

Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów

Krzysztof Towarnicki

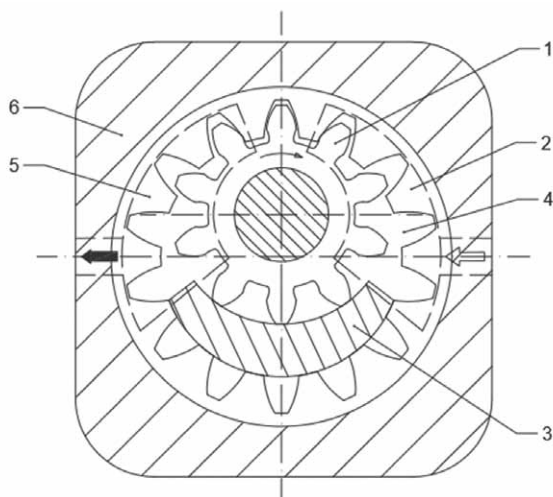
Wstęp

Początki hydrauliki sięgają czasów, gdy człowiek wykorzystywał ruch cieczy na własne potrzeby. Nie było jeszcze sformułowanych praw, na których opiera się współczesna wiedza hydrauliczna. Pierwsze urządzenia opierające się na energii cieczy pojawiły się już w starożytności, a około 200 lat przed naszą erą wynaleziono pompę tłokową ssąco-tłoczącą. Pompa zębata została wynaleziona około 1600 roku przez J. Keplera, nie znalazła jednak wówczas praktycznego zastosowania w napędach. W następnych latach została udoskonalana, dzięki czemu znalazła szerokie zastosowanie w napędach układów hydraulicznych. Obecny rozwój techniki hydraulicznej wynika z rozpowszechnienia systemów elektroniki i automatyki w budowie maszyn. Zastosowanie nowoczesnych, wielopoziomowo rozwiniętych układów elektronicznych w układach hydraulicznych pozwoliło na płynną regulację oraz obniżenie poziomu emitowanego hałasu. Dodatkowe prace optymalizacyjne związane są również z budową elementów układów hydraulicznych. Dotyczy to głównie dwóch kierunków: minimalizacji ich masy, poprzez zmniejszenie ich gabarytów, oraz obniżenie emitowanego hałasu podczas pracy. W ostatnich latach zaobserwowano rozwój mikrohydrauliki, szerzej opisanej w lit. [15]. Pompy zębate są jednymi z najczęściej używanych źródeł energii w hydrostatycznych układach napędowych. Ich wszechstronność zastosowania wynika z prostej konstrukcji, wysokiej odporności na zanieczyszczenia, stosunkowo niskiej ceny oraz wysokiej trwałości. Spotyka się je zarówno w układach napędowych, jak i w układach sterujących i smarowniczych maszyn i pojazdów. Oznaczają się wysokimi ciśnieniami roboczymi sięgającymi do 16 MPa oraz sprawnościami wolumetrycznymi przekraczającymi 90%. Dodatkowo mogą pompować ciecz przy wysokich prędkościach obrotowych, co stawia je na I miejscu wśród pomp wyporowych. Pompy zębate dzieli się na pompy o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym. Najczęściej spotykanymi w przemyśle są pompy o zazębieniu zewnętrznym, wynika to z ich prostej konstrukcji i niskiej ceny. Coraz powszechniejsze staje się wprowadzenie do produkcji pomp o zazębieniu wewnętrznym. Dzieje się tak ze względu na emitowany przez nie niższy poziom hałasu oraz mniejszą nierównomierność wydajności w połączeniu ze zwartą obudową. Ich parametry są zbliżone do pompy o zazębieniu zewnętrznym. Dzięki współpracy uzębienia zewnętrznego z wewnętrznym uzyskuje się duży stopień pokrycia zębów, co korzystnie wpływa na uszczelnienie styku zębów, wynikające ze zwiększenia się odcinków obwodu kół stykających się z przestrzenią ssawną i tłoczną. Dodatkowo duży stopień pokrycia powoduje spokojniejszą pracę pompy,

