

ANALIZA PORÓWNAWCZA DOKŁADNOŚCI W PROCESIE WYZNACZANIA RANGI WAŻNOŚCI PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNO - EKSPLOATACYJNYCH POMPY ZĘBATEJ Z PODCIĘTYM ZĘBEM

Adam DEPTUŁA, Marian A. PARTYKA

Streszczenie: Wyznaczenie rangi ważności parametrów konstrukcyjno- eksploatacyjnych pompy zębatej z podciętą stopą zęba metodą logicznych drzew decyzyjnych wymaga zakodowania zmiennymi logicznymi wartości liczbowych analizowanych parametrów konstrukcyjnych - dla odpowiednich podprzedziałów. Dotychczasowa analiza przedstawia monotoniczne zachowanie się pojedynczych parametrów konstrukcyjnych w kolejnych podprzedziałach zmienności, przy założeniu że funkcją celu jest sprawność całkowita pompy. W opracowaniu przedstawiono uporządkowanie monotoniczne wartości liczbowych oraz dodatkowo dokonano analizy porównawczej dla sprawności objętościowej, mechanicznej oraz całkowitej ($\eta_v \eta_m \eta_c$)

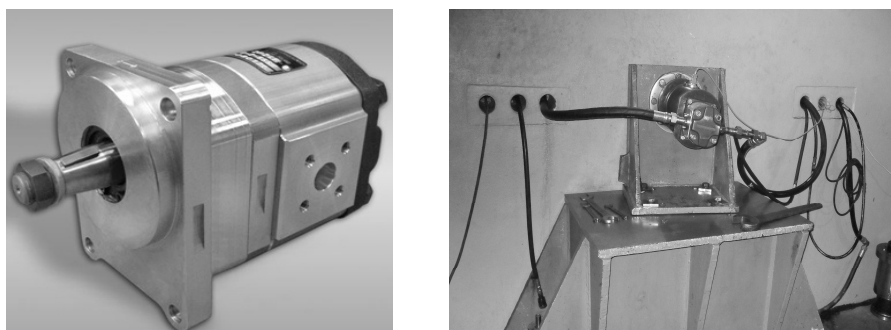
Słowa kluczowe: optymalizacja, wielowartościowe drzewa logiczne, pompa zębata z podciętą stopą zęba, dyskretne podprzedziały monotoniczne

1. Wstęp

Układy hydrauliczne są coraz częściej stosowane ze względu na możliwości przenoszenia dużej mocy przy stosunkowo wysokiej sprawności. Jednym z głównych elementów każdego układu są generatory energii strumienia cieczy. Najbardziej rozpowszechnione w przemyśle są pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Ich udział oceniany jest na około 50%. Tak powszechne zastosowanie wynika z prostej i zwartej ich konstrukcji, niezawodności działania, wysokiej odporności na zanieczyszczenia czynnika roboczego, dużego współczynnika sprawności, małych gabarytów w porównaniu do innych jednostek pompujących oraz niskiego kosztu wytwarzania. Dodatkowo jednostki zębate mogą działać ze znacznymi prędkościami obrotowymi i pod tym względem przewyższają inne rodzaje pomp wporowych. Wymienione zalety, a także wysokie ciśnienia robocze, dochodzące do 30 MPa, oraz sprawność całkowita dochodząca do 90%- wpływają na rozległe zastosowania w układach napędowych, sterowniczych lub smarowniczych maszyn i urządzeń. W złożonych sytuacjach procesu projektowania, ważne jest odpowiednie zapisanie algorytmiczne i oprogramowanie przedstawionych metod projektowania grafów i drzew rozgrywających parametrycznie, aby w szczególności uniknąć złożoności obliczeniowej typu wykładniczego. Opóźnienia układu przez parametry eksploatacyjne oraz nieodpowiednie zastosowanie wzmocnień pętli, wiąże się z niestabilną pracą całego układu. Stabilizacja układu będzie zależeć od zmian wartości parametrów konstrukcyjnych i /lub eksploatacyjnych, od cech i własności dynamicznych układu lub elementu [2, 6].

2. Pompa zębata z podciętą stopą zęba

Badana jednostka prototypowa jest projektem własnym, wyprodukowanym przez Wytwórnę Pomp Hydraulicznych Sp. z o.o. mieszczącą się we Wrocławiu. Pompę eksperymentalną zaprojektowano z myślą o możliwościach technologicznych WPH S.A. W procesie innowacyjności zmodyfikowano profil ewolwenty w jej dolnej części, poprzez tzw. podcięcie stopy zęba. Badania przeprowadzono po uruchomieniu próbnym stanowiska tzn. sprawdzono działanie pompy, zaworu bezpieczeństwa oraz wskazania wszystkich przyrządów pomiarowych. Pomiar rozpoczęto od nastawienia określonych prędkości obrotowych wałka $n = 500, 800, 1000, 1500$ i 2000 obr/min. Obciążenie pompy realizowano przy $p_r = 0, 5, 10, 15, 20, 25, 28$ i 30 MPa. Badania charakterystyk statycznych przeprowadzono przy stałej wartości temperatury czynnika roboczego tj. 50°C [12].



