

Dariusz SZYBICKI<sup>1</sup>  
Łukasz RYKAŁA<sup>2</sup>  
Magdalena MUSZYŃSKA<sup>3</sup>

## WYRÓWNOWAŻANIE MAS W RUCHU OBROTOWYM

Problem poruszany w artykule dotyczy zjawiska wyrównoważania (wyważania) mas w ruchu obrotowym. W celu rozwiązania danego zagadnienia opracowano algorytm dotyczący problemu wyważania przy pomocy mas próbnych. Ponadto dokonano prezentacji autorskiego projektu urządzenia i omówiono procedury wyważania na omawianym stanowisku. Zaprezentowano również wyniki badań symulacyjnych oraz weryfikacyjnych przeprowadzonych na zbudowanym urządzeniu.

**Słowa kluczowe:** wyważanie, drgania, elementy wirujące, stanowisko do wyważania

### 1. Wprowadzenie

Postęp techniczny wymusza nieustanny wzrost prędkości obrotowych maszyn i urządzeń. Ze względu na to, iż są one w znacznym stopniu lżejsze i bardziej wydajne niż ich wolnoobrotowe odpowiedniki, dlatego w bliskiej przyszłości można doszukiwać się zwiększenia prędkości obrotowych elementów wirujących. W przypadku, gdy masy wirujących elementów są rozmieszczone symetrycznie względem osi obrotu, to spowodowane przez nie siły odśrodkowe równoważą się obopólnie. W wyniku tego oddziaływania w elementach wirujących powstają tylko naprężenia kinetostatyczne. Takie elementy nazwano wyważonymi. Z kolei stan urządzeń i maszyn z wyważonymi elementami, które pracują spokojnie, bez drgań oraz hałasów, określa się ogólnie jako dobry stan dynamiczny maszyny. Każda niewielka asymetria mas wirującego elementu przy

---

<sup>1</sup> Autor do korespondencji/corresponding author: Dariusz Szybicki, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 865 1843, e-mail: dszybicki@prz.edu.pl

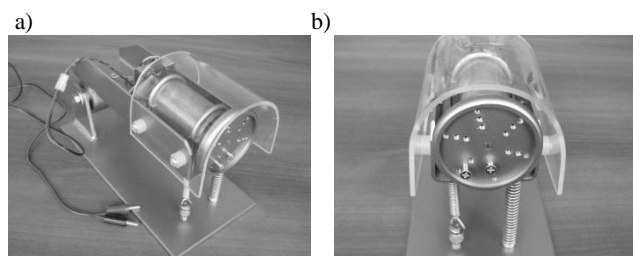
<sup>2</sup> Łukasz Rykała, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 865 1843, e-mail: lrykala@prz.edu.pl

<sup>3</sup> Magdalena Muszyńska, Katedra Mechaniki Stosowanej i Robotyki, Politechnika Rzeszowska, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, tel. (17) 865 1843, e-mail: magdaw@prz.edu.pl

znacznych prędkościach obrotowych jest przyczyną powstania stanu niewyważenia. Charakteryzuje się on powstaniem niezrównoważonej siły odśrodkowej wywołującej zły stan dynamiczny maszyny, np. wzmożone drgania wirnika, łożysk, kadłuba oraz fundamentów. Wspomniane drgania mocno pogarszają niezawodność maszyny oraz skracają jej żywotność. Zły stan dynamiczny maszyny staje się zasadniczą przyczyną małej dokładności realizowanych procesów technologicznych, a to z kolei wpływa na pogorszenie się jakości produkowanych wyrobów. Ze względu na to, iż większość maszyn i urządzeń ma wirujące elementy ich wyważanie stało się niezbędną i powszechnie stosowaną operacją technologiczną.

