

Decyzyjna optymalizacja pompy zębatej z podciętą stopą zęba za pomocą nakładkowych drzew logicznych

Marian A. Partyka, Maria Natowska

1. Wstęp

Coraz częściej stosowane są układy hydrauliczne ze względu na zdolność przenoszenia dużej mocy przy stosunkowo wysokiej sprawności. Jednym z głównych elementów każdego układu są generatory energii strumienia cieczy. W przemyśle najczęściej stosowane są pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Udział ich jest szacowany na około 50%. Powszechne ich zastosowanie wynika ze zwartej i prostej konstrukcji, niedużych gabarytów w porównaniu do innych jednostek pompujących, dużego współczynnika sprawności, dużej odporności na zanieczyszczenia czynnika roboczego, niezawodności działania oraz niskiego kosztu produkcji. Oprócz tego jednostki zębate mogą pracować z dużymi prędkościami obrotowymi i pod tym względem przeważają nad innymi rodzajami pomp wyporowych. Wymienione wyżej zalety, a także sprawność całkowita dochodząca do 90% oraz wysokie ciśnienia robocze, dochodzące do 30 MPa, mają wpływ na rozległe zastosowania w układach napędowych, sterowniczych lub smarowniczych urządzeń i maszyn. Aby uniknąć złożoności obliczeniowej typu wykładniczego w skomplikowanych sytuacjach procesu projektowania, ważne jest odpowiednie oprogramowanie przedstawionych metod projektowania za pomocą grafów i drzew rozgrywających parametrycznie oraz zapisanie algorytmiczne. Prawidłowa praca układu będzie zależała od cech i własności dynamicznych układu lub elementu, od zmian wartości parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych [1–3].

2. Badania hydrauliczne pompy zębatej z podciętą stopą zęba

Chcąc zoptymalizować pompę zębatą, należy obliczyć sprawności: hydrauliczno-mechaniczną (η_{hm}), objętościową (η_v) oraz całkowitą (η_c). Ze względu na występujący konflikt modelowy często sprawność całkowitą oblicza się bezpośrednio przy jednoczesnym założeniu spełnienia dopuszczalnego poziomu pozostałych sprawności.

Sprawność całkowita pompy definiowana jest stosunkiem mocy wyjściowej (N_{wy}) do mocy włożonej (N_{we}) lub jako [3–7]:

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

Sprawność objętościową pompy zębatej (η_v) określa stosunek wydajności rzeczywistej Q_{rz} do wydajności teoretycznej Q_t :

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} \quad (2)$$

Streszczenie: Optymalizacja pompy zębatej z podciętą stopą zęba wymaga obliczenia sprawności objętościowej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej. Ze względu na konflikt modelowy często oblicza się bezpośrednio sprawność całkowitą przy założeniu spełnienia dopuszczalnego poziomu pozostałych sprawności. Nakładkowe drzewa logiczne są dodatkową niezależną metodą.

DECISION OPTIMIZATION OF A GEAR PUMP AFTER TOOTH ROOT UNDERCUTTING BY MEANS OF MULTI-DIMENSIONAL LOGIC TREES

Abstract: Optimization of the gear pump after tooth root undercutting requires calculations of volumetric, mechanical and total efficiencies. Because of the model conflict, total efficiency is often calculated on the assumption that the other efficiencies are acceptable. Multiple – dimensional logical trees are the additional independent method.

Na całkowite straty objętościowe w pompie mają wpływ następujące parametry: ścisłość cieczy, odkształcenia elementów pompy, przecieki wewnętrzne, proporcjonalne do lepkości i gęstości cieczy oraz niecałkowite wypełnienie komór roboczych w okresie ssania. Mając na względzie wszystkie współczynniki oraz zależności między nimi, otrzymuje się wzór na sprawność objętościową:

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

gdzie:

c_μ – współczynnik (zależy od wymiarów szczelin i rodzaju oraz wydajności właściwej pompy);

p – ciśnienie robocze; q – wydajność właściwa;

ρ – gęstość cieczy; n – prędkość obrotowa;

μ – lepkość dynamiczna cieczy;

c_r – współczynnik (zależny od rodzaju i wymiarów szczelin w pompie oraz od rodzaju i wydajności właściwej pompy).

Sprawność hydrauliczno-mechaniczna pompy (η_{hm}) definiowana jest stosunkiem momentu teoretycznego M_t do sumy momentu teoretycznego M_t i momentu strat hydrauliczno-mechanicznych ΔM :

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{\Delta M + M_t} \quad (4)$$

Ostatecznie otrzymuje się wzór:

$$\eta_{hm} = \frac{1}{1 + c_v \cdot 2\pi \frac{\mu \cdot n}{p} + c_p \frac{\rho \cdot n^2}{2p} \sqrt[3]{q^2} + c_p} \quad (5)$$

gdzie:

- c_p – współczynnik (zależy od rodzaju pompy, od jej gabarytów i sił, jakie obciążają łożyskowanie pompy);
- c_p – współczynnik (zasadniczo związany z wydajnością właściwą pompy, a także z wymiarami i położeniem powierzchni, które służą do zamiany energii mechanicznej na energię kinetyczną cieczy roboczej);
- c_v – współczynnik (zależy od rodzaju pompy);
- p_t – ciśnienie tłoczone;
- ... – pozostałe parametry jak dla sprawności objętościowej.

Ostatecznie, korzystając ze wzorów (1), (3) i (5), otrzymuje się równanie opisujące sprawność całkowitą:

$$\eta_c = \frac{1 - c_\mu \frac{p}{2\pi \mu n} - c_r \frac{1}{n} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \sqrt[3]{q^{-1}}}{1 + c_v \cdot 2\pi \frac{\mu \cdot n}{p} + c_p \frac{\rho \cdot n^2}{2p} \sqrt[3]{q^2} + c_p} \quad (6)$$

W opracowaniu za funkcje uznano (η_v), (η_{hm}) i (η_c), natomiast za zmienne decyzyjne przyjęto parametry: M , n , p_t , Q_{rz} . Przedstawione postępowanie ma sens z punktu widzenia zastosowania pompy zębatej z podciętym zębem w różnych układach, wykazania dokładności obliczeń matematycznych i poprawności, a także wyznaczenia rozbieżności obliczeniowych, wynikających z różnych algorytmów stosowanych w projektowaniu pompy zębatej:

- wyznaczenie maksymalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej przy założeniu dopuszczalnej sprawności objętościowej;
- wyznaczenie maksymalnej sprawności objętościowej przy założeniu dopuszczalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej;
- wyznaczenie maksymalnej sprawności całkowitej [3–7].