Rys. 1. Stanowisko badawcze oraz pompa zębata z podciętą stopą zęba [9, 12,15]

3. Badania hydrauliczne pompy zębatej z podciętą stopą zęba

Wyznaczając odpowiednie sprawności pompy zębatej jest możliwa oszczędność energii. Sprawność całkowitą pompy wyznacza stosunek mocy wyjściowej N_{wy} do mocy włożonej N_{we} lub iloczyn sprawności objętościowej i hydrauliczno-mechanicznej [12, 15], czyli:

$$\eta_C = \frac{N_{wy}}{N_{we}} \cong \eta_v \eta_{hm}. \quad (1)$$

Straty objętościowe Q_μ zależne od ciśnienia roboczego i mogą być określone jako:

$$Q_\mu = c_\mu \frac{qP}{2\pi\mu}. \quad (2)$$

Straty objętościowe Q_p zależą od gęstości cieczy i mogą być przedstawione w następującej postaci:

$$Q_p = c_r \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \sqrt[3]{q^2}. \quad (3)$$

Ostatecznie otrzymuje się następującą postać strat objętościowych w pompie:

$$\eta_v = 1 - \frac{c_\mu \frac{qp}{2\pi\mu} + c_r \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \sqrt[3]{q^2}}{Q_t} \quad (4)$$

Podstawiając w miejsce Q_t ogólną zależność:

$$Q_t = qn,$$

Otrzymano wzór:

$$\eta_v = 1 - c_\mu \frac{p}{2\pi\mu \cdot n} - c_r \frac{1}{n} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \sqrt[3]{q^{-1}}, \quad (5)$$

gdzie:

c_μ - współczynnik, który jest funkcją rozmiarów i liczby szczelin; zależy również od wydajności właściwej pompy,

p - ciśnienie robocze,

q - wydajność właściwa,

n - prędkość obrotowa,

μ - lepkość dynamiczna cieczy,

c_r - współczynnik zależny od rodzaju szczelin i ich rozmiaru oraz od wydajności właściwej pompy,

Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy η_{hm} [12, 15]

$$\eta_{hm} = \frac{\frac{pq}{2\pi}}{\frac{pq}{2\pi} + c_v \mu n q + c_\rho \rho \frac{n^2}{4\pi} \sqrt[3]{q^5} + c_p \frac{pq}{2\pi}}, \quad (6)$$

i następnie:

$$\eta_{hm} = \frac{1}{1 + c_v 2\pi \frac{\mu \cdot n}{p} + c_\rho \frac{\rho \cdot n^2}{2p} \sqrt[3]{q^2} + c_p}, \quad (7)$$

gdzie:

c_p - współczynnik zależny głównie od rodzaju pompy,

c_ρ - współczynnik zależny głównie od jej wydajności właściwej,

c_v - współczynnik zależny od rodzaju pompy.

p_t - ciśnienie tłoczenia

W opracowaniu zmiany parametrów konstrukcyjnych (zmiennych decyzyjnych): n , p_t ,

Q_{rz} , M wpływają na zachowanie się sprawności η_v , η_{hm} , η_c (funkcji kryterialnych).

Wyniki pomiarów charakterystyk statycznych eksperymentalnej pompy z podciętą stopą zęba przedstawiono tabeli 1 [12, 14, 15].

Tabela 1 Wyniki pomiarów hydraulicznych [12, 14, 15]

n [rpm]	p_t [Mpa]	Q_{rz} [l/min]	M [Nm]	N_h [kW]	N_m [kW]	η_v [%]	η_{hm} [%]	η_c [%]
500	≈ 0	21,1	2,0	0,00	0,10	94,6	0,0	0,0
	5	20,5	36,0	1,70	1,88	92,1	98,0	90,3
	10	20,3	77,0	3,38	4,03	91,3	91,8	83,8
	15	20,2	116,0	5,05	6,07	90,9	91,5	83,1
	20	20,2	156,0	6,73	8,17	90,9	90,7	82,4
	25	20,5	200,0	8,53	10,47	92,1	88,5	81,5
	28	20,6	218,0	9,60	11,41	92,5	90,9	84,1
	30	20,7	236,0	10,34	12,36	93,0	90,0	83,6
800	≈ 0	34,9	2,0	0,00	0,17	98,0	0,0	0,0
	5	34,7	38,0	2,88	3,18	97,5	92,8	90,5
	10	34,3	78,0	5,70	6,53	96,2	90,6	87,2
	15	34,2	118,0	8,53	9,89	96,0	89,9	86,3
	20	34,1	160,0	11,34	13,40	95,7	88,4	84,6
	25	34,5	202,0	14,38	16,92	97,0	87,6	85,0
	28	34,7	224,0	16,19	18,77	97,5	88,5	86,3
	30	34,8	240,0	17,39	20,11	97,8	88,5	86,5
1000	≈ 0	44,5	2,2	0,00	0,23	99,9	0,0	0,0
	5	44,1	38,0	3,66	3,98	99,1	92,8	92,0
	10	43,9	82,0	7,30	8,59	98,7	86,2	85,1
	15	43,4	124,0	10,83	12,99	97,4	85,6	83,4
	20	43,4	168,0	14,44	17,59	97,4	84,2	82,1
	25	43,4	208,0	18,05	21,78	97,4	85,1	82,9
	28	43,4	234,0	20,22	24,50	97,4	84,7	82,5
	30	43,3	249,0	21,62	26,08	97,2	85,3	82,9
1500	≈ 0	67,3	6,0	0,00	0,94	100,9*	0,0	0,0
	5	66,8	42,0	5,54	6,60	100,0	84,0	84,0
	10	66,5	84,0	11,06	13,19	99,6	84,1	83,8
	15	66,1	125,0	16,51	19,63	99,1	84,9	84,1
	20	65,5	172,0	21,80	27,02	98,1	82,3	80,7
	25	65,7	210,0	27,34	32,99	98,4	84,2	82,9
	28	65,6	235,0	30,58	36,91	98,2	84,3	82,8
	30	65,5	255,0	32,72	40,06	98,1	83,3	81,7
2000	≈ 0	89,3	8,0	0,00	1,68	100,3*	0,0	0,0
	5	89,0	47,0	7,39	9,84	100,0	75,0	75,0
	10	88,3	94,0	14,69	19,69	99,3	75,2	74,6
	15	88,0	138,0	21,96	28,90	98,8	76,9	76,0
	20	87,6	182,0	29,17	38,12	98,4	77,8	76,5
	25	88,0	214,0	36,62	44,82	98,8	82,7	81,7
	28	87,9	241,0	40,98	50,47	98,7	82,2	81,2
	30	87,8	259,0	43,86	54,24	98,6	82,0	80,9

