczki (m.in. moment dipolowy, ładunek atomowy), z kształtem cząsteczki (m.in. stosunek długości do szerokości, energia naprężenia kąтового) oraz z parametrami fizykochemicznymi (m.in. stałe Hanscha, Hammeta, Tafta i hydrofobowe, współczynnik podziału logP, wartość pK_a). W kilku badaniach wykazano, że do najbardziej użytecznych deskryptorów wykorzystanych do porównania właściwości retencyjnych różnych kolumn HPLC należały: moment dipolowy, ładunek najbardziej negatywnie naładowanego atomu oraz powierzchnia dostępna dla wody (Bączek, Kaliszan, Novotna et al. 2005).

QSRR jest techniką odnajdywania korelacji pomiędzy wartościami zmiennej zależnej (Y) a wartościami liczbowymi deskryptorów (zmienna niezależna X, predyktor). Celem jest skonstruowanie modelu, który opisywałby dany parametr (np. log*k*_w, retencję chromatograficzną) w sposób na tyle wiarygodny, że na jego podstawie możliwe byłoby przewidywanie parametrów kolejnych analitów (Heberger 2007). Parametr log*k*_w, będący zgodnie z równaniem Snydera-Soczewińskiego chromatograficzną miarą hydrofobowości, pozwala na przewidywanie retencji substancji. Parametr ten skorelowany jest z lipofilowością, czyli powinowactwem do środowiska organicznego. Lipofilowość substancji zależy od jej struktury chemicznej. Jest wypadkową takich cech substancji, jak liczba i długość łańcuchów węglowodorowych, obecność pierścieni aromatycznych czy liczba grup będących donorami wiązania wodorowego. Log*k*_w wyznaczany jest

z równania Snydera-Soczewińskiego na podstawie eksperymentalnie uzyskanych współczynników retencji analitu oraz danych o zawartości modyfikatora organicznego w fazie ruchomej.

Równanie Snydera-Soczewińskiego:

$$\log k = \log k_w - S \cdot \varphi$$

gdzie: φ – zawartość modyfikatora organicznego, S – nachylenie krzywej zależności $\log k$ od φ , k_w – współczynnik retencji analitu w wodzie (hipotetycznej fazie ruchomej pozbawionej modyfikatora organicznego).

Oprócz danych o stopniu hydrofobowości substancji, wyznaczony teoretycznie parametr $\log k_w$ pozwala na oszacowanie współczynnika retencji k bez przeprowadzania analizy chromatograficznej. Na podstawie budowy związku chemicznego wylicza się deskryptory, opisujące jego strukturę w sposób ilościowy. Dzięki tym wartościom przy zastosowaniu odpowiedniego modelu można obliczyć parametry $\log k_w$ i S , a z nich współczynnik retencji k , pozwalający określić czas retencji analitu.

$$k = \frac{t_R - t_0}{t_0}$$

gdzie: t_R – czas retencji analitu, t_0 – czas przebywania w kolumnie substancji nie oddziałującej z fazą stacjonarną (czas martwy).

Model bazuje na odpowiedniej liczbie eksperymentów. Za pomocą metod statystycznych tworzy się równanie korelujące dane eksperymentalne z deskryptorami opisującymi budowę cząsteczki chemicznej (Put i Vander Heyden 2007).

Pierwszym etapem analizy jest wstępne przygotowanie danych w celu poprawienia ich jakości i interpretacji. Najczęściej stosowaną transformacją danych jest centrowanie, dążące do usunięcia z danych stałych elementów, które nie dostarczają informacji o zróżnicowaniu danych. W operacji centrowania od każdego elementu kolumny odejmuje się odpowiednią wartość średnią. Inną formą modyfikacji danych jest autoskalowanie, stosowane, gdy parametry zmierzono w różnych jednostkach lub gdy ich zakresy zmienności znacznie się różnią. Autoskalowanie polega na centrowaniu kolumn danych, a w następnej kolejności podzieleniu każdego elementu danej kolumny przez jej odchylenie standardowe. W wyniku tej operacji każdej zmiennej nadaje się jednostkową wariancję, czyli jednakową wagę w późniejszej analizie (Daszykowski i Walczak 2008).

Podczas budowy modelu, którego celem jest przewidywanie pewnych wartości na podstawie zbioru danych uczących, poważny problem stanowi ocena jakości uczenia i zdolności poprawnego przewidywania. Konieczne jest przeprowadzenie walidacji modelu. Zbiór danych dzielony jest na dwa podzbiory: treningowy (uczący) i testowy (walidacyjny). Taki podział najczęściej realizuje się w stosunku 2:1 (część treningowa do części testowej) przypadków. W walidacji zewnętrznej ocena modelu albo dobór odpowiednich parametrów modelu sprowadza się do estymacji parametrów modelu na części treningowej oraz przetestowania go na części testowej, która nie była wykorzystywana w procesie uczenia modelu. Poprzez wydzielenie dwóch niezależnych podzbiorów wektory grupy testowej zawierają informację o rzeczywistym wyniku, jaki powinien zostać otrzymany, natomiast estymowany (na części treningowej zbioru) model dostarcza wyników przewidywań.

Innym sposobem testowania jest walidacja krzyżowa (inaczej: kroswalidacja, ang. *Leave-Many-Out k-fold cross-validation*). Dane dzieli się losowo na podzbiory (k podzbiorów). Następnie każdy z kolejnych podzbiorów przyjmuje się jako testowy, podczas gdy pozostałe podzbiory ($k - 1$) tworzą zbiór treningowy. Metoda traktowania danych wymiennie jako części treningowe i testowe obniża ryzyko otrzymania wyniku niezgodnego z rzeczywistością (przeuczenia), spowodowanego niefortunnym losowym podziałem danych na dwa podzbiory. W walidacji wykorzystywana jest także metoda N -krotnej walidacji krzyżowej (metoda *Leave-One-Out*), będąca szczególnym przypadkiem walidacji krzyżowej *Leave-Many-Out*. W tej metodzie zbiór treningowy traktowany jest w całości jako zbiór testowy. Dane podzielone są na podzbiory, zawierające tylko po jednym elemencie. Zakłada się dobór k równy N (liczba obiektów zbioru treningowego). Jeden element zostaje wykluczony ze zbioru uczącego i wykorzystany zostaje jako testowy. Nauka jest powtarzana N -krotnie na zbiorach utworzonych poprzez pominięcie jednego wzorca służącego do testowania (Daszykowski i Walczak 2008).

Dane chromatograficzne są często wykorzystywane do określania lipofilowości substancji. Przy badaniu korelacji między retencją substancji a jej deskryptorami molekularnymi, najważniejsze jest ustalenie, które właściwości cząsteczki w największym stopniu wpływają na jej lipofilowość (Ciura, Dziomba, Nowakowska et al. 2019). Tworzenie modelu QSRR wymaga selekcji najważniejszych spośród bardzo dużej liczby predyktorów, w taki sposób, aby uzyskać równanie zależności parametrów retencji od deskryptorów o jak największej korelacji z danymi eksperymentalnymi. Oznacza to, że model wymaga uproszczenia (Kubinyi 1994).

W powyższym celu wykorzystuje się odpowiednie metody statystyczne – eliminują one część danych lub zmniejszają wpływ mniej istotnych zmiennych, aby uniknąć nadmiernego dopasowania (przeuczenia) modelu. Strata modelu jest sumą odległości między wartością prognozowaną a rzeczywistą. Ta funkcja strat nazwana została stratami kwadratowymi lub najmniejszymi kwadratami i jest główną miarą oceny dokładności wyszkolonego modelu.

Wieloraka regresja liniowa (MLR – ang. *Multiple Linear Regression*) jest najczęściej stosowaną techniką wykorzystywaną w budowaniu modeli QSRR (Heberger 2007). Uzyskane dzięki niej modele są łatwe w interpretacji i bezpośrednio skorelowane z danymi. Wadą MLR jest brak zdolności obchodzenia się z silnie lub współliniowo skorelowanymi deskryptorami i brakującymi danymi, na skutek czego istotność zmiennych nie zostaje uwzględniona w modelu. Liczba analitów musi być większa niż liczba deskryptorów – na jeden deskryptor powinno przypadać pięć analitów (Ciura, Dziomba, Nowakowska et al. 2019). Z tego względu wykorzystanie MLR wymaga wcześniejszej selekcji zmiennych za pomocą innej metody modelowania chemometrycznego, np. sztucznych sieci neuronowych (Put i Vander Heyden 2007).

Równanie MLR ma postać:

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \dots + \beta_p x_{ip} + \mathcal{E}$$

gdzie: y_i – mierzony parametr retencji (zmienna zależna), x_i – deskryptory strukturalne (zmienne niezależne), β_0 – punkt przecięcia z osią y , β_p – nachylenie współczynników dla każdej zmiennej, $\mathcal{E}$ – stała oznaczająca błąd modelu (reszta), i – numer kolejnego związku chemicznego, p – liczba wszystkich deskryptorów strukturalnych (Stelmach 2015).

Metoda cząstkowych najmniejszych kwadratów (PLS – ang. *Partial Least Squares*) jest standardowym narzędziem używanym w analizie chemometrycznej. Stanowi rozszerzoną wersję analizy MLR. W przeciwieństwie do regresji MLR, PLS może być zastosowana w przypadku, gdy liczba deskryptorów przewyższa liczbę analitów – umożliwia ona analizę danych z dużą ilością współliniowych, słabo skorelowanych, a nawet niekompletnych zmiennych X i y (Abdi 2010; Wold et al. 2001). Wykorzystuje kilka zmiennych latentnych (ukrytych), tzw. czynników PLS, do opisanja zmiennej y . Czynniki te pochodzą od oryginalnych zmiennych X i są skonstruowane tak, aby zmaksymalizować kowariancję pomiędzy X (macierzą deskryptorów strukturalnych) a y (parametrem $\log k_w$ lub S analizowanych związków chemicznych) (Put i Vander Heyden 2007; Abdi 2010). Metoda ta wykazuje pożądaną cechę zwiększania parametrów modelu przy wzrastającej liczbie istotnych zmiennych i obserwacji (Wold et al. 2001).

LASSO (ang. *Least Absolute Shrinkage And Selection Operator*) jest techniką regularyzacyjną, wykorzystywaną do oszacowania parametrów uogólnionych modeli przez ograniczenie liczby zmiennych. Eliminowane są zmienne, których estymatory mają małą wartość; w rezultacie maleje błąd średniokwadratowy. Zminimalizowana zostaje suma najmniejszych kwadratów przez zastosowanie ograniczenia: $\sum |\beta_i| \leq s$, zgodnie z którym suma bezwzględnych wartości zmiennych zależnych musi być mniejsza lub równa wartości zadanego parametru, określającego wielkość regularyzacji (Kubik i Wiczling 2016; Tibshirani 2011).

Funkcja straty dla klasycznej metody najmniejszych kwadratów ma postać (Stelmach 2015): $(y - x\beta)^T(y - x\beta)$

gdzie: x – zmienna niezależna, y – zmienna zależna, β – standaryzowany współczynnik regresji, T – transpozycja macierzy.

W regresji LASSO do funkcji straty dodana została stała „kary” λ (ang. *penalty term*). Parametr λ pozwala na zmniejszenie wartości najmniej istotnych zmiennych (β) i ich wykluczenie przy obniżeniu ich wartości do wartości średniej (czyli do 0 po wycentrowaniu danych) (Kubik i Wiczling 2016; Tibshirani 2011).

$$\sum_{i=1}^N (y_i - \sum_j x_{ij} \beta_j)^2 + \lambda \sum_{j=1}^p |\beta_j|$$

gdzie: x_{ij} – deskryptory strukturalne, y_i – wartości pomiaru, i – i -ta obserwacja (indeks kolejnego związku: 1, 2, ..., N), N – liczba obserwacji, j – j -ty współczynnik regresji (indeks kolejnego deskryptora strukturalnego: 1, 2, ..., p), p – liczba zmiennych niezależnych (deskryptorów strukturalnych).

Regresja krokowa (Stepwise) tworzy modele o korelacji liniowej. Procedura opiera się na krokowym (jedna zmienna – jeden krok) wprowadzaniu lub usuwaniu zmiennych niezależnych z modelu. Metody regresji krokowej można podzielić na metodę postępującą (początkowo model nie zawiera żadnego predyktora, istotne statystycznie predyktory są kolejno wprowadzane) oraz metodę wsteczną (wszystkie predyktory są na początku uwzględnione w modelu, a następnie z niego eliminowane na podstawie poziomu istotności). Metody te oparte są na wartościach progowych wprowadzenia albo eliminacji zmiennej, tzw. próg wejścia i wyjścia. Wartości progowe oparte są na statystyce F-Snedecora dla analizy istotności danej zmiennej niezależnej w kontekście predykcji zmiennej zależnej. Istnieje także wersja mieszana – w pierwszym etapie zakłada włączenie do modelu deskryptorów o odpowiednim poziomie istotności p . W drugim etapie deskryptory nie spełniające kryterium są eliminowane, jednak założona w etapie eliminacji wartość p jest mniejsza niż w etapie włączania – warunek jest więc trudniejszy do spełnienia. Najmniej istotne statystycznie zmienne są wykluczane z modelu. Dobre wyniki przynosi zastosowanie regresji krokowej w kombinacji z regresją LASSO (Kubik i Wiczling 2016).

3. Podsumowanie

Współczesne instrumentalne techniki analityczne w połączeniu z zaawansowanymi metodami statystycznymi umożliwiają modelowanie zależności pomiędzy strukturą związków chemicznych a ich aktywnością biologiczną (QSAR), parametrami fizykochemicznymi (QSPR) i retencją chromatograficzną (QSRR). Deskryptory strukturalne, przy zastosowaniu odpowiedniej analizy matematycznej, dostarczają informacji o właściwościach substancji. Biorąc pod uwagę mnogość oraz zróżnicowany stopień istotności deskryptorów dla wartości predykcyjnych modelu, odnajdywanie korelacji między nimi a danymi parametrami sprawia trudności.

Regularizacyjne metody statystyczne stanowią cenne narzędzie w analizie danych. W przypadku badań zależności QSRR umożliwiają one selekcję danych pod względem ich istotności, dzięki czemu eliminują błąd pierwszego rodzaju, polegający na odrzuceniu hipotezy zerowej, który sugeruje fałszywą korelację zmiennych.

4. Literatura

- Abdi H (2010) Partial least squares regression and projection on latent structure regression (PLS Regression). John Wiley & Sons, Inc.
- Bączek T, Kaliszan R, Novotna K, Jandera P (2005) Comparative characteristics of HPLC columns based on quantitative structure-relationships (QSRR) and hydrophobic-subtraction model. *Journal of Chromatography A*,
- Ciura K, Dziomba Sz, Nowakowska J, Markuszewski M J (2017) Thin layer chromatography in drug discovery process. *Journal of Chromatography A*, 1520: 9–22
- Daszykowski M, Walczak B (2008) Analiza czynników głównych i inne metody ekstrapolacji danych,
- Hammet LP (1940) *Physical Organic Chemistry*. McGraw Hill
- Heberger K (2007) Quantitative structure-(chromatographic) retention relationships. *Journal of Chromatography A*, 1158:273–305
- Kaliszan R (2007) QSRR: Quantitative Structure-(Chromatographic) Retention Relationships. *Chem. Rev* 107:3212–3246
- Kaliszan R (1993) Quantitative structure-retention relationships applied to reversed-phase high-performance liquid chromatography. *Journal of Chromatography A* 656:417–435
- Kaliszan R (1992) Quantitative Structure-Retention Relationships. *Analytical Chemistry*
- Kaliszan R, Foks H (1977) *Chromatographia*. 10:346

- Kubik Ł, Wiczling P (2016) Quantitative structure-(chromatographic) retention relationship models for dissociating compounds. *J. Pharm. Biomed. Anal.*
- Kubinyi H (1994) Variable Selection in QSAR Studies. I. An Evolutionary Algorithm. *Quant. Struct.-Act. Relat.* 13:285-294
- Put R, Vander Heyden Y (2007) Review on modelling aspects in reversed-phase liquid chromatographic structure-retention relationships. *Analytica Chimica Acta* 602:164–172
- Stelmach J (2015) O wpływie wybranych metod selekcji nieliniowych zmiennych objaśniających na jakość modeli regresyjnych, *Studia Ekonomiczne. Zeszyty Naukowe Uniwersytetu Ekonomicznego w Katowicach*
- Szczepaniak W (2002) *Metody instrumentalne w analizie chemicznej*. PWN
- Taft RW J (1960) *Phys. Chem.* 64:1805
- Tibshirani R (2011) Regression shrinkage and selection via the lasso: a retrospective. *J. R. Statist. Soc. B* 73:273–282
- Todeschini R, Consonni V (2000) *Handbook of Molecular Descriptors*. Wiley-VCH: Weinheim
- Witkiewicz Z (2017) Kałużna-Czaplińska J, *Podstawy chromatografii i technik elektromigracyjnych*. PWN
- Wold S, Sjöström M, Eriksson L (2001) PLS-regression: a basic tool of chemometrics, *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems* 58:109–130

19. Porównanie efektów obróbki skrawaniem za pomocą konwencjonalnego wytaczaka i narzędzia z mechanicznym tłumikiem drgań

Comparison of machining effects with a conventional boring bar and tool with a mechanical vibration damper

Skowronek Hubert, Waszczuk Kamil

Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Skowronek Hubert: hubert.skowronek@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: wytaczanie, obróbka ubytkowa, redukcja drgań

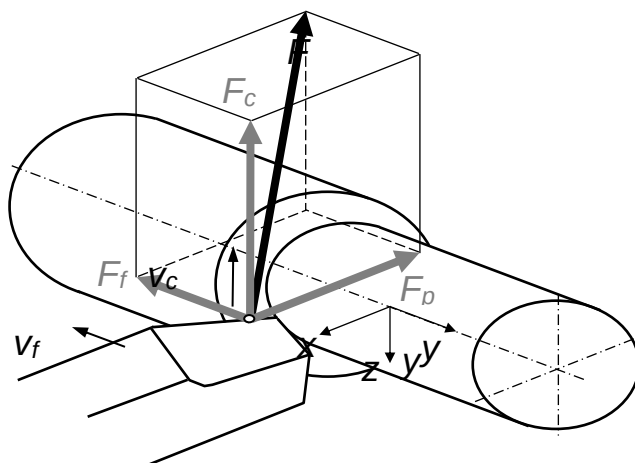
Streszczenie

W artykule zaprezentowano tematykę wytaczania z wykorzystaniem narzędzia z mechanicznym tłumikiem drgań. Tego typu narzędzia są szczególnie użyteczne przy wytaczaniu otworów, których długość przekracza pięć średnic. Na przykładzie tulejek wykonanych ze stali C55 obrabianych z wykorzystaniem wytaczaka konwencjonalnego i wyposażonego w tłumik drgań dokonano analizy porównawczej efektów obróbki. Czynnikiem porównawczym był parametr chropowatości Ra . Obróbki dokonywano z wykorzystaniem tokarki CNC dla trzech prędkości skrawania oraz dwóch wartości posuwu narzędzi.

1. Wstęp

Jedną z podstawowych form technik wytwarzania wciąż pozostaje obróbka skrawaniem. Obok wiercenia i frezowania dużą rolę pełnią procesy toczenia, a także wytaczania. O ile podczas toczenia projektanci narzędzi skrawających mają dużą dowolność kształtowania ich geometrii, o tyle przy procesie wytaczania możliwości te są znacznie mniejsze. Narzędzie w postaci wytaczaka jest bowiem ograniczone średnicą otworu, który ma obrobić. Jednocześnie musi posiadać długość dopasowaną do głębokości zaplanowanego otworu. Wymienione czynniki determinują kształt narzędzia, który może wiązać się ze znaczącym obniżeniem jego sztywności. Jest to szczególnie uwydatnione podczas obróbki otworów długich, których głębokość przekracza pięć średnic. Obniżona sztywność narzędzia wpływa niekorzystnie na stabilność procesu wytwarzania. Zwiększa się podatność narzędzia na powstawanie jego odkształceń sprężystych, generowanych w wyniku oddziaływania na ostrze skrawające poszczególnych składowych sił skrawania. Zmienność tych sił w trakcie trwania obróbki jest przyczynkiem do powstawania drgań narzędzia, które to drastycznie obniżają jakość obróbki. Istotnym problemem, wymagającym rozwiązania jest sprężyste odkształcanie się narzędzia pod wpływem sił działających na ostrze skrawające. Jedną ze składowych (siła odporowa F_p), działająca prostopadle do powierzchni obrabianej, powoduje odkształcenia sprężyste układu OUPN (obrabiarka, uchwyt, przedmiot, narzędzie).

Odształcenia te mogą zostać, w pewnym zakresie, skompensowane za pomocą metody próbnych przejść i wprowadzeniu odpowiedniej korekcji położenia narzędzia. Wadą tej metody jest jej czasochłonność oraz brak korekcji odkształceń spowodowanych zmienną wartością naddatku na obwodzie przedmiotu obrabianego oraz wzdłuż toru narzędzia. Siła odporowa F_p jest szczególnie istotna z punktu widzenia dokładności obróbki, ponieważ odkształcenia noża spowodowane jej oddziaływaniem występują w kierunku promieniowym od półfabrykatu. Co za tym idzie zmiana średnicy przedmiotu obrabianego jest zawsze podwójną wartością tych odchyłeń. Wynika to z charakterystyki procesu toczenia/wytaczania. Pozostałe składowe, choć istotne mają mniejszy wpływ na błąd wymiarowo-kształtowy przedmiotu obrabianego. W związku z tym w pracach badawczych główna uwaga jest skupiona na przeciwdziałaniu odkształceniom powstającym w kierunku promieniowym.



Rys. 1. Siły skrawania: F_p - siła odporowa, F_c - siła skrawania, F_f - siła posuwowa, F - całkowita siła skrawania (Cichosz i in. 2016).

W obecnych czasach wymagania jakościowe stawiane wytwarzanym wyrobom przez odbiorców przemysłowych są tak restrykcyjne, iż szuka się sposobów na zapobieganie drgań powstających w trakcie wytwarzania określonych przedmiotów. W celu zapobiegania błędom obróbki wynikającym z obniżonej sztywności narzędzia i związanych z tym drgań układu OUPN stosuje się wiele działań. Należą do nich m. in.:

- poprawa sztywności wszystkich elementów układu OUPN; w przypadku narzędzi może to być stosowanie: odpowiednich przekrojów ich korpusów, z uprzywilejowanymi osiami o większej sztywności, stosowaniu zmniejszającego się ich przekroju, co zazwyczaj sprzyja tłumieniu drań, korpusów wykonanych z materiałów o dużej sztywności (węglików spiekanych) i masie (stopów wolframu, niklu i miedzi), stosowanie możliwie małych wysięgów narzędzi, biernych bądź aktywnych tłumików drgań, wyważania dynamicznego, itp.
- zmniejszenie sił odporowych skrawania poprzez:
 - dobranie odpowiedniej geometrii ostrza (duże kąty γ , κ_r , κ_f , α ; małe r_n , r_e)
 - stosowanie małych przekrojów warstwy skrawanej i dużych prędkości skrawania,
- zmniejszenie nadadków obróbkowych oraz zapewnienie ich symetrycznego rozmieszczenia na obwodzie przedmiotu obrabianego,
- pewne mocowanie półfabrykatów na obrabiarce,
- stosowanie większej liczby przejęć obróbkowych przy mniejszych głębokościach skrawania,
- stosowanie narzędzi mechatronicznych korygujących odkształcenia sprężyste narzędzia (Cichosz i in. 2013).