Możliwe jest podanie bardziej szczegółowych opisów analizowanych parametrów, przy uwzględnieniu umownego parametru wyrażonego wzorem [6, 7]:

$$k = \frac{n \cdot \mu}{p} \quad (7)$$

Takie podejście wymaga ciągłego uwzględniania konfliktu kryterialnego sprawności hydrauliczno-mechanicznej (η_{hm}) oraz sprawności objętościowej (η_v).

3. Optymalizacja dyskretna pompy zębatej z podciętą stopą zęba

W optymalizacji pompy zębatej obliczono sprawności: hydrauliczno-mechaniczną, objętościową oraz całkowitą [4]. Zoptymalizowanie sprawności pompy może przebiegać jako

metoda monokryterialna bądź wielokryterialna. Zakładając, że funkcją celu jest sprawność całkowita pompy, a poszukiwanymi parametrami są wartości parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych, optymalizację można przeprowadzić oddzielnie przy zmiennych parametrach konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, szukając maksymalnej wartości sprawności [3, 5]. Sprawność maksymalna pompy o danej konstrukcji uzyskiwana jest poprzez dobór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

4. Logiczne drzewa decyzyjne

Logiczne struktury drzewiaste w ujęciu decyzyjnym zawierają na każdym poziomie drzewa logiczną zmienną decyzyjną, przypisaną do danego parametru konstrukcyjnego i/lub eksploatacyjnego. Zmiany wartości arytmetycznych parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych są kodowane na gałązkach wartościami logicznymi kolejno od lewej do prawej strony dla poszczególnych zmiennych i przyjmują następujące wartości $p_t = 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, M = 0, 1, 2, 3$ oraz dla Q_{rz} , $n = 0, 1, 2, 3, 4$ w każdej wiązce decyzyjnej. Projektowanie układu albo elementu można przeprowadzać według dowolnej kombinacji zmian dla parametrów, ale tylko drzewa decyzyjne z minimalną liczbą gałązek prawdziwych (oznaczone kolorem), bez gałązek izolowanych po uproszczeniu graficznym pełnych wiązek z góry na dół, opisują prawdziwą rangę ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych od najważniejszego na dole/korzeniu do najmniej ważnego na górze/wierzchołku drzewa [8]. Obowiązuje zasada, że na każdym poziomie/piętrze drzewa może występować tylko jedna zmienna decyzyjna [8, 9].

Do analizy badanych parametrów wybrano wartości arytmetyczne, które następnie zakodowano logicznymi zmiennymi decyzyjnymi dla potrzeb logicznych drzew decyzyjnych w optymalizacji dyskretniej pompy zębatej z podciętą stopą zęba [4]:

$$n = 500 \text{ [rpm]} \sim 0; n = 800 \text{ [rpm]} \sim 1; \\ n = 1000 \text{ [rpm]} \sim 2; n = 1500 \text{ [rpm]} \sim 3; \\ n = 2000 \text{ [rpm]} \sim 4;$$

$$p_t = 0 \text{ [MPa]} \sim 0; p_t = 5 \text{ [MPa]} \sim 1; \\ p_t = 10 \text{ [MPa]} \sim 2; p_t = 15 \text{ [MPa]} \sim 3; \\ p_t = 20 \text{ [MPa]} \sim 4; p_t = 25 \text{ [MPa]} \sim 5; \\ p_t = 28 \text{ [MPa]} \sim 6; p_t = 30 \text{ [MPa]} \sim 7;$$

$$Q_{rz} \in \langle 20,2; 21,1 \rangle \left[\frac{l}{\text{min}} \right] \sim 0; Q_{rz} \in \langle 34,2; 34,9 \rangle \left[\frac{l}{\text{min}} \right] \sim 1; \\ Q_{rz} \in \langle 43,3; 44,5 \rangle \left[\frac{l}{\text{min}} \right] \sim 2; Q_{rz} \in \langle 65,5; 67,3 \rangle \left[\frac{l}{\text{min}} \right] \sim 3; \\ Q_{rz} \in \langle 87,6; 89,3 \rangle \left[\frac{l}{\text{min}} \right] \sim 4;$$

$$M \in \langle 2,0; 47,0 \rangle [\text{Nm}] \sim 0; M \in \langle 77,0; 125,0 \rangle [\text{Nm}] \sim 1; \\ M \in \langle 138,0; 182,0 \rangle [\text{Nm}] \sim 2; M \in \langle 200,0; 259,0 \rangle [\text{Nm}] \sim 3.$$

W kolejnym kroku uwzględniono zakodowanie logicznymi zmiennymi decyzyjnymi w kompleksowych wielowartościowych logicznych drzewach decyzyjnych. Przyjęto wartości liczbowe zakresu zmian poszczególnych sprawności: $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,86$ (tabela 1) [4].

Wartości arytmetyczne i logiczne parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych będą identyczne także dla nowych wartości liczbowych zakresu zmian poszczególnych sprawności:

Tabela 1. Wartości arytmetyczne i logiczne parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych dla dawnych (*)[4] i nowych (**) wartości sprawności η_v , η_{hm} i η_c