Wybór wartości przedziałów parametrów konstrukcyjnych jako zmiennych decyzyjnych (Tab. 1) przy założeniu, że funkcją celu jest sprawność całkowita pompy, ma sens z punktu widzenia wykorzystania danej pompy zębatej w różnych układach oraz na wyznaczenie rozbieżności obliczeniowych, ze względu na różne algorytmy projektowania pompy zębatej [12, 14] np.: wyznaczenie maksymalnej sprawności objętościowej przy założeniu dopuszczalnej hydrauliczno-mechanicznej, wyznaczenie maksymalnej sprawności całkowitej.

4. Optymalizacja dyskretna pompy zębatej z podciętą stopą zęba

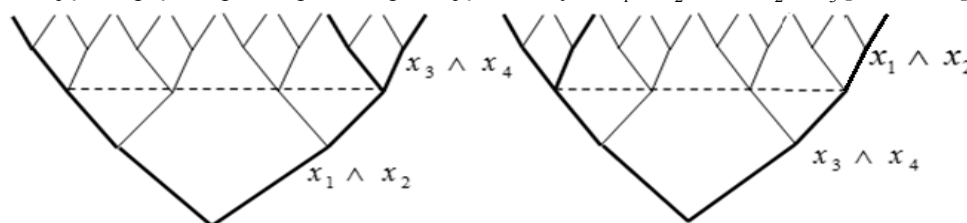
W optymalizacji pompy zębatej obliczono sprawność objętościową, hydrauliczno-mechaniczną oraz całkowitą. Optymalizacja sprawności pompy może więc przebiegać jako wielokryterialna bądź monokryterialna. Zakładając, że funkcją celu jest sprawność całkowita pompy, a poszukiwanymi parametrami są wartości parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych, optymalizację można przeprowadzić oddzielnie przy parametrach konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, poszukując maksymalnej wartości sprawności [12, 14]. Maksymalna sprawność pompy o danej konstrukcji uzyskiwana jest poprzez dobór parametrów eksploatacyjnych.

4. 1. Wielowartościowe drzewa logiczne

Złożone wielowartościowe funkcje logiczne poprzez zamianę pięter drzewa logicznego ustalają rangę ważności zmiennych logicznych od najważniejszej (przy korzeniu) do najmniej ważnej (na górze), gdyż istnieje uogólnienie dwuwartościowego wskaźnika jakości na wielowartościowy; $(C_k - k_i m_i) + (k_i + K_i)$, gdzie C_k – liczba gałęzi k-tego piętra, $k_i m_i$ – krotność upraszczania na k-tym piętrze m_i – wartościowej zmiennej, K_i – liczba gałęzi (k-1) – ego piętra, z których powstały nie upraszczające się gałęzie k – tego piętra. W ten sposób można otrzymać minimalną złożoną alternatywną postać normalną **MZAPN** danej funkcji logicznej, która na drzewie decyzyjnym nie posiada gałęzi izolowanych, a jednocześnie posiada minimalną liczbę gałęzi prawdziwych (realizowalnych), które w szczególności można uznać za elementarne wytyczne projektowania. Wszystkie przekształcenia opisuje tzw. algorytm Quine'a – Mc Cluskey'a minimalizacji indywidualnych cząstkowych wielowartościowych funkcji logicznych [1, 2, 4, 13].