Jednocześnie z poprawą jakości stawiane są wymagania dotyczące obniżenia kosztów wytwarzania. Jednym z najpopularniejszych sposobów ich redukcji jest skrócenie czasu obróbki. Można to osiągnąć poprzez stosowanie coraz to wyższych prędkości skrawania. Połączenie wymogów czasowych i jakościowych sprawia, iż współczesna obróbka skrawaniem staje się coraz bardziej zaawansowana i skłonna do stosowania nie tylko skomplikowanych obrabiarek, ale również narzędzi.

Zrozumienie mechanizmu wzbudzenia drgań jest niezbędne do zidentyfikowania ich źródeł. Najogólniej drgania można opisać jako ruch wokół położenia równowagi (Morel 1994). Każdy z komponentów maszyny o n stopniach swobody posiada n kołowych częstości drgań własnych ω_0 . Są to częstości z jakimi układ drga po wytrąceniu go z położenia równowagi. Drgania możemy podzielić na:

- drgania swobodne;

- drgania wymuszone;
- drgania samowzbudne;
- drgania parametryczne.

Drgania swobodne inaczej nazywane własnymi to drgania wywołane przez impuls zewnętrzny. Może go stanowić np. uderzenie, nagła zmiana warunków skrawania, wejście ostrza w materiał itp. Na taki drgający układ sprężysty wytrącony z równowagi nie działają żadne zmienne siły wymuszające.

Drgania wymuszone to drgania wywołane zmiennymi obciążeniami zewnętrznymi. Mogą być one powodowane niewyważeniem części wirujących układu OUPN, nierównomiernym nadładkiem obróbkowym, zużyciem obrabiarki, a także cyklicznym charakterem pracy narzędzia, np. freza.

Drgania parametryczne to drgania wywołane zmienną w czasie charakterystyką parametrów układu, np. zmianą sztywności OUPN w kierunku osi Y spowodowaną np. obrotem niesymetrycznego osiowo przedmiotu.

Drgania samowzbudne powstają bez udziału sił zewnętrznych o zmiennym charakterze. Zależą od właściwości układu drgającego. Siła zmienna, podtrzymująca drgania jest wywoływana samoczynnie przez ruch drgający. Co charakterystyczne, drgania te nie zanikają, mimo zaniku wymuszenia. Z punktu widzenia procesu skrawania istotne są drgania samowzbudne typu *chatter*, znane również jako regeneracyjne drgania karbujące. Są to drgania, które powodują obniżenie dokładności wymiarowo-kształtowej przedmiotu obrabianego i powstawanie na jego powierzchni karbów. Podczas pracy narzędzia w warunkach utraty stabilności układu OUPN ma miejsce pogłębianie się zaburzeń kształtu wraz z każdym obrotem narzędzia lub przedmiotu.

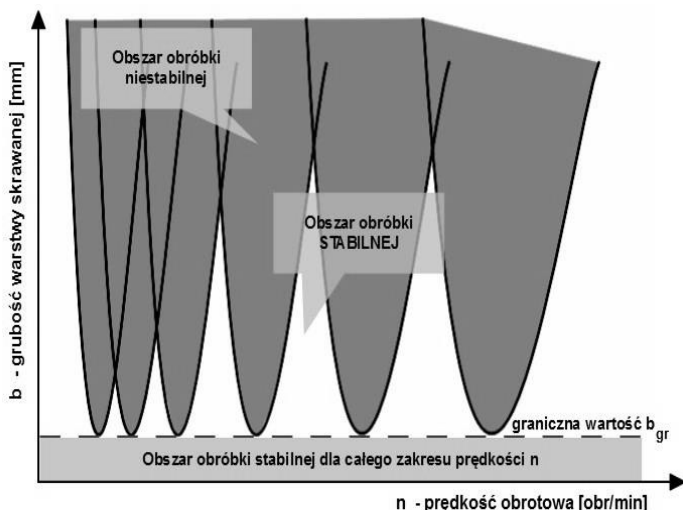
Pod wpływem występowania tego rodzaju zakłóceń następuje:

- zwiększenie chropowatości powierzchni,
- niedokładność kształtu obrabianego przedmiotu,
- wzmożony hałas,
- szybsze zużycie lub nawet zniszczenie narzędzia,
- większe zużycie energii,
- zmniejszenie wydajności obróbki,
- wzrost ilości odpadów materiałowych,
- zwiększenie kosztów produkcji.



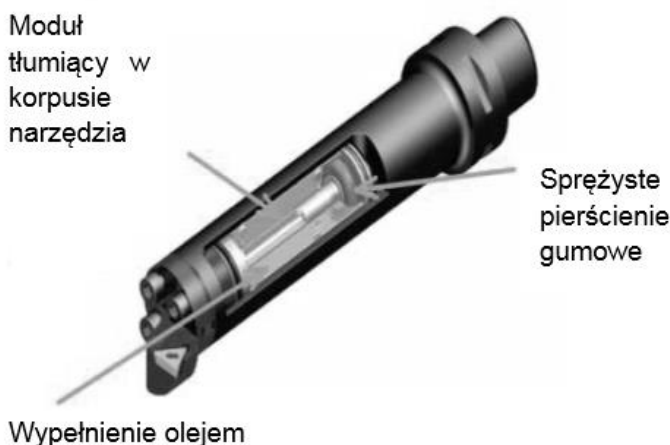
Rys. 2. Obraz powierzchni przedmiotu obrabianego po wystąpieniu zjawiska drgań chatter (Parsian 2013).

Podstawową metodą redukcji drgań występujących podczas kształtowania półfabrykatów jest dobieranie takich parametrów obróbki, które zapewniają zachowanie stabilności, przy jednoczesnym zapewnieniu jej wysokiej wydajności. W tym celu tworzy się tzw. krzywe workowe. W celu ich wyznaczenia niezbędna jest znajomość modelu sił skrawania oraz modelu dynamiki obrabiarki. Krzywe workowe przedstawiają zależność głębokości skrawania od prędkości obrotowej. Dzięki nim można wyznaczyć stabilne i niestabilne obszary pracy. Niestety metoda ta ma ograniczone zastosowanie, ponieważ jest bardzo wrażliwa na warunki eksploatacji oraz mało skuteczna w zakresie niskich częstotliwości.



Rys. 19. Krzywe workowe obrazujące stabilność obróbki i jej obszary stabilne i niestabilne (Morek 2015).

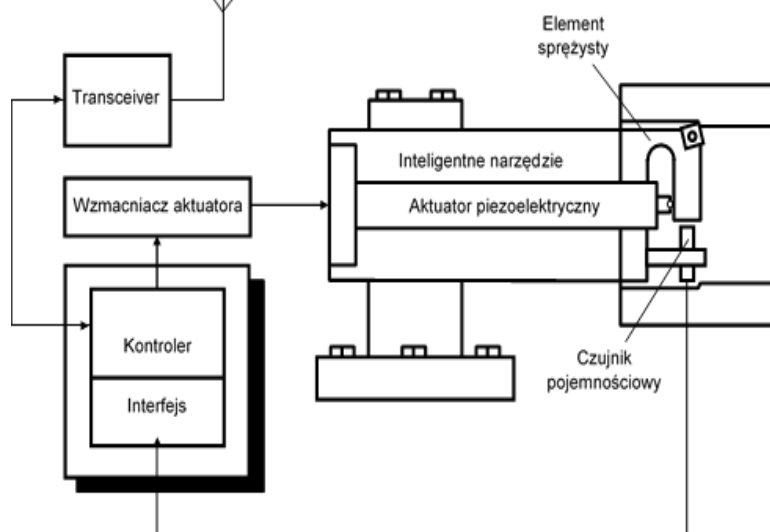
Wytaczaki z układami tłumienia drgań można podzielić na narzędzia czysto mechaniczne oraz mechatroniczne. Pierwsza grupa zawiera układ redukcji drgań w postaci zabudowanej wewnątrz narzędzia masy zawieszanej na gumowych pierścieniach. Układ ten zanurzony jest w oleistej cieczy co zapewnia jeszcze lepsze tłumienie. Tego typu narzędzia produkuje m. in. firma Sandvik oraz Seco.



Rys. 4. Wytaczak z mechanicznym tłumieniem drgań (materiały firmy Sandvik).

Narzędzia mechatroniczne w swojej budowie zawierają elementy elektroniczne takie jak sensory pomiaru drgań lub odkształceń, akulatory napędzające mechaniczne układy kompensujące negatywny wpływ wyżej wymienionych czynników na jakość obróbki oraz sterowniki, które

interpretują sygnały pochodzące z czujników, a następnie sterują pracą aktuatorów. Spośród rozmaitych rozwiązań narzędzi mechatronicznych można wyróżnić podział na narzędzia, w których układ koryguje niedokładności obróbki za pomocą ruchów korekcyjnych ostrza skrawającego oraz na takie, gdzie aktuator oddziałuje na cały korpus narzędzia, nie tylko na płytkę skrawającą.



Rys. 5. Wytaczak mechatroniczny z korekcyjnym przemieszczeniem ostrza (MIN i in. 2002).

2. Materiał i metody

Badania wykonano z wykorzystaniem półfabrykatu w postaci tulejek ze stali węglowej 55 o twardości 190 HB. Średnica wewnętrzna wynosiła $d=75$ mm, natomiast zewnętrzna $D=118$ mm.

Do porównania efektów obróbki zostały użyte następujące narzędzia:

- Wytaczak z tłumieniem drgań- Sandvik Coromant Silent Tools o oznaczeniu C4-570-30 20 107 508;
- Wytaczak tradycyjny – Sandvik C4-SCLCR-11070-09.

Skrawanie przeprowadzono na Tokarce CNC TUR 560MN firmy FAT. Po przeanalizowaniu zaleceń producenta narzędzi obróbkę przeprowadzono z zastosowaniem parametrów zaprezentowanych w tabeli poniżej. Następnie powierzchnie obrobione zostały poddane pomiarom chropowatości (parametr R_a) przy wykorzystaniu profilometru firmy Taylor-Hobson model Talysurf 120N. Każdy pomiar został przeprowadzony trzykrotnie. Poniżej przedstawiono tabelę z parametrami skrawania z jakimi zrealizowano obróbkę (Tab. 1). Zastosowano jedną głębokość skrawania, Trzy różne prędkości obrotowe wrzeciona obrabiarki i dwie wartości posuwu narzędzia. Dalsze tabele prezentują średnie wyniki pomiarów chropowatości powierzchni obrobionej danym narzędziem i z określonymi parametrami obróbki (Tab. 2 i Tab. 3). Do obliczeń przedziału ufności przyjęto poziom ufności wynoszący 95%.

Tab. 1. Parametry obróbki przyjęte do badań.

a_p	n	v_c	f
[mm]	[obr/min]	[m/min]	[mm/obr]
0,5	250	59	0,05
			0,15
	500	118	0,05
			0,15
	700	165	0,05
			0,15

3. Wyniki i dyskusja

Na podstawie danych zebranych w poniższych tabelach można zauważyć, iż narzędzie z tłumieniem drgań pozwoliło uzyskać najlepsze efekty obróbki dla wyższych wartości posuwu ($f = 0,15$ mm/obr). W tym przypadku chropowatość powierzchni zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości skrawania co jest zgodne z ogólnie przyjętymi teoriami. Minimalna wartość parametru Ra wyniosła $1,42 \mu\text{m}$ dla $v_c = 165$ m/min.

Tab. 2. Wyniki Pomiarów chropowatości dla obróbki przeprowadzonej narzędziem z tłumikiem drgań.

Parametry skrawania			Chropowatość powierzchni Ra		
n	v_s	f	Wartość średnia	Odchylenie standardowe	Przedział ufności
[obr/min]	[m/min]	[mm/obr]	[μm]	[μm]	[μm]
250	59	0,05	2,62	0,44	1,08
		0,15	4,82	0,96	2,39
500	118	0,05	5,25	1,20	2,98
		0,15	2,76	0,34	0,85
700	165	0,05	6,57	0,61	1,52
		0,15	1,42	0,04	0,10

Odmienne sytuacja przedstawia się dla obróbki przeprowadzonej z użyciem narzędzia konwencjonalnego. W tym przypadku chropowatość powierzchni wzrastała wraz ze wzrostem prędkości skrawania. Zastosowanie wyższej wartości posuwu narzędzia okazało się korzystniejsze z punktu widzenia jakości powierzchni, podobnie jak dla obróbki za pomocą wytaczaka z tłumikiem drgań. Najlepsze rezultaty osiągnięto dla skrawania z prędkością $v_c = 59$ m/min i posuwem $f = 0,15$ mm/obr ($Ra = 1,33 \mu\text{m}$).

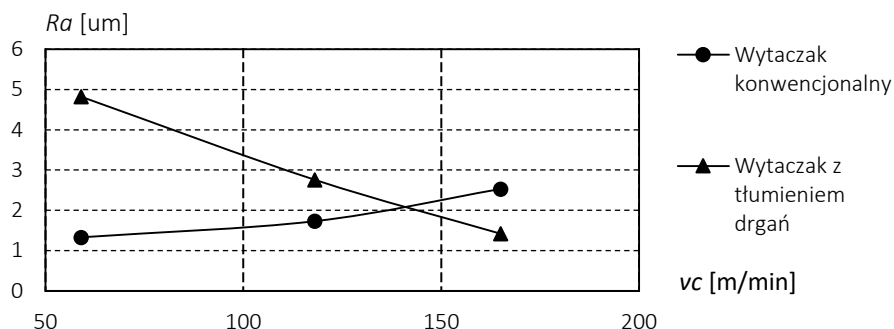
Tab. 3. Wyniki badań chropowatości dla obróbki przeprowadzonej narzędziem bez tłumika drgań.

Parametry skrawania			Chropowatość powierzchni Ra		
n	v_s	f	Wartość średnia	Odchylenie standardowe	Przedział ufności
[obr/min]	[m/min]	[mm/obr]	[μm]	[μm]	[μm]
250	59	0,05	3,06	0,56	1,38
		0,15	1,33	0,02	0,06
500	118	0,05	3,36	0,82	2,03
		0,15	1,73	0,28	0,69
700	165	0,05	2,98	0,75	1,86
		0,15	2,53	0,36	0,88

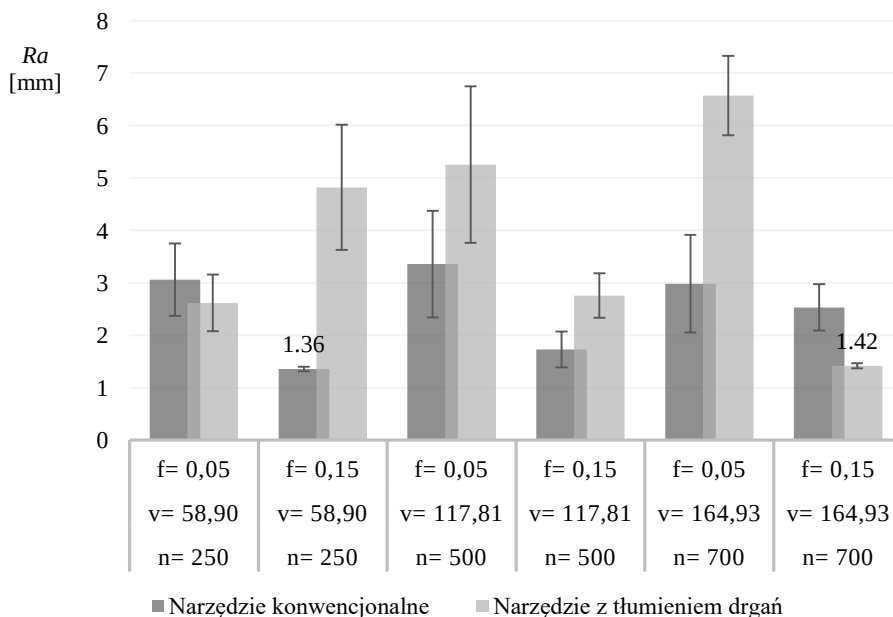
Zmianę parametru Ra chropowatości powierzchni obrobionej w funkcji zmiany prędkości obrotowej dla posuwu $f = 0,15$ mm/obr przedstawiono na wykresie poniżej (Rys. 6).

Na uwagę zasługuje fakt, iż najniższe wartości chropowatości powierzchni jakie udało się uzyskać dla poszczególnych narzędzi są do siebie bardzo zbliżone. Należy jednak zauważyć, że zostały one osiągnięte dla zupełnie innych prędkości skrawania. Wytaczak tradycyjny zapewnił

najlepsze rezultaty dla prędkości skrawania $v_c = 59$ m/min. Przy użyciu narzędzia z tłumieniem drgań najniższą wartość chropowatości osiągnięto dla prędkości skrawania blisko trzykrotnie wyższej: $v_c = 160$ m/min. Zastosowanie narzędzia z tłumieniem drgań pozwala zatem na znaczące skrócenie czasu obróbki. Na wykresie słupkowym z rysunku siódmego zaprezentowano całościowe zestawienie wyników badań.



Rys. 6. Zmiana chropowatości powierzchni dla obróbki z posuwem 0,15 mm/obr przy różnych prędkościach skrawania.



Rys. 7. Średnie wartości parametru chropowatości R_a dla każdej próby skrawaniowej.

Na powyższym wykresie można zauważyć, że w większości przypadków lepszą jakość powierzchni uzyskano stosując wycieczkę bez tłumienia drgań. Aby dodatkowa masa tłumiąca zamontowana w narzędziu typu Silent Tools mogła zapewnić redukcję drgań, a tym samym, osiągnięcie niższych wartości chropowatości, narzędzie musi pracować w odpowiednich warunkach. W przeciwnym razie drgania tłumika mogą nakładać się w fazie na drgania korpusu narzędzia i w efekcie powodować ich wzmocnienie zamiast redukcji. Należy zatem zapewnić obróbkę z wysoką prędkością skrawania i znacznym posuwem. Nie bez znaczenia jest również inna długość porównywanych narzędzi. Wycieczka Silent Tools (81 mm długości użytkowej) jest dłuższa od narzędzia tradycyjnego o 34 mm, co zmniejsza jego sztywność, a to powoduje większą podatność na drgania. Niestety dobranie narzędzia konwencjonalnego o identycznej geometrii było niemożliwe,

gdyż obróbka za pomocą wytaczaka o takim stosunku długości do średnicy, pozbawionego układu tłumienia drgań nie zapewniałaby odpowiedniej jakości powierzchni i w związku z tym producenci ich nie oferują.

4. Wnioski

Blisko trzykrotne skrócenie czasu obróbki jakie można uzyskać dzięki użyciu wytaczaka z tłumikiem drgań może znacznie zredukować koszty wytwarzania. Należy pamiętać, iż czas niezbędny do wytworzenia danego przedmiotu w warunkach produkcji seryjnej jest często kluczowy z punktu widzenia kosztów wytwarzania. Wytaczak z serii Silent Tools jest czterokrotnie droższy od tradycyjnego, co również należałoby uwzględnić w przypadku kalkulacji kosztów wytwarzania. Dopiero po okresie amortyzowania różnicy w cenie zakupu droższego narzędzia można by zacząć odnosić zyski związane ze skróconym czasem obróbki. Alternatywa w postaci zastosowania narzędzi mechatronicznych w tym przypadku napotyka na przeszkody związane z kosztami wielokrotnie przewyższającymi wyżej wymienione narzędzia. Sprawdza się ona w przemyśle wyspecjalizowanym np. lotniczym, gdzie koszty produkcji są wyższe i mechatroniczne rozwiązania mogą stać się konkurencyjne.

5. Literatura

- Cichosz P, Kuzinovski M (2016) Sterowane i mechatroniczne narzędzia skrawające, PWN
- Cichosz P, Kuzinovski M, Skowronek H (2013) Przegląd narzędzi mechatronicznych do korekcji ich odkształceń sprężystych, Mechanik 8-9 2013, materiał na płycie CD
- Materiały firmy Sandvik
- Min B-K, O'Neal G, Koren Y i in. (2002) Cutting process diagnostics utilizing a smart cutting tool: Mechanical Systems and Signal Processing 16 (2-3): 475-486.
- Morek R (2015) Obróbka stabilna – drgania samowzbudne 6: 1-6
- Morel J (1994) Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej
- Parsian A (2013) Stability Prediction of Multiple-Teeth Boring Operations: Master Thesis, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden

20. Rodzaje systemów dachów składanych w samochodach typu cabrio

Types of folding roof systems in cabrio type cars

Skowronek Hubert, Waszczuk Kamil

Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Skowronek Hubert: hubert.skowronek@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: motoryzacja, mechatronika samochodowa, dach składany, kabriolet

Streszczenie

W artykule przedstawione zostały rodzaje dachów składanych stosowane w nadwoziach kabrioletów. W miarę rozwoju techniki samochodowej konstrukcje te również stopniowo ewoluowały stając się często bardzo skomplikowanym systemem mechatronicznym, coraz wygodniejszym dla użytkowników, a jednocześnie coraz bardziej wymagającym dla obsługi serwisowej. Zaprezentowany został podział na konstrukcje o napędzie ręcznym, elektrycznym oraz elektrohydraulicznym. Wyszczególniono ich poszczególne warianty i najciekawsze spotykane obecnie rozwiązania, a także przełomowe konstrukcje sprzed kilkudziesięciu lat.

1. Wstęp

Pojazdy samochodowe stanowią nieodłączną część współczesnego życia ludzi na całym świecie. Pełnią ważną rolę dla gospodarki umożliwiając dystrybucję towarów oraz umożliwiają swobodne przemieszczanie się osób w wielu codziennych sytuacjach. Spośród ogromnej ilości rodzajów pojazdów samochodowych możemy wyróżnić samochody osobowe z nadwoziem otwartym, nazywane kabrioletami. To, co obecnie stanowi zachciankę w pierwszych latach rozwoju motoryzacji (przełom XIX i XX wieku) było standardem.



Rys. 1. Ford model T (Henry Ford Museum 2019).

Ówczesne samochody, wywodzące się bezpośrednio od powozów konnych najczęściej nie posiadały stałego lub nawet jakiegokolwiek dachu. Przykładem mogą tu być dwie legendy motoryzacji takie jak Benz Motorwagen z roku 1886 czy Ford T z roku 1908 (Rys 1.). Nadwozia zamknięte z reguły wymagały dopłat lub nie były w ogóle oferowane.

