

Maszyny rotodynamiczne – obliczenia

1. Do wirnika wentylatora promieniowego o znanej geometrii dopływa niezawierany strumień powietrza o gęstości $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$. Wirnik umieszczony jest bezpośrednio na wale silnika elektrycznego o sprawności $\eta_{ele} = 75\%$ pracującego z obrotami $n = 2880 \text{ obr/min}$. Średnica wewnętrzna wirnika wynosi $D_w = 225 \text{ mm}$, zewnętrzna $D_z = 315 \text{ mm}$, szerokość łopatki na wlocie $b_w = 75 \text{ mm}$, wylocie $b_z = 54 \text{ mm}$. Geometryczny kąt łopatki u wlotu $\beta_1 = 8^\circ$, u wylotu $\beta_2 = 45^\circ$. Wirnik posiada $z=9$ wypukłych łopatek o grubości $g=1,5 \text{ mm}$. Obliczyć teoretyczny przyrost ciśnienia powietrza w obrębie wirnika, teoretyczny strumień masowy oraz moc elektryczną niezbędną do napędu wentylatora.
2. Na podstawie znanej geometrii wirnika pracującego w pierwszym stopniu osiowej maszyny sprężającej określić jej parametry pracy (osiągi) tj. teoretyczny przyrost ciśnienia powietrza w obrębie wirnika, teoretyczny strumień masowy i objętościowy. Dane do obliczeń: Średnica wewnętrzna wirnika wynosi $D_w = 270 \text{ mm}$, zewnętrzna $D_z = 400 \text{ mm}$, szerokość łopatki na wlocie $g_1 = 5 \text{ mm}$, wylocie $g_2 = 1,2 \text{ mm}$. Geometryczny kąt łopatki u wlotu $\beta_1 = 30^\circ$, u wylotu $\beta_2 = 60^\circ$. Wirnik pracuje z obrotami $n=1500 \text{ obr/min}$. W obliczeniach założyć, że czynnik (powietrze o gęstości $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$) jest niezawierany na wlocie (kąt prędkości bezwzględnej na wlocie $\alpha_1 = 90^\circ$). Liczba łopatek wynosi $z=16$.
3. Strumień pary przegrzanej o gęstości $\rho = 2,4 \text{ kg/m}^3$ równy $Q = 0,62 \text{ m}^3 / \text{s}$, dopływa rurociągiem do turbiny akcyjnej, gdzie za pomocą 10 dysz o średnicy $D_d = 20 \text{ mm}$ rozmieszczonych równomiernie po obwodzie turbiny, zostaje rozpędzony do prędkości c_1 i wpływa bezuderzeniowo do kanałów międzyłopatkowych. Kąt łopatkowy na wylocie $\beta_2 = 30^\circ$. Promień średni palisady profili $r_{sre} = 0,5 \text{ m}$. Tarcza wiruje z obrotami $n = 3000 \text{ obr/min}$. Obliczyć moc stopnia turbiny N_t , prędkość bezwzględną na wlocie c_1 i wylocie c_2 oraz jej kierunek na wylocie α_2 , prędkość względną na wlocie w_1 i wylocie w_2 oraz jej kierunek na wlocie β_1 .
4. Strumień wody rozpędzony do prędkości $c_1 = 7 \text{ m/s}$ kierowany jest na łopatki turbiny Francisza pod kątem $\alpha_1 = 35^\circ$, strumień przepływa przez palisadę i wypływa do komory wirnika z prędkością $c_2 = 3 \text{ m/s}$ pod kątem $\alpha_2 = 80^\circ$. Przepustowość turbiny wynosi $\dot{Q} = 0,06 \text{ m}^3/\text{s}$, obroty $n = 250 \text{ obr/min}$, średnica zewnętrzna $D_z = 0,6 \text{ m}$ i wewnętrzna $D_w = 0,3 \text{ m}$. Obliczyć teoretyczny moment obrotowy na wale, spadek wysokości ciśnienia w obrębie turbiny oraz moc turbiny. W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności.
5. Wirnik małej pompy odśrodkowej (promieniowej) jednostopniowej, wykonuje $n = 2280 \text{ obr/min}$, ma wymiary geometryczne: promień na wlocie $r_1 = 22 \text{ mm}$, kąt wlotowy łopatki $\beta_1 = 44^\circ$, szerokość łopatki na wlocie $b_1 = 11 \text{ mm}$; na wylocie $r_2 = 66$