## 2. Stanowisko do opisu zjawiska wyrównowazania mas w ruchu obrotowym

W ramach prac badawczych zostało zbudowane stanowisko do opisu zjawiska wyrównowazania mas w ruchu obrotowym, rys. 1. Urządzenie składa się z ruchomej platformy, nieruchomej podstawy, silnika prądu stałego, zabezpieczającej osłony, wirującej tarczy oraz pary sprężyn. W omawianym stanowisku zastosowano silnik prądu stałego. Wykonana tarcza jest mocowana do osi silnika przy pomocy kołka zaciskowego. W ten sposób omawiany element nie jest montowany na stałe na osi silnika oraz jest łatwy w demontażu, co znacznie zwiększa możliwy zakres badań o kolejne elementy. Tarcza składa się z 18 otworów, 4 rozmieszczonych względem środka tarczy na trzech średnicach.

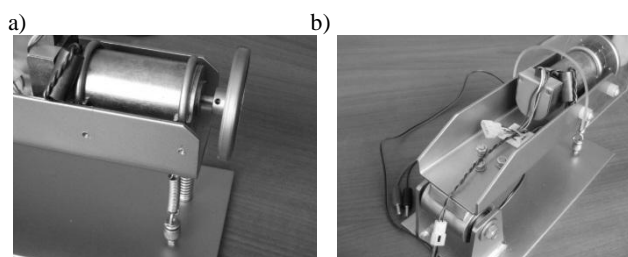


Rys. 1. a) Stanowisko laboratoryjne do opisu zjawiska wyrównowazania mas w ruchu obrotowym, b) stanowisko z masami korekcyjnymi

Fig. 1. a) Laboratory stand for describing the phenomenon of balancing masses in angular rate, b) stand with correction mass

Do jednej z dwóch możliwych do zastosowania dla tej konstrukcji metod wyważania omawianej tarczy należy wkręcanie w wymienione otwory śrub o wcześniej dobranej długości. Drugim dodatkowym sposobem wyważania jest zakładanie fragmentów plasteliny na specjalnie przygotowanym rowku znajdującym się na wewnętrznym obwodzie tarczy i widocznym na rys. 1b. Rys. 2a przedstawia boczny widok konstrukcji ze zdjętą osłoną zabezpieczającą. Ponad-

to rys. 2a dobrze obrazuje sposób mocowania wirującej tarczy do osi silnika. Specjalnie wykonana przezroczysta osłona zapewnia bezpieczeństwo pracy z wirującymi elementami. Platforma jest przymocowana do podstawy za pomocą 3 śrub (rys. 2a). Do łożyskowania konstrukcji wykorzystano dwa łożyska kulkowe. Urządzenie wyposażone jest również w komplet sprężyn: naciskowej oraz naciągowej. Współczynnik sprężystości omawianej sprężyny wyznaczony doświadczalnie wynosi około 800 [N/m]. Sprężyna ta jest niewiele „twardsza” od sprężyny naciągowej. Z kolei współczynnik sprężystości sprężyny naciągowej wyznaczony doświadczalnie wynosi około 700 [N/m].



Rys. 2.a) Boczny widok konstrukcji ze zdjętą osłoną, b) boczny widok stanowiska

Fig. 2. a) Side view of the construction with the removed cover, b) side view of the stand

