

Leszek Flis
Bogdan Szturomski
Akademia Marynarki Wojennej

WSTĘPNA OCENA WYTRZYMAŁOŚCI TURBINY ELEKTROWNI WODNEJ Z WYKORZYSTANIEM KOMPUTEROWEGO WSPOMAGANIA PROJEKTOWANIA

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono wstępną ocenę wytrzymałości wybranych elementów turbiny wodnej i na tej podstawie określono możliwości jej dalszej eksploatacji.

Wykonano geometrię wału rozpatrywanej turbiny za pomocą programu CAD¹ [5]. Określono niezbędne charakterystyki geometryczne elementów turbiny potrzebne do obliczeń. Przeprowadzono obliczenia wytrzymałości wału na skręcanie i wyznaczono częstotliwości drgań własnych. Wykonano model dyskretny wału turbiny do dalszych symulacji numerycznych.



Fot. 1. Turbina elektrowni wodnej

¹ CAD – Computer Aid Design (komputerowe wspomaganie projektowania).

WSTĘP

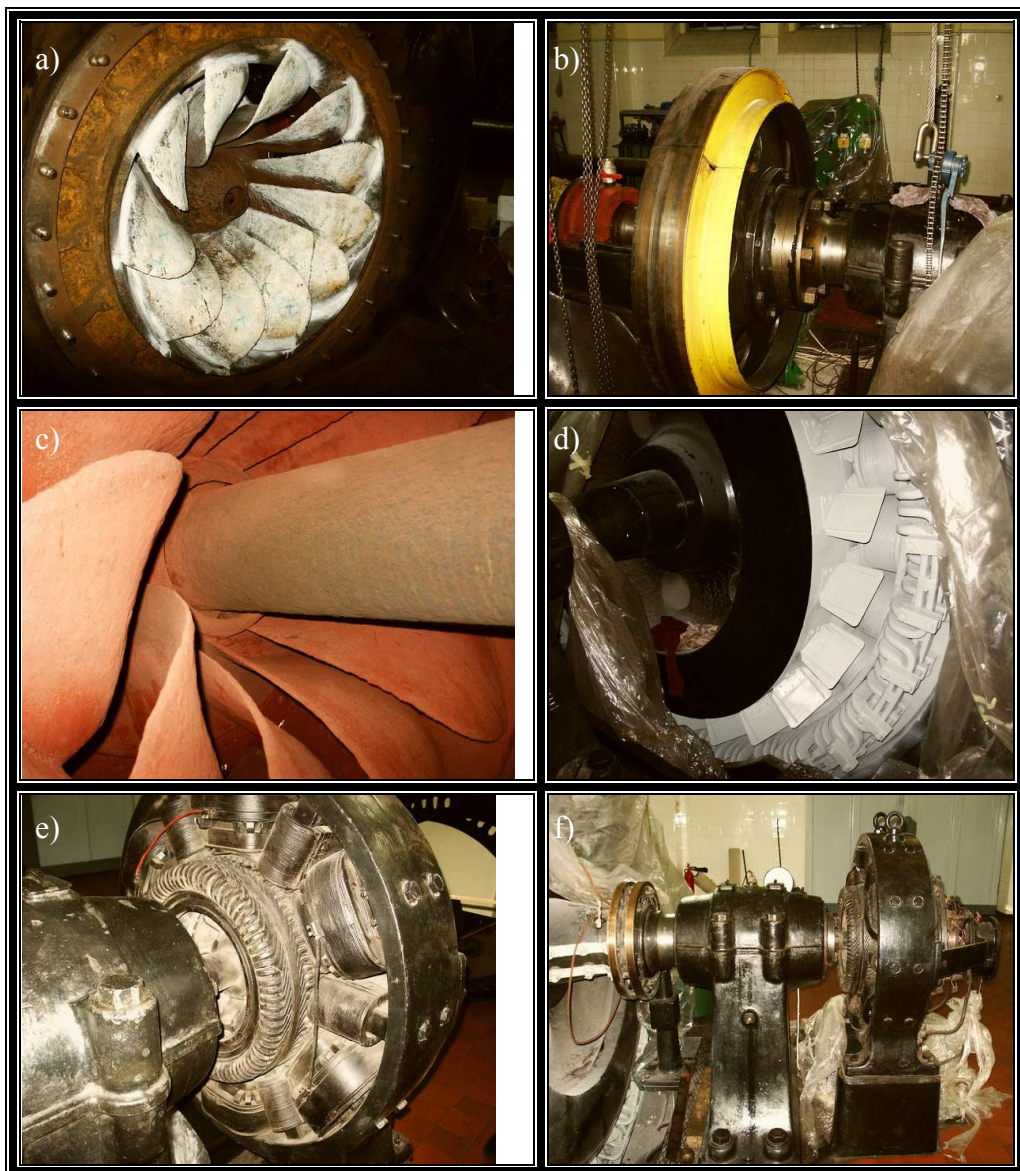
W pracy przedstawiono wyniki obliczeń wytrzymałościowych wału turbiny elektrowni wodnej znajdującej się w Łapinie koło Gdańska. Turbina o mocy 1120 kW zbudowana została w 1925 roku (fot. 1.). Po wieloletniej pracy w wale turbiny i jej elementach pojawiły się ubytki korozyjne materiału. Zaszła potrzeba odpowiedzi na pytanie, na ile można ocenić konstrukcję pod kątem jej dalszej bezpiecznej pracy bez wykonywania jakichkolwiek prac inwazyjnych.