4. 2. Wielowartościowe drzewa logiczne

W kompleksowych drzewach logicznych określono na jednym piętrze łącznie dwie lub więcej zmiennych decyzyjnych. Na kompleksowych drzewach decyzyjnych z rysunku 2 istnieją dwa piętra, opisane przez implikację zmiennych $x_1 \wedge x_2$ oraz $x_3 \wedge x_4$ [12, 14, 15].



Rys. 2. Kompleksowe wielowartościowe drzewa logiczne dla $x_1 \wedge x_2$ oraz $x_3 \wedge x_4$

W rozpatrywanym przykładzie analizę rangi ważności parametrów konstrukcyjnych pompy zębatej przeprowadzono dla połączonych parametrów $p \wedge M$ oraz $Q \wedge n$. W kompleksowych wielowartościowych drzewach logicznych przyjęto następujące kodowanie wartości liczbowych badanych parametrów:

$$n = 500 \text{ [rpm]} \sim 0; n = 800 \text{ [rpm]} \sim 1; n = 1000 \text{ [rpm]} \sim 2;$$

$$n = 1500 \text{ [rpm]} \sim 3; n = 2000 \text{ [rpm]} \sim 4;$$

$$p_t = \approx 0 \text{ [MPa]} \sim 0; p_t = 5 \text{ [MPa]} \sim 1; p_t = 10 \text{ [MPa]} \sim 2; p_t = 15 \text{ [MPa]} \sim 3;$$

$$p_t = 20 \text{ [MPa]} \sim 4; p_t = 25 \text{ [MPa]} \sim 5; p_t = 28 \text{ [MPa]} \sim 6; p_t = 30 \text{ [MPa]} \sim 7;$$

$$Q_{rz} \in \langle 20, 2; 21, 1 \rangle \left[\frac{l}{\min} \right] \sim 0; Q_{rz} \in \langle 34, 1; 34, 9 \rangle \left[\frac{l}{\min} \right] \sim 1;$$

$$Q_{rz} \in \langle 43, 3; 44, 5 \rangle \left[\frac{l}{\min} \right] \sim 2; Q_{rz} \in \langle 65, 5; 67, 3 \rangle \left[\frac{l}{\min} \right] \sim 3; Q_{rz} \in \langle 87, 6; 89, 3 \rangle \left[\frac{l}{\min} \right] \sim 4;$$

$$M \in \langle 2, 0; 8, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 0; M \in \langle 36, 0; 47, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 1; M \in \langle 77, 0; 94, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 2;$$

$$M \in \langle 116, 0; 138, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 3; M \in \langle 156, 0; 182, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 4; M \in \langle 200, 0; 214, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 5;$$

$$M \in \langle 218, 0; 241, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 6; M \in \langle 236, 0; 259, 0 \rangle \text{ [Nm]} \sim 7.,$$

które zakodowano logicznymi zmiennymi decyzyjnymi w kompleksowych wielowartościowych logicznych drzewach decyzyjnych. Przyjęto wartości liczbowe zakresu zmian poszczególnych sprawności: $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,86$.

Wyznaczenie rangi ważności parametrów konstrukcyjno- eksploatacyjnych metodą logicznych drzew decyzyjnych wymaga zakodowania zmiennymi logicznymi wszystkich wartości liczbowych dla n , p , Q , M zgodnie z przynależnością do odpowiednich podprzedziałów. Dotychczasowe wartości liczbowe dla M zachowują się monotonicznie w kolejnych podprzedziałach zmienności względem podprzedziałów dla n , p , Q . Jednak kolejne podprzedziały dla M nie są rozłączne względem siebie i dlatego identyczne wartości logiczne zmiennych decyzyjnych opisują różne wartości liczbowe dla różnych podprzedziałów. W opracowaniu wprowadzono uporządkowanie monotoniczne wszystkich wartości liczbowych dla M , a następnie otrzymany zakres ogólny ich zmian podzielono na podprzedziały. Każdemu podprzedziałowi przypisano dokładnie jedną wartość logiczną zmiennej decyzyjnej, co umożliwiło modyfikację kodowania dla M bez zmian kodowania dla n , p , Q .

Dotychczasowe wyznaczania rangi ważności n , p , Q , M (obroty, ciśnienie, natężenie przepływu, moment) dla sprawności η_v , η_{hm} , η_c (objętościowa, hydrauliczno-mechaniczna, całkowita) były oparte na rozdzielnej monotoniczności wartości liczbowych kolejnych przedziałów. Oznacza to, że dla n oraz Q wartości liczbowe z dowolnego ustalonego przedziału nie były powtórzone w pozostałych przedziałach. W szczególnym przypadku zakres zmian liczbowych dla p był identyczny dla wszystkich innych podprzedziałów pozostałych parametrów n , Q , M [16].