n		p_t		Q_{rz}		M		N_h [kW]	N_m [kW]	η_v [%]	η_{hm} [%]	η_c [%]
dane		dane		dane		dane						
arytm. [rpm]	log.	arytm. [MPa]	log.	arytm. [l/min]	log.	arytm. [Nm]	log.					
500	0	≈0	0	21.1	0	2.0	0	0.00	0.10	94.6	0.0	0.0
	0	5	1	20.5	0	36.0	0	1.70	1.88	92.1	**98.0*	**90.3*
	0	10	2	20.3	0	77.0	1	3.38	4.03	91.3	**91.8*	**83.8
	0	15	3	20.2	0	116.0	1	5.05	6.07	90.9	**91.5*	**83.1
	0	20	4	20.2	0	156.0	2	6.73	8.17	90.9	**90.7*	**82.4
	0	25	5	20.5	0	200.0	3	8.53	10.47	92.1	**88.5	81.5
	0	28	6	20.6	0	218.0	3	9.60	11.41	92.5	**90.9*	**84.1
	0	30	7	20.7	0	236.0	3	10.34	12.36	93.0	**90.0*	**83.6
800	1	≈0	0	34.9	1	2.0	0	0.00	0.17	**98.0*	0.0	0.0
	1	5	1	34.7	1	38.0	0	2.88	3.18	**97.5*	**92.8*	**90.5*
	1	10	2	34.3	1	78.0	1	5.70	6.53	**96.2*	**90.6*	**87.2*
	1	15	3	34.2	1	118.0	1	8.53	9.89	**96.0*	**89.9*	**86.3*
	1	20	4	34.1	1	160.0	2	11.34	13.40	95.7	**88.4	**84.6
	1	25	5	34.5	1	202.0	3	14.38	16.92	**97.0*	**87.6	**85.0
	1	28	6	34.7	1	224.0	3	16.19	18.77	**97.5*	**88.5	**86.3*
	1	30	7	34.8	1	240.0	3	17.39	20.11	**97.8*	**88.5	**86.5*
1000	2	≈0	0	44.5	2	2.2	0	0.00	0.23	**99.9*	0.0	0.0
	2	5	1	44.1	2	38.0	0	3.66	3.98	**99.1*	**92.8*	**92.0*
	2	10	2	43.9	2	82.0	1	7.30	8.59	**98.7*	**86.2	**85.1
	2	15	3	43.4	2	124.0	1	10.83	12.99	**97.4*	**85.6	**83.4
	2	20	4	43.4	2	168.0	2	14.44	17.59	**97.4*	84.2	**82.1
	2	25	5	43.4	2	208.0	3	18.05	21.78	**97.4*	**85.1	**82.9
	2	28	6	43.4	2	234.0	3	20.22	24.50	**97.4*	84.7	**82.5
	2	30	7	43.3	2	249.0	3	21.62	26.08	**97.2*	**85.3	**82.9
1500	3	≈0	0	67.3	3	6.0	0	0.00	0.94	**100.9* ¹	0.0	0.0
	3	5	1	66.8	3	42.0	0	5.54	6.60	**100.0* ¹	84.0	**84.0
	3	10	2	66.5	3	84.0	1	11.06	13.19	**99.6*	84.1	**83.8
	3	15	3	66.1	3	125.0	1	16.51	19.63	**99.1*	84.9	**84.1
	3	20	4	65.5	3	172.0	2	21.80	27.02	**98.1*	82.3	80.7
	3	25	5	65.7	3	210.0	3	27.34	32.99	**98.4*	84.2	**82.9
	3	28	6	65.6	3	235.0	3	30.58	36.91	**98.2*	84.3	**82.8
	3	30	7	65.5	3	255.0	3	32.72	40.06	**98.1*	83.3	81.7
2000	4	≈0	0	89.3	4	8.0	0	0.00	1.68	**100.3* ¹	0.0	0.0
	4	5	1	89.0	4	47.0	0	7.39	9.84	**100.0* ¹	75.0	75.0
	4	10	2	88.3	4	94.0	1	14.69	19.69	**99.3*	75.2	74.6
	4	15	3	88.0	4	138.0	1	21.96	28.90	**98.8*	76.9	76.0
	4	20	4	87.6	4	182.0	2	29.17	38.12	**98.4*	77.8	76.5
	4	25	5	88.0	4	214.0	3	36.62	44.82	**98.8*	82.7	81.7
	4	28	6	87.9	4	241.0	3	40.98	50.47	**98.7*	82.2	81.2
	4	30	7	87.8	4	259.0	3	43.86	54.24	**98.6*	82.0	80.9

1. Wynika to z błędów przy zaokrągleniu

η_v bez zmian; $\eta_{hm} \geq 0,85$; $\eta_c \geq 0,82$ (**). Dlatego poprzednie wartości liczbowe zakresu zmian poszczególnych sprawności: $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,86$ oznaczono (*). W ten sposób w tabeli 1 można odróżnić bezpośrednio wierszowo prawdziwe (realizowalne) sprawności η_v i η_{hm} (równocześnie) oraz sprawność η_c . Ponadto widać w tabeli 1, że jeśli istnieją mniej rygorystyczne wymagania co do wartości sprawności, to większa liczba wierszy jest realizowalna. Wynika to także z faktu, że sprawność całkowita η_c jest zawsze iloczynem sprawności η_{hm} i η_v .

W celu uzyskania dokładnych wyników zostało rozrysowanych $4! = 24$ drzew decyzyjnych dla każdej badanej sprawności, przedstawiających wszystkie możliwe kombinacje zamiany zmiennych decyzyjnych na czterech piętrach. Następnie wybrany został układ optymalny, czyli drzewo z najmniejszą liczbą gałązek prawdziwych.

W ogólnej tabeli zostały przedstawione wszystkie zakodowane wartości arytmetyczne i logiczne dla M , n , p_t , Q_{rz} (tabela 1), a z nich wybrano i odpowiednio pogrupowano wartości dla poszczególnych sprawności: η_v , η_{hm} i η_c , podobnie jak w [2–5].

W efekcie końcowym kodowanie pozwoliło na naniesienie wartości zmiennych na wielowartościowe logiczne struktury drzewiaste, a następnie na otrzymanie odpowiednich konkluzji, podobnie jak w [8, 9].

Na podstawie danych z tabeli 1 sporządzono wynikowe drzewa logiczne (rysunki 1–3) dla wartości sprawności: η_v , η_{hm} i η_c [10, 11].

Można dowieść, że zarówno dla sprawności objętościowej, sprawności hydrauliczno-mechanicznej, jak i sprawności całkowitej najlepszym układem w sensie minimum liczby gałązek prawdziwych jest układ pięter od korzenia $nQ_{rz}Mp_t$ oraz $Q_{rz}nMp_t$, gdzie $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,86$.