W miarę rozwoju techniki samochodowej udoskonaleniom poddawano wszelkie komponenty wchodzące w skład pojazdu. Również konstrukcje składanych dachów ewoluowały i stawały się coraz to bardziej skomplikowane i wymyślne. Oprócz dachów wykonanych w formie metalowego szkieletu pokrytego tkaniną ochronną pojawiły się również dachy tzw. twarde, czyli posiadające poszycie wykonane z blachy lub tworzywa sztucznego. Tego typu rozwiązania

najczęściej są kojarzone z rozwiązaniami z końca XX wieku, jednak ich początki należy szukać dużo wcześniej. Prekursorem takiego rozwiązania był francuski dentysta Georges Paulin, który w 1934 roku przerobił nadwozie Peugeot 402 na wersję z automatycznie otwieranym twardym dachem (rys. 2). Patent jego autorstwa został odkupiony przez firmę Peugeot w roku 1935 (Sass 2006).



Rys. 2. Peugeot 402 Eclipse Decapotable (materiały firmy Peugeot).

2. Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych dachów składanych

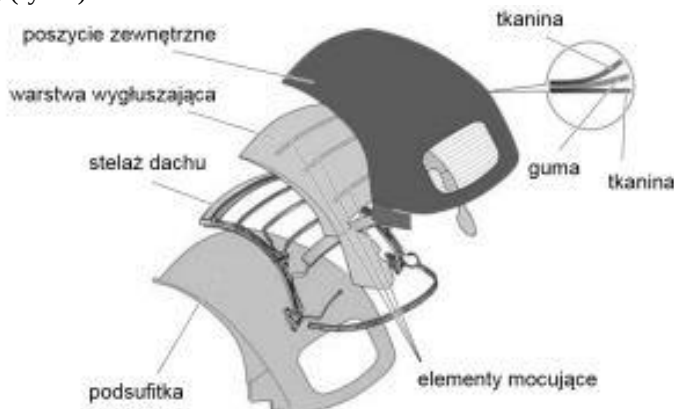
Pierwszy podział dachów składanych został sporządzony ze względu na ich konstrukcję mechaniczną (rys. 3). Wyróżniamy w nim dwa podstawowe rodzaje dachów, miękkie (ang. softtop) oraz twarde (ang. hardtop). Na przestrzeni lat największą popularnością cieszyły się konstrukcje miękkie. W drugiej połowie lat 90 dwudziestego wieku zaczęły zyskiwać na popularności dachy sztywne. Zostały one rozpowszechnione głównie za sprawą takich modeli jak Peugeot 206cc czy Mercedes-Benz SLK. Początek XXI wieku obfitował w nowe rozwiązania twardych dachów, dostępnych w popularnych modelach, takich jak Opel Tigra B, Opel Astra H, Renault Megane CC, Peugeot 307cc, a także w modelach klasy premium (BMW e93, Lexus SC).

Najliczniej reprezentowaną grupę dachów miękkich stanowią konstrukcje składane. Jest to rozwiązanie wykorzystujące klasyczny szkielet wykonany przeważnie ze stopów lekkich, pokryty od zewnątrz trzywarstwowym poszyciem tekstylnym. W obecnych czasach wewnętrzna strona dachu, posiada najczęściej materiałową podsufitkę, a pomiędzy nią a zewnętrznym poszyciem znajduje się gruba warstwa materiału odpowiadającego za wygłuszenie (rys. 4).



Rys. 20. Podział dachów składanych ze względu na ich konstrukcję.

Poza dachami składanymi można też spotkać bardziej nietypowe konstrukcje dachów miękkich takie jak dachy przesuwne (rozwiniecie konstrukcji typu faltdach, np. Fiat 500 cabrio, Citroen C3 Pluriel) (rys. 5).



Rys. 4. Konstrukcja nowoczesnych składanych dachów typu soft top (materiały firmy Volkswagen).

Rozwiązania te cechuje jedynie pozorna prostota konstrukcji. Różnią się one od klasycznych faltdachów dodatkową możliwością opuszczenia zwiniętego poszycia na tylną szybę, a także w przypadku Citroena, dodatkowo schowania całego dachu pod podłogą przestrzeni bagażowej i demontażu słupków C nadwozia. Można go zatem zaliczyć do konstrukcji łączonych, stanowiących swego rodzaju ewenementy, posiadających dach częściowo miękki, częściowo twardy. W tej grupie znajdują się również rzadkie modele BMW serii 3 zmodyfikowane przez firmę Baur TC (rys. 6). Posiadają one sztywny panel dachu nad przednimi siedzeniami oraz klasyczną konstrukcję miękkiego dachu składanego w tylnej części nadwozia.



Rys. 5. Nadwozie cabrio jako rozwinięcie faltdachu, od lewej – Citroen C3 Pluriel oraz Fiat 500 Cabrio (materiały firmy Citroen i Fiat).

Dość nietypową konstrukcją jest również system składania dachu zastosowany w samochodach BMW Mini (rys. 7). W pierwszej fazie rozkładania, przedni fragment poszycia jest przesuwany ku tyłowi nadwozia, tak jak w konstrukcjach typu faltdach, następnie po jego przesunięciu, całość jest klasycznie składana. Z fazy przesuwania można też korzystać jak z odsuwanego okna dachowego, nie jest bowiem wymagane całkowite otworzenie soft topu.

Ostatnią grupę spośród dachów miękkich stanowią konstrukcje wymagające od użytkownika pojazdu największego zaangażowania w proces przemiany nadwozia z zamkniętego w otwarte i odwrotnie. Stanowią ją dachy zdejmowane całkowicie z karoserii samochodu. W niektórych przypadkach demontażowi podlega jedynie poszycie nadwozia (przykładem może być polski Fiat 126p w wersji cabrio), w innych zdejmowane są również elementy ramy dachu (np. Lamborghini Murcielago Roadster). Powyższe dwa przykłady zostały dobrane nie przypadkowo. W pierwszym z nich motywacją do przyjęcia takiej konstrukcji dachowej była zapewne jej prostota i niskie koszty produkcji, w drugim natomiast chęć ograniczenia masy własnej samochodu. Warto w tym miejscu wspomnieć, iż samochody z otwartym nadwoziem są przeważnie cięższe od swoich „zamkniętych”

odpowiedników. Powodem takiego stanu rzeczy są liczne wzmocnienia nadwozia oraz płyty podłogowej, których zastosowanie jest niezbędne w celu zachowania odpowiedniej sztywności konstrukcji pojazdu. Masa dodatkowych elementów zazwyczaj waha się w granicach 100-150 kg.



Rys. 6. Konstrukcje łączące elementy dachu miękkiego i twardego firmy Baur TC (www.baur-tc.de).



Rys. 7. Dach przesuwno-składany w BMW Mini cabrio , po lewej faza przesuwania poszycia dachu, po prawej faza rozkładania (www.autoevolution.com).

Dachy typu hardtop (posiadające stelaż pokryty sztywnymi panelami z blachy lub tworzyw sztucznych) w znakomitej większości są reprezentowane przez konstrukcje składane w przestrzeni bagażowej. W ostatnich dwóch dekadach zyskały one dużą popularność głównie ze względu na swoje walory praktyczne (wyższa odporność na warunki atmosferyczne oraz akty wandalizmu), a także możliwość posiadania niejako samochodu typu coupe i cabrio w jednym. Ich stopień skomplikowania często jest znacznie wyższy niż dachów typu soft top i rósł wraz z wymaganiami estetycznymi konstruktorów oraz klientów. Dachy twarde stosunkowo proste w konstrukcji, posiadały duże panele poszycia co wiązało się z koniecznością wydłużenia tylnej części samochodu tak, aby przestrzeń bagażowa była w stanie takie panele pomieścić. Skutkowało to utratą harmonijnych proporcji nadwozia i eleganckiej stylistyki. Zaczęto więc wprowadzać coraz to bardziej złożone mechanizmy, tak aby dach nawet w czteromiejscowym samochodzie był w stanie zmieścić się w nieprzesadnie wydłużonym bagażniku. Obecnie dominują konstrukcje typu „sandwich” gdzie poszczególne panele dachowe układają się podczas procedury otwierania jeden nad drugim.

Przykładem takiego rozwiązania może być BMW serii 4 (rys. 8) – rozwiązanie bliźniaczo podobne do poprzedniej generacji serii 3 (e93).

Drugi biegun pod kątem stopnia skomplikowania stanowią dachy twarde zdejmowane. Najczęściej są to proste rozwiązania z ręcznie zdejmowanym panelem lub panelami dachu nad przednimi fotelami. Tego rodzaju nadwozie określane jest mianem targa. Wyjątek stanowi Honda CRX Del Sol (rys. 9) w wersji z dachem typu targa otwieranym automatycznie, której mechanizm jest nietypowy na skalę światową.

Do tej grupy można zaliczyć również nietypowe kabriolety jakimi są samochody terenowe ze ściągаныmi kompletnymi dachami, np. Land Rover Freelander. Długą historię dachów typu targa mają również modele 911 firmy Porsche, której aktualny model targa to tak naprawdę rozwiązanie na pograniczu kabrioletu ze składanym dachem i klasycznej targa, nawiązującej stylistycznie do swoich poprzedników (rys 10).



Rys. 8. Składany dach hardtop o konstrukcji typu „sandwich” w BMW serii 4 (materiały firmy BMW).



Rys. 9. Honda CRX Del Sol z nadwoziem typu targa (www.auto-swiat.pl).



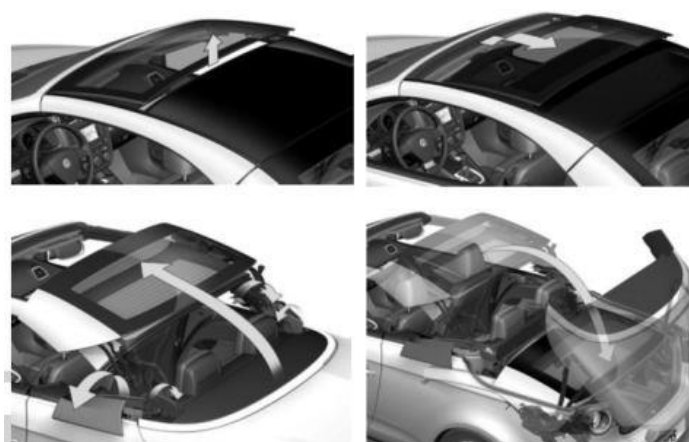
Rys. 10. Porsche 911 Targa - model 2014 (materiały firmy Porsche).

Klasę samą dla siebie i ostatni przedstawiony wariant sztywnego dachu kabrioletu stanowi rozwiązanie zastosowane w samochodzie Volkswagen Eos. Konstrukcja ta jest wyjątkowa ze względu na połączenie w niej klasycznego okna dachowego z dachem składanym (rys. 11).

Przedni panel dachu jest wykonany ze szkła i stanowi w pełni funkcjonalny szyberdach z funkcją uchylania oraz całkowitego otwarcia. Dodatkowo w hardtopie zabudowana została także roleta przeciwsłoneczna umożliwiająca zasłonięcie okna dachowego (obsługiwana ręcznie, ale także automatycznie podczas otwierania dachu). W ramie przedniej szyby zamontowany został dyfuzor zapobiegający nieprzyjemnym odczuciom podczas jazdy z otwartym szyberdachem. Sekwencja otwierania wyżej opisanego systemu została zaprezentowana na rys. 12.



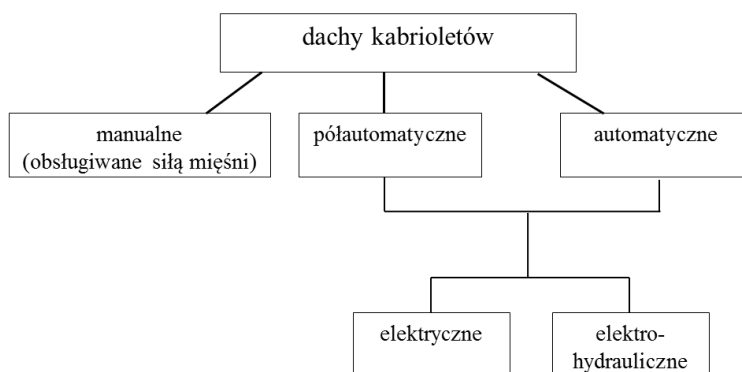
Rys. 11. Dach składany z oknem dachowym stosowany w Volkswagenie Eos (materiały firmy Volkswagen).



Rys. 12. VW Eos - sekwencja otwierania dachu (materiały firmy Volkswagen)

Wszystkie zaprezentowane rozwiązania techniczne zastosowane w Volkswagenie Eos zaowocowały bardzo zaawansowaną i skomplikowaną konstrukcją składanego dachu. Pomimo kilkunastu lat stażu (model wprowadzono na rynek w 2006 roku) do dnia dzisiejszego stanowi on pokaz możliwości inżynieryjnych w dziedzinie systemów dachów składanych.

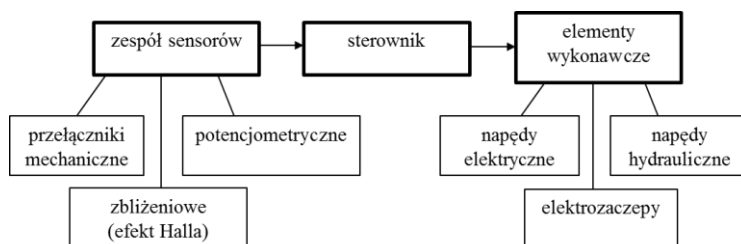
Drugi podział jaki można wyszczególnić uwzględnia rodzaj napędu zastosowany do przemieszczania konstrukcji dachowej (rys. 13).



Rys. 13. Podział dachów kabrioletów ze względu na rodzaj ich napędu.

W początkowej fazie rozwoju dachów składanych przez ponad połowę dwudziestego wieku dominowały konstrukcje składane siłą ludzkich mięśni. Obecnie dachy obsługiwane manualnie stosowane są w samochodach sportowych, gdzie liczy się każdy kilogram wyposażenia, lub w pojazdach niszowych, w których opracowanie układu automatyki byłoby nieopłacalne. Konstrukcje manualne stopniowo ewoluowały w dachy otwierane półautomatycznie. Ten termin oznacza, iż niezbędne było ręczne zwolnienie rygla bądź rygli mocujących dach do ramy przedniej szyby. Co ciekawe konstrukcje półautomatyczne były stosowane nawet w bardzo tanich kabrioletach takich jak np. Fiat Punto pierwszej generacji czy bardziej egzotyczne Yugo Cabrio. Dachy półautomatyczne przetrwały do początku XXI wieku (ostatnie popularne modele z tym rozwiązaniem to Peugeot 206cc i Opel Tigra B). Były to szczególnie niewygodne pod względem obsługi modele, gdyż wymagały od kierowcy odblokowania zaczepów ryglujących po lewej i prawej stronie ramy przedniej szyby, co było archaicznym rozwiązaniem już na początku lat 90 XX wieku. Konstrukcje półautomatyczne niosły ze sobą oprócz zmniejszonej wygody obsługi również pewne ograniczenia. Niemożliwe było np. wyposażenie samochodu w funkcję zamykania lub otwierania dachu za pomocą pilota zdalnego sterowania. Stopniowo zaczęto więc wprowadzać modele z w pełni automatyczną obsługą dachu. Swoistą ciekawostką stanowi BMW serii 3 (model e36), w którym na przestrzeni całej produkcji dostępne były wszystkie warianty od systemu manualnego, przez półautomat z centralnym odryglowywaniem po wersję w pełni automatyczną. Model ten jest także unikatowy pod względem napędów użytych do obsługi systemu składania soft topu. Wykorzystane zostały wyłącznie silniki elektryczne, podczas gdy niemal wszystkie konstrukcje wykorzystują systemy elektro-hydrauliczne. Napędy wyłącznie elektryczne można też spotkać w BMW e30 (tu z kolei białym krukiem jest napęd elektrohydrauliczny występujący niezwykle rzadko) oraz w Volvo C70 pierwszej generacji.

Systemy elektrohydrauliczne posiadają w swojej konstrukcji agregat hydrauliczny, wyposażony w silnik elektryczny, który napędza pompę (z reguły wielotłoczkową promieniową). Pompa ta wytwarza ciśnienie płynu hydraulicznego umożliwiające poruszanie dachu za pomocą siłowników dołączonych do jego szkieletu i elementów dodatkowych, takich jak np. pokrywa bagażnika. Ciśnienie w układzie wynosi od 120 do 200 bar w zależności od konkretnego systemu. Nie wszystkie niezbędne funkcje muszą być obsługiwane przez siłowniki hydrauliczne. Często jako napędy pomocnicze (np. do odryglowania, poruszania osłon) są wykorzystywane dodatkowe silniki elektryczne. Można również spotkać rozwiązania wykorzystujące do wykonywania ruchów elementów dodatkowych cięgna Bowdena połączone z mechanizmami napędzanymi przez aktuatory hydrauliczne. Zdarzają się także elektrozaczepy, które mogą np. zabezpieczać dach przed odryglowaniem podczas jazdy. Poza elementami wykonawczymi do prawidłowego funkcjonowania systemu dachowego niezbędne są dodatkowe dwa bloki przedstawione na rysunku 14.



Rys. 14. Zasada działania dachów składanych automatycznie lub półautomatycznie.

Procesem otwierania i zamykania zawiaduje sterownik elektroniczny. Obecnie są to elementy wykorzystujące mikroprocesory, komunikujące się z innymi sterownikami pojazdu za pomocą dostępnych szyn danych w celu wymiany i odbioru informacji takich jak:

- temperatura otoczenia (czy nie jest zbyt niska i nie grozi uszkodzeniem systemu);
- prędkość pojazdu (czy nie jest zbyt wysoka);
- pozycja szyb bocznych i wydanie komendy do ich opuszczenia lub podniesienia;

- przechyl pojazdu (operacje składania/rozkładania powinno się przeprowadzać na płaskim podłożu);
- zaciągnięcie hamulca pomocniczego (wymagane w niektórych modelach);
- pozycja kluczyka w stacyjce;
- komunikacja radiowa z kluczykiem w celu zdalnego operowania systemem.

Sterowniki te są oczywiście również w pełni diagnozowalne za pomocą odpowiedniego oprogramowania diagnostycznego.

Sterownik nie mógłby przeprowadzić prawidłowo procesu otwarcia lub zamknięcia dachu bez informacji pochodzących z sensorów rozlokowanych w kluczowych miejscach stelaża i nadwozia pojazdu. Cała sekwencja ruchu konstrukcji dachowej jest od początku do końca za ich pomocą monitorowana. To dzięki nim jednostka sterująca jest w stanie w odpowiednim momencie wysterować dany silnik elektryczny lub elektrozawór w agregacie tak, aby wykonać określony ruch odpowiedniej części dachu. Obecnie najczęściej spotykanymi są czujniki zbliżeniowe wykorzystujące efekt Halla, które wyparły niemal całkowicie przełączniki mechaniczne (tzw. wyłączniki krańcowe). Niektóre elementy dachu mogą być też wyposażone w czujniki potencjometryczne pozwalające na płynny odczyt pozycji danego elementu.

3. Podsumowanie

Zaprezentowane w artykule podziały systemów dachów składanych stanowią kompletną ich klasyfikację. Na przestrzeni lat rozwoju motoryzacji wykształciło się wiele wariantów, jedne zyskują na popularności, inne stanowią ciekawostkę techniczną i nie znajdują kontynuacji. Obecnie obserwuje się trend powrotu do rozwiązań typu soft top, które nadają pojazdowi bardziej rasowy charakter klasycznego kabrioletu. Tak postąpiła np. firma Opel oferując następcę modelu astra TwinTop (posiadającej dach sztywny) w postaci modelu Cascada wyposażonego w soft top.

W kolejnych latach ewolucji tego typu konstrukcji należy spodziewać się ich rozwoju w kierunku zapewnienia większego bezpieczeństwa podczas kolizji, zwiększenia prędkości otwierania i zamykania, umożliwienia automatycznego zamknięcia dachu np. podczas wystąpienia opadów deszczu (wymaga to jeszcze dopracowania kwestii bezpieczeństwa, tak aby konstrukcja nie uderzyła w ewentualne przeszkody, a przede wszystkim nie spowodowała obrażeń u osób postronnych, np. dzieci), czy zwiększenia maksymalnej prędkości pojazdu przy której dozwolone są manipulacje dachem.

4. Literatura

Sass R. (2006) New Again: The Hideaway Hardtop, The New York Times, december 10
materiały firmy BMW
materiały firmy Citroen
materiały firmy Fiat
materiały Henry Ford Museum
materiały firmy Peugeot
materiały firmy Porsche
materiały firmy Volkswagen
www.autoevolution.com
www.auto-swiat.pl
www.baur-tc.de

21. Hydrauliczne układy wspomagające w urządzeniach przemysłowych

Hydraulic succour systems in industrial equipment

Towarnicki Krzysztof

Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Opiekun naukowy: dr hab. Michał Stosiak, prof. nadzw. PWr

Towarnicki Krzysztof: Krzysztof.towarnicki@pwr.edu.pl

Słowa Kluczowe: układ hydrauliczny, zasilacz hydrauliczny, smarowani

Streszczenie

Rozwój napędów hydraulicznych w ciągu ostatnich 50 lat, znacznie przyczynił się do rozpowszechnienia tego typu napędów w urządzeniach stosowanych w różnych gałęziach przemysłu. Napęd hydrauliczny najbardziej znany jest z zastosowania w urządzeniach budowlanych, drogowych, dźwigowych oraz wszelkiego rodzaju prasach hydraulicznych, których przykładem mogą być wtryskarki do przetwórstwa tworzyw sztucznych. Zalety przenoszenie dużych mocy oraz łatwość sterowania przy stosunkowo niewielkich gabarytach pozwoliło na jego zastosowanie również do układów wspomagających oraz sterujących. Znaczny rozwój techniki rozpowszechnił systemy elektroniki i automatyki w budowie elementów oraz układów hydraulicznych. Zastosowanie nowoczesnych wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych pozwoliło na płynną regulację oraz obniżenie poziomu emitowanego hałasu. Wadą układów hydraulicznych w stosunku do napędów mechanicznych są przecieki mniejsza sprawność. Szczególnie istotne jest to w napędach maszyn charakteryzujących się wysokimi prędkościami obrotowymi. Wtedy układy hydrauliczne pełnią rolę układów wspomagających oraz sterujących. Przykładem takiego rozwiązania jest sterowanie sprzęgłem oraz hamulcem w napędzie tokarek. Ciągła produkcja wymusza odpowiedni sposób zabezpieczenia elementów maszyn przez ich zbyt szybkim zużywaniem się. Z tego względu wprowadza się centralne smarowanie, które zapewnia automatyzację procesu smarowania olejem lub smarem.