Tabela 2 Wartości liczbowe i logiczne kompleksowych drzew decyzyjnych [14]

n [rpm]	Q _{rz} [l/min]	p _t [Mpa]	M [Nm]	η _v [%]	η _{hm} [%]	η _c [%]
0	0	0	0	94,6	0,0	0,0
		1	1	92,1	98,0	90,3
		2	2	91,3	91,8	83,8
		3	3	90,9	91,5	83,1
		4	4	90,9	90,7	82,4
		5	5	92,1	88,5	81,5
		6	6	92,5	90,9	84,1
		7	7	93,0	90,0	83,6
1	1	0	0	98,0	0,0	0,0
		1	1	97,5	92,8	90,5
		2	2	96,2	90,6	87,2
		3	3	96,0	89,9	86,3
		4	4	95,7	88,4	84,6
		5	5	97,0	87,6	85,0
		6	6	97,5	88,5	86,3
		7	7	97,8	88,5	86,5
2	2	0	0	99,9	0,0	0,0
		1	1	99,1	92,8	92,0
		2	2	98,7	86,2	85,1
		3	3	97,4	85,6	83,4
		4	4	97,4	84,2	82,1
		5	5	97,4	85,1	82,9
		6	6	97,4	84,7	82,5
		7	7	97,2	85,3	82,9
3	3	0	0	100,9	0,0	0,0
		1	1	100,0	84,0	84,0
		2	2	99,6	84,1	83,8
		3	3	99,1	84,9	84,1
		4	4	98,1	82,3	80,7
		5	5	98,4	84,2	82,9
		6	6	98,2	84,3	82,8
		7	7	98,1	83,3	81,7
4	4	0	0	100,3	0,0	0,0
		1	1	100,0	75,0	75,0
		2	2	99,3	75,2	74,6
		3	3	98,8	76,9	76,0
		4	4	98,4	77,8	76,5
		5	5	98,8	82,7	81,7
		6	6	98,7	82,2	81,2
		7	7	98,6	82,0	80,9

Z tabeli 2 widać, że jedynie 4 warianty są równocześnie prawdziwe dla $\eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$.

4.3. Znaczenie monotoniczności podprzedziałów parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych

W rozpatrywanym przykładzie wartości liczbowe M z tabeli 1 powinny być zapisane monotonicznie bezpośrednio dla pełnego przedziału zmian $M \in \langle 2, 0; 259, 0 \rangle$, co prowadzi do kodowania [16]:

$$M \in \{2; 2, 2; 6; 8\} \sim 0; M \in \{36, 0; 38, 0; 42, 0; 47, 0\} \sim 1;$$

$$M \in \{77, 0; 78, 0; 82, 0; 84, 0; 94, 0\} \sim 2;$$

$$M \in \{116, 0; 118, 0; 124, 125, 0; 138, 0\} \sim 3;$$

$$M \in \{156, 0; 160, 0; 168, 0; 172, 0; 182, 0\} \sim 4;$$

$$M \in \{200, 0; 202, 0; 208, 0; 210, 0; 214, 0\} \sim 5;$$

$$M \in \{218, 0; 224, 0; 234, 0; 235, 0\} \sim 6;$$

$$M \in \{236, 0; 240, 0; 241, 0; 249, 0; 255, 0; 259, 0\} \sim 7.$$

Taka modyfikacja powoduje, że w tabeli 2 jedynie przedostatni wiersz zmienia wartość logiczną dla M z 6 na 7, czyli obecnie dwa ostatnie wiersze dla M mają wartość logiczną 7.

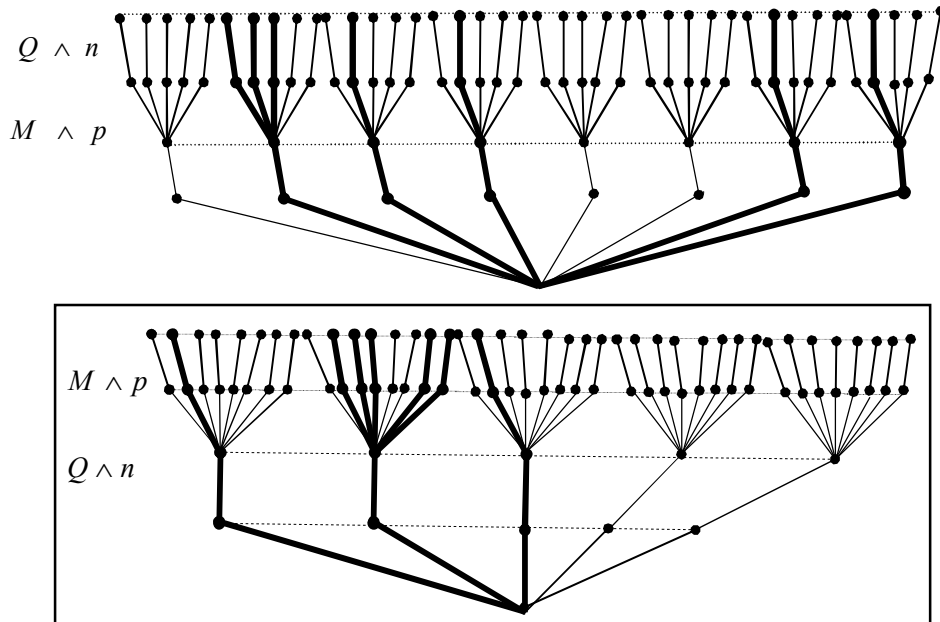
Tabela 3. Dwa ostatnie wiersze tabeli 2 po modyfikacji monotonicznej

n [rpm]	Q_{tz} [l/min]	p_i [Mpa]	M [Nm]	η_v [%]	η_{hm} [%]	η_c [%]
4	4	6	7	98,7	82,2	81,2
4	4	7	7	98,6	82,0	80,9