Rozpatrywana konstrukcja składa się z wału, na którym osadzone są dwie turbiny wodne, generator główny, generator pomocniczy, koło pasowe, łożysko oporowe i łożyska nośne. Ze względu na brak dokumentacji technicznej z wymiarami obiektu konieczne stało się sporządzenie szkiców poszczególnych elementów turbiny i ich zwymiarowanie w celu odwzorowania rzeczywistej geometrii wału turbiny. Należało też wyznaczyć charakterystyki geometryczne poszczególnych elementów turbiny, takie jak: objętości, masy, masowe momenty bezwładności, pola przekrojów i momenty bezwładności przekrojów wału. Niedostępne były również dane materiałowe, dlatego samodzielnie dobrano własności materiałów [4] dla elementów turbiny i przystąpiono do budowy modelu obliczeniowego. Pracę realizowano przy czynnym udziale studentów koła naukowego BaND przy Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej.

PRZYGOTOWANIE DANYCH DO OBLICZEŃ

Geometria obiektu

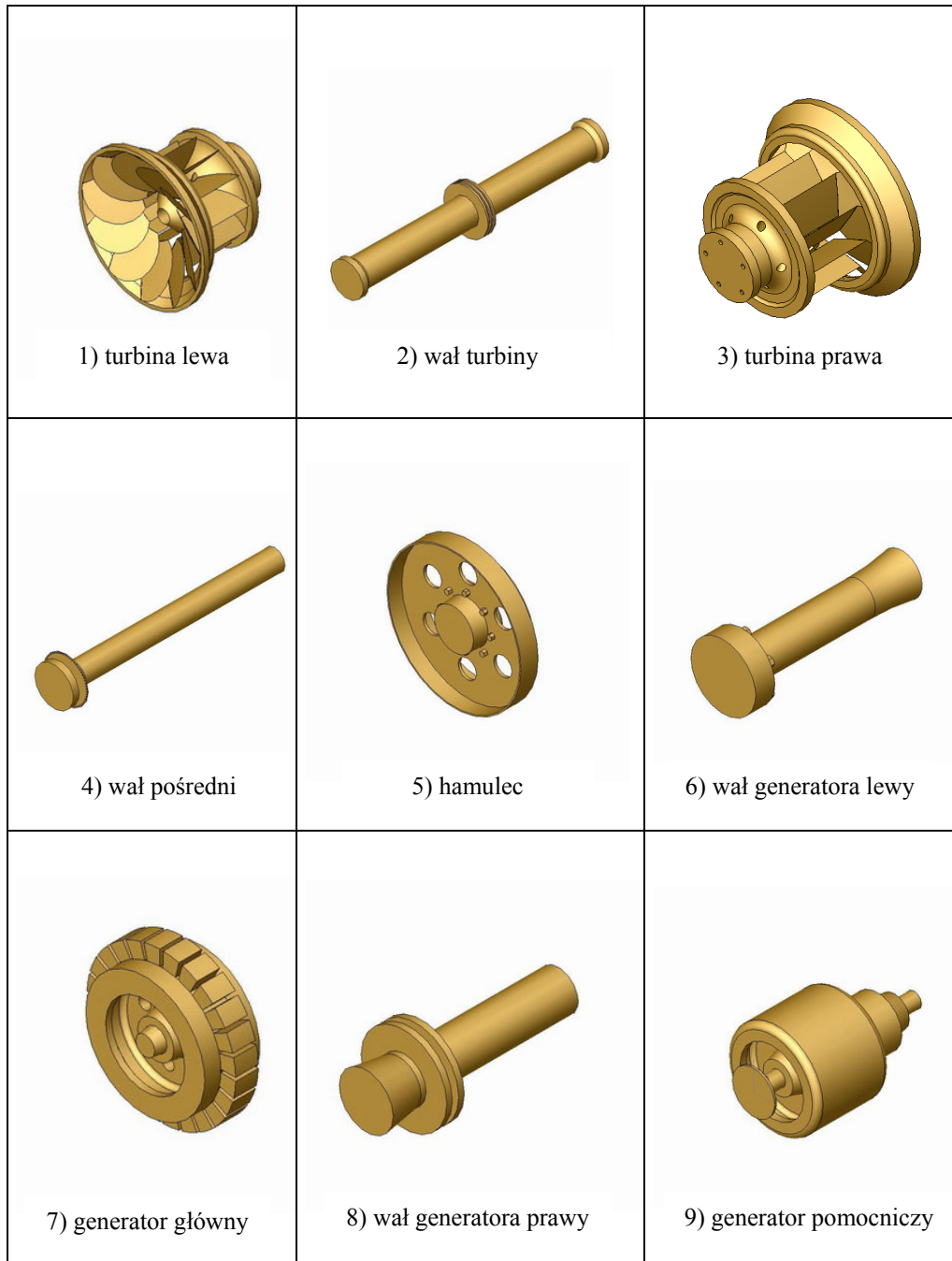
Wykorzystując czasowe wyłączenie turbiny wodnej, wykonano fotografie i szkice jej poszczególnych elementów, naniesiono wymiary i dodatkowo sporządzono ich fotografie. Powyższe czynności służyły odwzorowaniu geometrii rzeczywistej turbiny w programie [5], w którym wyznaczono charakterystyki geometryczne potrzebne do dalszych obliczeń. Elementy wału turbiny przedstawiono na kolejnych fotografiach.