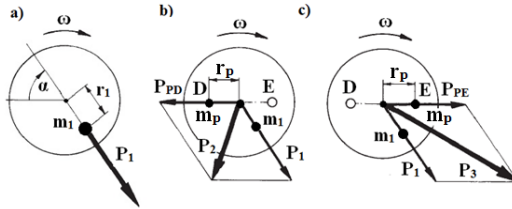
### 3. Procedura wyważania

Opisywana platforma jest osadzona obrotowo w podstawie i podparta sprężynami w drugim końcu. Jeżeli wirnik w postaci tarczy będzie znajdował się w ruchu obrotowym, to siły bezwładności mas niewyważonych będą powodować wychylenie się platformy wokół punktu podparcia układu w łożyskach. Wspomniane wychylenie ramy z położenia równowagi będzie wywołane przez siły bezwładności niewyważenia odpowiadające płaszczyźnie korekcji  $\pi$  znajdującej się na powierzchni tarczy z otworami. Wartość omawianego niewyważenia jest możliwa do obliczenia korzystając, np. z pomocy akcelerometru. Wynik pomiaru, a mianowicie amplituda drgań układu  $A$  jest proporcjonalna do siły wymuszającej  $P_w$ . Dla uproszczenia zapisu przyjęto, iż  $P_w = P_1$ . Wartość pomiaru można przedstawić następującym wzorem (1):

$$A_1 = kP_1 \quad (1)$$

gdzie:  $k$  – współczynnik proporcjonalności,  $P_1$  – siła bezwładności niewyważenia odniesiona do płaszczyzny  $\pi$  [4]. W celu określenia wartości współczynnika  $k$  należy przeprowadzić następujące kroki. Określona w badaniach doświadczalnych wartość  $A_1$  (wyznaczona przy prędkości rezonansowej) wynika z faktu

działania siły  $P_1$  (rys. 3). Wspomniana siła jest nieznaną, ponieważ niewiadomymi są również masa niewyważenia  $m_1$  oraz parametry jej położenia:  $r_1$  i  $\alpha$  [4].



Rys. 3. Siły bezwładności w poszczególnych fazach wyważania

Fig. 3. Forces of inertia in the individual phases of the balancing

Następnie mocowana jest w dowolnym miejscu, np. w punkcie D (rys.3) dowolna (o znanej wartości) masa próbna  $m_p$  na również znanym promieniu  $r_p$ . Po kolejnym uruchomieniu wirnika dokonywany jest pomiar i odczytywana jest wartość  $A_2$ , która w tym przypadku jest proporcjonalna do wypadkowej siły bezwładności obu mas  $m_1$  oraz  $m_p$ .

$$A_2 = kP_2 \quad (2)$$

gdzie:

$$\bar{P}_2 = \bar{P}_1 + \bar{P}_{PD} \quad (3)$$

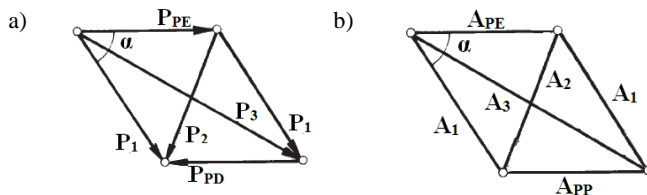
Identyczny pomiar przeprowadzany jest ponownie z tą różnicą, iż masa próbna  $m_D$  jest umieszczana po przeciwnej stronie wirnika w punkcie E (rys. 3c). Użytkuje się wtedy kolejną amplitudę  $A_3$  określoną wzorem (4):

$$A_3 = kP_3 \quad (4)$$

gdzie:

$$\bar{P}_3 = \bar{P}_1 + \bar{P}_{PE} \quad (5)$$

Występujące siły  $P_1$ ,  $P_{PE}$ ,  $P_{PD}$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  tworzą plan sił przedstawiony na rys. 4a.



Rys. 4. Wyznaczanie położenia masy korekcyjnej a) na elemencie wyważanym, b) na wyważanym podzespole

Fig. 4. Determining the position of the correction masses a) on a balanced element, b) on a balanced component

Z kolei widoczny na rys. 4b plan pozwala wyliczyć nie znaną dotychczas amplitudę  $A_p$  przypadającą na masę próbną  $m_p$  [4].

$$2A_p^2 + 2A_1^2 = A_2^2 + A_3^2 \quad (6)$$

Z równania (6) wynika zależność (7):

$$A_p = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}} \quad (7)$$

Wiadome jest, że spełniona jest równość (8):

$$A_p = kP_p \quad (8)$$

Z kolei po prostym przekształceniu powyższego wzoru otrzymujemy zależność (9):

$$k = \frac{A_p}{P_p} \quad (9)$$

Natomiast korzystając z poprzednich wzorów można otrzymać następujące równanie:

$$P_1 = \frac{A_1}{k} = \frac{A_1}{A_p} P_p \quad (10)$$

Po porównaniu wzoru (10) ze wzorem (1) można uzyskać następującą zależność:

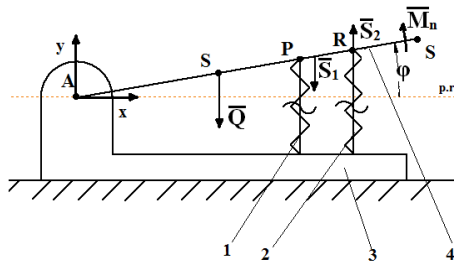
$$P_1 = m_1 r_1 = \frac{A_1}{A_v} m_p r_p \quad (11)$$

W ten sposób wyznaczamy nieznane dotychczas niewyważenie  $P_1$  w płaszczyźnie  $\pi$ . Korzystając ze wzoru (12) można również określić miejsce masy niewyważonej [4].

$$\alpha = \arccos\left(\frac{A_1^2 + A_p^2 - A_2^2}{2A_1A_p}\right) \quad (12)$$

### 3.1. Badania symulacyjne, kinematyka układu

Rozważany układ można przedstawić w postaci jak na rys. 5, gdzie: 1 - wstępnie ściśnięta sprężyna naciskowa, 2 - wstępnie rozciągnięta sprężyna naciągowa, 3 – nieruchoma podstawa układu, 4 – obracająca się platforma.



Rys. 5. Rozpatrywany układ mechaniczny

Fig. 5. Considered mechanical system

Zaprezentowany na powyższym rysunku układ jest nieliniowy, jednakże przyjęto założenie, że kąt  $\varphi$  jest mały. W takim przypadku można przyjąć, iż:

$$\sin \varphi \approx \varphi \quad (13)$$

Tak, więc korzystając z zależności (13) otrzymujemy równanie:

$$\begin{aligned} y_p &= |AP| \sin \varphi \approx |AP| \varphi \\ y_r &= |AR| \sin \varphi \approx |AR| \varphi \end{aligned} \quad (14)$$

Obydwe sprężyny zostały umieszczone obok siebie w tej samej odległości  $|AP|$  od punktu podparcia platformy do podstawy. Przyjęte wcześniej oznaczenia zostały sformułowane właśnie w taki sposób ze względu na niemożliwość przedstawienia obydwu sprężyn w jednym rzucie.  $|AP| = |AR|$ , a z tego wynika, iż:  $y_p = y_r$  [2]. Wiadomo jest również, iż w stanie równowagi statycznej siła wstępnego napięcia sprężyny równoważy ciężar układu i z tego względu w różniczkowych równaniach ruchu pominięto działanie ciężaru konstrukcji  $Q$  [2].

### 3.2. Masowy moment bezwładności platformy

Masowy moment bezwładności platformy wyznaczono doświadczalnie wykorzystując poniższy wzór:

$$I_o = \frac{Q_p |AS|}{\omega^2} \quad (15)$$

gdzie:  $Q_p = 17[\text{N}]$  - ciężar drgającej platformy,  $|AS| = 15[\text{cm}]$  - odległość punktu mocowania platformy od jego środka masy,  $\omega = 7.2013[\text{rad/s}]$  - częstość własna platformy [2, 4]. Z zależności (15) otrzymano, iż masowy moment bez-

władności drgającej platformy wynosi  $I_o = 0.0482[\text{kgm}^2]$ . Współczynnik tłumienia jednostkowego  $h$  został wyznaczony doświadczalnie i wynosi  $h=0.075$ .