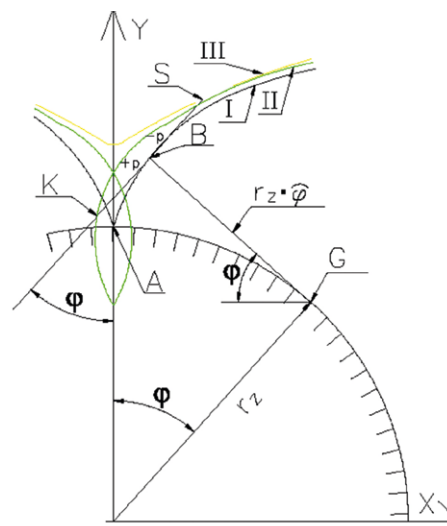
obniża straty napełnienia, obniża pulsacje wydajności i ciśnienia oraz wywołuje niższy poziom hałasu. Przy projektowaniu pomp należy zwrócić uwagę na fakt, że im mniejsza różnica między ilością zębów koła o uzębieniu zewnętrznym a kołem o uzębieniu wewnętrznym, tym mniejsze będą gabaryty pompy. Od kilku lat coraz częściej mówi się również o mikrohydraulicie, stosowanej w przemyśle medycznym i stomatologicznym. Tam również mogą być stosowane pompy o zazębieniu wewnętrznym. Jeden z producentów pomp, firma „Grundfos”, podaje, że pompy zużywają około 20% światowej energii, co potwierdza słuszność badań w kierunku ulepszenia tych urządzeń.

1. Podstawowe wiadomości o pompach zębatych

Szeroko stosowanym układem napędowym maszyn i pojazdów roboczych jest układ hydrauliczny, ze względu na możliwość przenoszenia dużej mocy przy zachowaniu wysokiej sprawności. Trudno sobie wyobrazić układ hydrauliczny bez generatora energii strumienia cieczy, jakim jest pompa wyporowa. Jedną z najczęściej stosowanych w hydrostatycznych układach napędowych jest pompa zębata. Można ją spotkać zarówno w układach napędowych, jak również w układach sterowniczych oraz smarowniczych maszyn i pojazdów. Odnacza się wysokimi ciśnieniami roboczymi, sięgającymi do 16 MPa, oraz sprawnościami wolumetrycznymi przekraczającymi 90%. Jej wysoka sprawność wynika z zastosowania kompensacji osiowej i promieniowej. Ponadto cechuje ją długa żywotność. Dodatkowo jej konstrukcja pozwala na pompowanie cieczy przy wysokich prędkościach obrotowych, co stawia ją pod tym względem na I miejscu wśród pomp wyporowych. Główny podział pomp rozróżnia je na pompy o zazębieniu zewnętrznym oraz o zazębieniu wewnętrznym. Najchętniej stosowane w przemyśle są pompy o zazębieniu zewnętrznym, co wynika z ich prostej konstrukcji i niskiej ceny. Coraz częściej w przemyśle spotyka się pompy o zazębieniu wewnętrznym. Ich zwiększające się zastosowanie oparte jest na emitowaniu niższego poziomu hałasu, mniejszej nierównomierności wydajności oraz zwartej obudowie. Jej parametry porównywalne są do pompy o zazębieniu zewnętrznym. Dzięki współpracy uzębienia zewnętrznego z uzębieniem wewnętrznym uzyskuje się bardzo duży stopień pokrycia zębów, korzystne uszczelnienie na styku zębów, ze względu na zwiększenie odcinków obwodu kół stykających się z przestrzenią ssawną i tłoczną. Ponadto wysoki stopień pokrycia powoduje spokojniejszą pracę pompy, obniża straty napełnienia, wpływa na zmniejszenie pulsacji wydajności i ciśnienia oraz powoduje obniżenie poziomu hałasu.



Rys. 1. Schemat ogólny pompy zębatej o zazębieniu wewnętrznym [13]



Rys. 2. Zarys ewolwenty: I - zwyczajnej; II - wydłużonej; III - skróconej [6]

Pompy o zazębieniu wewnętrznym znalazły zastosowanie również w przemyśle motoryzacyjnym oraz w układach skrzętu maszyn roboczych. W większości są to pompy gerotorowe, czyli szczególnie przypadek pomp o zazębieniu wewnętrznym, gdzie różnica między ilością zębów między kołem o uzębieniu wewnętrznym, a zewnętrznym wynosi 1. Zasada działania polega na tym (rys. 1), że koło zębate o uzębieniu zewnętrznym (1) jest wprawiane w ruch obrotowy poprzez wał z zewnątrz. W wyniku zazębienia koła o uzębieniu zewnętrznym i wieńca zębatego o uzębieniu wewnętrznym (2) następuje obrót wieńca. Pomiędzy kołem i wieńcem umieszczona jest wkładka sierpowa, która ściśle dolega do wierzchołków ich zębów. W wyniku obrotu koła zębatego (1) ciecz zostaje przetransportowana lukami między zębnymi koła i wieńca z przestrzeni ssawnej (3) do przestrzeni tłocznej (5).