Fot. 2. Elementy wału turbiny wodnej:

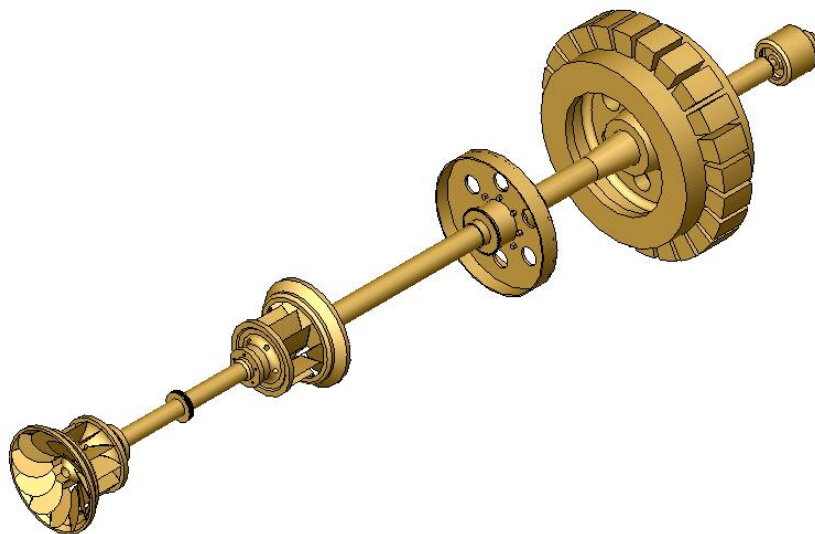
- a) turbina wodna lewa, b) hamulec, c) turbina wodna prawa, d) generator główny,
e) wał generatora prawy z podporą łożyskową, f) generator pomocniczy

Dla poszczególnych części wału (rys. 1.) wykonano ich złożenie, które przedstawiono na rysunku 2.

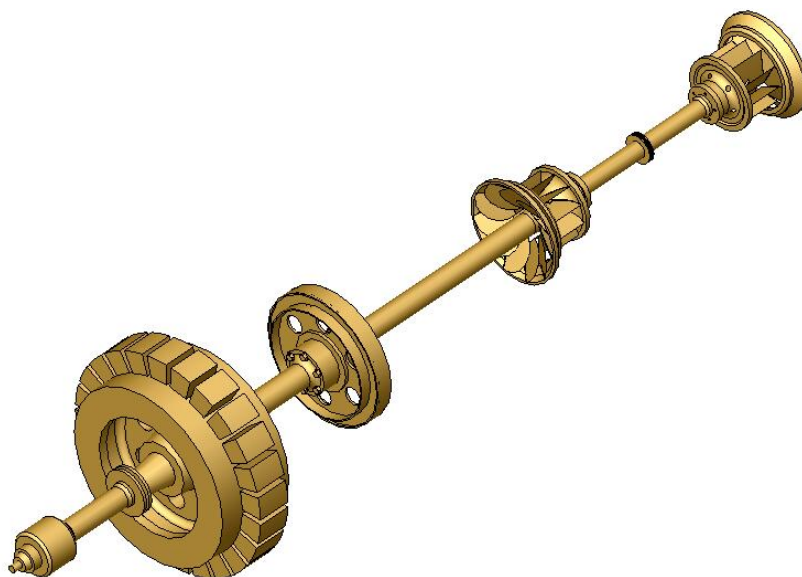


Rys. 1. Reprezentacja komputerowa części wału turbiny

a)

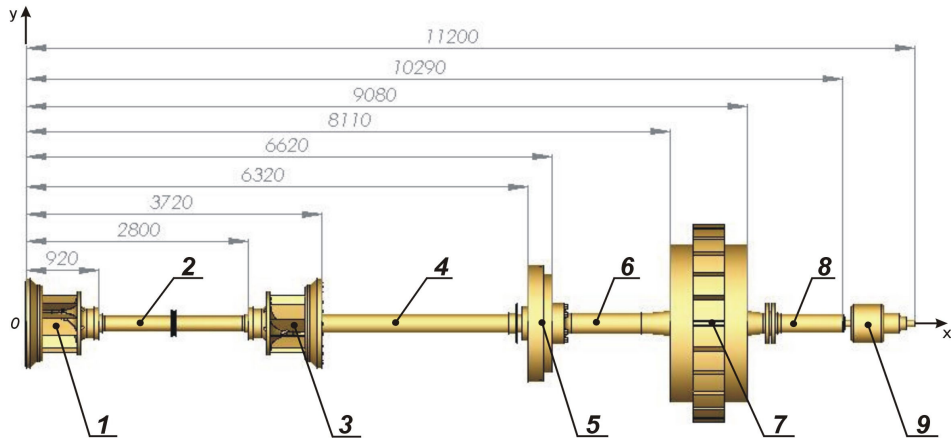


b)



Rys. 2. Geometria wału turbiny po złożeniu:
a) widok izometryczny z przodu, b) widok izometryczny z tyłu