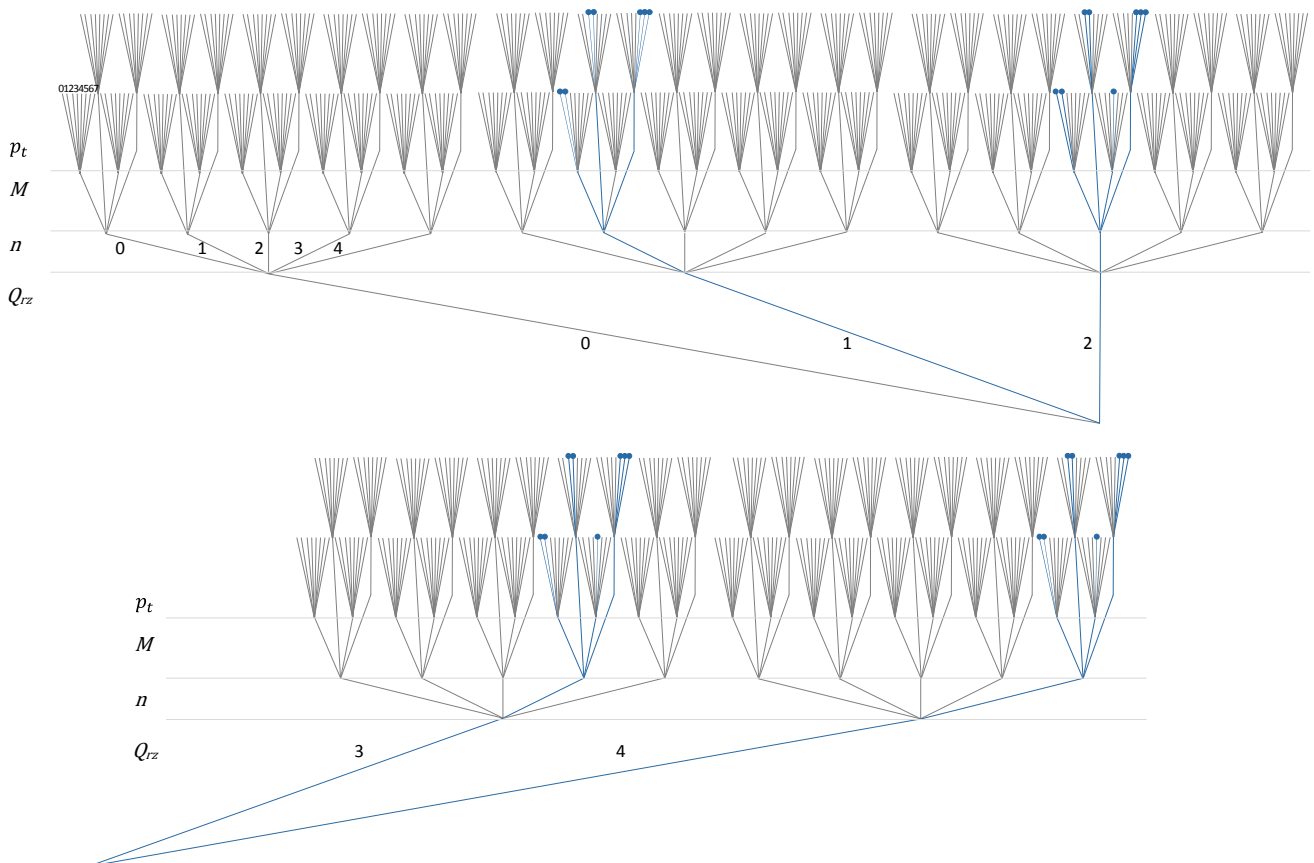
5. Nakładkowe drzewa decyzyjne

Wyszukanie maksymalnej sprawności objętościowej η_v przy spełnieniu dopuszczalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} albo maksymalnej sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} przy spełnieniu dopuszczalnej sprawności objętościowej η_v , dotyczy tej samej pompy zębatej z podciętą stopą zęba. Dlatego też zamiast dodatkowego niezależnego liczenia sprawności całkowitej η_c sporządzić można wielowartościowe nakładkowe drzewa logiczne dla η_v , η_{hm} o układzie pięter identycznym do najlepszych oddzielnie dla η_v , η_{hm} (rys 4), podobnie jak w [8, 11].

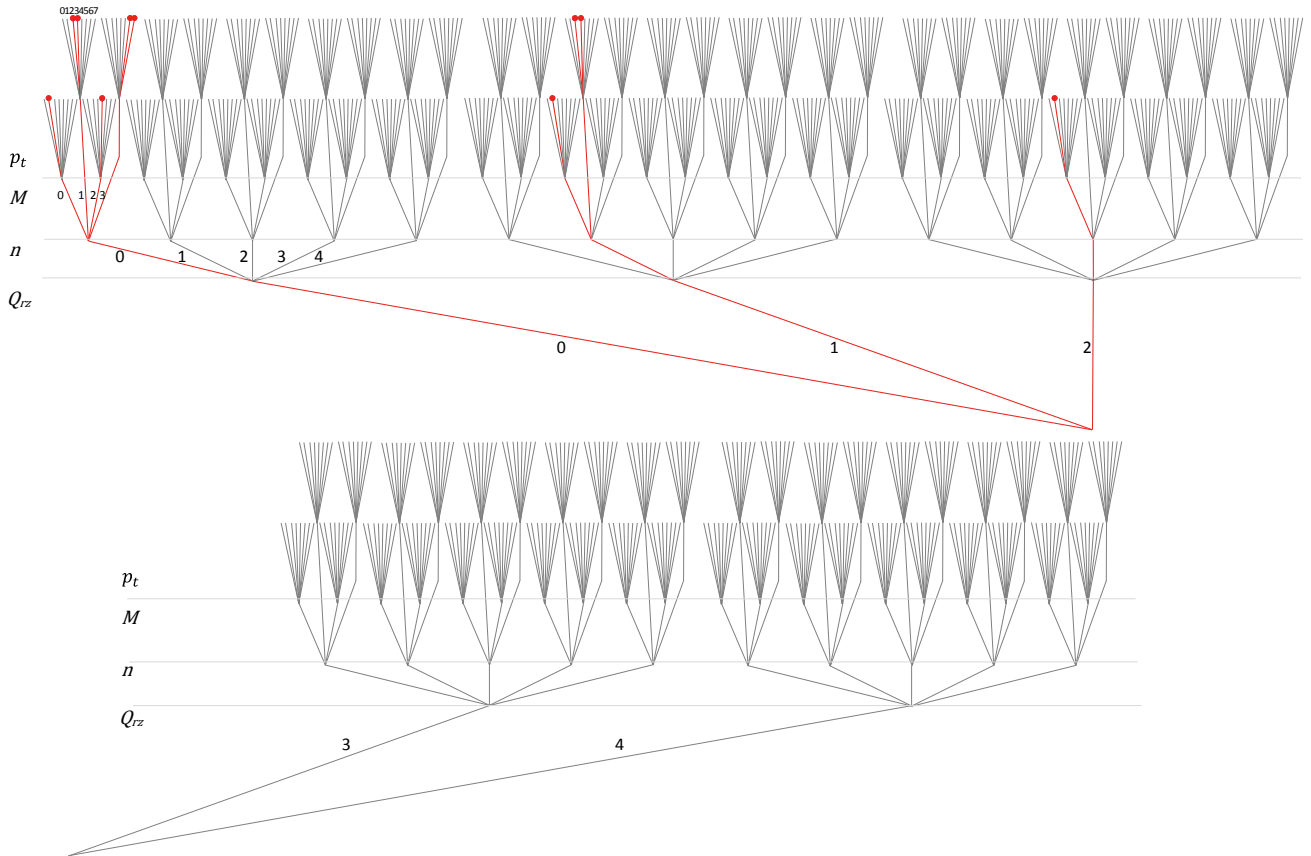
W opracowaniu przedstawiono drzewa logiczne dla η_c oraz równocześnie dla η_v i η_{hm} (nakładkowe).