### 3.3. Różniczkowe równania ruchu układu

Przedstawiony układ wykonuje ruch obrotowy wokół punktu A, co sprawia, iż różniczkowe równania ruchu są równaniami ruchu obrotowego (16):

$$I_o \ddot{\phi} = M_n + S_1 |AP| + S_2 |AR| \quad (16)$$

Z kolei wymuszenie układu  $M_n$  jest równe zależności (17):

$$M_n = m_p r_p |AT| \omega_w^2 \cos \psi_w t \quad (17)$$

gdzie:  $m_p$  – masa próbna wywołująca niewyważenie wirującego elementu,  $r_p$  – promień na, którym zamocowana jest masa  $m_p$  na tarczy,  $|AT|=|AK|$  – odległość od punktu do miejsca mocowania tarczy,  $\omega_w$  – prędkość kątowa wirującej tarczy [2, 4]. Natomiast siły reakcji sprężyn:  $S_1$  oraz  $S_2$  są z kolei opisane następującymi zależnościami:

$$S_1 = -k_1 y_p \quad (18)$$

$$S_2 = -k_2 y_r \quad (19)$$

gdzie:  $k_1, k_2$  – współczynniki sprężystości sprężyn 1 oraz 2 [2, 4]. Wstawiając do równania (16) przedstawione zależności (18) oraz (19) otrzymuje się następującą poniższą zależność:

$$I_o \ddot{\phi} = m_p r_p |AT| \omega_w^2 \cos \psi_w t - k_1 y_p |AP| + k_2 y_r |AR| \quad (20)$$

Drgania wymuszone tłumione (z tarciem wiskotycznym) opisane są wzorem (21):

$$\ddot{\phi} + 2h\dot{\phi} + \omega_o^2 \phi = q \cos \psi_w t \quad (21)$$

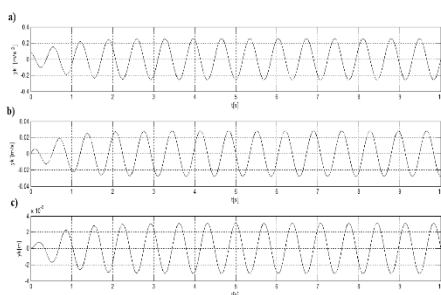
gdzie:  $\omega_o$  – to częstość drgań własnych układu,  $h$  – współczynnik tłumienia jednostkowego,  $q$  – to wymuszenie jednostkowe [2,4]. Zależność (20) można przekształcić do formy (21) oraz dodając znane już  $h$ , otrzymać zależność (22):

$$\ddot{\phi} + \frac{2h\dot{\phi}}{I_o} + \phi \left[ \frac{k_1 |AP|^2 - k_2 |AR|^2}{I_o} \right] = m_p r_p |AT| \omega_w^2 \cos \psi_w t \quad (22)$$

W celu przeprowadzenia symulacji pracy układu powyższe równanie zostało zamodelowane w pakiecie Matlab/Simulink. W przeprowadzonej symulacji przyjęto następujące dane:  $m_p = 5[\text{g}]$ ,  $r_p = 22[\text{mm}]$ ,  $|AT| = |AK| = 0.21[\text{m}]$ ,  $h = 0.075[-]$ ,  $I_o = 0.0482[\text{kgm}^2]$ ,  $k_1 = 800[\text{N/m}]$ ,  $k_2 = 700[\text{N/m}]$ ,  $AP = AR = 0.2[\text{m}]$ ,  $\omega_{\text{rez}} = 9.02[\text{rad/s}]$ ,  $k = 0.001$ – krok dyskretyzacji, czas symulacji 10 [s] oraz zerowe warunki początkowe:  $\varphi \stackrel{\circ}{=} 0$ ,  $\dot{\varphi} \stackrel{\circ}{=} 0$ .

### 3.4. Wyniki symulacji

Otrzymane na rys. 6 przebiegi kinematyczne, a szczególnie ten widoczny na rys. 6c, wskazują na poprawne zaprojektowanie stanowiska.