mm , $\beta_2 = 30^\circ$, $b_2 = 5 \text{ mm}$. Obliczyć wydajność teoretyczną $\dot{Q}_t$ pompy, teoretyczną wysokość podnoszenia H_t oraz odpowiadającą im moc teoretyczną N_t , jeżeli pompa będzie przetłaczać wodę o gęstości $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności, założyć, że czynnik jest niezawierany na wlocie (kąt prędkości bezwzględnej na wlocie $\alpha_1 = 90^\circ$).

6. Wirnik pompy odśrodkowej (promieniowej) jednostopniowej, wykonuje $n = 1440 \text{ obr/min}$, ma wymiary geometryczne: promień na wlocie $r_1 = 22 \text{ mm}$, kąt wlotowy łopatki $\beta_1 = 44^\circ$, szerokość łopatki na wlocie $b_1 = 22 \text{ mm}$; na wylocie $r_2 = 66 \text{ mm}$, $\beta_2 = 30^\circ$, $b_2 = 10 \text{ mm}$. Obliczyć wydajność teoretyczną $\dot{Q}_t$ pompy, teoretyczną wysokość podnoszenia H_t oraz odpowiadającą im moc teoretyczną N_t , jeżeli pompa będzie przetłaczać wodę o gęstości $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności, założyć, że czynnik jest niezawierany na wlocie (kąt prędkości bezwzględnej na wlocie $\alpha_1 = 90^\circ$).
7. Dane są wartości charakteryzujące pompę odśrodkową (promieniową): obroty $n = 1050 \text{ obr/min}$, średnica wlotu $D_w = 205 \text{ mm}$ i wylotu $D_z = 350 \text{ mm}$, stała szerokość wirnika $b = 31 \text{ mm}$, geometryczny kąt łopatki u wlotu $\beta_1 = 33,7^\circ$, na wylocie $\beta_2 = 21,8^\circ$. Obliczyć wydajność teoretyczną $\dot{Q}_t$ pompy, teoretyczną wysokość podnoszenia H_t oraz odpowiadającą im moc teoretyczną N_t , jeżeli pompa będzie przetłaczać wodę o gęstości $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności, założyć, że czynnik jest niezawierany na wlocie (kąt prędkości bezwzględnej na wlocie $\alpha_1 = 90^\circ$).
8. Wentylator osiowy pracuje z obrotami $n = 2280 \text{ obr/min}$, transportuje spaliny o gęstości $\rho = 0,72 \text{ kg/m}^3$, Parametry wirnika: średnica wewnętrzna $D_w = 280 \text{ mm}$, zewnętrzna $D_z = 400 \text{ mm}$, kąt łopatkowy na wlocie $\beta_1 = 30^\circ$, na wylocie $\beta_2 = 60^\circ$. Obliczyć wydajność teoretyczną $\dot{V}_t$, teoretyczny przyrost ciśnienia w wentylatorze Δp_t i odpowiadającą im moc N_t . W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności, założyć, że czynnik jest niezawierany na wlocie (kąt prędkości bezwzględnej na wlocie $\alpha_1 = 90^\circ$).
9. Łopatki kierownic wstępnych, naprowadzają strugę na wirnik pompy śmigłowej (palisada osiowa) pod kątem $\alpha_1 = 70^\circ$. Przy prędkości 520 obr/min pompa przetłacza $\dot{Q} = 0,16 \text{ m}^3/\text{s}$ benzyny o gęstości $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$. Parametry wirnika: średnica $D_w = 0,14 \text{ m}$, $D_z = 0,28 \text{ m}$, kąt łopatkowy na wylocie $\beta_2 = 65^\circ$. Obliczyć teoretyczną wysokość podnoszenia H_t i odpowiadający jej wzrost mocy N_t strugi w pompie. W obliczeniach pominąć wpływ grubości łopatek na zmianę wydajności.