2. Geometria modyfikowanych zębów

2.1. Analityczny opis zarysu ewolwenty

Niniejszy projekt dotyczy modelu pompy zębatej z zazębieniem wewnętrznym o zarysie ewolwentowym. Ewolwentą nazywa się krzywą wykreśloną przez punkt *B*, który należy do prostej, obtaczającej się po innej krzywej ewolucie. Wyróżnia się trzy rodzaje zarysów ewolwent: zwyczajna, wydłużona i skrócona. Ewolwenta zwyczajna powstaje, gdy ewolutą jest okrąg, przyjęto nazywać go okręgiem zasadniczym. Dodatkowo występuje ewolwenta wydłużona i skrócona. Ewolwenta wydłużona (rys. 2; linia II) powstaje przez wykreślenie jej za pomocą punktu *K*, leżącego na końcu odcinka łączącego go z punktem *B*, prostopadłego do prostej obtaczającej się po okręgu. Jej charakterystycznym elementem jest powstanie pętli na okręgu zasadniczym. Natomiast ewolwenta skrócona powstaje w wyniku wykreślenia przez punkt *S* leżący po drugiej stronie punktu *B* na prostej przechodzącej przez punkty *B* i *K*. Jej charakterystyczną cechą jest siodłowy kształt powyżej koła zasadniczego. Poniżej zostały przedstawione wykreślone ewolwenty (rys. 2).

2.2. Koła zębate

Produkcja kół zębatych do pomp hydraulicznych jest jedną z najważniejszych operacji podczas ich wytwarzania, głównie od nich zależy prawidłowa praca pompy. Natomiast dokładność ich wykonania znacząco wpływa na ich sprawność. Szczegółowych informacji dotyczących tego zakresu dostarcza nam lit. [6, 7]. Główna metoda wytwarzania kół zębatych maszyn hydraulicznych to obróbka skrawaniem. Proces technologiczny produkcji dzieli się na trzy etapy:

- obróbka wstępna;
- obróbka cieplno-chemiczna;
- obróbka wykańczająca.

2.3. Korekcja koła o uzębieniu zewnętrznym

Ze względu na sposób nacinania kół zębatych, przy mniejszej liczbie zębów od granicznej wyrażonej wzorem (1) w lit.[6], występuje podcięcie stopy zęba.

$$z_g = y \frac{2}{\sin^2 \alpha} \quad (1)$$

W celu umożliwienia wykonania koła należałoby zastosować zęby niskie lub powiększyć nominalny kąt zarysu. Poprzez skrócenie zębów maleje stopień pokrycia, a to w skrajnym przypadku może prowadzić do pracy zazębienia w sposób uderzeniowy. Powiększenie nominalnego kąta zarysu również prowadzi do zmniejszenia się stopnia pokrycia. Największą jednak wadą obu przypadków jest użycie bardzo drogich narzędzi. W tym celu stosuje się korekcję zazębienia, która została przedstawiona w lit. [6] jako: „odległość linii podziałowej zarysu odniesienia od walca podziałowego koła”. Jest to – inaczej mówiąc – przesunięcie zarysu zęba. Można wyróżnić dwa rodzaje korekcji:

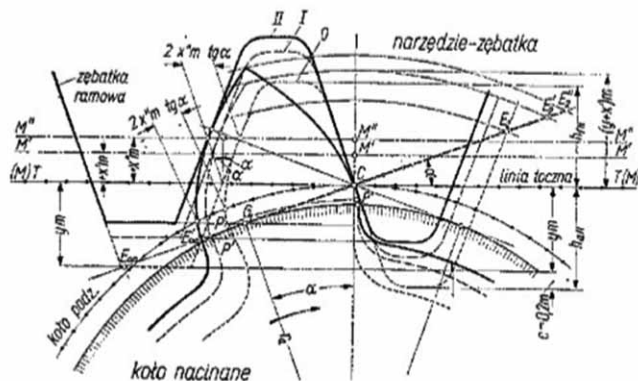
- dodatnia, gdy wystąpi przesunięcie zarysu w kierunku wierzchołków zębów, a tym samym grubość zęba na kole podziałowym ulegnie zwiększeniu;

b) ujemna, gdy wystąpi przesunięcie zarysu w kierunku stóp zębów, a tym samym grubość zęba na kole podziałowym ulegnie zmniejszeniu.