Na rysunku 4 znaleźć można jednakowe ścieżki decyzyjne dla η_v , η_{hm} (jednocześnie) i porównać z η_c (rysunek 3), celem ostatecznego optymalnego wyboru konstrukcyjnego według tabeli 1 i w odpowiednim układzie pięter $nQ_{rz}Mp_t$ oraz $Q_{rz}nMp_t$.

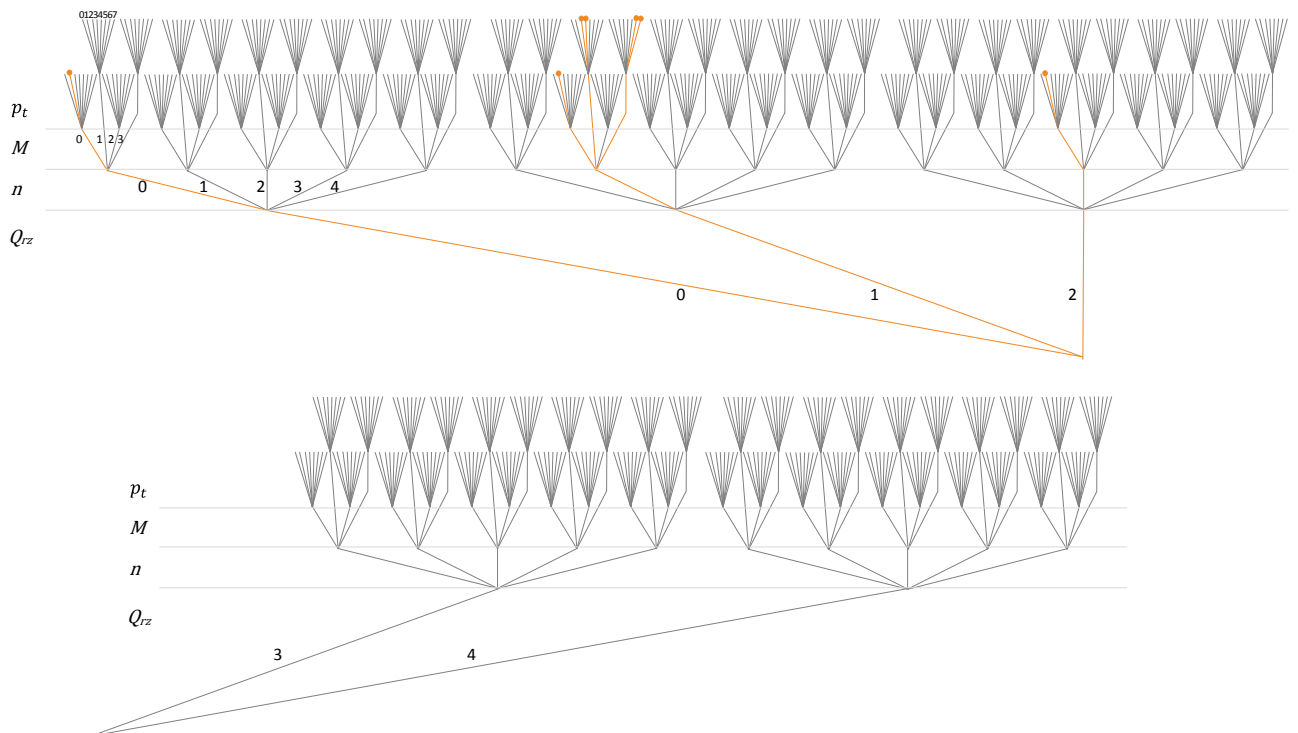
Na rysunku 5 przedstawiono logiczne drzewa decyzyjne dla nowych wartości liczbowych zakresu zmian: η_v bez zmian; $\eta_{hm} \geq 0,85$; $\eta_c \geq 0,82$ (**). Ponieważ w tej sytuacji występuje



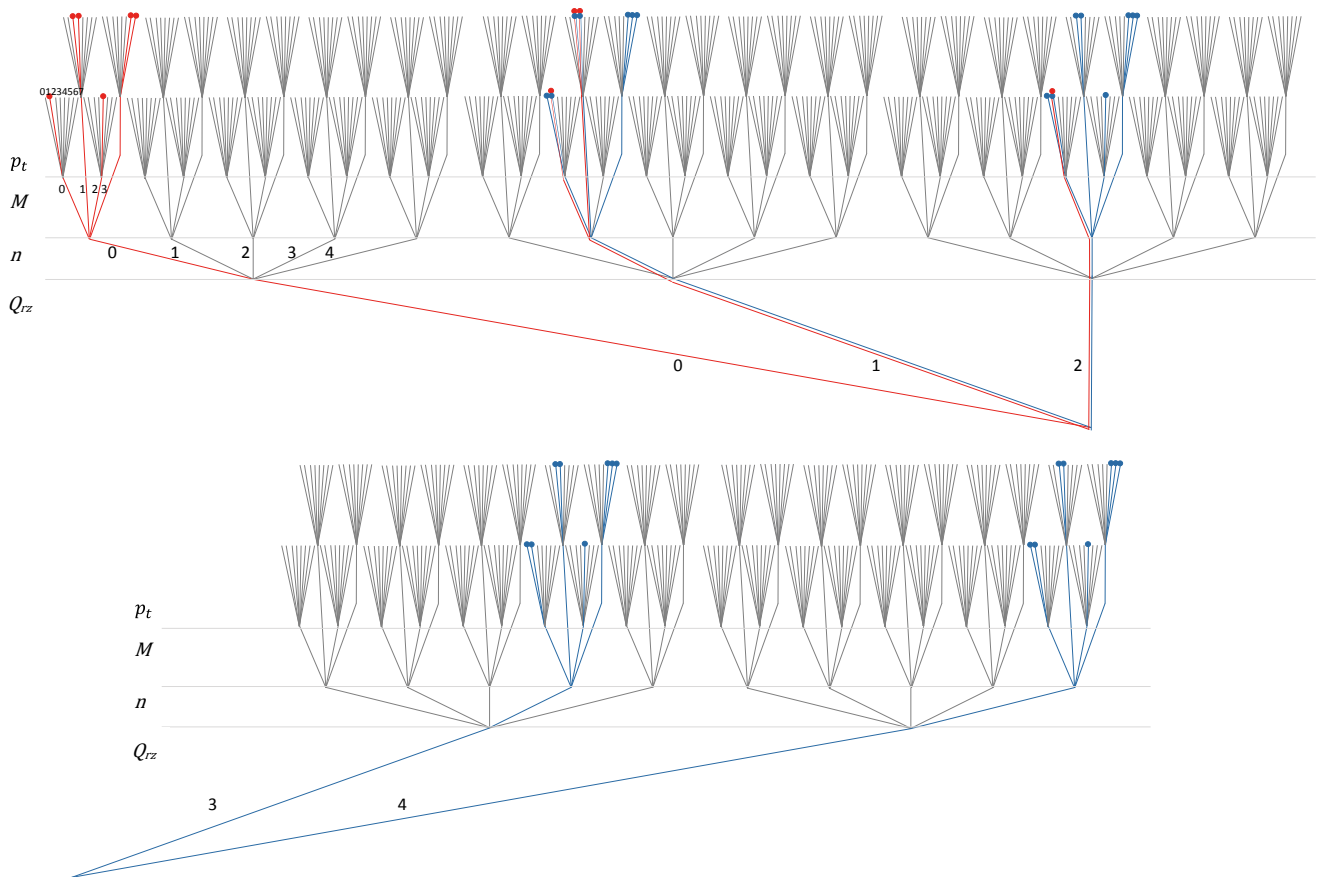
Rys. 1. Sprawność objętościowa • η_v (*)