1. Wstęp

Początki hydrauliki rozpoczęły się już w starożytności, gdzie człowiek wykorzystywał ruch cieczy na własne potrzeby. W tamtym czasie nie korzystano jeszcze ze sformułowanych praw, z których korzystają dzisiejsi projektanci układów hydraulicznych. 200 lat przed naszą erą wprowadzono pompę ssąco-tłoczącą, a w 1600 roku J. Kepler opracował pompę zębatą, która za jego życia nie znalazła praktycznego zastosowania w napędach. Sukcesywnie wprowadzano w niej kolejne udoskonalenia. Dzisiaj należy do najczęściej używanych pomp wyporowych w hydraulicznych układach napędowych. W układach smarowania wykorzystuje się głównie pompy mimośrodowe. Obecny rozwój techniki hydraulicznej związany jest z rozpowszechnieniem się systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Główną zaletą hydraulicznych układów napędowych oraz smarujących jest szeroka możliwość sterowania zarówno prędkością jak i mocą odbiorników. Wprowadzenie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego przez nie hałasu. Obecnie trwają dodatkowe prace związane z optymalizacją budowy elementów układów hydraulicznych. Odnosi się to głównie do dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, co wiąże się ze zmniejszeniem ich gabarytów oraz redukcji emitowanego przez nie hałasu. W ciągu ostatnich kilku lat zaobserwowano rozwój mikrohydrauliki, która szeroko opisana jest w lit (Kollek i in. 2014). Ich wprowadzenie znacznie przyczyniło się do stosowania centralnych układów smarowania, ze względu na transportowanie małych objętości cieczy. W przypadku hydraulicznych układów napędowych, ich niewątpliwą zaletą jest przenoszenie dużych mocy. Obecny rozwój techniki wprowadził systemy elektroniki i automatyki w budowie elementów oraz układów hydraulicznych. Wprowadzenie

nowoczesnych rozbudowanych układów elektronicznych w układach hydraulicznych wpłynęło na płynną regulację oraz obniżenie emitowanego przez nie hałasu.

2. Opis zagadnienia

Pompy wyporowe stosowane w hydraulicznych układach wspomagających pełnią dwie funkcje. Pierwszą z nich jest transportowanie cieczy, a drugą generowanie energii strumienia cieczy do napędów pomocniczych maszyn przemysłowych. Zastosowanie układu hydraulicznego jako napęd pomocniczy spotkać można m.in. w urządzeniach przemysłu spożywczego. Najczęściej tego typu napędy wprowadzane są w dzielarkach i miesiarkach do ciasta. Dzielarki do ciasta są urządzeniami przeznaczonymi do pracy w piekarni. Służą do równomiernego podziału porcji urobionego ciasta, niektóre posiadają dodatkowo możliwość mechanicznego zaokrąglenia określonej liczby, w zależności od urządzenia, identycznych pod względem objętości porcji do wypieku, odnosi się to głównie bułek. Działanie miesiarek do ciasta polega na zastosowaniu pracy dwóch ruchów obrotowych, z czego jeden to ruch obrotowy miesidła, a drugi to ruch obrotowy dzieży. Połączenie obu wspomnianych wcześniej napędów pozwala na właściwe wymieszenie ciasta w całej przestrzeni roboczej dzieży.

Napęd mechanizmów miesiarki podzielony jest na dwa odrębne napędy: - napęd główny; - napęd podnoszenia miesidła oraz mechanizm zapinania dzieży (w zależności od producenta oba mechanizmy są połączone lub rozdzielone).

Napęd główny mający bezpośredni wpływ w procesie mieszenia ciasta, pobiera najwięcej energii. Jego zadaniem jest powodowanie ruchu obrotowego miesidła oraz ruchu obrotowego dzieży. Dodatkowo musi posiadać dwie prędkości obrotowe: wolne i szybkie.

Napęd podnoszenia miesidła jest niezależny od napędu głównego. Jego zadaniem jest podnoszenie i opuszczanie miesidła do współpracującej dzieży. W zależności od producenta jest odpowiedzialny również za zapinanie wózka z dzieżą. Część urządzeń posiada osobny mechanizm do zapinania wózka z dzieżą.

Wprowadzenie napędu hydraulicznego w tego typu urządzeniach wynika z kilku przyczyn. Wprowadzenia kompletnych zasilaczy hydraulicznych, dzięki czemu projektant urządzeń piekarniczych nie musi się borykać z problemem doboru współpracujących elementów hydraulicznych. Zasilacze hydrauliczne w tych urządzeniach posiadają pompy zębate o ząbach zewnętrznym o których szerzej można dowiedzieć się w lit (Kollek 1996) oraz zbiorniki oleju o pojemności od 5 do 6,5L. Ciśnienie maksymalne w układzie to 140 bar, a ciśnienie robocze to 120 bar. Kolejny powód to znaczna odporność na zabrudzenia i zapylenia w stosunku do napędów mechanicznych. Zastąpiono mechaniczne układy wspomagające układami hydraulicznymi do zapinania wózka oraz podnoszenia głowicy w miesiarkach. Dzięki temu uzyskano sztywne zamocowanie wózka oraz sztywne dociśnięcie głowicy do korpusu maszyny. Dodatkowo niewątpliwą zaletą układów hydraulicznych jest odporność na zanieczyszczenia w stosunku do mechanizmów śrubowych, zapadkowych lub przekładni zębatych stosowanych w starszych urządzeniach. W przypadku urządzeń piekarniczych jest to istotny czynnik wpływający na pracę tych urządzeń. Dla ukształtowania chleba, bądź bułek budowane są linie technologiczne, a na ich początku zawsze znajduje się dzielarka. Łatwość automatyzacji i regulacji w napędzie hydraulicznym pozwala na pracę maszyny w linii technologicznej i zastąpienie człowieka w miejscu pracy. Wracając do pierwszej funkcji układów pomocniczych jaką jest transportowanie cieczy spożywczej to w przypadku tych urządzeń należy wyodrębnić dwa zadania, czyli transportowanie cieczy oraz pełnienie funkcji smarowania cieczą spożywczą. Smarowanie tego typu spotyka się głównie w dzielarkach do ciasta pszennego, żytniego i mieszanego. Głównym elementem układu smarowania jest pompa która powoduje przepływ cieczy smarującej. Kolejnym elementem układu sterowania są zawory oraz rozdzielacze, dzięki którym uzyskuje się równomierne wraz z regularną częstotliwością smarowanie. Następnym ważnym elementem są przewody elastyczne lub sztywne. Ostatnimi elementami układu smarowania są końcówki, które są dedykowane do konkretnego zużywającego się elementu. W ostatnich latach w układach hydraulicznych zaczęto stosować olej biodegradowalny, którego składnikiem bazowym jest olej roślinny. Wpływ stosowania olejów biodegradowalnych odnaleźć można w literaturze (Poprawski 2014), (Rogoś i Urbański 2009) i (Sacha 2013). Ciągła

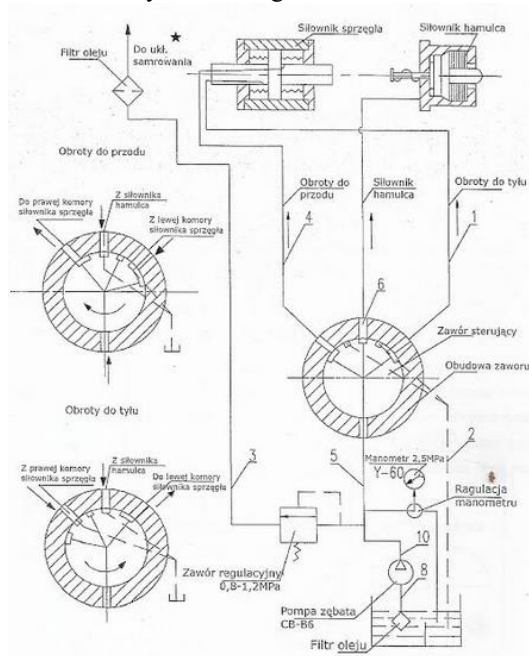
produkcja wymusza odpowiedni sposób zabezpieczenia elementów maszyn przed ich zbyt szybkim zużywaniem się. Z tego względu wprowadza się centralne smarowanie, które zapewnia automatyzację procesu smarowania olejem lub smarem. Znacząco podnosi komfort operatora maszyny, które musiał dotychczas wykorzystywać do tego ręczne urządzenia pomocnicze. Centralne smarowanie pozwala na precyzyjne dozowanie substancji smarujących, zachowując przy tym dokładność i regularną częstotliwość dawkowania. Szczególnym przypadkiem zastosowania hydraulicznego układu wspomagającego w urządzeniach przemysłowych jest tokarka uniwersalna do obróbki wiórowej. Wspomniany układ pełni dwie funkcje załączania sprzęgła i hamulca oraz smarowania elementów kinematycznych. W urządzeniach przemysłu spożywczego układy smarowania dzieli się na dwie kategorie w których olej smarujący ma kontakt z żywnością lub nie. Olej przeznaczony do smarowania elementów mających kontakt z żywnością musi być transportowany przez układ zbudowany z elementów, które są odporne na korozję oraz ich użytkowanie nie powoduje wprowadzenia zanieczyszczeń do oleju. Materiałami spełniającymi te kryteria są głównie metale nierdzewne i kwasoodporne oraz tworzywa sztuczne. Głównym elementem układu smarowania jest pompa która powoduje przepływ cieczy smarującej

3. Przegląd rozwiązań układów wspomagających oraz smarowniczych.

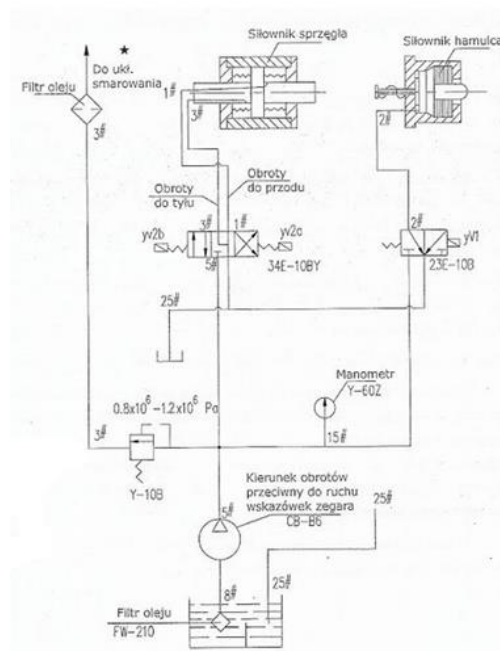
Tokarka jest urządzeniem przeznaczonym do wykonywania takich prac jak toczenie zewnętrznych oraz wewnętrznych powierzchni cylindrycznych, toczenia stożków oraz innych obrotowych elementów, a także wykonywania powierzchni cylindrycznych, toczenia stożków i innych obrotowych elementów, a także wykonywania gwintów metrycznych, modułowych oraz całowych. Maszynę można także używać do planowania, toczenia rowków, przecinania oraz wiercenia. Tokarka przeznaczona jest do toczenia materiałów takich jak stal, żeliwo oraz materiałów nieżelaznych. Napęd przenoszony jest z silnika do wrzeciennika poprzez przekładnię pasową. Dwukierunkowe hydrauliczne sprzęgło cierne jest wałkiem kola pasowego odpowiedzialnego za zmianę kierunków obrotów wrzeciona. Do zatrzymania wrzeciona służy hamulec. Do załączania sprzęgła i hamulca służy układ hydrauliczny, który składa się ze zbiornika oleju, pompy zębatej, filtra oleju, zaworów oraz wielkopłytkowego sprzęgła ciernego znajdującego się we wrzecienniku. Zbiornik oleju o pojemności 32 litrów znajduje się w przedniej nodze tokarki. Najczęściej stosowanym olejem jest olej hydrauliczny ISO VG32. Pompa zębata napędzana jest przez silnik główny i zamontowana na regulowanym podeście. Zawór sterujący kontrolowany jest poprzez dźwignie zmiany kierunku obrotów wrzeciona, a jego zadaniem jest kierowanie natężenia przepływu do siłownika sprzęgła, siłownika hamulca oraz układu smarowania. Ciśnienie robocze układu wynosi 0,8-1,2 MPa. Poniżej przedstawiono schemat układu hydraulicznego dla tokarek o długości łoża poniżej 3000mm oraz powyżej 4000mm. Dla tokarek o długości łoża powyżej 4000mm, zastępuje się rozdzielacz obrotowy sterowany ręcznie rozdzielaczem suwakowym sterowanym elektromagnetycznie. Zamocowany jest na tylnej ścianie po lewej stronie łoża oraz pełni te same funkcje, co rozdzielacz obrotowy. Sterowany jest za pomocą przycisków znajdujących się po lewej stronie łoża oraz po prawej stronie suportu. Dla zachowania prawidłowej czystości oleju w obu układach hydraulicznych, należy wlewać go do zbiornika poprzez filtr papierowy.

Miesiarki spiralne są to urządzenia obecnie produkowane i użytkowane szczególnie do ciast piekarniczych o średniej konsystencji, zawierających przynajmniej 40% wody. Istnieje kilku producentów tych urządzeń zarówno krajowych jak i zagranicznych. Niezależnie od konstrukcji zasada działania tych urządzeń jest podobna. Mieszałka składa się z korpusu stalowego, w którym umieszczone są mechanizmy pozwalające na przeniesienie napędu na spiralę roboczą, napędu obracającego dzieżę oraz układu hydraulicznego którego zadaniem jest przyciągnięcie dzieży do miesiarki oraz podniesienie i opuszczenie głowicy ze spiralą. Napęd miesiarki złożony jest z silnika głównego oraz przekładni pasowej, znajdujących się w głowicy miesiarki. Napęd dzieży składa się z silnika oraz w zależności od producenta przekładni pasowej lub reduktora, który napędza podatne koło cierne. Na obracającej się dzieży, zamontowanej na wózku, znajduje się stalowe koło cierne, które podczas współpracy w podatnym kole ciernym wprowadza dzieżę w ruch obrotowy. Układ hydrauliczny służący do przyciągania wózka składa się z zasilacza hydraulicznego, rozdzielacza

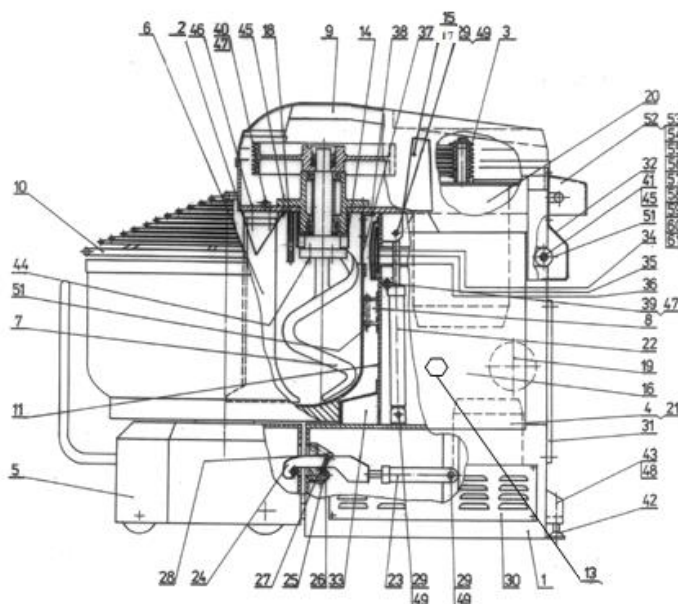
hydraulicznego oraz w zależności od producenta jednego lub dwóch siłowników z hakami na końcu służącymi do trzymania wózka. Układ podnoszenia głowicy również w zależności od producenta składa się z jednego lub dwóch siłowników unoszących głowicę oraz rozdzielacza hydraulicznego. Do zasilania zarówno układu podnoszenia jak i przyciągania wózka wykorzystywany jest ten sam zasilacz hydrauliczny. Opuszczanie głowicy jest możliwe dopiero po zapięciu wózka, a jego odpięcie realizowane jest dopiero po uniesieniu głowicy. Poniżej przedstawiono miesiarkę spiralną z siłownikami należącymi do układu hydraulicznego.



Rys. 1. Schemat układu hydraulicznego dla tokarek o długości łoża poniżej 3000 mm.



Rys. 2. Schemat układu hydraulicznego dla tokarek o długości łoża powyżej 4000mm.



Rys. 4. Widok ogólny miesiarki spiralnej typ SM 250R

Zasilacze hydrauliczne w tych urządzeniach posiadają pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym o których szerzej można dowiedzieć się w lit (Kollek 1996; Kolek i Maćkiewicz 1999; Osiński 2013) oraz zbiorniki oleju o pojemności od 5 do 6,5L. Ciśnienie maksymalne w układzie to 140 bar, a ciśnienie robocze to 120 bar.

Dzielarki do bułek wchodzące w skład linii produkcyjnej. Dzielarko-zaokrąglarka jest urządzeniem przeznaczonym do pracy w piekarni. Służy do równomiernego podziału porcji urobionego ciasta oraz mechanicznego zaokrąglenia określonej liczby, w zależności od urządzenia, identycznych pod względem objętości porcji do wypieku bułek. Budowa dzielarko-formierek jest podobna niezależnie czy jest to wersja półautomatyczna lub automatyczna.

Składa się z dwóch głównych podzespołów:

- zespół dzielarki – w niej umieszczona głowica nożowa z umieszczonym wewnątrz wysuwanym w dół nożem wieńcowym. Opuszczanie w dół głowicy i noża odbywa się za pomocą odpowiednio dobranego mechanizmu w zależności od producenta urządzenia. Obniżenie głowicy powoduje równomierne rozprasowanie ciasta, a następnie przez wysunięcie noża uzyskuje się podział urobionego ciasta na równe kęsy pod względem objętości znajdujące się na palecie umieszczonej na płycie górnej zaokrąglarki.

- zespół zaokrąglarki – jest to część urządzenia gdzie płyta górna wykonuje ruch kołowy po naciśnięciu dźwigni przez operatora, lub w cyklu automatycznym po otrzymaniu sygnału o podzieleniu włożonego ciasta. Ruch płyty górnej powoduje zaokrąglenie uprzednio podzielonych porcji. W większości urządzeń napęd płyty górnej odbywa się za pomocą silnika elektrycznego poprzez przekładnię pasową, stolik obrotowy oraz suwak i łącznik.

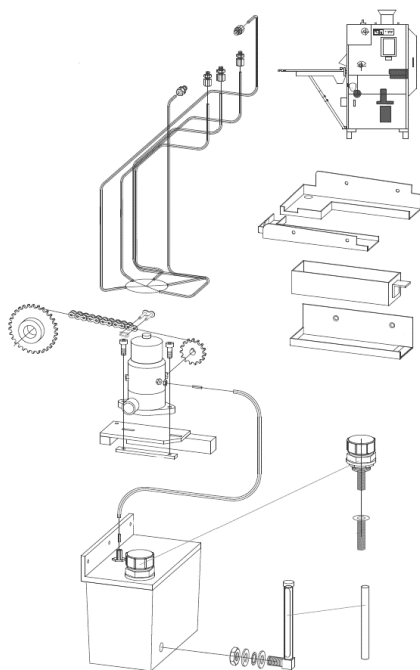
Poniżej przedstawiono dzielarkę do chleba, która jest częścią składową ciągu technologicznego do produkcji bułek.

Ciągła produkcja wymusza odpowiedni sposób zabezpieczenia elementów maszyn przez ich zbyt szybkim zużywaniem się. Z tego względu wprowadza się centralne smarowanie, które zapewnia automatyzację procesu smarowania olejem lub smarem. Znacząco podnosi komfort operatora maszyny, które musiał dotychczas wykorzystywać do tego ręczne urządzenia pomocnicze. Centralne smarowanie pozwala na precyzyjne dozowanie substancji smarujących, zachowując przy tym dokładność i regularną częstotliwość dawkowania. W urządzeniach przemysłu spożywczego układy smarowania dzieli się na dwie kategorie w których olej smarujący ma kontakt z żywnością lub nie.

Olej przeznaczony do smarowania elementów mających kontakt z żywnością musi być transportowany przez układ zbudowany z elementów, które są odporne na korozję oraz ich użytkowanie nie powoduje wprowadzenia zanieczyszczeń do oleju. Materiałami spełniającymi te kryteria są głównie metale nierdzewne i kwasoodporne oraz tworzywa sztuczne. Głównym elementem układu smarowania jest pompa która powoduje przepływ cieczy smarującej. Poniżej przedstawiono system smarowania komory dzielącej powyższej dzielarki.



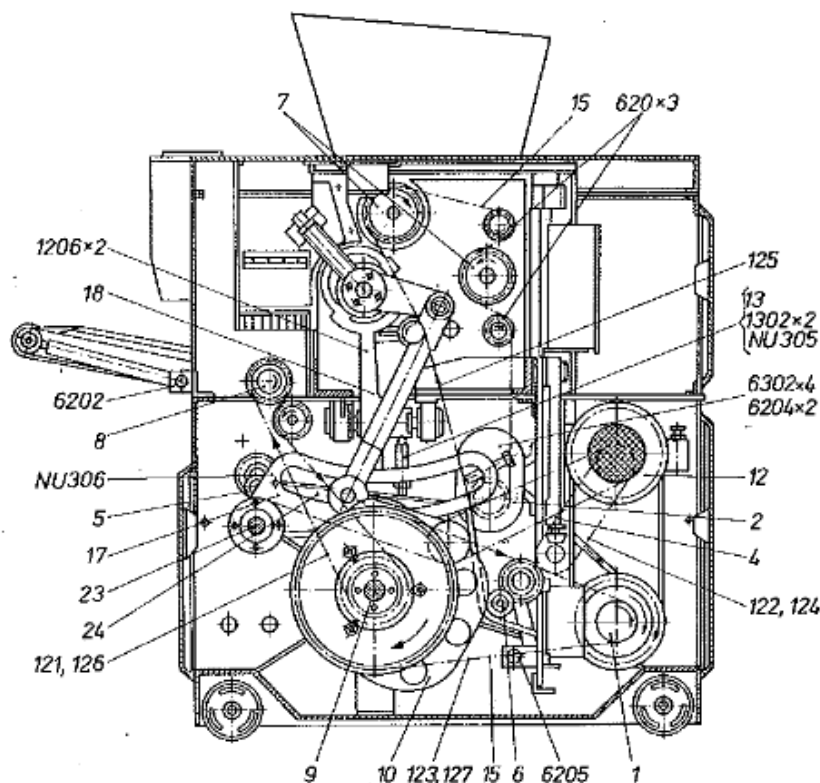
Rys. 5 Widok ogólny dzielarki włączonej w linie automatyczną.



Rys. 6 Widok układu smarowania dzielarki do bułek.