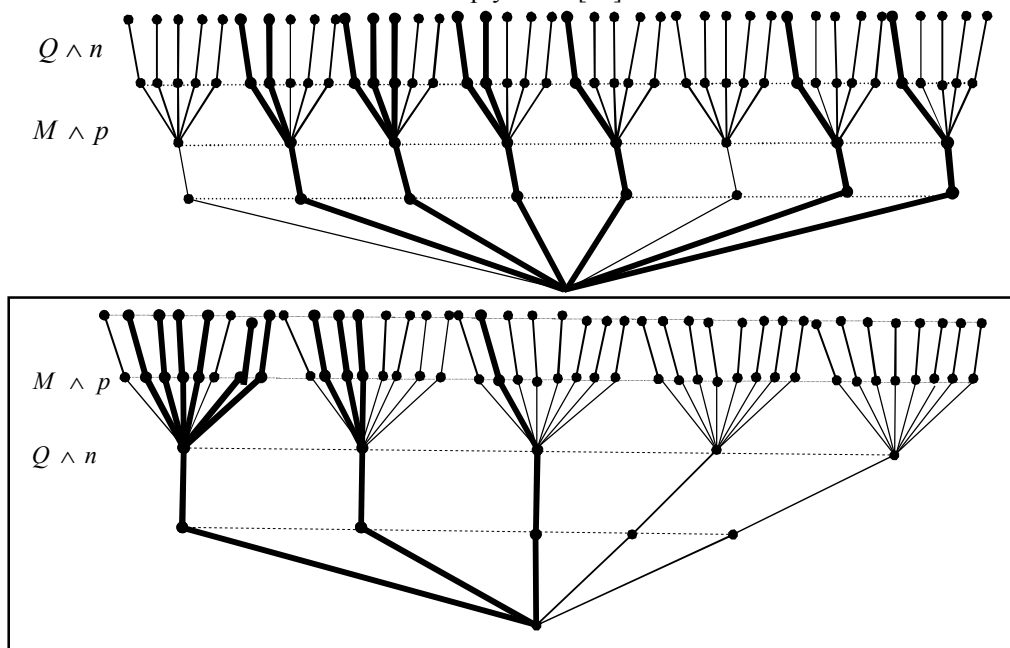
W ten sposób wszystkie pierwotne wyniki pomiarów hydraulicznych dla n, p, Q, M wraz z pierwotnym kodowaniem decyzyjnym zostały sprawdzone decyzyjnie względem nowego kodowania z uwzględnieniem monotoniczności. Otrzymano dokładność decyzyjną 97,5- procentową, gdyż na 40 podstawowych wierszy wyników pomiarów hydraulicznych tylko jeden wiersz był inny w sensie nowego kodowania.

Wprowadzona analiza dokładności potwierdza różne wnioski na temat sprawności $\eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$, które były otrzymane wcześniej bez uporządkowania monotonicznego wszystkich wartości liczbowych dla M [16].

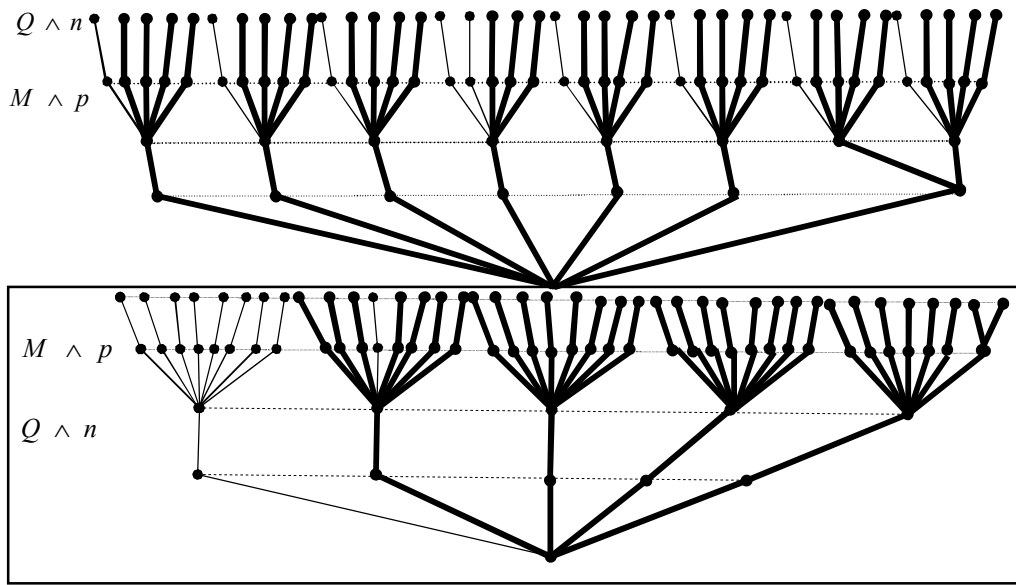
Przedstawione postępowanie widać na kompleksowych logicznych drzewach decyzyjnych η_v , dla których zamiast ścieżki logicznej $nQpM= (44\ 66)$ istnieje $(44\ 67)$, np.: rys. 5, 6.