Należy pamiętać, że istnieją pewne ograniczenia w stosowaniu obu rodzajów korekcji. Zbyt duża wartość dodatniego przesunięcia zazębienia może spowodować zaostrenie zębów u ich wierzchołków, natomiast nadmierne ujemne przesunięcie zarysu będzie powodować podcięcie zębów u ich stóp. Na rys. 3 przedstawiono skutki przesunięcia zarysu boku zęba.

2.4. Korekcja koła o uzębieniu wewnętrznym

W kole o uzębieniu wewnętrznym nie wystąpi podcięcie stopy zęba, natomiast może wystąpić interferencja, czyli podczas współpracy zazębienia podczas wychodzenia z pracy wierzchołów koła o uzębieniu zewnętrznym zaczepiają o głowy zębów koła o uzębieniu wewnętrznym, powodując blokadę ich współpracy. W tym celu podczas nacinania zębów w kole o uzębieniu wewnętrznym narzędzie przesuwają się w kierunku stóp zębów, dzięki czemu unika się wystąpienia interferencji. Na rys. 4 przedstawiono współpracę koła o uzębieniu zewnętrznym z kołem o uzębieniu wewnętrznym po zastosowaniu korekcji.



Rys. 3. Skutki spowodowane przesunięciem zarysu zęba:
O – ząb z podciętą stopą zęba; I – ząb bez podcięcia stopy zęba;
II – ząb zaostreny u wierzchołka [6]

3. Parametry hydrauliczne pompy z modyfikacją zębów

W celu zmniejszenia masy pompy w kole o uzębieniu wewnętrznym przesunięto narzędzie w kierunku wierzchołków zębów. Dzięki temu zmniejszyło się koło stóp zębów, co wiąże się ze zmniejszeniem gabarytów pompy. Dla zachowania poprawnej współpracy między kołem o uzębieniu zewnętrznym i kołem o uzębieniu wewnętrznym, w kole o uzębieniu zewnętrznym zastosowano korekcję ujemną, uzyskując nieznaczne podcięcie stopy zęba. Uniknięto wystąpienia interferencji pomiędzy współpracującymi kołami, kosztem zmniejszenia wytrzymałości zębów.

3.1. Wydajność pompy zębatej

Przy projektowaniu hydraulicznych układów napędowych ważnym parametrem jest natężenie przepływu w układzie. Dla wymaganej wartości przepływu dobiera się pompę, z tego względu jej wydajność jest bardzo ważną właściwością. To od niej uzależnione są wymiary pompy oraz obciążenie części konstrukcyjnych. Biorąc pod uwagę zasadę działania pomp zębatych, ich wydajność uzależniona jest od rodzaju zazębienia oraz wymiarów kół, co wiąże się z parametrami określającymi koła zębate. Transportowanie cieczy z przestrzeni ssawnej do przestrzeni tłocznej odbywa się za pomocą jednej pary zębów. Przyjmując brak wycieków na obwodzie i powierzchniach czołowych kół zębatych, oblicza się teoretyczną część przenoszonej cieczy podczas obrotu kół o założony kąt. Poniżej przedstawiono wydajność teoretyczną dla pompy z modyfikacją zębów. Szczegółowy tok wyznaczenia poniższego wzoru przedstawiono w lit. [13, 14]. „Wydajność teoretyczna pompy (bez uwzględnienia strat objętościowych) równa jest wartości średniej i określa się ją iloczynem wydajności właściwej i prędkości obrotowej koła czynnego”.