3.1 Dzielarka do chleba z nożową komorą dzielącą.

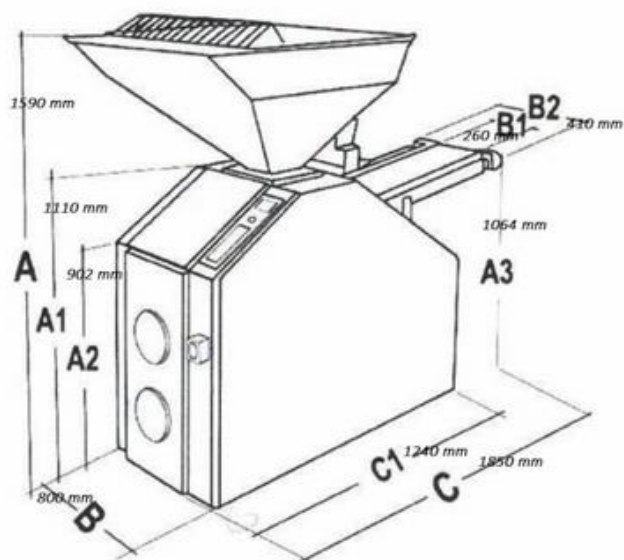
Zasada działania: Ciasto wprowadzone do leja przenoszone jest poprzez walce podające do właściwej komory dzielenia. Pracujący za walcami nóż dozujący odcina odpowiednie kęsy ciasta i przepycha przez gardziel. Regulowanie wagi odbywa się poprzez zmianę nastawy ruchu wahadłowego noża dozującego i zawiera się w granicach od 400 do 2400 g. Kęs ciasta spada na transporter, który przenosi go na dalsze, przewidziane technologią urządzenia. Nóż odcinający otwiera gardziel w czasie ruchu roboczego noża dozującego. W czasie ruchu powrotnego nóż dozujący schowany jest w bębnie dozującym. Smarowanie elementów napędowych przeprowadza się za pomocą pompy smarowej poprzez nasmarowanie wszystkich smarowniczek kołnierзовych oraz za pomocą pędzla – łańcuchy napędowe. Co pewien czas należy napełniać oliwiarkę kropłową umieszczoną w górnym korpusie. Poniżej przedstawiono boczny schemat smarowania z zaznaczonymi punktami do smarowania.



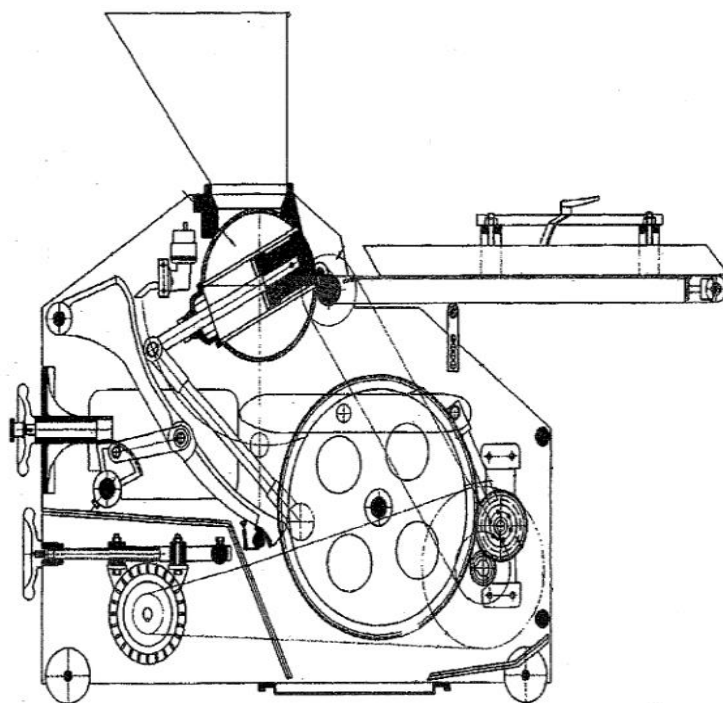
Rys. 7 Schemat punktów smarowania dzielarki do chleba z nożową komorą dzielącą.

3.2 Dzielarki do chleba z tłokową komorą dzielącą

Zasada działania: Ciasto wprowadzone do leja, zsuwa się do komory dzielącej. Następnie przez obniżenie się tłoka, ciasto zostaje wprowadzone do cylindra. Gdy odpowiednia ilość ciasta napełni cylinder, wtedy cylinder się obraca, a ciasto znajdujące się u wierzchołka zostaje odcięte. Po przekręceniu się cylindra, tłok zaczyna się wysuwać, a kęs ciasta spada na transporter, który przenosi go na dalsze, przewidziane technologią urządzenia. Regulowanie wagi odbywa się poprzez zmianę długości ruchu tłoka. Smarowanie powierzchni tłoka oraz cylindra odbywa się za pomocą odpowiednich kanałów wykonanych w cylindrze, do których doprowadza się olej za pomocą silikonowych rurek oraz pompy. Ze względu na kontakt oleju z ciastem należy stosować jedynie olej z oliwek. Poniżej przedstawiono przekrój maszyny z widocznym pracującym tłokiem.



Rys. 8 Widok ogólny dzielarki do chleba z tłokową komorą dzielącą.



Rys. 9 Schemat działania dzielarki do chleba z tłokową komorą dzielącą.

4. Podsumowanie

W powyższym opisie zostały przedstawione urządzenia do mieszania i dzielenia ciasta. Maszyny produkowane pod koniec XX wieku posiadały głównie napęd mechaniczny, a obecne coraz częściej posiadają napęd hydrauliczny. Wprowadzenie napędu hydraulicznego wynika z kilku przyczyn. Pierwszą to wysoka odporność na zabrudzenia i zapylenia w stosunku do napędów

mechanicznych. Biorąc pod uwagę urządzenia piekarnicze jest to istotny czynnik wpływający na ich prawidłową pracę. Kolejną przyczyną wprowadzenia tego napędu w dzielarkach jest generowanie dużych sił. Ze względu na wprowadzaniem do wyrobów piekarniczych spulchniaczy oraz polepszaczy pieczywa, urabiane ciasto stało się sztywniejsze. Dotychczas stosowane napędy mechaniczne, musiały zostać układami hydraulicznymi, mogącymi przenosić wysokie obciążenia. W obecnych czasach obserwuje się rozwój automatyzacji w każdej dziedzinie przemysłu, nie wyłączając przy tym przemysłu spożywczego. Hydrauliczne układy napędowe na to pozwalają ze względu na łatwość automatyzacji i regulacji, co pozwala na pracę maszyny w linii technologicznej. Ciągła produkcja wymusza odpowiedni sposób zabezpieczenia współpracujących elementów maszyn przed ich zbyt szybkim zużywaniem się. Z tego względu wprowadza się centralne smarowanie, które zapewnia automatyzację procesu smarowania olejem lub smarem. Znacząco podnosi komfort operatora maszyny, który musiał dotychczas wykorzystywać do tego ręczne urządzenia pomocnicze. Centralne smarowanie pozwala na precyzyjne dozowanie substancji smarujących, zachowując przy tym dokładność i regularną częstotliwość dawkowania. W urządzeniach przemysłu spożywczego układy smarowania dzieli się na dwie kategorie w których olej smarujący ma kontakt z żywnością lub nie. Olej przeznaczony do smarowania elementów mających kontakt z żywnością musi być transportowany przez układ zbudowany z elementów, które są odporne na korozję oraz ich użytkowanie nie powoduje wprowadzenia zanieczyszczeń do oleju. Materiałami spełniającymi te kryteria są głównie metale nierdzewne i kwasoodporne oraz tworzywa sztuczne. Głównym elementem układu smarowania jest pompa która powoduje przepływ cieczy smarującej. Kolejnym elementem układu sterowania są zawory oraz rozdzielacze, dzięki którym uzyskuje się równomierne wraz z regularną częstotliwością smarowanie. Następnym ważnym elementem są przewody elastyczne lub sztywne. Ostatnimi elementami układu smarowania są końcówki, które są dedykowane do konkretnego zużywającego się elementu. W ostatnich latach w układach hydraulicznych zaczęto stosować olej biodegradowalny, którego składnikiem bazowym jest olej roślinny. Ze względu na coraz większy stopień automatyzacji produkcji, przewiduje się wzrost wprowadzania centralnych układów smarowania w urządzeniach związanych z produkcją spożywczą. Również w innych dziedzinach przemysłu zostały wprowadzone układy hydrauliczne, spełniające funkcje systemu sterującego oraz sieci smarowania. Przykładem jest wspomniana wcześniej tokarka, w której układ hydrauliczny spełnia obie funkcje. Olej hydrauliczny spełnia rolę nośnika energii ciśnienia w strumieniu cieczy oraz smarowania. Dzięki temu urządzenie posiada jeden zbiornik. Podobne rozwiązanie stosowane jest w ciągnikach rolniczych, w których olej stosowany do układu hydraulicznego znajduje się w komorze skrzyni biegów, pełniąc również funkcję smarującą.

5. Literatura

- Kollek W (1996) Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja, Ossolineum, s. 10-13.
- Kollek W, Osiński P, Stosiak M i in. (2014) Problems relating to high-pressure gear micropumps, Archives of Civil and Mechanical Engineering (14) 2014: 88-95.
- Poprawski W (2014) Biodegradowalne smary w zastosowaniu do węzłów łożyskowych elementów wykonawczych maszyn roboczych, Inżynieria Maszyn (2)2014, 99-107.
- Rogoś E, Urbański A (2009) Biodegradowalny olej hydrauliczny o podwyższonych właściwościach smarnych, Tribologia (2)2009, 201-212.
- Sacha D (2013) Nowe metody oceny właściwości olejów hydraulicznych i turbinowych wprowadzone w specyfikacjach produktowych według PN-ISO, NAFTA-GAZ (3)2013, 263-270.

22. Przegląd układów hydraulicznych w dzielarkach do bułek oraz krajalnicach do chleba

Overview of hydraulic systems in bread roll dividers and bread slicers

Towarnicki Krzysztof

Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska
Opiekun naukowy: dr hab. Michał Stosiak, prof. nadzw. PWr

Towarnicki Krzysztof: Krzysztof.towarnicki@pwr.edu.pl

Słowa Kluczowe: piekarnia, dzielenie ciasta, zasilacz hydrauliczny

Streszczenie

Wyroby piekarskie i mączne są na 6 miejscu wśród wyrobów przemysłu spożywczego. W ostatnich latach zaobserwowano rozwój linii technologicznych oraz nastąpiły znaczne zmiany w technologii wyrobu ciasta, wprowadzono polepszacze i spulchniacze. Zmiany zostały spowodowane zmniejszaniem kosztów produkcji, tak aby przy mniejszej wadze, wyrób piekarski miał ta sama objętość. Z tego względu nastąpiło znaczne zgęstnienie ciasta, wśród piekarzy przyjęło się powiedzenie, że mieszają „beton”. Wcześniej zaprojektowane urządzenia stosowane w piekarniach przeznaczone były do luźnego ciasta. Z powodu zmian technologii wytwarzania ciasta nastąpiły zmiany konstrukcyjne maszyn, szczególnie jeśli chodzi o ich napędy. Układy mechaniczne zastąpiono układami hydraulicznymi. Wynika to z zalet napędu hydraulicznego: przenoszenie dużych mocy, odporność na pyły i zanieczyszczenia oraz łatwość automatyzacji i sterowania. Poniższy artykuł opisuje urządzenia do dzielenia i kształtowania kęsów ciasta na bułki oraz urządzenia do krojenia chleba. Przedstawiono przegląd maszyn z napędem hydraulicznym. Przewiduje się dalszy rozwój tych urządzeń ze względu na automatyzację piekarskiego procesu piekarniczego, maszyna zastępuje człowieka podczas produkcji.

1. Wstęp

Początki hydrauliki można odnaleźć już w starożytności, gdzie człowiek wykorzystywał ruch cieczy na własne potrzeby. W tamtym czasie nie korzystano jeszcze ze sformułowanych praw, na których opiera się współczesna technika hydrauliczna. 200 lat przed naszą erą odkryto pompę ssąco-tłoczącą, a w 1600 roku J. Kepler wynalazł pompę zębatą, która wówczas nie znalazła praktycznego zastosowania w napędach. Następnie w kolejnych latach wprowadzano w niej kolejne udoskonalenia. Pompa zębata obecnie należy do najczęściej używanych pomp wyporowych w hydraulicznych układach napędowych. Dzisiejszy rozwój techniki hydraulicznej związany jest z rozpowszechnieniem się systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Zaletą hydraulicznych układów napędowych jest szeroka możliwość sterowania zarówno prędkością jak i mocą odbiorników. Wprowadzenie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układy hydrauliczne przyczyniło się do płynnej regulacji oraz znacznego obniżenia emitowanego przez nie hałasu. Obecnie trwają dodatkowe prace związane z optymalizacją budowy elementów układów hydraulicznych. Odnosi się to głównie do dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, co wiąże się ze zmniejszeniem ich gabarytów lub zastosowaniem nowych lekkich i wysokowytrzymałych materiałów kompozytowych (Błażejowski i in. 2018) oraz redukcji emitowanego przez nie hałasu (Fiebig i in. 2015). W ciągu ostatnich kilku lat zaobserwowano rozwój mikrohydrauliki, która szeroko opisana jest w lit (Kollek i in. 2014). Niewątpliwą zaletą układów hydraulicznych jest przenoszenie dużych mocy, co wiąże się z generowaniem wysokich ciśnień. Szeroko stosowane w hydrostatycznych układach napędowych są jednostki zębate: pompy i silniki (Śliwiński 2012). Uniwersalność pomp zębatych wynika z prostej konstrukcji, stosunkowo niskiej ceny oraz wysokiej trwałości. Można je spotkać zarówno w układach napędowych oraz smarowniczych maszyn i pojazdów. Charakteryzują się wysokimi ciśnieniami roboczymi

sięgającymi 35 MPa oraz sprawnościami volumetrycznymi przekraczającymi 90 %. Dodatkowo wyróżnia je długi okres eksploatacji. Ponadto mogą pompować ciecz przy wysokich prędkościach obrotowych, co klasyfikuje je pod tym względem na pierwszym miejscu wśród pomp wyporowych. Podstawowy podział pomp zębatych wyróżnia pompy o zazębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym (Lambeck 1983). Najczęściej spotykanymi w przemyśle są pompy o zazębieniu zewnętrznym – zawdzięczają to swojej prostej konstrukcji i niskiej cenie. Powoli powszechniejsze staje się korzystanie z pomp o zazębieniu wewnętrznym (Stryczek i in. 2014). Wynika to z faktu, że emitują niższy poziom hałasu, odznaczają się mniejszą nierównomiernością wydajności oraz bardziej zwartą budową w stosunku do pomp o zazębieniu zewnętrznym. W wyniku współpracy uzębienia zewnętrznego i wewnętrznego osiąga się bardzo duży stopień pokrycia zębów i korzystne uszczelnienie na ich styku ze względu na zwiększenie odcinków obwodu kół stykających się z przestrzenią ssawną i tłoczną. Dodatkowo duży stopień pokrycia powoduje spokojniejszą pracę pompy, obniża straty napełnienia, wpływa na zmniejszenie pulsacji wydajności i ciśnienia oraz wywołuje niższy poziom hałasu. Z tego względu warto stosować kolejne zabiegi, mające na celu podniesienie sprawności tych pomp oraz osiągnięcie wyższych ciśnień tłoczenia. W zachodniej Europie już w latach 80 XX wieku zastosowano ten napęd w urządzeniach do mieszania i dzielenia ciasta. W Polsce dopiero na początku XXI wieku zaczęto wprowadzać hydrauliczne układy napędowe w urządzeniach piekarniczych. Wynika to zarówno z zalety jaką jest łatwość sterowania jak również z wysokiej odporności na pyły i zanieczyszczenia w stosunku do klasycznych mechanizmów śrubowych, mimośrodowych, krzywkowych czy zapadkowych. Dodatkowo rozwój techniki wprowadził systemy elektroniki i automatyki w budowie elementów oraz układów hydraulicznych. Wprowadzenie nowoczesnych rozbudowanych układów elektronicznych w układach hydraulicznych wpłynęło na płynną regulację oraz obniżenie emitowanego przez nie hałasu. W obecnym czasie zaobserwować można wzrost zainteresowania wprowadzania hydraulicznych układów napędowych do urządzeń przemysłu spożywczego.

2. Opis zagadnienia

Dzielarko-zaokrąglarka do bułek jest urządzeniem przeznaczonym do pracy w piekarni. Służy do równomiernego podziału porcji urobionego ciasta oraz mechanicznego zaokrąglania określonej liczby, w zależności od urządzenia, identycznych pod względem objętości porcji do wypieku bułek. Budowa dzielarko-formierek jest podobna niezależnie, czy jest to wersja półautomatyczna lub automatyczna.

Składa się z dwóch głównych podzespołów:

- zespół dzielarki – w niej umieszczona jest głowica nożowa z wstawionym wewnątrz wysuwany w dół nożem wieńcowym. Opuszczanie w dół głowicy i noża odbywa się za pomocą odpowiednio dobranego mechanizmu w zależności od producenta urządzenia. Obniżenie głowicy powoduje równomierne rozprasowanie ciasta, a następnie przez wysunięcie noża uzyskuje się podział urobionego ciasta na równe kęsy pod względem objętości, która znajduje się na palecie umieszczonej na płycie górnej zaokrąglarki.

- zespół zaokrąglarki – jest to część urządzenia gdzie płyta górna wykonuje ruch kołowy po naciśnięciu dźwigni przez operatora, lub w cyklu automatycznym po otrzymaniu sygnału o podzieleniu włożonego ciasta. Ruch płyty górnej powoduje zaokrąglanie uprzednio podzielonych porcji. W większości urządzeń napęd płyty górnej odbywa się za pomocą silnika elektrycznego poprzez przekładnię pasową, stolik obrotowy oraz suwak i łącznik.

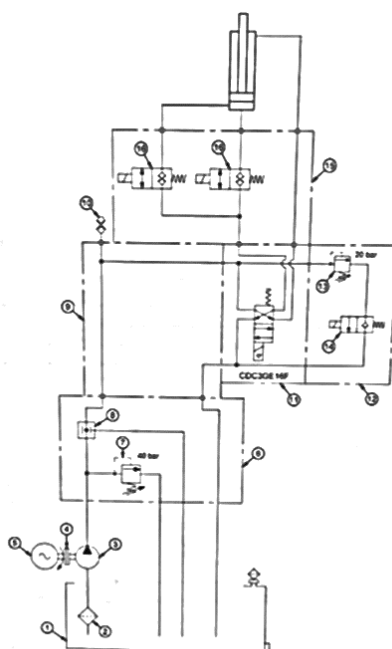
Opis pracy urządzenia: Odważoną porcję urobionego ciasta (w zależności od masy bułek) rozkłada się na środku palety. Następnie paletę z ciastem umieszcza się na płycie górnej zaokrąglarki. Paleta zabezpieczona jest przed przesuwaniem się poprzez płytki oporowe i kołki ustalające. Kolejno musi nastąpić rozprasowanie ciasta za pomocą obniżającej się głowicy. Aby uniknąć wysunięcia się ciasta spod głowicy, wprowadzony jest pierścień osłaniający. Dzięki temu uzyskuje się komorę w której znajduje się ciasto w kształcie krążka. Następnie wysuwany jest nóż z głowicy, który powoduje równomierne podzielenie ciasta na jednakowe porcje. W kolejnym etapie płycie górna

zostaje wprowadzona w ruch obrotowy powodując zaokrąglenie podzielonych porcji. Następnym krokiem jest zatrzymanie płyty górnej, podniesienie głowicy do góry i wsunięcie się noża do wnętrza głowicy. Ostatnim etapem jest wyciągnięcie palety na której znajdują się zaokrąglone bułki.

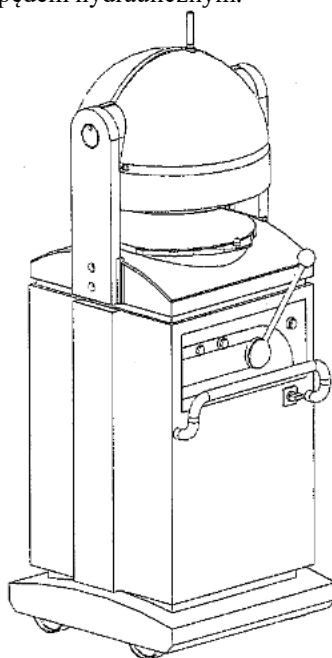
3. Przegląd rozwiązań napędów w dzielarkach do bułek oraz krajalnic do chleba

Dzielarki do bułek z napędem hydraulicznym. Są to dzielarki do bułek w swojej konstrukcji zbliżone do ręcznych dzielarek z głowicą prasującą od dołu. Głowica prasująca dociskana jest od dołu za pomocą siłownika hydraulicznego. Przeznaczona do równomiernego podziału kęsów ciasta na porcje o wadze 25-100 gramów. Jeśli są to bułki kwadratowe, zostaną włożone jedynie do garowni przed wypiekiem. Dla pozostałych rodzajów bułek, porcje ciasta muszą być ręcznie uformowane. Dzielarka składa się z komory w kształcie prostokąta, w którym w dolnej części znajduje się głowica z umieszczonym wewnątrz nożem dzielącym. Z góry komory zamocowana jest zamykana płyta. Powyższe elementy zamontowane są w ramie złożonej z kształtowników, dzięki czemu otrzymuje się zwartą konstrukcję urządzenia. Zasada działania dzielarki polega na opuszczeniu głowicy w dół za pomocą dźwigni rozdzielacza hydraulicznego, utworzeniu pokrywy górnej oraz umieszczeniu w komorze odważonej porcji urobionego ciasta. Następnie należy zamknąć pokrywę górną, unieść głowicę do góry za pomocą przesterowania dźwigni rozdzielacza hydraulicznego powodując rozprasowanie ciasta. Kolejno należy przesterować układ hydrauliczny aby wysunąć nóż z głowicy i podzielić kęs ciasta na równomierne porcje. Aby wyciągnąć podzielone porcje z komory należy opuścić głowicę maksymalnie w dół, powodując wsunięcie się noża do głowicy, następnie należy otworzyć górną pokrywę i podnieść do góry głowicę, tak aby znalazła się nad górną krawędzią komory. Wydajność około 4000 szt./h. Dla zachowania ruchu posuwistego głowicy z nożem zastosowano siłownik dwustronnego działania, który jest podłączony do zasilacza hydraulicznego. Zasilacz hydrauliczny składa się z silnika elektrycznego, pompy zębatej, zbiornika oleju, zaworu bezpieczeństwa oraz rozdzielacza sterującego. Dodatkowo dzielarka tego typu od dzielarki ręcznej różni się geometrią głowicy. W ręcznej dzielarce była to głowica w kształcie okręgu, a w dzielarce z napędem hydraulicznym głowicę wykonano w kształcie prostokąta. Dzięki temu z kęsa ciasta otrzymuje się podzielone porcje w kształcie kwadratu, czyli po wypieczeniu otrzyma się kwadratowe bułki często spotykane na sklepowych półkach. Poniżej przedstawiono schemat układu napędowego hydraulicznej dzielarki do bułek.