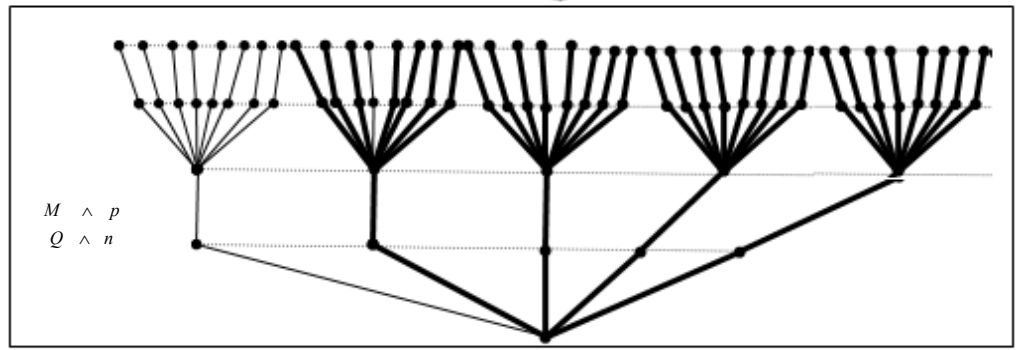
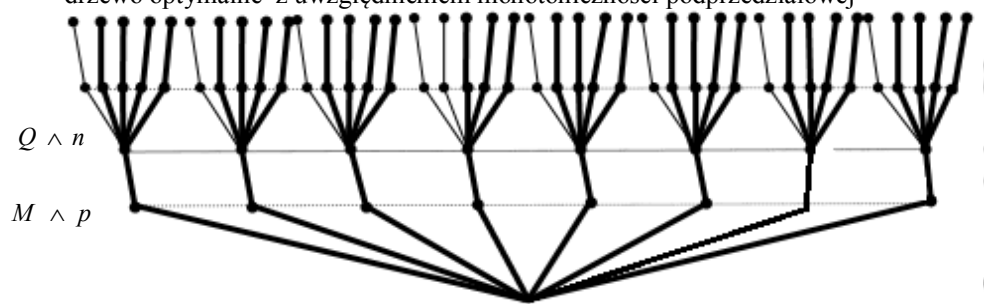
Rys. 3. Kompleksowe wielowartościowe drzewa logiczne sprawności η_c , □ - Kompleksowe drzewo optymalne [14]



Rys. 4. Kompleksowe wielowartościowe drzewa logiczne sprawności η_{lm} , □ - Kompleksowe drzewo optymalne



Rys. 5. Kompleksowe wielowartościowe drzewa logiczne sprawności η_v , □- Kompleksowe drzewo optymalne z uwzględnieniem monotoniczności podprzedziałowej



Rys. 6. Kompleksowe wielowartościowe drzewa logiczne sprawności η_v , □- Kompleksowe drzewo optymalne bez uwzględniania monotoniczności podprzedziałowej

5. Analiza porównawcza dokładności dla $\eta_v, \eta_{hm}, \eta_c$

Wyniki pomiarów hydraulicznych dla η_v, η_{hm} i η_c zawierają odchylenie od swoich przebiegów monotonicznych. Dotyczy to różnych kombinacji zmian n, p, Q, M , dla których η_v, η_{hm} i η_c są realizowalne albo nierealne ze względu na ograniczenia w zakresie zmian $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,86$. Zbiór odchyłeń przebiegów monotonicznych przedstawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Zbiór odchyłeń przebiegów monotonicznych do tabeli 2

n [rpm]	p _t [Mpa]	Q _{rz} [l/min]	M [Nm]	η_v [%]		η_{hm} [%]		η_c [%]	
				nie	tak	nie	tak	nie	tak
0	5	0	5			88,5	90,8	81,5	83,6
1	4	1	4	95,7	96,5			84,6	85,3
1	5	1	5			87,6	88,5	85,0	85,8
3	4	3	4			82,3	84,6	80,7	82,99
4	4	4	4	98,4	98,8			76,5	76,8

Nowe wartości dla η_v i η_{hm} wyznaczają jedną dodatkową realizowalną ścieżkę (0505) dla η_{hm} i jedną dodatkową realizowalną ścieżkę (1414) dla η_v . Jednak taka modyfikacja nie wpływa na η_c .

6. Wnioski

Dobór parametrów eksploatacyjnych dla danej konstrukcji pompy decyduje o jej maksymalnej sprawności. Optymalizacja sprawności pompy może przebiegać jako wielokryterialna bądź monokryterialna i wymaga obliczenia sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej. Dla tabeli 3 otrzymano realizowalne drzewa decyzyjne kolejno dla sprawności η_c (rys. 3), η_{hm} (rys. 4) oraz η_v (rys. 5). Należy zaznaczyć, że odchylenia przebiegów monotonicznych nie mają większego znaczenia na rangę ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, ale wymaga to oczywiście sprawdzenia kompleksowego na drzewach decyzyjnych.