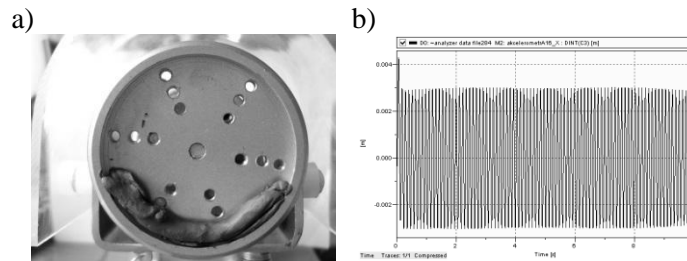
Rys. 6. Przebiegi kinematycznych parametrów ruchu układu: a) przyspieszenie liniowe punktu K, b) prędkość liniowa punktu K, c) przemieszczenie liniowe punktu K

Fig. 6. Graph of the kinematic parameters of the movement: a) linear acceleration of the point K, b) linear speed of point K, c) linear displacement of point K

Amplituda drgań układu w skrajnym punkcie platformy przy rezonansowej częstotliwości wymuszenia nie przekracza 4 [mm]. Pomiar „stanu niewyważenia” jest możliwy w zbudowanym stanowisku właśnie dzięki pomiarowi drgań układu. Wspomniana amplituda jest, więc ważnym parametrem dla omawianego stanowiska ze względu na fakt, iż zbyt „małe drgania” byłyby bardzo trudne do zarejestrowania, natomiast zbyt duża wartość amplitudy drgań układu mogłaby doprowadzić do zniszczenia całej konstrukcji. Drgania układu o amplitudzie nie przekraczającej 4 [mm] są również łatwe do zarejestrowania przy pomocy większości aparatur pomiarowych.

### 3.5. Badania doświadczalne na zaprojektowanym stanowisku

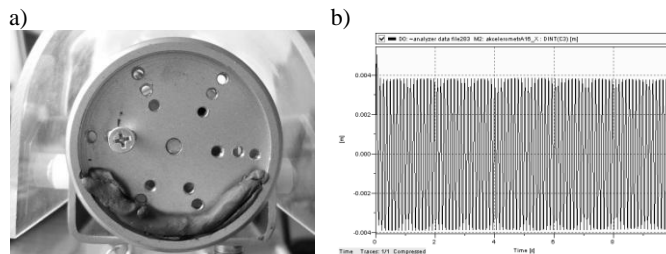
Badania doświadczalne przeprowadzone były w zgodzie z przedstawioną w poprzednich rozważaniach procedurą wyważania układu. Proces wyważania w rozpatrywanym przypadku składa się z 3 podstawowych faz oraz montażu obliczonej masy korekcyjnej. W pierwszej fazie wyważania zmierzono wartość amplitudy drgań A1 przy wyznaczonej doświadczalnie prędkości rezonansowej układu po wprowadzeniu masy niewyważenia w postaci plasteliny widocznej na rys. 7a. Zachowanie układu dla tej fazy operacji wyważania przedstawia wykres na rys. 7b. Powstał on w wyniku użycia akcelerometru przymocowanego do



Rys. 7. a) Widok tarczy w pierwszej fazie wyważania, b) wykres przemieszczenia liniowego krańcowego punktu platformy w zależności od czasu

Fig. 7. a) View of the disc in the first phase of balancing, b) the plot of linear displacement of the marginal point for the platform in function of time

krańcowego punktu platformy. Z wykresu odczytano max. amplitudę drgań w „stanie ustalonym”  $A_1=3$  [mm]. Druga faza wyważania polega na umieszczeniu we wcześniej przygotowanej tarczy (w analizowanym przypadku wraz z plasteliną) masy próbnej w wybranym miejscu (rys. 8a). W omawianym przypadku jako masę wybrano śrubę o masie:  $m= 2.6$  [g] umieszczoną w dobrze widocznym na wspomnianym rysunku miejscu.