Położenie poszczególnych elementów wału turbiny względem przyjętego układu współrzędnych wraz z numeracją poszczególnych elementów przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Położenie elementów wału turbiny (liczby wymiarowe w milimetrach)

Dane materiałowe

Uzyskanie danych materiałowych dla poszczególnych elementów wału turbiny wymagałoby wycięcia próbki dla przeprowadzenia badań wytrzymałościowych, co było niemożliwe. W literaturze [4] podaje się materiały stosowane na turbiny energetyczne jako wysokostopowe stale chromowe. Zatem potrzebne do obliczeń dane, takie jak moduł Younga E , liczba Poissona ν , gęstość ρ , dla stali stopowych przyjęto na podstawie [4] i przedstawiono w tabeli 1. Do obliczeń wybrano wartości średnie.

Tabela 1. Charakterystyki materiałowe stali

Moduł Younga $E, \cdot 10^5 \text{ MPa}$	Liczba Poissona ν	Gęstość $\rho, \text{ kg/m}^3$
2,05 ÷ 2,15	0,25 ÷ 0,30	7800 ÷ 7900

Charakterystyki geometryczne

Podzespoły turbiny wodnej są elementami o złożonych kształtach, wykonanymi z różnych materiałów (stal, miedź, materiały izolacyjne itp.). Z tego powodu do określenia charakterystyk masowych i geometrycznych podzespołów turbiny

wykorzystano program [5], który umożliwia wygenerowanie potrzebnych wielkości [1, 2] przedstawionych w tabelach 2. i 3. Numery elementów w tabelach identyfikują części turbiny z rysunku 1.

Tabela 2. Charakterystyki geometryczne poszczególnych odcinków wału

Nr elementu	Średnica D, m	Długość L, m	Pole przekroju poprzecznego S, m^2	Biegunowy moment bezwładności przekroju $I_x, \cdot 10^{-4} m^4$	Wskaźnik wytrzymałości na skręcanie $W, \cdot 10^{-3} m^3$	Sztywność $EI, \cdot 10^7 Nm^2$
2	0,20	1,88	0,0314159	1,57080	1,57080	1,30376
4	0,25	2,53	0,0490874	3,83495	3,06796	3,18301
6	0,28	1,26	0,0615752	6,03437	4,31027	5,00853

Tabela 3. Charakterystyki masowe elementów wału turbiny

Nr elementu	Średnica D, m	Masa m, kg	Masowy moment bezwładności $I_{xx}, kg/m^2$	Masowy moment bezwładności $I_{yy}, kg/m^2$	Masowy moment bezwładności $I_{zz}, kg/m^2$
1	1,20	1226,2134	140,3436	167,1654	167,1655
2	0,20	502,4659	2,9680	148,9660	148,9660
3	1,20	1327,8607	140,9694	177,6586	177,6587
4	0,25	1082,9957	10,4730	684,2120	684,2120
5	1,56	915,9612	177,6905	93,5521	93,5520
6	0,28	973,9511	17,9996	234,5459	234,5458
7	2,62	20791,2053	17989,5934	10188,4184	10188,4184
8	0,24	628,8719	9,3160	79,4761	79,4761
9	0,52	708,0008	21,3676	28,9131	28,9131

W rzeczywistości urządzenia osadzone na wale mają bardzo dużą sztywność w odniesieniu do sztywności wału. Są to elementy przestrzenne o skomplikowanym kształcie, które do obliczeń numerycznych zastąpiono odcinkami wału drążonego. W tym celu należało wyznaczyć masowe momenty bezwładności i średnice zastępcze.

cze [2, 3] odpowiadające charakterystykom masowym zgodnie z tabelą 3. Dla wału drążonego masa m i biegunowy masowy moment bezwładności I_0 określone są zależnościami [1]

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l \rho, \quad I_0 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} l \rho, \quad (1)$$

gdzie: D – średnica zewnętrzna;
 d – średnica wewnętrzna;
 l – długość elementu;
 ρ – gęstość materiału.

Przekształcając powyższe równania, wyznaczono szukane średnice

$$D^2 = \frac{4I_0}{m} + \frac{2m}{\pi l \rho}, \quad d^2 = \frac{4I_0}{m} - \frac{2m}{\pi l \rho}. \quad (2)$$

Dla przyjętych odcinków wałów drążonych obliczono masowe momenty bezwładności I_l względem dowolnej osi l , prostopadłej do osi obrotu wału (rys. 3.), z zależności (1)

$$I_l = \frac{mr^2}{4} + \frac{ml^2}{12}, \quad (3)$$

gdzie: I_l – masowy moment bezwładności względem osi l ;
 r – promień wału.

Podstawiając zależności (1), (2) do (3) i przyjmując za r odpowiednie promienie, otrzymano

$$I_{yy} = I_{zz} = \frac{l\rho\pi D^2}{4} \left(\frac{D^2}{16} + \frac{l^2}{12} \right) - \frac{l\rho\pi d^2}{4} \left(\frac{d^2}{16} + \frac{l^2}{12} \right) = \frac{\pi l \rho}{16} (D^2 - d^2) \left(\frac{D^2 + d^2}{4} + \frac{l^2}{3} \right).$$

Ostatecznie szukane momenty bezwładności wyrażają się wzorem

$$I_{yy} = I_{zz} = \frac{m}{4} \left(\frac{2I_0}{m} + \frac{l^2}{3} \right) \quad \text{lub} \quad I_{yy} = I_{zz} = \frac{I_0}{2} + \frac{ml^2}{12}. \quad (4)$$

Obliczone za pomocą wzoru (4) wartości zestawiono w tabeli 4.