Rys. 2. Sprawność hydrauliczno-mechaniczna • η_{hm} (%)



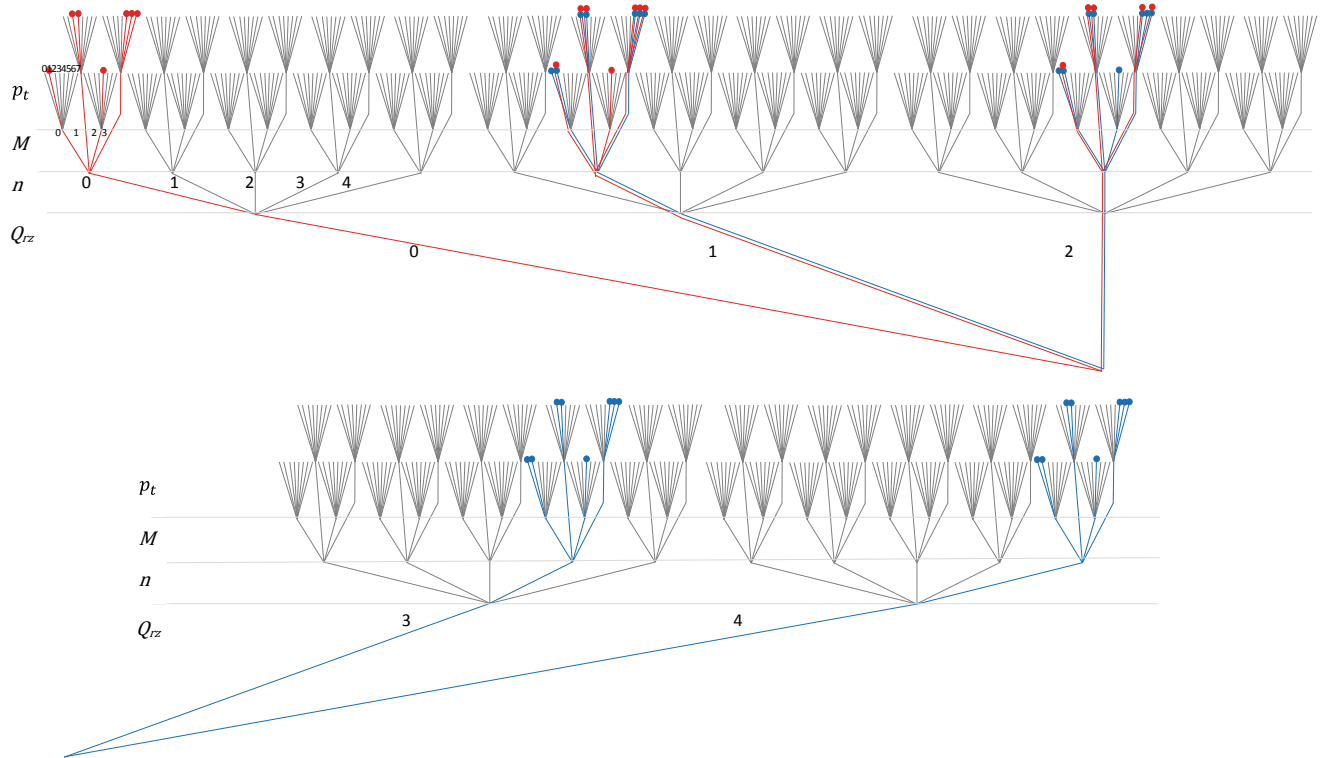
Rys. 3. Sprawność całkowita • η_c (%)



Rys. 4. Sprawność objętościowa • η_v i hydrauliczno-mechaniczna • η_{hm} (*).

więcej ścieżek prawdziwych (realizowalnych), to tym bardziej odgrywa rolę kryterium kompromisu w nakładkowych drzewach logicznych. Dlatego należy określić szczegółowe kryteria decyzyjne związane z optymalnymi decyzyjnymi drzewami logicznymi dla kryterium kompromisu. Wynika to także z faktu,