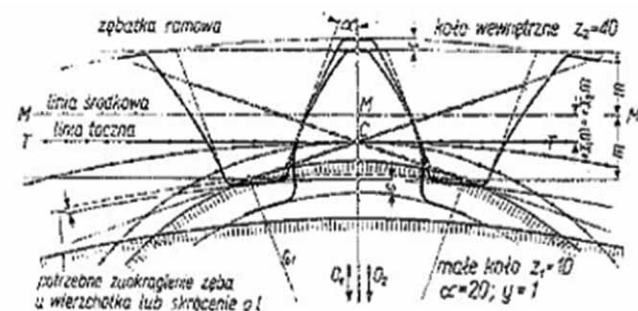
$$Q_t = b * \pi * n \left[r_{w1}^2 - \frac{r_{r1}}{r_{r2}} r_{w2}^2 - r_{r1} (r_{r1} - r_{r2}) - \left(1 - \frac{r_{r1}}{r_{r2}} \right) k \frac{t_z^2}{12} \right]$$

$$k = \left[4 - 12 \left(\frac{l_1}{t_z} \right) - 12 \left(\frac{l_1}{t_z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

3.2. Pulsacja wydajności

Pulsacja wydajności wynika z chwilowej zmiany wydajności pompy zębatej, powodowanej zmianą kąta obrotu kół zębatych. Przyjęto, że dla pomp określa się wydajność teoretyczną, chwilową maksymalną oraz chwilową minimalną. Zatem pompy zębate określa okresowo zmieniająca się wydajność, zawierająca charakter pulsacyjny. Dla określenia wartości pulsacji ciśnienia został wprowadzony tzw. współczynnik nierównomierności wydajności, który definiuje się jako „stosunek różnicy wydajności maksymalnej i minimalnej do wydajności średniej teoretycznej” [2, 3, 4]. Został przedstawiony za pomocą wzoru 3 [9].

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_t} \quad (3)$$



Rys. 4. Zazębienie wewnętrzne z korekcją [6]

Nierównomierność wydajności określa wartość pulsacji wydajności cieczy dostarczanej do układu hydraulicznego w wyniku pracy pompy wyporowej. Ogólnie zostało przyjęte, że pompa wyporowa jest lepsza, gdy jej wartość nierównomierności wydajności jest mniejsza.

3.3. Współczynnik q/V'

Obecny trend w technice dąży do minimalizacji masy urządzeń poprzez wprowadzanie ulepszonych i wysoko wytrzymałych materiałów, kompozytów oraz pocienienie elementów konstrukcyjnych. Dotyczy to również obniżenia ciężaru układów napędowych. Na tej podstawie w lit. [9] określono dla pomp o zazębieniu zewnętrznym współczynnik q/V , który pozwala definitywnie określić ilość transportowanej cieczy przez pompę w porównaniu do jej wagi. Poniżej zaprezentowano wspomniany współczynnik za pomocą wzoru 4 [9].

$$\frac{q}{V} = \left(\frac{r'_w}{r_w}\right)^2 - \left(\frac{r_t}{r_w}\right)^2 - \frac{k}{12} \left(\frac{t_z}{r_w}\right)^2 \quad (4)$$

Wspomnianym współczynnikiem można się posługiwać jedynie w odniesieniu do pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym, posiadających równą ilość zębów koła napędzającego oraz napędzanego. Dla pomp o uzębieniu wewnętrznym w lit. [13, 14] wprowadzono współczynnik q/V' , pozwalający porównywać pompy pod względem wydajności teoretycznej w stosunku do ich masy. Poniżej przedstawiono przywołany współczynnik przy pomocy wzoru 5 [13].

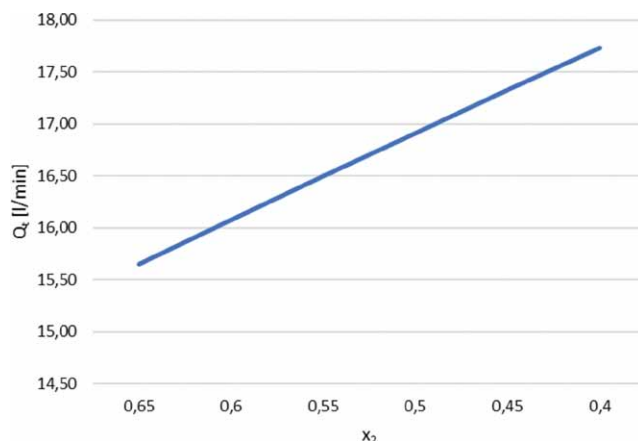
$$\frac{q}{V'} = \frac{\left[r_{w1}^2 - \frac{r_{t1}}{r_{t2}} r_{w2}^2 - r_{t1}(r_{t1} - r_{t2}) - \left(1 - \frac{r_{t1}}{r_{t2}}\right) k \frac{t_z^2}{12} \right]}{r_{s2}^2} \quad (5)$$