Tabela 4. Charakterystyki geometryczne poszczególnych odcinków wału

Nr elementu	Masa m , kg	Średnica zewnętrzna D , m	Średnica wewnętrzna d , m	Masowy moment bezwładności I_{xx} , kg/m ²	Masowy moment bezwładności I_{yy} , kg/m ²
1	1226,0	0,7523	0,5914	140,3	156,7
3	1328,0	0,7360	0,5546	141,0	164,1
5	916,0	1,0120	0,7269	177,7	95,7
7	20790,0	2,2800	1,3130	17990,0	10630,0

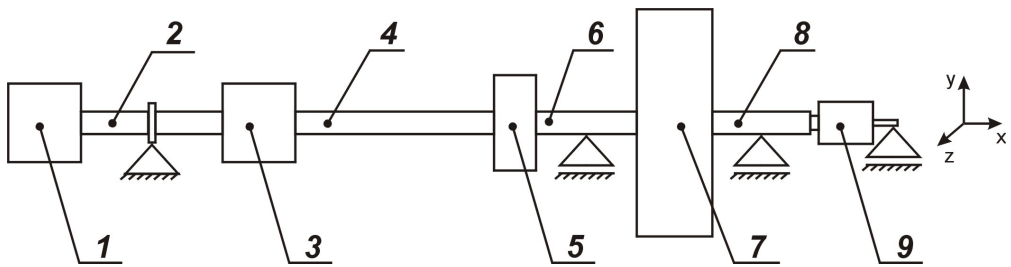
OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE

Model belkowy wału turbiny wodnej

Uwzględniając rzeczywiste punkty podparcia wału turbiny wodnej przedstawione w tabeli 5., obliczone charakterystyki geometryczne i materiałowe, sporządzono belkowy model zastępczy (rys. 4.).

Tabela 5. Współrzędne punktów podparcia wału turbiny

Współrzędna x , m	Element podparcia
1,830	Łożysko wzdłużne turbiny
7,270	Podpora generatora głównego
9,870	Podpora generatora głównego
11,120	Podpora generatora pomocniczego



Rys. 4. Zastępczy model belkowy wału turbiny wodnej

Obliczenia naprężeń i przemieszczeń w wale

Obliczono naprężenia i przemieszczenia wału od momentu skręcającego przekazywanego przez turbiny i momentu zginającego od jego ciężaru własnego.

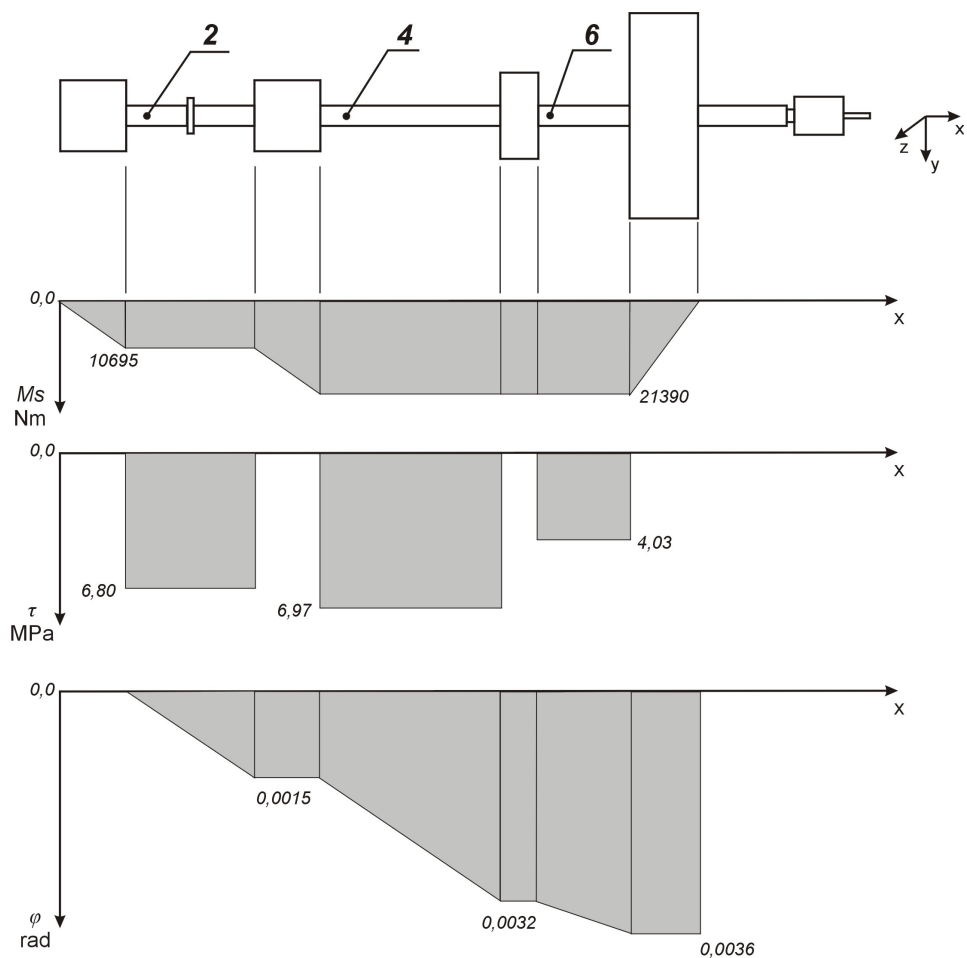
Dla mocy odbiornika wynoszącej $P = 1120$ kW i prędkości obrotowej $n = 500$ obr/min obciążenie wału turbiny stanowi moment skręcający M_s obliczony wg wzoru (5) [1]