Zasada działania polega na umieszczeniu na tacy formującej pierwotnego kęsu ciasta o określonej wadze. Następnie tacę należy umieścić na stole formującym. Elementy manipulacyjne – pokrętła należy ustawić w żądanym położeniu w zależności od rodzaju i gramatury ciasta. Kolejno należy włączyć maszynę do sieci poprzez przekręcenia włącznika głównego. Po wykonaniu prawidłowo wcześniej wspomnianych czynności należy uruchomić maszynę do pracy poprzez jednoczesne przyciśnięcie obu przycisków włączających. Po włączeniu głowica robocza przesuwa się w dół, następuje rozprasowanie ciasta i mechanizm sterujący powoduje wysunięcie się noża. Dzięki temu kęs ciasta podzielony jest na jednakowe porcje. Następnie stół formujący zostaje wprowadzony w ruch oscylacyjny powodując zaokrąglenie bułek. Po tej operacji następuje podniesienie się głowicy i można wyjąć tace z uformowanymi bułkami. Maszyna jest gotowa do włożenia kolejnej tacy z kęsem ciasta. Urządzenie posiada regulację siły prasowania, czasu po którym nastąpi podzielenie ciasta od sprasowania oraz regulację czasu formowania bułek. Wydajność około 6000 szt./h. Dzielarko formierki przeznaczone są do dzielenia i formowania porcji ciasta uzyskanych z podzielenia pierwotnego kęsa ciasta. Składają się z zespołów: głowicy roboczej, stołu formującego, napędu prasowania, napędu formowania, układu sterowania i automatyki, korpusu z osłonami oraz skrzynki elektrycznej. Poniżej przedstawiono widok ogólny tego urządzenia.

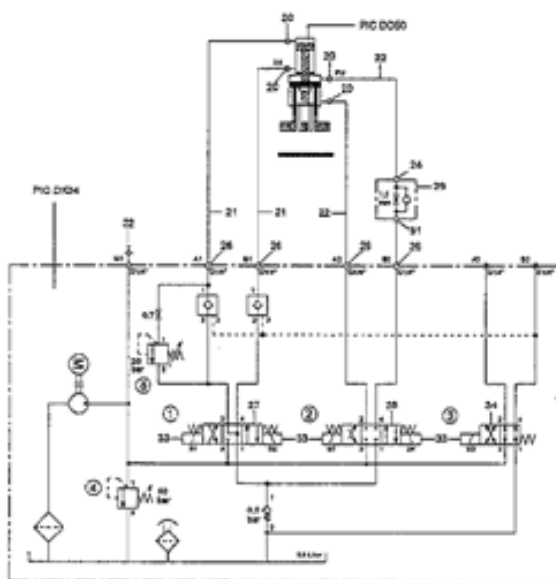


Rys. 1. Schemat układu hydraulicznego dzielarki do bułek.
Dzielarko formierki z napędem hydraulicznym.



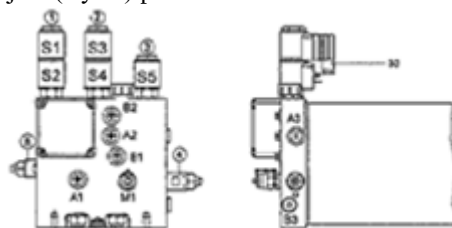
Rys. 2. Widok ogólny półautomatycznej dzielarko-zaokrąglarki.

Różnica polega na zamianie mechanicznego napędu prasowania na hydrauliczny układ prasowania. Poniżej przedstawiono schemat układu hydraulicznego wykorzystywanego w tego typu dzielarkach.



Rys. 3. Schemat układu hydraulicznego półautomatycznej dzielarko-zaokrąglarki.

Napęd hydrauliczny zbudowany jest zasilacza hydraulicznego oraz odbiornika. Którym jest dwutłokowy siłownik. Siłownik tego typu pozwala na niezależne sterowanie pracą głowicy roboczej oraz noża dzielącego. Poniżej na (Rys.4) przedstawiono widok zasilacza hydraulicznego



Rys. 4. Widok kompletnego zasilacza hydraulicznego.

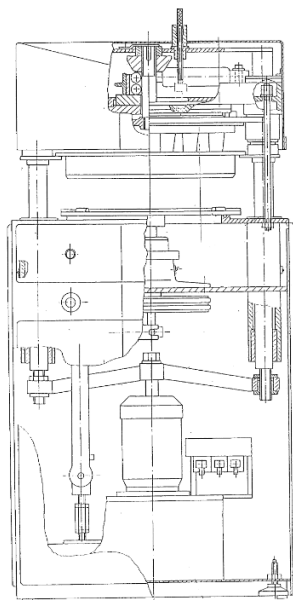
Zasilacz hydrauliczny zmontowany jest z następujących elementów, pompy zębatej zasilanej silnikiem elektrycznym trójfazowym, zaworu bezpieczeństwa o nastawie 50 bar, rozdzielacza wielosekcyjnego, zaworu przelewowego, sterowanych zaworów zwrotnych oraz zbiornika oleju o pojemności 5,8L. Napęd talerza formującego pozostał mechaniczny, bez większych zmian.

Powyżej przedstawiono widok hydraulicznej dzielarko-formierki produkcji zagranicznej, w której siłownik prasujący znajduje się nad głowicą prasującą. W dzielarkach produkcji krajowej siłownik prasujący ciasto znajduje się pod stołem prasującym oraz połączony jest z głowicą za pomocą dodatkowych tłoczków. Poniżej przedstawiono widok wraz z przekrojem dzielarko-zaokrąglarki produkcji krajowej.

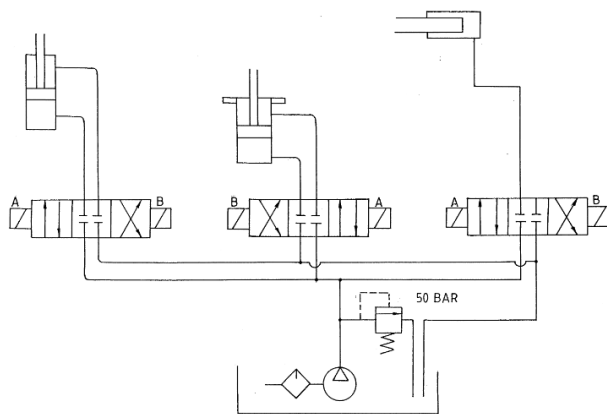
Napęd siłowników hydraulicznych realizowany jest przez układ hydrauliczny. Silnik elektryczny napędza pompę zębatą która tłoczy olej poprzez odpowiednio przesterowane rozdzielacze suwakowe sterowane elektrycznie do siłowników. W układzie hydraulicznym przewidziano zawór przelewowy zabezpieczający układ przed przeciążeniem i uszkodzeniem a jednocześnie służy do regulacji siły nacisku płyty prasującej. Wartość ciśnienia w układzie hydraulicznym nastawiana jest w zakładzie produkującym maszynę i wynosi 5 MPa. Poniżej przedstawiono schemat hydrauliczny dzielarki.

Na uwagę zasługuje również fakt, że w produkcji zagranicznej wykorzystano jeden siłownik podwójny, a do realizacji zaokrąglania bułek przewidziany jest mechanizm dźwigniowy załączany siłą mięśni operatora maszyny. W produkcji krajowej zastosowano 3 siłowniki dzięki czemu dzielarka

pracuje w cyklu automatycznym tzn. że po włożeniu ręcznym kęsa pierwotnego wszystkie pozostałe czynności odbywają się samoczynnie. Poniżej przedstawiono ułożenie siłowników w dzielarce produkcji krajowej.



Rys. 5. Widok przekrój półautomatycznej dzielarko-zaokrąglarki produkcji krajowej.

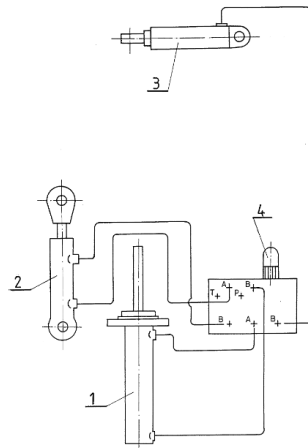


Rys. 6. Schemat hydrauliczny dzielarko-zaokrąglarki produkcji krajowej.

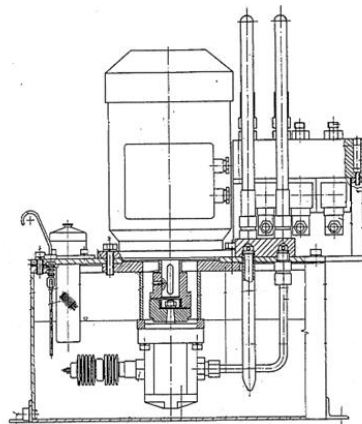
Zarówno dzielarka produkcji krajowej oraz produkcji zagranicznej posiadają zasilacze hydrauliczne wyposażone w pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym.

Krajalnice do chleba przeznaczone są do krojenia pieczywa na kromki o określonej grubości, standardowo 11 lub 13 mm oraz w szczególnych przypadkach na 9,14,16 i 21 mm. Wydajność krajalnic uzależniona jest od rodzaju pieczywa oraz grubości zamek. Do obsługi krajalnicy zazwyczaj potrzebna jest jedna osoba. Czas krojenia ulega znacznemu wydłużeniu dla pieczywa ziarnistego i cienkich kromek. Dla pieczywa ziarnistego przewidziane są noże o większej ilości zębów. Pierwsze krajalnice wyposażone były w jeden nóż obrotowy. Każda kromka była krojona oddzielnie. Dzięki takiemu rozwiązaniu osoba obsługująca miała możliwość zmiany szerokości krojenia bochenka po każdym przekrojonym bochenku. Po wprowadzeniu trakowego systemu noży, analogiczne rozwiązanie jak w trakach do drewna, gdzie kilka noży założonych jest w jednej płaszczyźnie i wykonują ruch posuwisto zwrotny. W krajalnicach do chleba ułożone są dwie ramki z nożami

ułożonymi w jednej płaszczyźnie, a ostrza ułożone są w jednym kierunku. Obie ramki ułożone są równolegle do siebie, w ten sposób że noże z obu ramek są ułożone w jednej płaszczyźnie. Podczas krojenia ramki przesuwają się przeciwnie względem siebie. Do wprowadzenia ich w ruch posuwisto zwrotny zastosowany jest korbówód. Napęd przeniesiony jest z silnika elektrycznego jednofazowego bądź trójfazowego za pośrednictwem przekładni pasowej na koło zamachowe, do którego zamocowany jest korbówód. Ramki z nożami zamocowane są na mechanizmach wahadłowych z podparciem przez elementy elastyczno-sprężyste bądź zamocowane na prowadnicach, łączenie ramek z korbowodem uzyskane jest przy pomocy elementów elastyczno-sprężystych. Wprowadzenie tego typu elementów, powoduje wibroizolowanie wprowadzonych w ruch posuwisto zwrotny noży z ramkami. Ramki z nożami najczęściej zmocowane są w pozycji pionowej, a pieczywo jest przesuwane za pomocą specjalnego grzebienia podczas krojenia. Istnieje jeszcze drugi przypadek w którym pieczywo spoczywa nie grzebieniu, a rama wraz z nożami opada powodując krojenie pieczywa. Poniżej przedstawiono krajalnicę z tego typu rozwiązaniem.



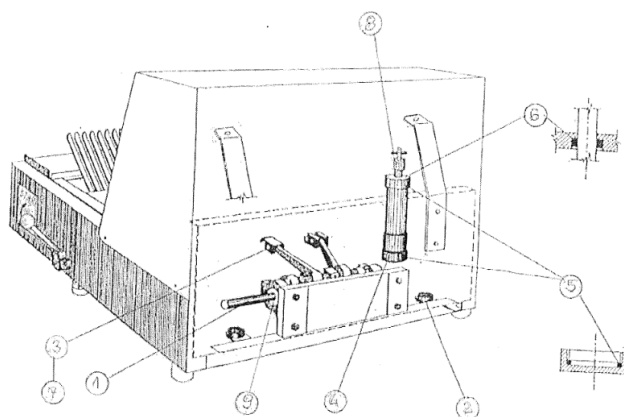
Rys.7. Ułożenie siłowników w dzielarce produkcji krajowej.



Rys. 8. Zasilacz hydrauliczny dzielarko-zaokrąglarki produkcji krajowej.

W przypadku krajalnicy z poziomymi nożami, opadająca rama tnąca wraz ramkami z nożami posiada tak dużą masę, że potrzebny jest hydrauliczny amortyzator z możliwością regulacji prędkości jego wsuwu za pomocą wbudowanego zaworu dławiącego. Jego budowa zbliżona jest do siłownika hydraulicznego z jednym tłoczyskiem. Na rys. 9 przedstawiono widok zamontowanego amortyzatora. W krajalnicach z pionowo ułożonymi nożami docisk pieczywa realizowany jest za pomocą sprężyn z możliwością regulacji napięcia sprężyny.

Do zastosowań przemysłowych stosowane są kralalnice z taśmowymi nożami tnącymi umieszczonymi na obracających się bębnach. Dzięki temu uzyskuje się większe wydajności krojenia pieczywa.



Rys. 9. Wbudowany amortyzator w kralalnicy.

4. Podsumowanie

W powyższym artykule zostały przedstawione urządzenia do dzielenia oraz formowania bułek z napędem hydraulicznym. Zostały przedstawione rozwiązania zagraniczne oraz krajowe. Wprowadzenie napędu hydraulicznego w tego typu urządzeniach wynika z kilku przyczyn. Wprowadzenia kompletnych zasilaczy hydraulicznych, dzięki czemu projektant urządzeń piekarniczych nie musi się borykać z problemem doboru współpracujących elementów hydraulicznych. Kolejny powód to znaczna odporność na zabrudzenia i zapylenia w stosunku do napędów mechanicznych. W przypadku urządzeń piekarniczych jest to istotny czynnik wpływający na pracę tych urządzeń. Najważniejszą przyczyną wprowadzenia tego napędu w dzielarkach jest przenoszenie dużych mocy. W związku z wprowadzaniem do wyrobów piekarniczych spulchniaczy oraz polepszaczy pieczywa, przygotowywane ciasto stało się sztywniejsze i dotychczasowe napędy mechaniczne miały problem ze sprasowaniem takiego ciasta. Dodatkowo łatwość automatyzacji i regulacji w napędzie hydraulicznym pozwala na pracę maszyny w linii technologicznej i zastąpienie człowieka w miejscu pracy. Ze względu na ciągłe zmiany w wyglądzie i kształcie bułek przewiduje się wzrost zainteresowania napędami hydraulicznymi wśród konstruktorów dzielarko-formierek do bułek. Dodatkowo opisano kralalnice do chleba oraz przedstawiono przykład zastosowania również elementu hydraulicznego. Ze względu na powstawanie piekarni przemysłowych produkujących pieczywo na wielką skalę, przewiduje się wzrost zainteresowania w stosowaniu układów hydraulicznych w kralalnicach do pieczywa.

5. Literatura

- Błażejowski W, Lubecki M, Mayer P i in. (2018) Zastosowanie nowych materiałów w elementach i układach hydraulicznych. W: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne 2018 : stan, potrzeby, oczekiwania i możliwości. Maszyny robocze, górnicze, budowlane i technologiczne, Ośrodek Rzeczoznawstwa i Doskonalenia Kadr Oddziału SIMP we Wrocławiu, s. 23-24.
- Fiebig W, Korzyb M (2015) Vibration and dynamic loads in external gear pumps. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2015, vol. 15, nr 3, s. 680-688
- Kollek W, Osiński P, Stosiak M i in. (2014) Problems relating to high-pressure gear micropumps, Archives of Civil and Mechanical Engineering (14) 2014: 88-95.
- Lambeck R (1983) Hydraulic pumps and motors. Marcel Dekker INC, New York (1983))

- Stryczek J, Bednarczyk S, Biernacki K (2014) Gerotor pump with POM gears: design, production technology, research. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014, vol. 14, nr 3, s. 391-397
- Śliwiński P (2012) New satellite pumps „Key Engineering Materials” Vol. 490, s. 195-205

23. Trendy rozwojowe w obróbce skrawaniem

Development trends in machining

Waszczuk Kamil, Skowronek Hubert, Piórkowski Paweł

Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Waszczuk Kamil: kamil.waszczuk@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: skrawanie szybkościowe, frezowanie trochoidalne, produktywność, optymalizacja procesu

Streszczenie

W artykule opisano zmiany jakie następowały w obróbce skrawaniem na przestrzeni lat. Przedstawiono trendy rozwoju na które kładziono szczególny nacisk by zwiększyć produktywność przy jednoczesnym zmniejszeniu kosztów wytworzenia pojedynczych elementów. W pracy przytoczono również kilka przykładów porównujących korzyści płynące ze zmian parametrów technologicznych, strategii obróbki czy zastosowań nowych materiałów narzędziowych. Na podstawie analizy literaturowej usystematyzowano wszystkie możliwe trendy rozwojowe w nowoczesnych procesach wytwórczych. W podsumowaniu zaproponowano kierunki, w których możliwy jest dalszy rozwój obróbki skrawaniem.

1. Wstęp

Obróbka ubytkowa dzięki zastosowaniu nowoczesnych materiałów narzędziowych jest wiodącym sposobem wytwarzania maszyn. Kształtowanie za pomocą skrawania ma największy udział ilościowy (średnio od 50 do 75%) w polepszaniu jakości, wydajności, produktywności oraz wartości użytkowej wyrobów (Kaczmarek 2007). Stałym trendem na przestrzeni wieków, w obróbce ubytkowej metali, było użycie coraz większych wartości prędkości skrawania (Able i in. 2008). W Stanach Zjednoczonych roczny budżet przeznaczony na wzrost wydajności podczas obróbki skrawaniem wynosi 100 mln dolarów (Black i Kohser 2008).

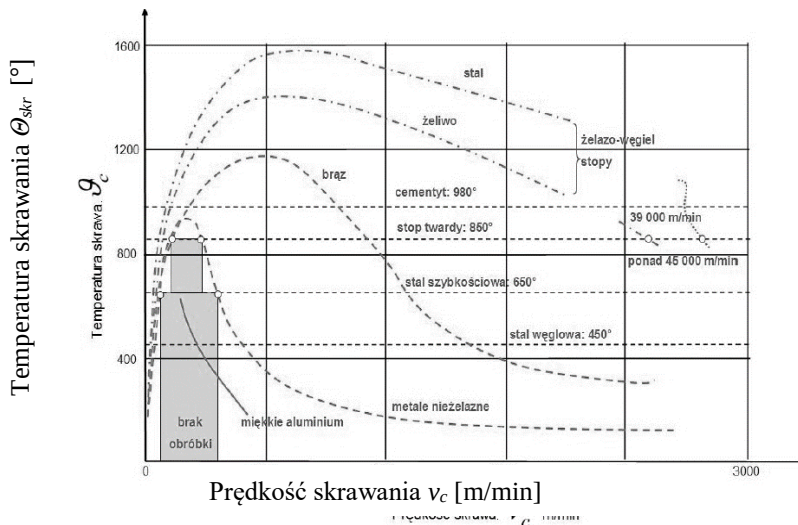
2. Analiza literatury

Podwyższenie wartości prędkości skrawania, posuwu oraz głębokości skrawania wymusza zastosowanie zmodyfikowanych sposobów prowadzenia narzędzia. Impulsem do podwyższenia prędkości skrawania były badania C. Salomona^a, przeprowadzone w 1931 roku (Salomon 1931). Wykazał on, że wraz ze zwiększaniem prędkości skrawania, temperatura skrawania (definiowana jako maksymalna zarejestrowana temperatura w obrębie styku narzędzia z przedmiotem obrabianym) wzrasta parabolicznie, po czym, po osiągnięciu apogeum zaczyna spadać, pomimo dalszego zwiększania przy zastosowanej prędkości (rys. 1). Niestety ówczesna technika nie pozwalała na skonstruowanie napędów osiągających odpowiednio wysokie prędkości obrotowe wrzecion. Wykorzystywano wówczas różne, często oryginalne, laboratoryjne pomysły tak, aby nadać ostrzu jak największą prędkość, np.: wózek szynowy z ostrzem skrawającym napędzany silnikiem rakietowym czy też wystrzeliwanie próbki, jako pocisku w kierunku nieruchomego ostrza (Schultz 1999).

Analiza danych przedstawionych na rysunku 1 wskazuje, że podczas obróbki metali nieżelaznych z prędkością skrawania $v_c = 50$ m/min można uzyskać temperaturę skrawania rzędu 650 °C. Wzrost prędkości skrawania do $v_c = 400$ m/min nie przełoży się na wzrost temperatury skrawania. Zmiana omawianego parametru technologicznego na wyższą wartość skutkować będzie spadkiem temperatury skrawania.

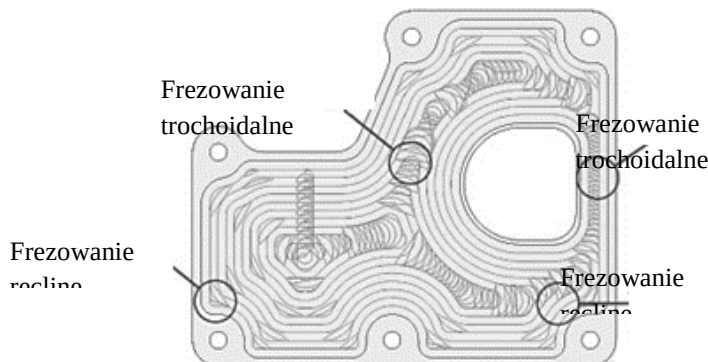
Lata 50. XX wieku potwierdziły słuszność badań Salomona. W amerykańskim przedsiębiorstwie Lockheed Martin produkującym samoloty obrabiano stal z prędkościami dochodzącymi do $v_c = 50000$ m/min (w warunkach laboratoryjnych) narzędziami wykonanymi z wysokostopowej stali szybko tnącej. Dzięki temu udało się uzyskać zadowalającą trwałość narzędzi,

które pracowały bez uszkodzeń z wysokimi prędkościami skrawania, dostateczną jakością powierzchni, a co najważniejsze ze wskaźnikiem chwilowej wydajności skrawania, który przewyższył wartości uzyskane w konwencjonalnych sposobach skrawania aż o 240 razy (Degner i in. 2002).



Rys. 1. Wykres zależności temperatury skrawania od prędkości skrawania (Schultz 1999).

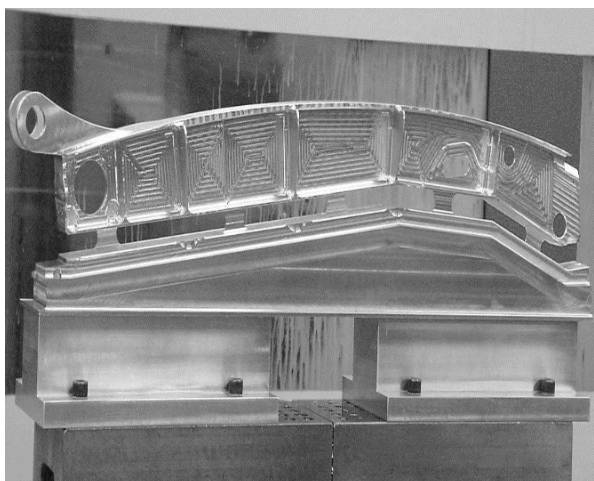
Kolejne innowacje w zwiększaniu prędkości skrawania to przełom lat 70. i 80. XX wieku. Pojawiły się wówczas obrabiarki umożliwiające skrawanie przedmiotów z prędkościami przekraczającymi 1500 m/min. Pierwszym ich odbiorcą był przemysł lotniczy. Przykładem korzyści z zastosowaniem obróbki z dużymi prędkościami skrawania była firma Boeing. Jeden z elementów samolotu wielozadaniowego szturmowo-myśliwskiego F/A 18 Hornet, produkowany według tradycyjnej technologii, składał się z 44 części, o całkowitej masie równej 4,5 kg, a jego wykonanie oraz montaż trwały 1028 godzin przy zastosowaniu 53 narzędzi. Po zmianie technologii wykonania na szybkościową, element ten składał się z 6 części, waga zmalała do 4 kg, a obróbka wymagała zaledwie 6 narzędzi w czasie 44 godzin. Koszt produkcji zmalał o 73 % (Dewes i Aspinwall 1997). Przykład zmiany technologii wykonania elementu konstrukcyjnego zawarto na rysunku 2.