4. Pompa zębata o zazębieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów

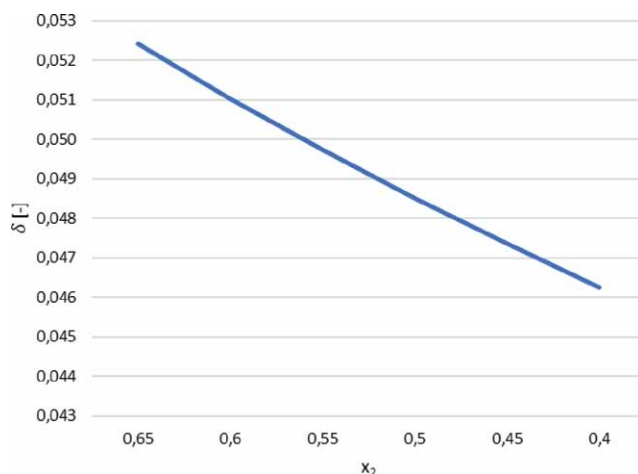
Modyfikacja zębów w prototypowej pompie polega na przesunięciu zarysu zębów w kole o uzębieniu wewnętrznym i na tej podstawie wierzchołki zębów znalazły się poniżej wartości granicznej, dotychczas stosowanej. Następnie w kole o uzębieniu zewnętrznym wprowadzono podcięcie stopy zęba, aby uniknąć interferencji podczas współpracy obu kół. Dla wspomnianej wyżej pompy przyjęto następujące parametry:

1. Liczba zębów koła o uzębieniu zewnętrznym $z1 = 10$
2. Liczba zębów koła o uzębieniu wewnętrznym $z2 = 14$
3. Moduł zębów $m = 4$
4. Wysokość zębów $y = 0,8$
5. Szerokość zębów $b = 15$ [mm]
6. Prędkość obrotowa $n = 1500$ [obr./min]

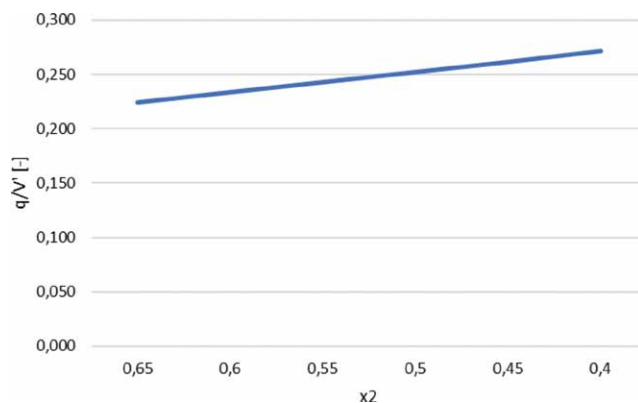
Poniżej przedstawiono wpływ na wydajność Q_t , współczynnik nierównomierności delta oraz współczynnika q/V' od zmiany współczynnika korekcji x_2 koła o uzębieniu wewnętrznym. Jak już wcześniej wspomniano, dla uniknięcia interferencji zmodyfikowanego współpracującego koła o uzębieniu wewnętrznym



Rys. 5. Wykres zależności wydajności teoretycznej Q_t od współczynnika korekcji x_2 pompy zębatej o $z1 = 10$ i $z2 = 14$, $m = 4$, $y = 0,8$ [14]



Rys. 6. Wykres zależności współczynnika nierównomierności wydajności δ od współczynnika korekcji x_2 pompy zębatej o $z1 = 10$ i $z2 = 14$, $m = 4$, $y = 0,8$ [14]



Rys. 7. Wykres zależności współczynnika q/V' od współczynnika korekcji x_2 pompy zębatej o $z1 = 10$ i $z2 = 14$, $m = 4$, $y = 0,8$ [14]

z kołem o uzębieniu zewnętrznym wprowadzono w nim podcięcie stopy zęba. Z tego względu w zaprezentowanych wzorach na wydajność teoretyczną współczynnik nierównomierności wydajności oraz współczynnik q/V' należy posłużyć się nowym promieniem wierzchołkowo- czynnym r'_w zarówno dla koła o uzębieniu wewnętrznym, jak również dla koła o uzębieniu zewnętrznym, który uwzględni wprowadzenie podcięcia stopy zęba. Sposób, w jaki został on określony, przedstawiono w lit. [14], a poniżej zaprezentowano jego wartości za pomocą wzoru 6 i 7.