$$M_s = 9549,3 \cdot \frac{P}{n} \frac{\text{kW}}{\text{obr/min}}, \text{ skąd } M_s = 21390 \text{ Nm.} \quad (5)$$

Stosując równania z wytrzymałości materiałów [1] obliczono naprężenia w poszczególnych odcinkach wału i ich kąty skręcenia. Otrzymane wartości przedstawiono w tabeli 6. i graficznie na rysunku 5.

Tabela 6. Wartości momentu skręcającego, naprężeń stycznych i kąta skręcenia

Lp.	Moment skręcający M_s , Nm	Naprężenia styczne τ , Pa	Kąt skręcenia φ , $\cdot 10^{-3}$ rad	Kąt skręcenia φ , $\cdot 10^{-3}$ rad/mb
2	10695,22	6 808 786,0	1,54223	0,82033
4	21390,43	6 972 196,8	1,70021	0,67201
6	21390,43	4 034 836,1	0,40834	0,32407



Rys. 5. Wykresy momentów skręcających, naprężeń stycznych i kątów skręcenia

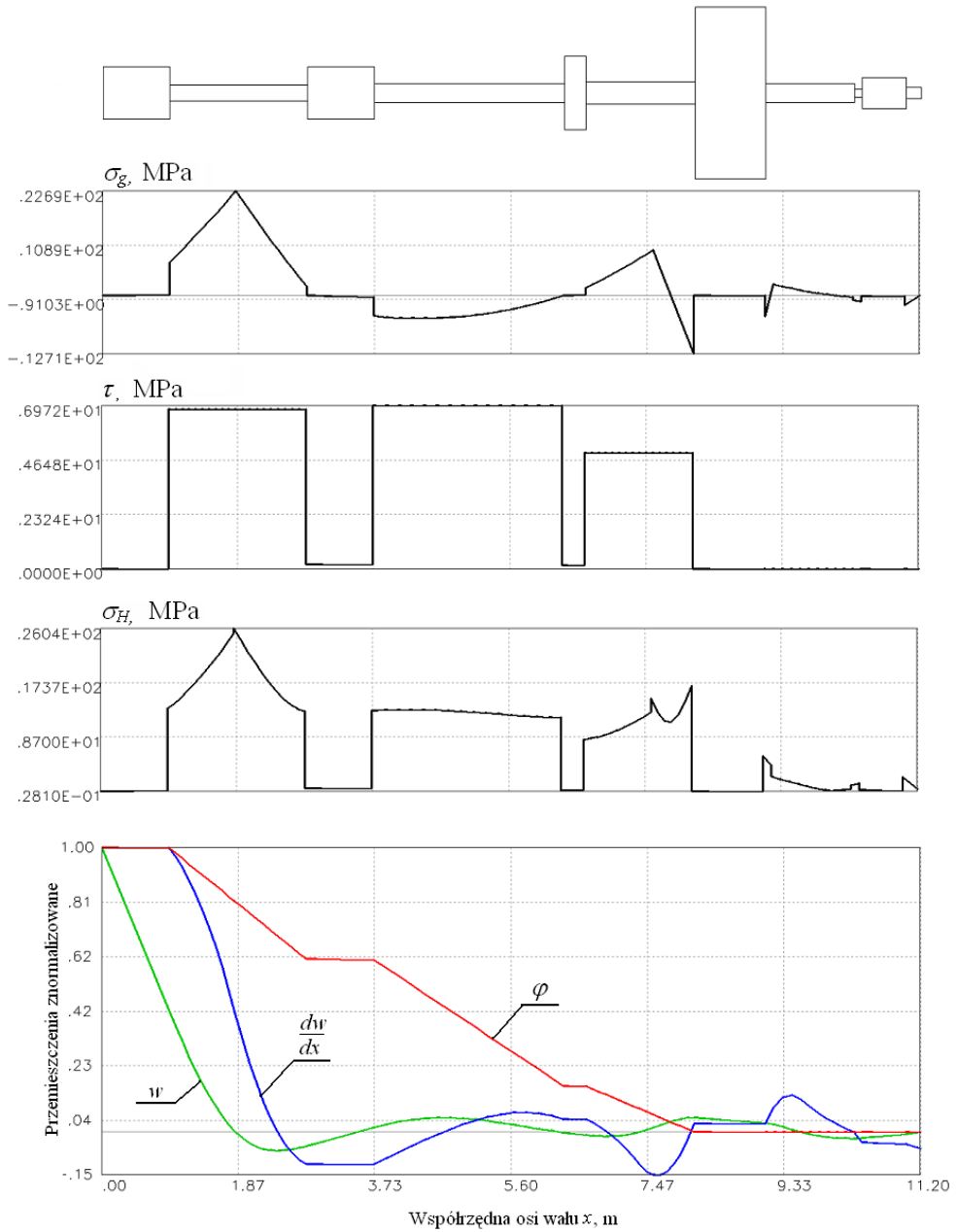
Dodatkowo wykonano obliczenia, wykorzystując program rozwiązujący równanie równowagi (6) metodą elementów skończonych. Otrzymane wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 8.