Projektowanie elementu albo układu można przeprowadzić według dowolnej kolejności zmian dla parametrów, ale tylko drzewa logiczne z minimalną liczbą gałęzi prawdziwych, bez gałęzi izolowanych po redukcji dopuszczalnych pełnych wiązek z góry na dół, opisują prawdziwą rangę ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych od najważniejszego na dole do najmniej ważnego na górze. Należy dodać, że można dokonywać rozłącznej minimalizacji zmiennych logicznych jako parametrów konstrukcyjnych. W opisanej zmianie dla M jedynie dla sprawności η_v nastąpiła zmiana ścieżki, co wynika z kryterium $\eta_v \geq 0,96$. Dalsze badania optymalizacyjne pompy zębatej z podciętą stopą zęba powinny być skoncentrowane na algorytmicznej integracji logicznych drzew decyzyjnych z multiplikatywnymi modelami regresji wielokrotnej oraz na zastosowaniu grafów zależności

Dla porównania między sobą poszczególnych parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych pompy zębatej, ich wpływu na ostateczne wartości sprawności całkowitych, a także odkrycia dodatkowych zależności interakcyjnych pomiędzy nimi, w przyszłości należałoby także uwzględnić standaryzacje danych wejściowych.

Literatura:

1. Deptuła A.: Determination of game-tree structures complexity level in discrete optimization of machine systems, International Masaryk Conference for Ph. D. students and young researches. December 12-16, 2011. Hradec Kralove, Czech Republic.
2. Deptuła A.: Coefficient of the structure complexity for multi-valued decision logic trees XLI Konf. Zast. Mat., Zakopane 2012, Inst. Mat. PAN, Warszawa 2012.
3. Deptuła A., Partyka M.A.: Application of game graphs in optimization of dynamic system structures. International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2010, vol.15, No.3, pp. 647-656.
4. Deptuła A., Partyka M. A.: Separate logical analysis of design guidelines with taking into consideration uncertainty in the machine systems modelling. Journal of Transdisciplinary Systems Science, 2012, vol.16, No.1, pp. 161-173, ISSN 1427-275X.
5. Deptuła A., Partyka M. A.: Separate logical analysis of design guidelines in the machine systems modelling, International Journal of Applied Mechanics and Engineering, 2012, vol.17, No.3, pp. 779-790, ISSN 1425-1655.
6. Francis J., Betts P. L.: Modelling Incompressible Flow in a Pressure Relief Valve. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, Vol. 211, No. 2/1997, 83-93
7. Huang J.K., Chang R.W., Lian Ch. W.: An Optimization Approach to the Displacement Volumes for External Spur Gear Pumps, Materials Science Forum Vol. 594 (2008).
8. Jain T.K., Kushwaha D.S., Misra A.K.: Optimization of the Quine-McCluskey Method for the Minimization of the Boolean Expressions. International Conference on Autonomic and Autonomous Systems, (ICAS), 2008.
9. Kollek W., Osiński P.: Modelling and design of gear pumps. Wydawnictwo PWr, Wrocław 2009.
10. Kollek W.: Gear pumps, their construction and exploitation. Wyd. Ossolineum, Wrocław 1996.
11. McCluskey E.J.: Minimization of Boolean functions, Bell System Tech. Journal, vol.35, No.5, pp. 1417-1444, 1956.
12. Osiński P.: Impact of the tooth root undercutting on hydraulic and acoustic properties of gear pump; Raport PRE nr 14/2005; Politechnika Wrocławska. Wrocław 2005.
13. Partyka M. A., The Quine- Mc Cluskey minimization algorithm of individual multiple- valued partial functions for digital control systems, 3rd Inter. Confer. Syst. Engin., Wright State University, Dayton 1984.
14. Deptuła A., Partyka M.A.: Discrete optimization of a gear pump after tooth undercutting by means of complex multi-valued logic trees. XVI Konferencja Innowacje w Zarządzaniu i Inżynierii Produkcji, Zakopane 2013, ;Pol. Towarz. Zarz. Prod. PTZP 2013

15. Osiński P., Deptuła A., Partyka M.A.: Discrete optimization of a gear pump after tooth root undercutting by means of multi-valued logic trees, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Volume 13, Issue 4, December 2013, Pages 422-431.
16. Deptuła A., Partyka M. A.: Analiza dokładności w procesie wyznaczania rangi ważności parametrów konstrukcyjno- eksploatacyjnych pompy zębatej z podciętym zębem, konferencja naukowo-techniczna "Maszyny i pojazdy dla budownictwa i górnictwa skalnego" , Wrocław 29-30.09.2014

Prof. dr hab. Marian A. PARTYKA
dr inż. Adam DEPTUŁA
Wydział Inżynierii Produkcji i Logistyki
Instytut Innowacyjności Procesów i Produktów
Katedra Inżynierii Wiedzy
Politechnika Opolska
45-370 Opole, ul. Ozimska 75
tel.:(77) 449 8733
e-mail: a.deptula@po.opole.pl