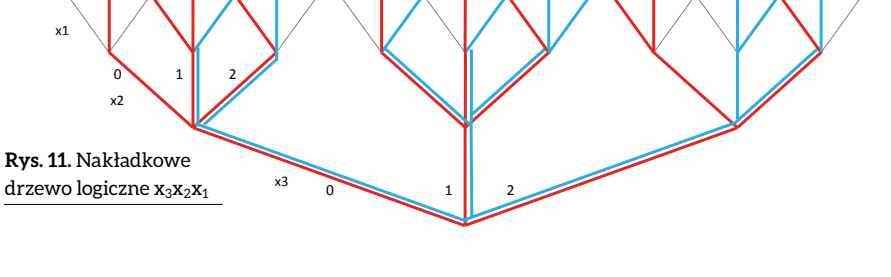
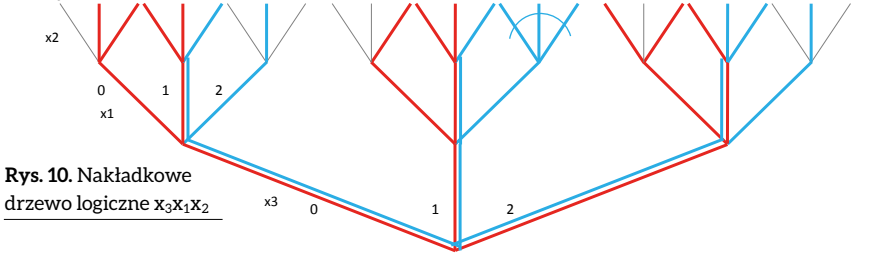
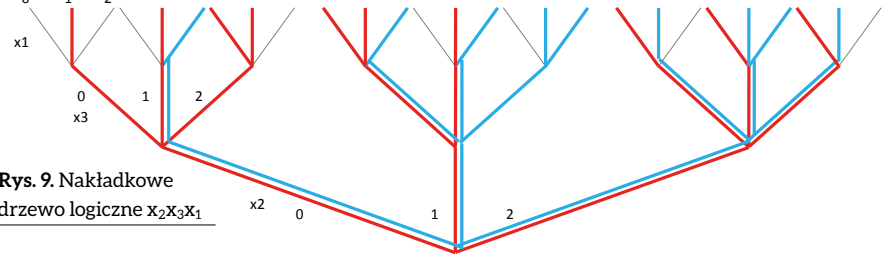
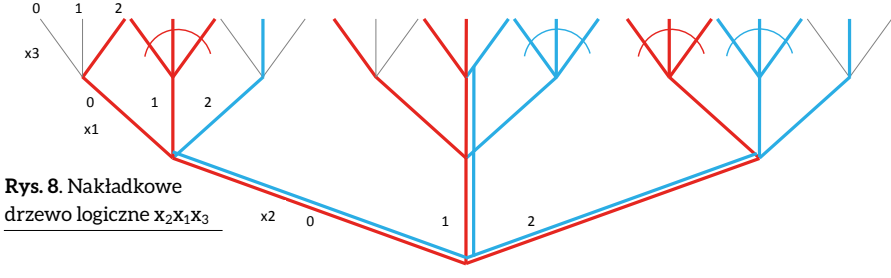
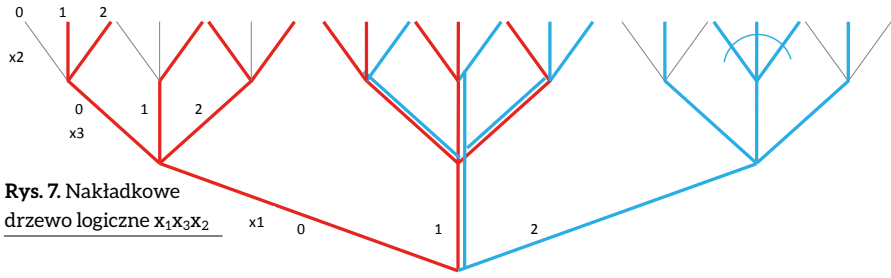
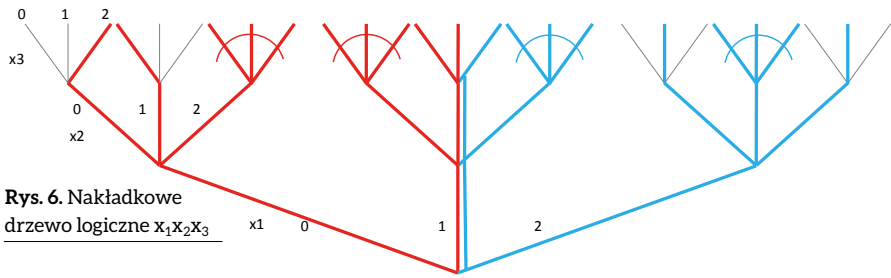
że w nakładkowych drzewach logicznych często występują ścieżki nakładkowe od korzenia na dole, ale nie dosłownie do wierzchołków na szczycie. W takiej sytuacji dodatkowo należy określić kryteria rangowania parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych w warunkach kompromisu.



Rys. 5. Nakładkowe drzewo logiczne dla sprawności objętościowej • η_{lv} i hydrauliczno-mechanicznej • η_{Jm} dla nowych wartości liczbowych (**)

Tabela 2. Kombinacje prawdziwe (realizowalne) dla ustalonych dwóch kryteriów

Kryterium I																	
X_1	X_2	X_3	X_1	X_3	X_2	X_2	X_1	X_3	X_2	X_3	X_1	X_3	X_1	X_2	X_3	X_2	X_1
0	0	2	0	2	0	0	0	2	0	2	0	0	0	1	0	1	0
0	1	0	0	0	1	0	1	0	0	0	1	0	0	2	0	2	0
0	2	0	0	0	2	0	1	1	0	1	1	0	1	0	0	0	1
0	2	1	0	1	2	0	1	2	0	2	1	0	1	1	0	1	1
0	2	2	0	2	2	1	0	0	1	0	0	1	0	2	1	2	0
1	0	0	1	0	0	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1
1	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	0	2	1	2	0	2	0	0	2	0	0	2	0	0	2	0	0
1	1	0	1	0	1	2	0	1	2	1	0	2	0	2	2	2	0
1	1	1	1	1	1	2	0	2	2	2	0	2	1	0	2	0	1
Kryterium II																	
X_1	X_2	X_3	X_1	X_3	X_2	X_2	X_1	X_3	X_2	X_3	X_1	X_3	X_1	X_2	X_3	X_2	X_1
1	1	2	1	2	1	0	2	1	0	1	2	0	1	2	0	2	1
1	2	0	1	0	2	1	1	2	1	2	1	0	2	1	0	1	2
1	2	1	1	1	2	1	2	0	1	0	2	2	2	1	2	1	2
1	2	2	1	2	2	1	2	1	1	1	2	1	1	2	1	2	1
2	0	1	2	1	0	1	2	2	1	2	2	1	2	0	1	0	2
2	1	0	2	0	1	2	1	0	2	0	1	1	2	1	1	1	2
2	1	1	2	1	1	2	1	1	2	1	1	1	2	2	1	2	2
2	1	2	2	2	1	2	1	2	2	2	1	2	1	1	2	1	1
2	2	1	2	1	2	2	2	1	2	1	2	2	1	2	2	2	1
1	1	2	1	2	1	0	2	1	0	1	2	0	1	2	0	2	1



reklama

reklama

6. Przykłady wyznaczania i redukcji decyzyjnej nakładkowych drzew logicznych

Niech będą dane dwa kryteria z trzema identycznymi atrybutami (tabela 2), które posiadają ustalone kombinacje prawdziwe (realizowalne) dla wszystkich permutacji piętrowych decyzyjnych drzew logicznych (rys. 6–11). Każde kryterium oddzielnie posiada optymalne drzewo logiczne dla hierarchii piętrowej $x_1x_2x_3$, gdyż po dozwolonych odcięciach wiązkowych bez gałązek izolowanych z góry na dół istnieje najmniejsza liczba gałązek. Taka sytuacja oznacza jednocześnie prawidłowe wyznaczanie rangi ważności atrybutów x_1 , x_2 , x_3 od najważniejszego na dole x_1 do najmniej ważnego na górze x_3 . Można zauważyć, że istnieje ścieżka kompromisu $x_1x_2x_3 \equiv (11\bullet)$, gdzie kropka (\bullet) oznacza brak gałązki bez uproszczenia.