$$\mathbf{KU} = \mathbf{F}, \quad (6)$$

gdzie: \mathbf{K} – macierz sztywności;

\mathbf{F} – wektor obciążeń;

\mathbf{U} – wektor przemieszczeń uogólnionych.



Rys. 6. Wykresy:
 a) naprężeń normalnych od zginania, b) naprężeń stycznych od skręcania,
 c) naprężeń zredukowanych (Hubera), d) ugięcia, kąta ugięcia i kąta skręcania

Wartości maksymalne dla funkcji z rysunku 6. są następujące:

σ_g	= 22,69	MPa	– maksymalne naprężenie normalne od zginania
τ	= 6,97	MPa	– maksymalne naprężenie styczne od skręcania
σ_H	= 26,04	MPa	– maksymalne naprężenie zredukowane według hipotezy Hubera
w	= 1,76	mm	– maksymalne ugięcie wału
$\frac{dw}{dx}$	= 1,095	rad	– maksymalny kąt ugięcia wału
φ	= 0,0039	rad	– całkowity kąt skręcenia wału

Częstości drgań własnych

Częstości i postaci drgań własnych wyznaczono metodą elementów skończonych, rozwiązując zagadnienie własne określone równaniem (7) [2]

$$\mathbf{K}\mathbf{U} + \mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} = 0, \quad (7)$$

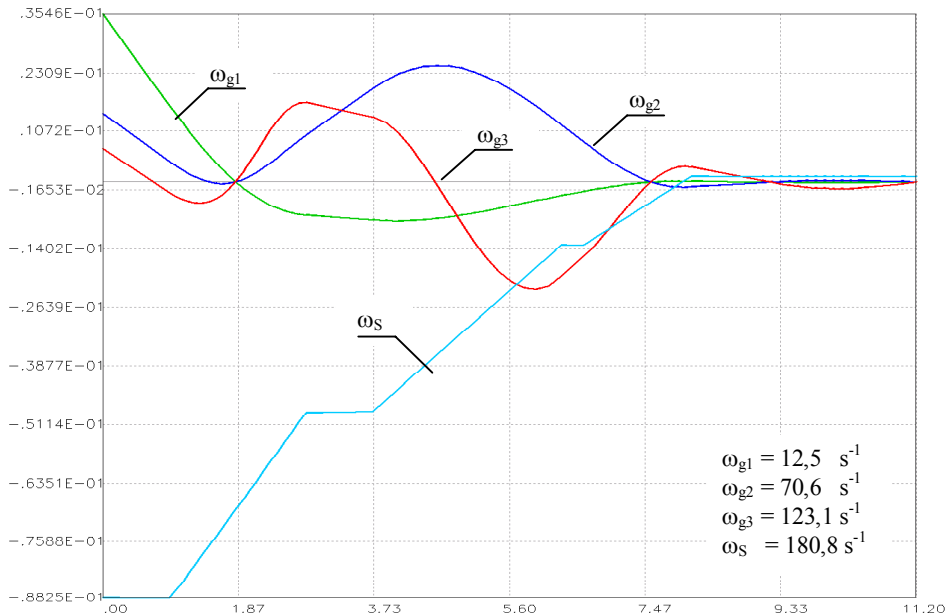
którego rozwiązanie polega na wyznaczeniu wektora przemieszczeń \mathbf{U} w postaci

$$\mathbf{U} = \mathbf{X} \sin \omega t \quad (8)$$

oraz odpowiadającej mu częstości ω

gdzie: \mathbf{K} – macierz sztywności;
 \mathbf{M} – macierz bezwładności;
 \mathbf{U} – wektor przemieszczeń uogólnionych;
 $\ddot{\mathbf{U}}$ – wektor przyspieszeń uogólnionych;
 \mathbf{X} – wektor amplitudy nazywany wektorem własnym;
 ω – częstość kołowa.

Otrzymane wyniki postaci drgań własnych przedstawiono na wykresie na rysunku 7.