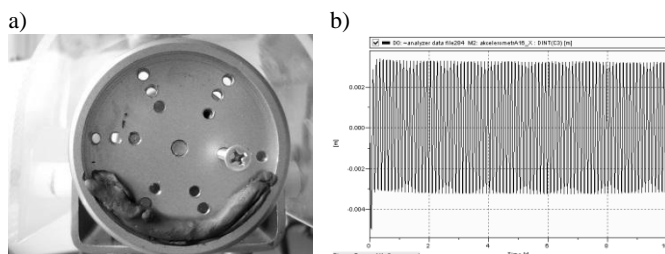


Rys. 8. a) Widok tarczy w drugiej fazie wyważania, b) wykres przemieszczenia liniowego krańcowego punktu platformy w zależności od czasu

Fig. 8. a) View of disc in second phase of balancing, b) plot of linear displacement of marginal point for platform in function of time

Następnie dokonano tych samych pomiarów, które zostały wykonane w pierwszej fazie wyważania. Wyniki omawianych badań są widoczne na rys. 8b. Z wykresu przemieszczenia liniowego krańcowego punktu dla fazy drugiej odczytano max. amplitudę drgań w „stanie ustalonym”  $A_2=3.8$  [mm]. Z kolei trzecia faza wyważania polega na umieszczeniu we wcześniej przygotowanej tarczy masy próbnej po przeciwnej stronie w stosunku do wybranego miejsca umieszczenia

masy próbnej w poprzednim przypadku. Jako masę ponownie wybrano śrubę o  $m = 2.6$  [g] umieszczoną w widocznym na rys. 9a miejscu.

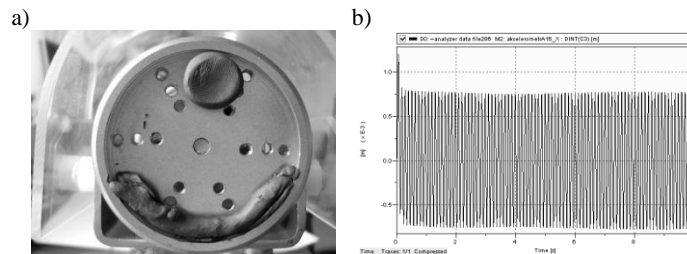


Rys. 9. a) Widok tarczy w trzeciej fazie wyważania, b) wykres przemieszczenia liniowego krańcowego punktu platformy w zależności od czasu

Fig. 9. a) View of disc in the third phase of balancing, b) plot of linear displacement of the maginal point for platform in function of time

Następnie dokonano tych samych pomiarów, które zostały wykonane w pierwszej i drugiej fazie wyważania. Wyniki omawianych badań są widoczne na rys. 9b. Tak jak w poprzednich dwóch przypadkach z wykresu przemieszczenia liniowego krańcowego punktu dla fazy trzeciej (rys. 9b.) odczytano max. amplitudę drgań w „stanie ustalonym”  $A_3 = 3.2$  [mm]. Znając wyznaczone doświadczalnie amplitudy drgań, wartości masy próbnej oraz promienia próbnego wykorzystano podane w poprzednim rozdziale zależności pozwalające uzyskać poszukiwaną wartość niewyważenia oraz jego miejsce. W celu wykonania wspomnianych obliczeń zastosowano pakiet Matlab/Simulink. Uzyskane wyniki obliczeń:  $A_p = 0.0018$  [m],  $P_1 = 9.3895e-005$  [kgm],  $k = 19.4639$  [m/N],  $\alpha = 1.7635$  [rad] =  $101^\circ$ . Wskazują one, iż w celu wyważenia układu należy użyć ciężaru korekcyjnego o momencie statycznym  $P_1 = 93.895$  [g mm] na kącie  $\alpha = 101^\circ$ . W celu wyważenia układu sporządzono ciężar korekcyjny z plasteliny i umieszczono go w takim miejscu, aby miał podobny moment statyczny do obliczonego  $P_1$  i umieszczono go na wcześniej podanym kącie  $\alpha$  (rys. 10a).