Rys. 2. Przykład optymalizacji ścieżki narzędzia podczas frezowania.

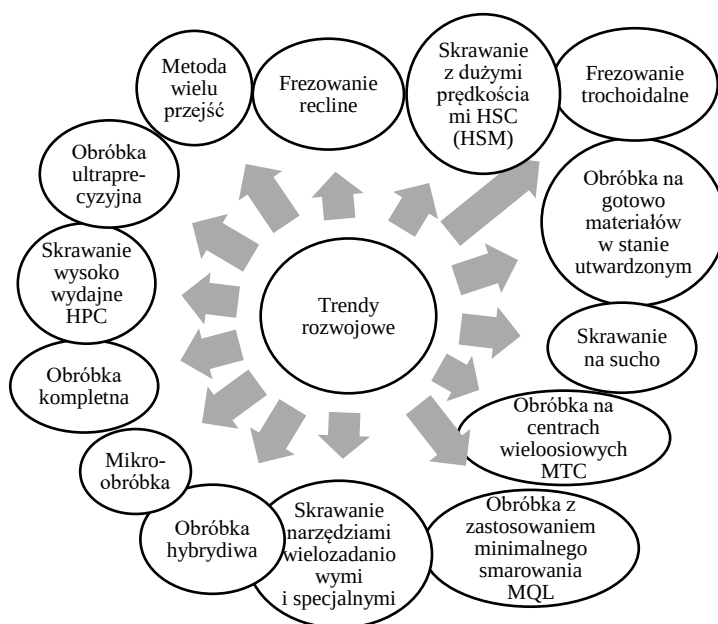
Wdrożenie technologii obróbki z wysokimi prędkościami w produkcji części do ciężkiego myśliwca F-15, umożliwiło zastąpienie dotychczas wykonywanego hamulca aerodynamicznego składającego się z 500 części jednym elementem wykonanym na gotowo. Pozwoliło to zredukować

czas produkcji (łącznie z montażem) z trzech miesięcy do kilku dni (Adamski 2011). Na rysunku 3 przedstawiono uźebrowanie samolotu F-15. Element konstrukcyjny wykonany jest ze stopów aluminium- waga początkowa 46 kg, waga po obróbce to zaledwie 1,43 kg. Możliwości technologiczne obróbki szybkościowej otrzymywane w latach 90. XX wieku są szczegółowo opisane w pracy (Dewes i Aspinwall 1997).



Rys. 3. Uźebrowanie F-15. Wymiary 795x181x99 [mm] (Adamski 2011).

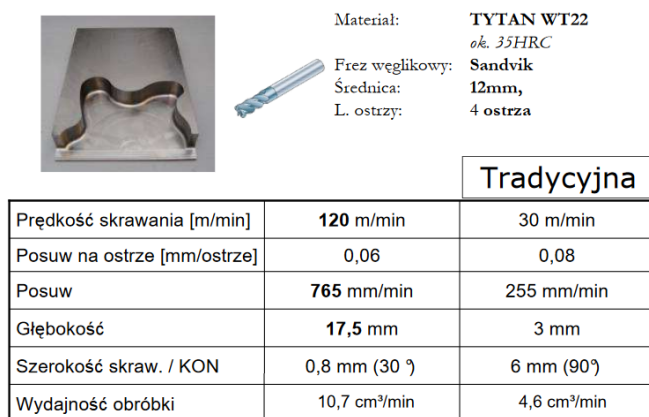
Uzyskiwanie dużych wartości prędkości skrawania w warunkach przemysłowych jest możliwe jedynie dzięki zastosowaniu obrabiarek o znacznych mocach silników napędowych, sztywnej konstrukcji, wibrostabilności i wyważaniu narzędzi. Wysokie prędkości skrawania zapoczątkowały nowe trendy w obróbce ubytkowej. Na rysunku 4 przedstawiono tendencje rozwojowe w obróbce skrawaniem narzędziami z geometrycznie określonymi ostrzami.



Rys. 4. Aktualne trendy rozwojowe w skrawaniu narzędziami z geometrycznie zdefiniowanymi ostrzami.

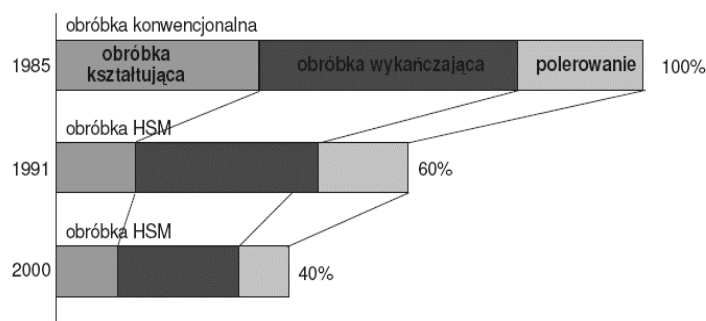
Rozwój obróbki skrawaniem następuje na wielu poziomach począwszy od obróbki wieloosiowej, kompletnej na jednej maszynie poprzez wspomaganie obróbki skrawaniem laserem, a skończywszy na modyfikacji trajektorii ruchu narzędzia. Do dziedzin stale rozwijanych zalicza się: frezowanie trochoidalne oraz obróbkę materiałów w stanie utwardzonym.

Tendencje rozwojowe w obróbce metali na przestrzeni wieków warunkowały wykorzystywanie coraz większych wartości prędkości skrawania (Abele i inni 2010). Obróbka z dużymi prędkościami HSM (z ang. *High Speed Machining*) oraz w literaturze często stosowane węższe pojęcie HSC (z ang. *High Speed Cutting*) jest sposobem skrawania z ogromnym potencjałem rozwojowym (Shultz 1999). Na rysunku 5 zestawiono porównanie wykonania tego samego elementu strategią szybkościową i konwencjonalną (tradycyjną). Obróbka HSM umożliwia obróbkę z blisko dwukrotnie większą wydajnością często przy równoczesnym zwiększeniu żywotności narzędzia.



Rys. 5. Porównanie strategii frezowania szybkościowego z tradycyjną (Adamski 2011).

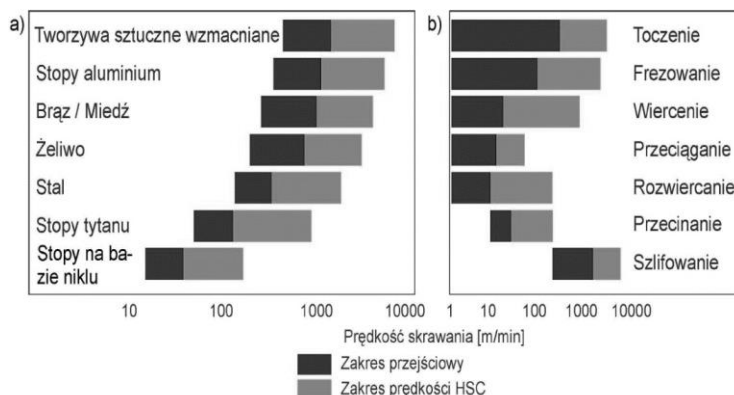
Obróbkę HSM trudno jest zdefiniować, gdyż obecne prędkości skrawania uznawane za wysokie w przyszłości już takie nie będą. R. Pasko, L. Przybylski, B. Słodki definiują ją jako obróbkę szybkościową o prędkościach skrawania, w zależności od rodzaju materiału obrabianego wyższych o 5 ÷ 10 razy niż w konwencjonalnych metodach obróbki (Pasko i in. 2002). Obróbka szybkościowa w znaczący sposób wpływa na skrócenie czasu wykonania wyrobu (rys. 6).



Rys. 6. Przybliżony udział procesów obróbkowych w czasie wykonywania przedmiotu w latach 1985-2000. Widoczna tendencja skrócenia czasu przy zastosowaniu technologii HSM (Krajnik i Kopac 2004).

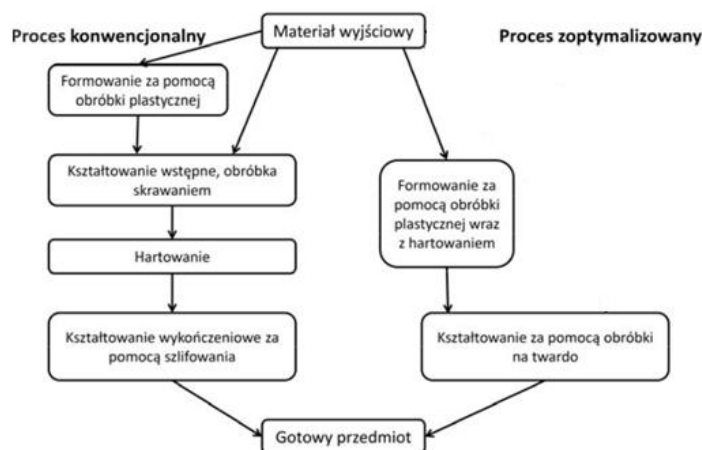
W literaturze można spotkać się z założeniami, które muszą być spełnione, aby poprawne było zdefiniowanie danej obróbki, jako obróbki szybkościowej tj.:

- A. prędkość obrotowa wrzecion powinna przekraczać 10 000 obr/min, chociaż w przypadku frezarek najczęściej zawarta jest w przedziale od 8 000 do 35 000 obr/min. Wrzeciona niektórych frezarek są przystosowane do osiągniętej prędkości wynoszącej nawet 150 000 obr/min (Groover 2010),
- B. prędkość skrawania (w zależności od materiału obrabianego, ostrza narzędziowego, technologii itp.) niejednokrotnie przekracza 1000 m/min (rys. 7).



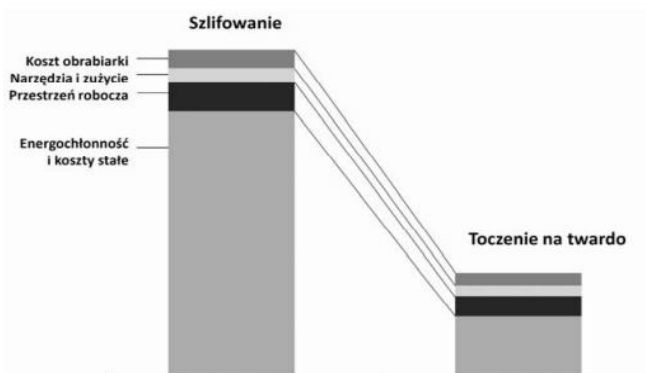
Rys. 7. Zakresy prędkości skrawania v_c w zależności od: a) rodzaju materiału obrabianego, b) sposobu skrawania (Oczos 2007).

Obróbkę wyrobów w stanie utwardzonym można przeprowadzić na dwa sposoby: konwencjonalny i zoptymalizowany (rys. 8). Proces konwencjonalny wymaga na wstępie formowania elementu za pomocą obróbki plastycznej, następnie kształtowania poprzez obróbkę zgrubną, hartowanie i obróbkę wykończeniową – szlifowanie.



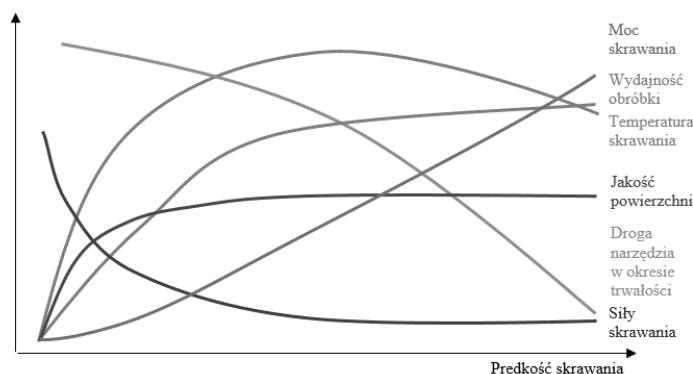
Rys. 8. Przykład procesu obróbki przed i po optymalizacji (Siwiec 2011).

Proces konwencjonalny wymaga zastosowania przynajmniej dwóch maszyn technologicznych, np.: frezarki i szlifierki oraz pieca hartowniczego. Z kolei proces zoptymalizowany pozwala pominąć operację szlifowania i zastąpić ją frezowaniem wykańczającym w stanie utwardzonym. Kształtowanie wyrobów w stanie utwardzonym w dużej mierze umożliwia jest poprzez użycie frezowania trochoidalnego. Na rysunku 9 pokazano porównanie kosztów produkcyjnych szlifowania i toczenia na twardo.



Rys. 9. Porównanie kosztów szlifowania i toczenia na twardo (Siwiec 2011).

Tendencje rozwojowe HSM podyktowane były nie tylko zwiększeniem możliwości obróbkowych maszyn technologicznych, lecz przede wszystkim sytuacją rynkową. Tendencjom rozwoju obróbki szybkościowej sprzyjają takie okoliczności, jak: wzrost liczby wariantów wyrobu, zmniejszenie wielkości partii oraz wzrost liczby stosowanych materiałów na przedmioty obrabiane (Diethard 2016). Zwiększenie prędkości skrawania przekłada się nie tylko na zwiększenie wydajności i temperatury skrawania, ale również na obniżenie sił skrawania przy wzroście jakości powierzchni i objętości skrawanego materiału (rys. 10) (Guhring 1999).

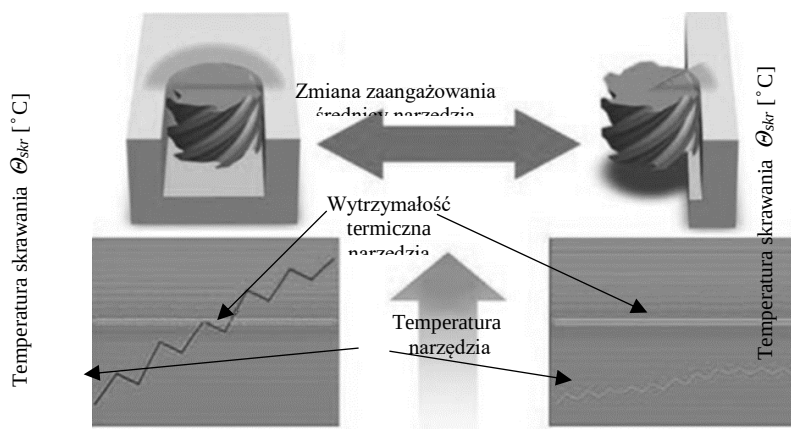


Rys. 10. Wpływ prędkości skrawania na moc skrawania, wydajność obróbki, temperaturę skrawania, jakość powierzchni, drogę narzędzia w okresie trwałości i siły skrawania (Cichosz 2006).

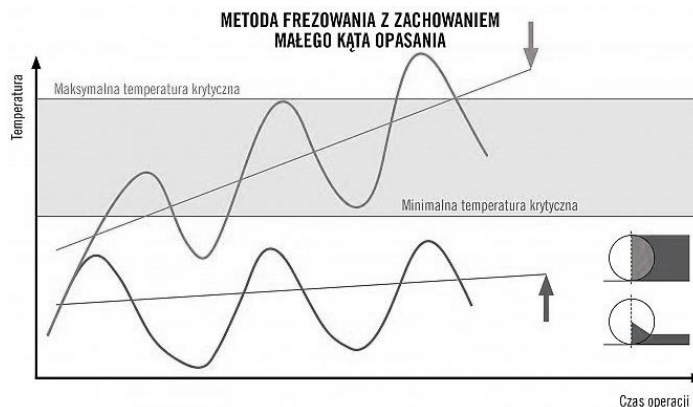
W krajach wysoko uprzemysłowionych przedsiębiorstwa zobowiązane są do przestrzegania norm ochrony środowiska. Państwa te wspomagają przedsiębiorstwa, nakładając ulgi podatkowe na rzecz wytwarzania pro-ekologicznego. Dzięki temu firmy stają się jeszcze bardziej konkurencyjne. Unia Europejska narzuca coraz to bardziej rygorystyczne wymagania Polsce dotyczące ochrony środowiska. Przedsiębiorstwa są zmuszane do stosowania coraz to nowocześniejszych i kosztownych rozwiązań proekologicznych. Uwarunkowania te dają impuls do szukania alternatyw w celu ominięcia wysokich kar.

Największy wpływ przemysłu na środowisko ma swoje źródła w poborze energii i wytwarzaniu odpadów, w tym m.in. zużytych cieczy obróbkowych oraz wiórów. Jednym ze sposobów działania na rzecz ochrony środowiska jest zmiana strategii obróbki oraz chłodzenia. Przyszłościowe jest zatem niestosowanie podczas obróbki cieczy chłodzących, a inwestowanie w nowe, innowacyjne technologie wytwarzania, np. w HSM oraz obróbkę na twardo, i związane z tym frezowanie trochoidalne. Wióry powstałe po obróbce trochoidalnej odznaczają się kształtem igiełkowym, są suche i łatwe do transportu. W efekcie koszt przetwarzania odpadów po obróbce jest

zminimalizowany. Podczas obróbki szybkościowej bardzo często za chłodzenie odpowiada sprężone powietrze podawane poprzez dysze zewnętrzne bądź samo narzędzie. Jest to możliwe dzięki obniżeniu temperatury w procesie. Zwiększenie prędkości skrawania jest możliwe poprzez zmniejszenie szerokości skrawania, a tym samym obniżenie temperatury skrawania. Na rysunku 11 przedstawiono porównanie rozkładu temperatury na narzędziu skrawającym uzależnione od kąta opasania narzędzia, a na rysunku 12 uwzględniono w porównaniu czas operacji.



Rys. 11. Porównanie rozkładu temperatury zależnego od kąta opasania narzędzia dla: frezowania konwencjonalnego, b) frezowania trochoidalnego (Pasko i in. 2002).



Rys. 12. Porównanie rozkładu temperatury zależnego od kąta opasania narzędzia (z uwzględnieniem czasu operacji) dla: a) frezowania konwencjonalnego, b) frezowania trochoidalnego (Pasko i in. 2002).

Akumulacja ciepła jest zmniejszona poprzez ruchy kołowe narzędzia. We frezowaniu trochoidalnym niekiedy przez około 50% zaprogramowanej ścieżki narzędzie nie skrawa. Ruchy na wyjściu narzędzia z materiału, służą pośrednio do schłodzenia frezu. Ponadto w obróbce zaangażowana jest tylko część narzędzia. Zazwyczaj kąt opasania ω mieści się w granicach od 5 do 60°, natomiast we frezowaniu konwencjonalnym do $\omega = 180^\circ$.

3. Podsumowanie

Pomimo coraz nowocześniejszych i bardziej efektywnych technik wytwarzania półfabrykatów skrawanie ma w dalszym ciągu bardzo duże znaczenie. Uwarunkowane jest to przede wszystkim znacznymi wymaganiami dotyczącymi dokładności obróbek i jakości warstwy

wierzchniej, presją ciągłego zwiększania wydajności, a zarazem obniżania kosztów wytwarzania, wynikającej z silnej konkurencji na współczesnym rynku. Tym wymaganiom sprzyjają nowe technologie, takie jak: HSC, HPC, obróbka na twardo, na sucho, MQL, obróbka kompletna itp. Technologie te polegają na zastosowaniu znacznych prędkości obrotowych wrzeciona (HSC), prędkości posuwowych suportów (HPC), skrawaniu materiałów w stanie utwardzonym (od 45 do 70 HRC), obróbce bez użycia chłodziwa lub z wykorzystaniem zminimalizowanego smarowania w postaci aerozolu (MQL) czy też obróbki przedmiotu na gotowo w jednym zamocowaniu na maszynie wieloosiowej (obróbka kompletna). Jedną z technologii, umożliwiającą realizowanie tych współczesnych trendów, jest możliwość skrawania trochoidalnego, które pozwala obniżyć temperaturę skrawania, a przez to skrawać z dużymi prędkościami w szczególności materiały w stanie utwardzonym.

4. Literatura

- Kaczmarek JM (2007) Skrawanie- najpowszechniejsza technologia w inżynierii produkcyjnej- w ewolucyjnym ujęciu: Szkoła obróbki skrawaniem wysoka produktywność Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej: 17–30.
- Abele E, Altintas Y, Brecher C (2010) Machine tool spindle units: CIRP Annals Manufacturing Technology 59 (2): 781–802.
- Black JT, Kohser RA (2008) Material and Processes in Manufacturing: John Wiley & Sons.
- Salomon C (1931) Verfahren zur Bearbeitung von Metallen oder bei einer Bearbeitung durch schneidende Werkzeuge sich ähnlich verhalten Werkstoffen. Deutsches Patent Nr. 523594.
- Shultz H (1999) The History of High Speed Machining: Revisa De Ciencia & Tecnologia 13: 1–7.
- Degner W, Lutz H., Smejkal E. (2002) Spanende Formung, Munchen-Wien, Carl Hanser Verlag: 139–140.
- Dewes RC, Aspinwall DK (1997) A review of ultra high speed milling of hardened steels: Journal of materials processing technology 69: 1–17.
- Adamski W (2011) Samolot w pigułce, czyli nowoczesne technologie stosowane w przemyśle lotniczym: PZL Mielec.
- Pasko R, Przybylski L, Słodki B (2002) High speed machining (HSM) – the effective way of modern cutting: International Workshop CA System and Technologies. WEB Electronic Journal, CA Systems in Production Process Planning: 72–79.
- Groover PM (2010) Fundamentals of modern Manufacturing: Materials, Processes and Systems. 4th Edition John Wiley & Sons.
- Oczko KE (2007) Obróbka wysoko produktywna wiodącym trendem obróbki: Obróbka skrawaniem. Wysoka produktywność, Wrocław, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej: 31–50.
- Siwiec J (2011) Obróbka materiałów w stanie utwardzonym: Mechanika, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 15: 93–100.
- Güthing oHG. (1999) Obróbka szybkościowa na sucho (Dry HSC), 10 wskazówek obróbki szybkościowej na sucho: Mechanik 7: 482–483.
- Krajnik P, Kopac J (2004) Modern Machining of Die and Mold Tools: Journal of Materials Processing Technology: 543–552.
- Diethard T (2016) The shortest path is ? – a curvelmt: TooLs CusToMer Magazine 2015/2016.
- Cichosz P (2006) Narzędzia skrawające: WNT.