Rys. 7. Wykres postaci drgań własnych giętnych $X(\omega_g)$ i skrętnych $X(\omega_s)$

Częstości drgań giętnych i skrętnych wynoszą odpowiednio:

$$\begin{aligned} \omega_{g1} &= 12,5 \text{ s}^{-1} & \text{przy prędkości obrotowej } n_1 &= 120 \text{ obr/min} \\ \omega_{g2} &= 70,6 \text{ s}^{-1} & \text{przy prędkości obrotowej } n_2 &= 675 \text{ obr/min} \\ \omega_{g3} &= 123,1 \text{ s}^{-1} & \text{przy prędkości obrotowej } n_3 &= 1175 \text{ obr/min} \\ \omega_s &= 180,8 \text{ s}^{-1} & \text{przy prędkości obrotowej } n_4 &= 1727 \text{ obr/min} \end{aligned}$$

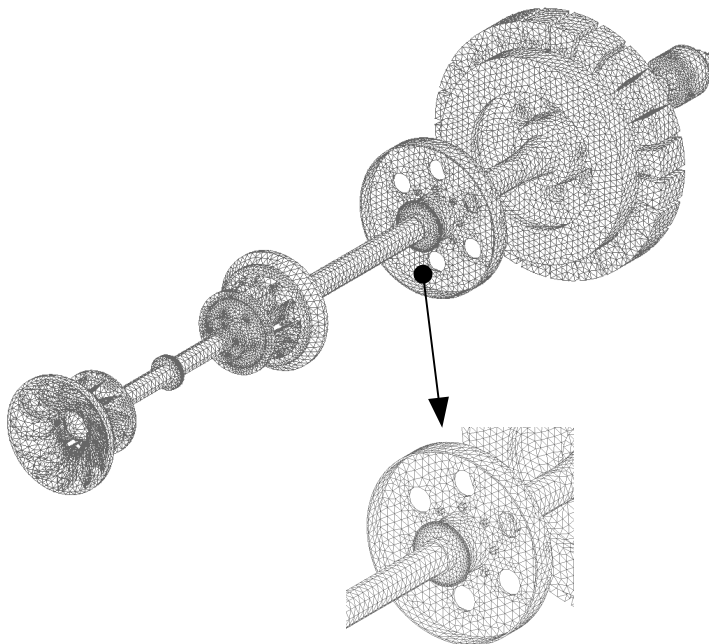
Wszystkie prędkości obrotowe odpowiadające częstościom drgań własnych są różne od prędkości nominalnej wału, która wynosi 500 obr/min. W trakcie rozruchu i odstawiania wału turbiny przechodzi przez pierwszą częstość drgań giętnych, co jest odczuwalne w postaci krótkotrwałych drgań fundamentów w hali maszyn.

PRZESTRZENNY MODEL DYSKRETNY

Przewiduje się uzupełnienie otrzymanych w artykule wyników o obliczenia metodą elementów skończonych z wykorzystaniem programu MSC MARC dla

porównania przedstawionych wyników. Wykorzystując program CAE² [3], wygenerowano model dyskretny omawianego zespołu turbiny (rys. 8.).

Model zbudowano z dziewięciu grup, z których każda przyporządkowana jest elementowi zgodnie z numeracją tabeli 3. Geometrię z rysunku zdyskretyzowano 12469 czterowęzłowymi elementami bryłowymi.



Rys. 8. Model dyskretny zespołu turbiny wodnej

WNIOSKI

Maksymalna wartość naprężeń zredukowanych wynosi 26,04 MPa, co stanowi około 5% naprężeń dopuszczalnych dla materiału. Naprężenia zginające od ciężaru własnego turbiny nie przekraczają 23 MPa. Na tej podstawie można wnioskować, że ze względu na skręcanie konstrukcja jest przewymiarowana. Biorąc pod uwagę masowe siły bezwładności będące wynikiem ruchu obrotowego, podwajając powyższe wyniki nawet dwukrotnie oraz przyjmując współczynnik dynamiczny $K_d = 2$, otrzymywane wartości będą dalekie od dopuszczalnych. Kąty skręcenia

² CAE – Computer Aid Engineering (komputerowe wspomaganie obliczeń).

wynoszą tysięczne radiana. Według PRS dla wałów okrętowych dopuszczalne są wartości do 0,004 rad/mb.

Wszystkie prędkości obrotowe odpowiadające częstościom drgań własnych są różne od prędkości nominalnej wału, która wynosi 500 obr/min. W trakcie rozruchu i odstawiania wał turbiny przechodzi przez pierwszą częstość drgań giętnych, jest to jednak proces krótkotrwały.

Obecność ubytków korozyjnych w wale wymaga bardziej zaawansowanych obliczeń wytrzymałościowych niż przedstawione w artykule, co będzie przedmiotem dalszej pracy. Ze względu na możliwą lokalną koncentrację naprężeń istniejące wżery korozyjne powinno się uzupełnić dla zabezpieczenia przed dalszą ich ekspansją poprzez napawanie lub wypełnianie kompozytami zgodnie z wybraną technologią naprawczą.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Dyląg Z., Jakubowicz A., Orłoś Z., *Wytrzymałość materiałów*, t. I, II, WNT, Warszawa 1996.
- [2] Kasprzyk Z., Rakowski G., *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, wyd. 1., Warszawa 1994.
- [3] MSC PATRAN, *Modeling for Design Analysis*, MSC Software Corporation, Santa Anna 2000.
- [4] Ashby M. F., Jones D. R. H., *Materiały inżynierskie*, t. I, II, WNT, Warszawa 1995.
- [5] Kapias K., *SolidWorks 2001 Plus. Podstawy*, Helion 2003.

ABSTRACT

The paper presents the results of preliminary strength calculation of water turbine power station drive shaft. They were used to determine possibilities of its further operation.

CAD program was used to make geometry of the turbine. In the paper geometric characteristics necessary for calculations were determined. To carry out further numerical simulations a discrete model of the turbine's drive shaft was made.

Recenzent kmdr dr hab. inż. Lesław Kyzioł