$$r'_{w2} = \sqrt{(r_{i2})^2 + (t)^2 + 2(r_{i2})[t_z] \sin \alpha_t} \quad (6)$$

$$r'_{w1} = \sqrt{(r_{i1})^2 + \left(\frac{r'_{z2} - r_{i2}}{\sin \alpha_t}\right)^2 + 2(r_{i1})(r'_{z2} - r_{i2})} \quad (7)$$

5. Podsumowanie

W powyższym artykule przedstawiono projekt pompy o ząbieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów w celu zmniejszenia jej masy w stosunku do wydajności oraz obniżenia wartości nierównomierności wydajności. Dzięki temu można zredukować masę układu hydraulicznego oraz ograniczyć wartość emitowanego hałasu podczas jego pracy. Osiągnięto ten cel poprzez modyfikację zębów. W kole o uzębieniu wewnętrznym przesunięto zarys zębów, tak aby wierzchołki zębów znalazły się poniżej wartości granicznej, a w kole o uzębieniu zewnętrznym wprowadzono podcięcie stopy zęba, pozwalające na uniknięcie interferencji współpracujących zębów. Należy pamiętać, że przy wprowadzeniu takiej modyfikacji nie można korzystać z dotychczas stosowanych wzorów na wydajność teoretyczną, współczynnik nierównomierności wydajności oraz współczynnik q/V' , lecz należy uwzględnić zmodyfikowany promień wierzchołkowo- czynny r'_w . Należy jeszcze wspomnieć, że przy projektowaniu pomp o ząbieniu wewnętrznym należy dążyć do stosowania kół o możliwie najmniejszej różnicy liczby zębów, co prowadzi do zredukowania wartości pulsacji wydajności oraz poprawia stosunek wydajności do masy pompy. W celu sprawdzenia teoretycznej poprawy wspomnianych już wartości poprzez wprowadzenie takiej modyfikacji należy zbudować taką pompę i porównać ją z dotychczas produkowanymi. W ten sposób można będzie zatwierdzić wiarygodność przedstawionego wniosku. W kolejnym kroku należałoby podjąć dodatkowe badania nad wykonaniem pomp o uzębieniu wewnętrznym z modyfikacją zębów, w których zęby zostaną nacięte frezem z protuberancją.

Literatura

- [1] JUDIN E.M.: *Pompy zębate. Główne parametry i ich obliczanie*. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1958.
- [2] KOLLEK W.: *Pompy zębate. Konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.

- [3] KOLLEK W., MAĆKIEWICZ J.: *Teoria i obliczanie pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte wstępnie*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1999.
- [4] KOLLEK W.: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.
- [5] KOLLEK W.: *Napędy hydrauliczne w maszynach i pojazdach*. Politechnika Wrocławska, Wrocław 2012.
- [6] OCHĘDUSZKO K.: *Koła zębate. Tom I. Konstrukcja*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009.
- [7] OCHĘDUSZKO K.: *Koła zębate. Tom II. Wykonanie i montaż*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009.
- [8] OSIECKI A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998.
- [9] OSIŃSKI P.: *Wpływ podcięcia stopy zęba na właściwości hydrauliczne i akustyczne pompy zębatej*. Wrocław: Praca doktorska. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2005.
- [10] STĘPNIEWSKI M.: *Pompy. Wydanie 2 częściowo przerobione*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1985.
- [11] STRYCZEK S.: *Napęd hydrostatyczny. Tom I. Elementy*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2003.
- [12] STRYCZEK J.: *Koła zębate maszyn hydraulicznych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- [13] TOWARNICKI K.: *Projekt wstępny pompy zębatej*. Praca inżynierska, Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2015.
- [14] Towarnicki K.: *Pompa zębata o ząbieniu wewnętrznym z podciętą stopą*. Praca magisterska, Wydział Mechaniczny Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2016.
- [15] KOLLEK W., OSIŃSKI P., STOSIAK M., WILCZYŃSKI A., CICHON P.: *Problems relating to highpressure gear micropumps*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, (14)2014.

 Krzysztof Towarnicki – Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczny, e-mail: krzysztof.towarnicki@gmail.com

reklama

reklama