24. Modelling of manufacturing process a car suspension component in CAM environment

Modelowanie procesu wytwarzania elementu zawieszenia samochodu osobowego w środowisku CAM

Waszczuk Kamil, Skowronek Hubert, Piórkowski Paweł

Katedra Obrabiarek i Technologii Mechanicznych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska

Waszczuk Kamil: kamil.waszczuk@pwr.edu.pl

Keywords: forging in die block, metal forming, mathematical modelling, Defrom 3D

Abstract

The article presents selected results of the closed-die forging arm rear passenger vehicle. Stress Analysis was performed using the program Defrom 3D, which is based on the finite element method (FEM). The results have been used to optimize the geometry of the matrix in such a way as to obtain at the forging operation holes for the bushings. In addition, the article presents a possible solution to manufacture by the geometry of the die block which prevent moving the load, allows the filling of the matrix feedstock and avoid unnecessary stress during the process.

1. Introduction

Modern technical systems in the automotive often involve high – performance forged components. Their key role is based on the one hand on their enormous load-bearing capacity required for the transmission of high forces and momentums (Heizmann and Volz 2013). Particularly in the automotive industry, increasing demands with respect to lightweight design part and for the ever more intensive optimization of components, which requires the careful matching of alloy, component geometry and the many parameters of construction (Srivastava at al 2004). On the figure 1 shows produced cars in millions per one year, where ICE-petrol/oil engine vehicle EV-electric vehicle.

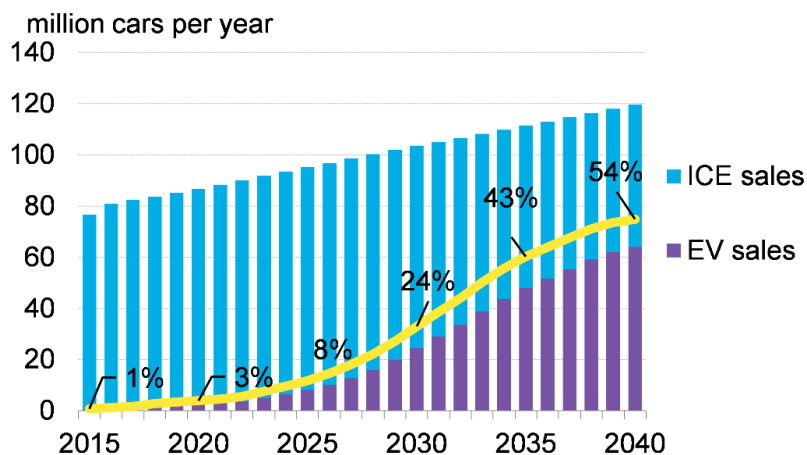


Fig. 1. Produced cars in millions per one year, where ICE-petrol/oil engine vehicle EV-electric vehicle (McDonald 2018).

Rocker arms are rigid elements of suspension which due to articulated joint with stub axle or journal of road wheel hub on one side and integral body support or frame on the other side, enable independent space deflection of back wheels in a vehicle (Świątoniowski and Gregorczyk 2011; Samołyk 2010; Wasiunyk 1975). Differences between dependent and independent suspension shown on figure 2.

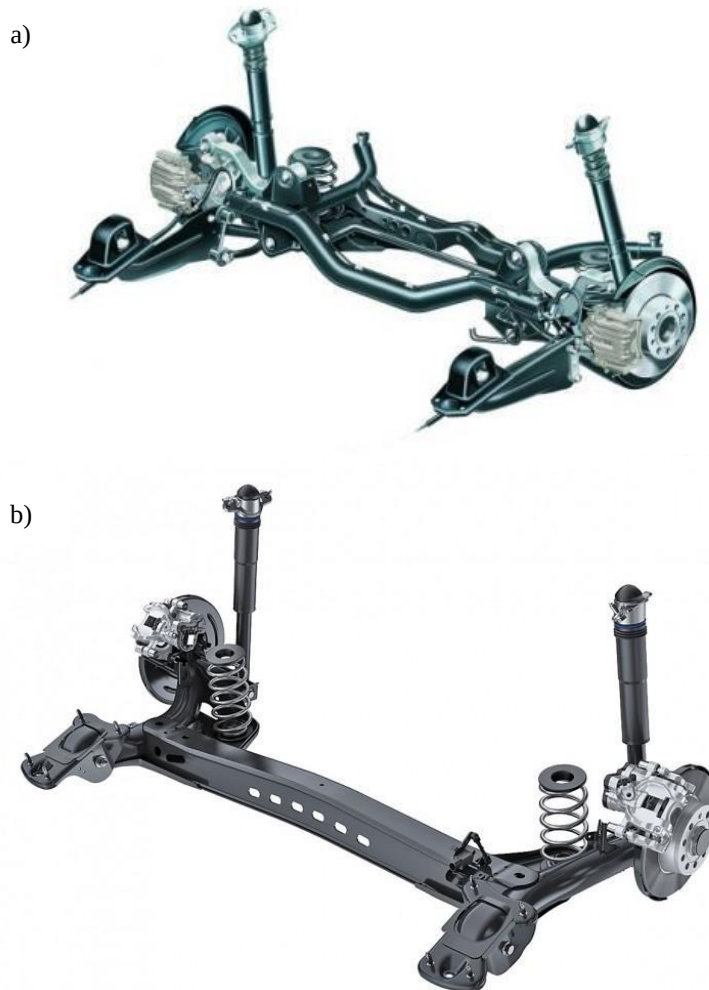


Fig. 2. Differences between: a) dependent and b) independent (multi-link) suspension (Reimpell and Betzer 2004).

Suspension parts in automotive industrials are produced with hot working methods, such as die and extrusion forging or casing. This methods are very popular because consumer get a completely part without additional machining. This makes the parts are cheaper because there is no loss of material such machine parts include certain components of a suspension of car which, depending on their application, can be made of steel or aluminum alloys (Sińczak 2001).

To determine the designed die block is done correctly, the simulate the stress forgings has been necessary (Bailer – Jones at al. 1998; Boyko, Henein, Dax 1991). In this test has been used Deform 3D.

Deform 3D is a powerful process simulation system designed to analyze the three – dimensional (3D) flow of complex metal forming processes. The system is an engineering software that enables designers to analyze metal forming, heat treatment, machining and mechanical joining processes on the computer rather than the shop floor using trial and error.

2. Simulation

Figure 3 presents back arm rocker. It has been assumed this arm rocker are:
o with holes or preformed place for further processing,

- o use the minimum volume of material,
- o a shape identical to the manufacturer,
- o forging received cannot have more than the allowable stress to this material.



Fig. 3. Back arm rocker.

For the simulation has been used program Deform 3D. Used material - an alloy of aluminum - working in the temperature range 200 – 450 °C. It was heated to 400 °C, while the die block (upper and lower) to 300 °C. The coefficient of friction of matrices 0.2. The speed of descent of the upper die is 5 mm / sec. The number of steps is 397, and the density of the mesh 40 000. Number of tests carried out amounted to 6. This was due are properly matched slug, shape material and die blocks. Time per sample ranged from one to two days. It was conditional on the amount of computational processes open on your computer. The first 3 attempts did not go because the matrix was not respectively well-fill. Part swell, then it twisted and finally it was outside of the matrix.

Attempts to 4 and 5 relied on the selection of appropriate diameter characteristic. 6th attempt to brought the best desired effect is presented in figure 4.

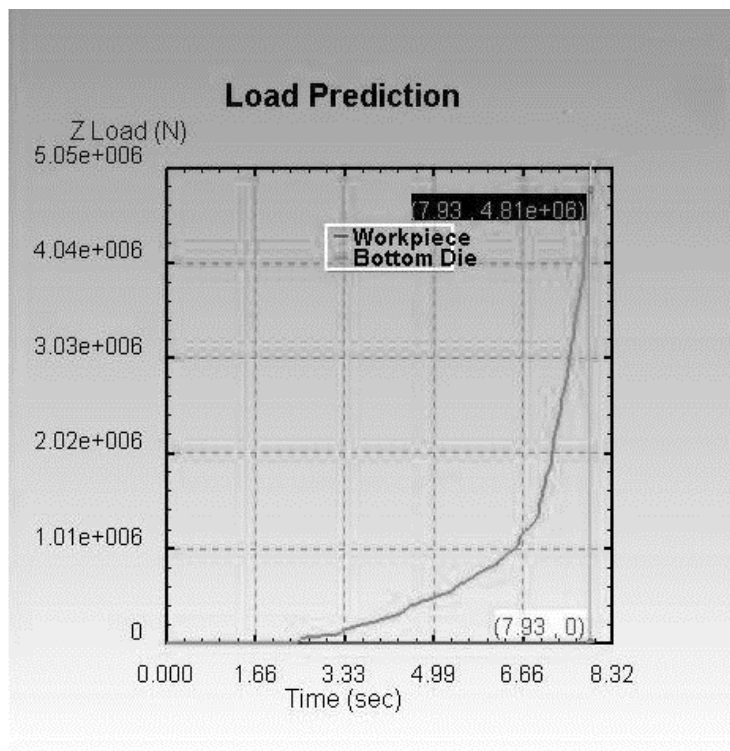


Fig. 4. Load Prediction.

3. Stress – Effective results

The figures 5÷10 presents stress – effective effect. Following pictures show next steps forging in die blocks. Where 0% is a start process, 20 % upset, 40 % to 80 % is filling a empty place in die blocks and 100% is end of process – finally effect.

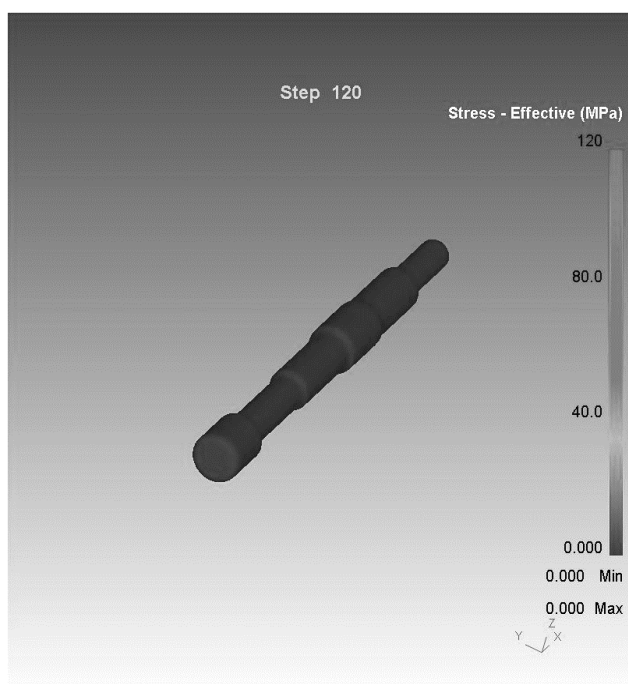


Fig. 5. Next steps forging in die blocks: 0% - start process.

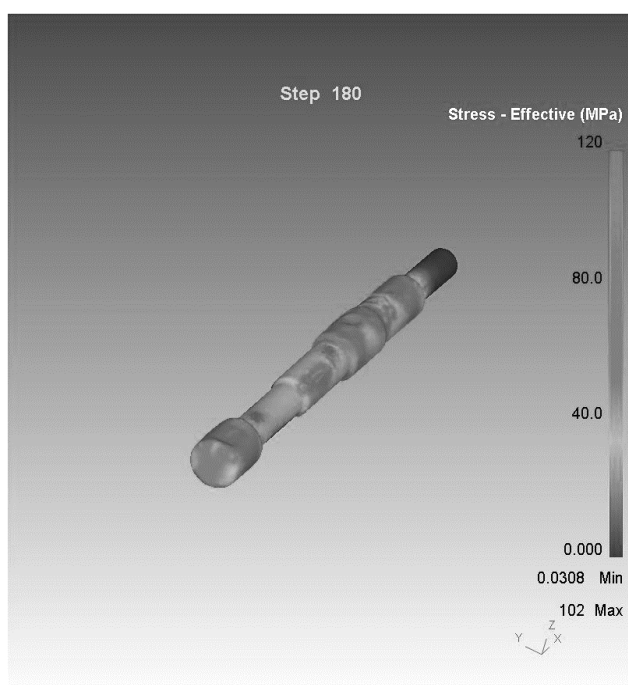


Fig. 6. Next steps forging in die blocks: 20%.

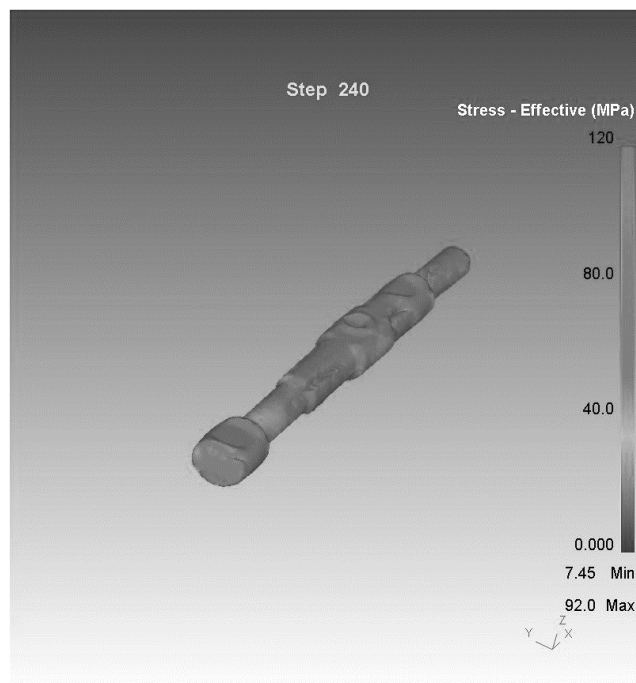


Fig. 7. Next steps forging in die blocks: 40%.

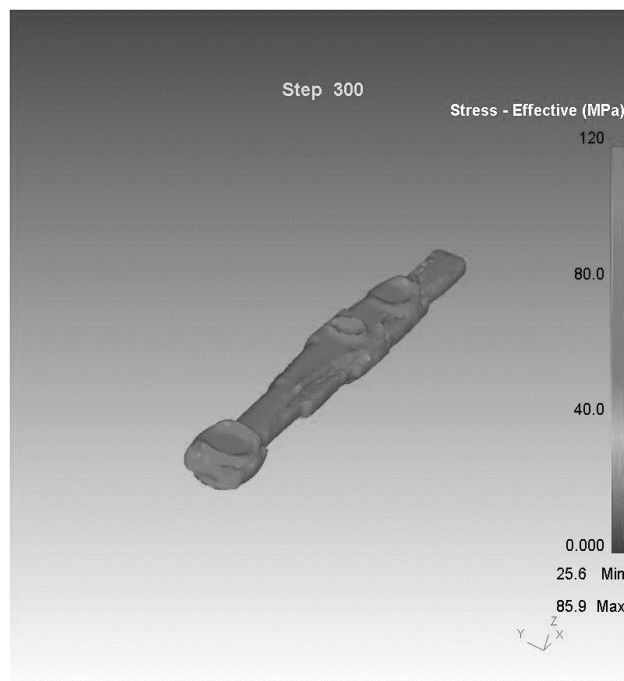


Fig. 8. Next steps forging in die blocks: 60%.

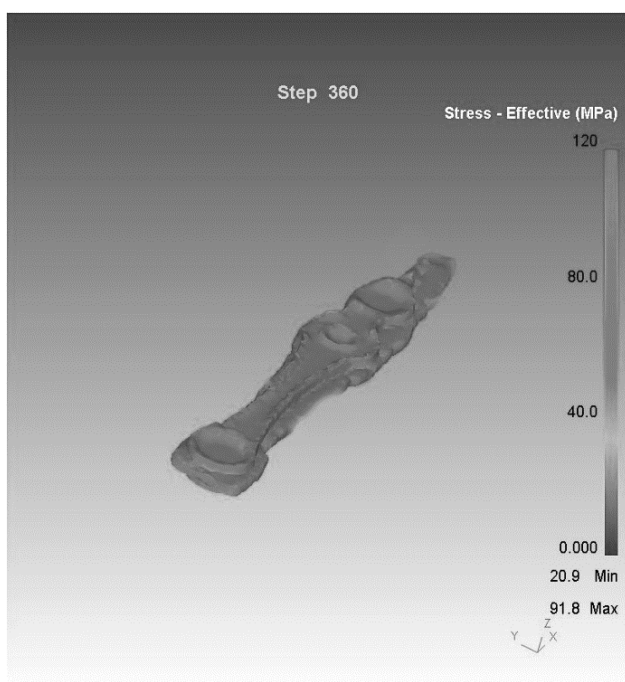


Fig. 9. Next steps forging in die blocks: 80%.

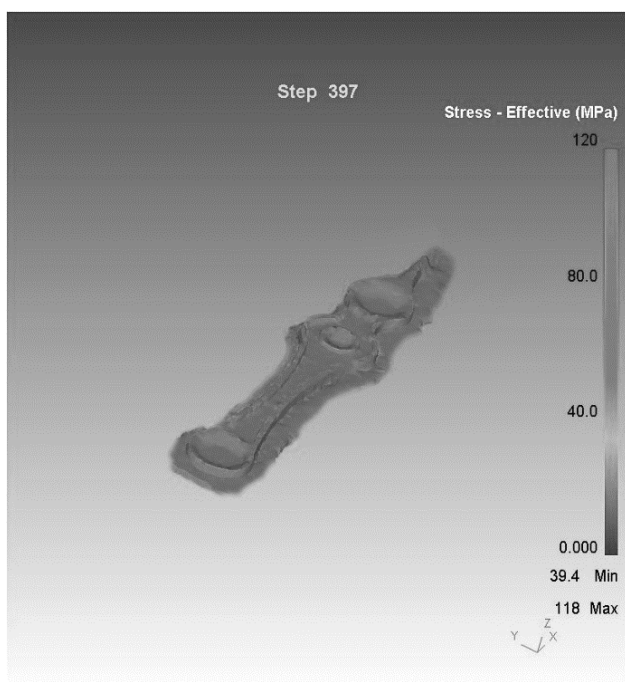


Fig. 10. Next steps forging in die blocks: 100% - end of process.

4. Die block

The modifications has been made to eliminate sagging perfect slug. The internal blanks has been given up at the bottom of the die block which were designed to allow the formation of a thin web in the holes on the sleeve (Fig. 11).

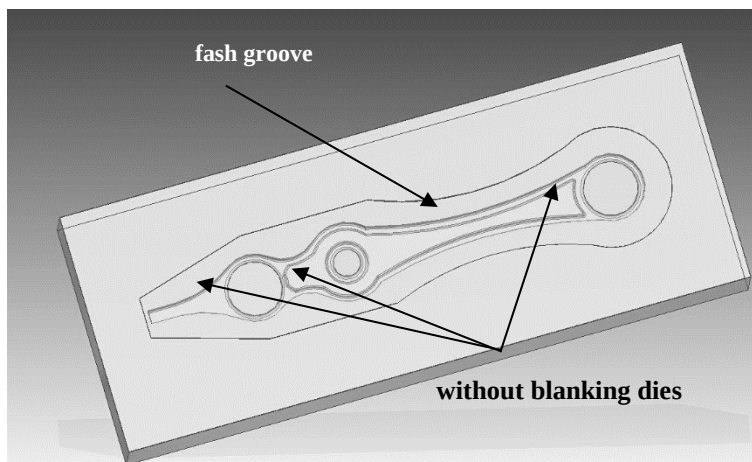


Fig. 11. Bottom die block.

The die block upper has been modified also (Fig. 12). Changes in size consisted of reduced cylindrical diameter of 1/2 relative to the nominal forming holes on the barrel. Also length of 7.5mm to 5.5mm has been decreased – the which positively affected centering forgings.

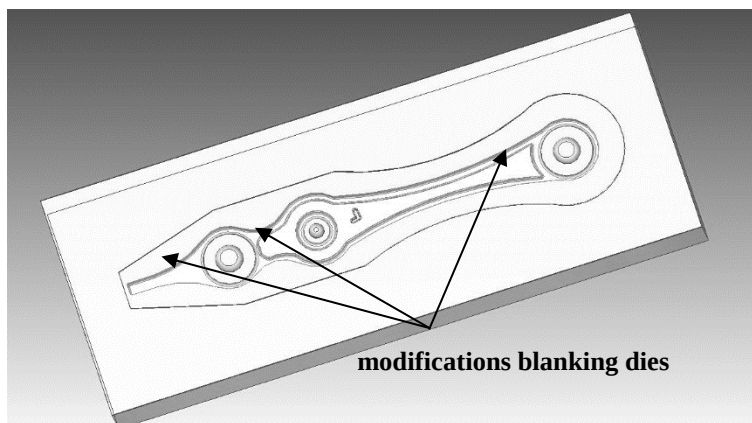


Fig. 12. Upper die block.

5. Conclusion

This paper presents the results of analysis of forging dies with fash in terms of the influence of geometrical parameters of the perfect slug and dimensional dies. The end result slightly differs from the intended shape of the rocker arm. The main problem is the creation of through-holes in the obtained element. This is due to moving of the stock relative to the die by the action of a moving upper die. The protruding parts has been removed only in lower die block – it is prevented movement of the material.

In the process of forming a stock deformation can be seen already during the first contact of dies with forging preform. The maximum stress can be seen in phases 40 to 60% because the material is pre-swollen, and fills the die. Only in the later phase of about 80% is used for the flash has a groove to allow escape of excess material and reduce the size of the stress. Only in the later phase of about 80% is used a fash groove to allow escape of excess material and reduce the size of the stress. The greatest tension can be observed in areas where there is a small cavity on dies and where a fash groove has ends. This is due to the lack of space of flow the material. The risks of damage can be observed

in the latter, the final stage of forging, in place of used the bridge and at the end of fash cutouts. However, they do not exceed the maximum values, and therefore were not analyzed.

6. References

- Heizmann J, Volz H (2013) Simulation of forging processes, Industrieverband Massivumformung.
- Srivastava S at al. (2004) Modelling of hot closed die forging of an automotive piston with ANN for intelligent manufacturing. Journal of Scientific & Industrial Research, Vol. 63: 997-1005.
- Świątoniowski A, Gregorczyk R (2011) Application of finite element method in production of collar – head screw in suspension arm of motor car VEHICLE. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 3.
- Samolýk G (2010) The application of orbital forging to the production of AlMgSi alloy claw clutch rings. Obróbka plastyczna metali t. XXI nr 4.
- Wasiunyk P (1975) Kucie Matrycowe, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne.
- Sińczak J (2001) Procesy przeróbki plastycznej. Wydawnictwo Naukowe AKAPIT, Kraków: 194 – 218.
- Bailer – Jones C at al. (1998) Static and dynamic modelling of materials forging. Australian Journal on Intelligent Information Processing Systems, 5(1): 10 –16.
- Boyko C, Henein H, Dax F (1991) Modeling of the open-die and radial forging processes for alloy 718, The Minerals, Metals & Materials Society.
- Reimpell J, Betzer J (2004) Podwozia samochodów, Podstawy konstrukcji, WKŁ.
- McDonald L (2018) 14 Experts Share Their 2018 Electric Vehicle Predictions & Developments, Clean Technica 11.