Następnie dokonano identycznych pomiarów, które zostały wykonane w każdej z opisanych wcześniej faz wyważania. Wyniki omawianych badań są widoczne na rys. 10b. Maksymalna amplituda jest równa około 0.75 [mm]. Jest więc ona około czterokrotnie mniejsza od amplitudy uzyskanej w pierwszej fazie wyważania równej  $A_1 = 3$  [mm]. Wynik ten dowodzi poprawności całej metody. W doświadczeniach wykazano, iż niewielka zmiana masy układu (np. dodanie masy próbnej, czy korekcyjnej) zmienia położenie strefy rezonansu urządzenia. Wspomniany fakt negatywnie wpływa na dokładność procesu wyważania. Dlatego w pracy badania przeprowadzano przy pomocy stałej prędkości obrotowej wirnika, doświadczalnie ustawionej jako rezonans w pierwszej fazie wyważania.



Rys. 10. a) Widok tarczy wraz z masą korekcyjną, b) wykres przemieszczenia liniowego krańcowego punktu platformy w zależności od czasu dla układu po zastosowanej korekcji mas

Fig. 10. a) View of disc with correction mass b) plot of linear displacement of marginal point for platform in function of time of a system after masses correction application

#### 4. Wnioski końcowe

W niniejszym artykule zwrócono szczególną uwagę na współczesne metody wyważania wirujących elementów. Współczesny rozwój elektroniki doprowadził do powstania wielu urządzeń, w których pomiar niewyważenia jest w pełni zautomatyzowany lub półautomatyczny. Powstała koncepcja stanowiska wraz z procedurą wyważania. Wspomniana procedura wykorzystuje pomiar drgań platformy w celu określenia „stanu niewyważenia” układu. Jak wykazały badania symulacyjne zaproponowany układ mechaniczny umożliwia uzyskanie wystarczającej amplitudy drgań platformy, co stanowi dobrą podstawę do praktycznej realizacji wyważania. Przeprowadzone badania doświadczalne wskazują, iż zaprojektowany układ wraz z przyjętą procedurą wyważania jest w stanie zmniejszać niewyważenie elementów wirujących. W przedstawionych badaniach poprzez właściwe rozmieszczenie mas na powierzchni wirującej tarczy dokonano około czterokrotnego zmniejszenia niewyważenia obracającej się części. W przyszłości można rozbudować platformę o dodatkową płaszczyznę wyważania i w ten sposób zbudować wyważarkę dynamiczną. W takim przypadku znacznie wzrosłby zakres możliwych do wykonania na takim urządzeniu prac badawczych

#### Literatura

- [1] Den Hartog P.: Drgania mechaniczne, PWN, Warszawa, 1971.
- [2] Giergiel J.: Drgania mechaniczne, Uczel. Wydaw. Nauk.-Dydakt. AGH, Kraków, 2000.
- [3] Łączkowski R.: Wyważanie elementów wirujących, WNT, Warszawa, 1979.
- [4] Miller S.: Teoria mechanizmów i maszyn : synteza układów mechanicznych, Wydaw. Politech. Wrocł., Wrocław, 1977.

**DESCRIPTION PHENOMENON OF BALANCING MASSES  
IN ANGULAR RATE****S u m m a r y**

In the article description of the phenomenon of balancing masses in angular rate. In order to solve the problem of balancing test masses, the algorithm was elaborated. In addition created stand was presented and procedures for balancing in the discussed stand were described. The paper presents also the results of simulation and experiments performed on the created device.

**Keywords:** balancing, vibration, rotating components, balancing stand

DOI:10.7862/rb.2014.38

*Przesłano do redakcji: 10.07.2014 r.*

*Przyjęto do druku: 04.09.2014 r.*