Gdyby zrezygnować z wyznaczania rangi ważności atrybutów, to istniejące drzewa logiczne nie będą optymalne w sensie minimum liczby gałązek prawdziwych dla danego zbioru kryterialnego, ale wtedy istnieje więcej ścieżek/podścieżek na dowolnym nakładkowym drzewie logicznym opisującym kompromis.

7. Wnioski

Nakładkowe drzewa decyzyjne są niezależną metodą projektowania wobec innych kompleksowych metod projektowania. Wspólne ścieżki oznaczają spełnienie kompromisu w celu uzyskania optymalnego rozwiązania według ustalonego zbioru kryterialnego. Potencjalne rozbieżności obliczeniowe przeważnie wynikają z niewłaściwych zaokrążeń arytmetycznych dla sprawności η_{hm} , η_v , η_c .

W rozpatrywanym przypadku dla pompy z podciętą stopą zęba optymalnymi rozwiązaniami są drzewa o kolejności pięter: $Q_{rz}nMp_t$ oraz $nQ_{rz}Mp_t$ i odpowiednie nakładkowe drzewa decyzyjne różniące się kilkoma gałązkami na najwyższych piętrach drzew dla dawnych sprawności $\eta_v \geq 0,96$; $\eta_{hm} \geq 0,89$; $\eta_c \geq 0,82$.

Na rysunku został przedstawiony tylko układ $Q_{rz}nMp_t$ dla sprawności η_{hm} , η_v , η_c , ponieważ drzewa dla układu $nQ_{rz}Mp_t$ wyglądają praktycznie tak samo, gdyż Q_{rz} i n przyjmują takie same wartości (tabela 1).


Podobna analiza logicznych drzew nakładkowych została dokonana w [8]. Także wyznaczono niezależnie sprawność całkowitą oraz wykonano drzewo nakładkowe dla sprawności hydrauliczno-mechanicznej η_{hm} i sprawności objętościowej η_v , a następnie dokonano porównania z drzewem decyzyjnym dla sprawności całkowitej η_c .

W przypadkach bardziej złożonych konieczne jest opracowanie specjalnego algorytmu na temat wyznaczania optymalnych nakładkowych drzew logicznych z uwzględnieniem rangi ważności parametrów konstrukcyjnych i/lub eksploatacyjnych. Wynika to z faktu istnienia różnych szczegółowych właściwości hydraulicznych pomp zębatych, opisanych szeroko w dostępnej literaturze [Cieśliski R.A., Kollek W., Kudźma Z., Maga K., Osiński P., Rutański J., Stosiak M., Warzyńska U., i in.]. Jako przykład można podać ustalone konstrukcje eksperymentalne, które w pełnym zakresie prędkości obrotowych posiadały najwyższą sprawność objętościową. Ponadto w pełnym zakresie prędkości obrotowych dla takich konstrukcji można było wyznaczyć zakres siodłowy obniżenia sprawności objętościowej, którego minimum zawiera się w ustalonym zakresie ciśnień,

ale skala występowania takiego zjawiska rośnie wraz ze spadkiem prędkości obrotowej. Chwilowe przedziałowe obniżenie sprawności może wynikać z doszczelnienia pompy przez kompensację powyżej odpowiedniego ciśnienia granicznego [12].

Literatura

- [1] DEPTUŁA A.: *Coefficient of the structure complexity for multi-valued decision logic trees*. XLI Konf. Zast. Mat., Zakopane 2012, Inst. Mat. PAN, Warszawa 2012.
- [2] DEPTUŁA A., PARTYKA M.A.: *Analiza porównawcza dokładności w procesie wyznaczania rangi ważności parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych pompy zębatej z podciętą stopą zęba*. Innovations in Management and Production Engineering, Oficyna Wydawnicza Polskiego Towarzystwa Zarządzania Produkcją, Opole 2015.
- [3] OSIŃSKI P.: *Impact of the tooth root undercutting on hydraulic and acoustic properties of gear pump*; Raport PRE nr 14/2005; Politechnika Wroclawska, Wrocław 2005.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] KOLLEK W.: *Pompy zębate*. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław 1996.
- [7] KOLLEK W.: *Wpływ parametrów eksploatacyjnych na sprawność pomp zębatych*. „Sterowanie i Napęd Hydrauliczny” 3/1983.
- [8] GRABOWSKI C., PARTYKA M.A.: *Nakładkowe drzewa logiczne dla kryterium kompromisu w optymalizacji dyskretnej na przykładzie pomp zębatych*. „Górnictwo Odkrywkowe” 4–5/2008.
- [9] PARTYKA M.A.: *Optymalizacja dyskretna pompy wirowo-śmigłowej w ruchu turbinowym – zastosowanie wielowartościowych drzew logicznych*. „Napędy i Sterowanie” 1/2004.
- [10] PARTYKA M.A., NATORSKA M.: *Dyskretna optymalizacja pompy zębatej z podciętą stopą zęba za pomocą nakładkowych drzew logicznych*. „Napędy i Sterowanie” 7–8/2017.
- [11] PARTYKA M.A., NATORSKA M.: *Discrete Optimization of a Gear Pump after Tooth Root Undercutting by Means of Multi-Dimensional Logic Functions*. Wyd: Applied Sciences, 2020, 10, 4682, Manuscript ID: applsci-835857. DOI: 10.3390/app10134682.
- [12] OSIŃSKI P.: *Wysokosprawnościowe pompy zębate*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2019.

 prof. dr hab. Marian A. Partyka jest profesorem na Wydziale Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki Politechniki Opolskiej; mgr inż. Maria Natorka jest asystentką na Wydziale Inżynierii Produkcji i Logistyki Politechniki Opolskiej; e-mail: m.natorka@po.edu.pl