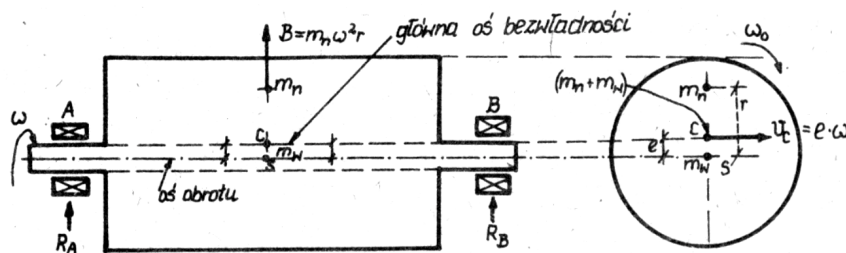


2.2.1. Niewyrównoważenie

Jest to wspólna cecha wszystkich elementów wirujących zarówno wałów maszyn wirnikowych, jak i wałów wykorbionych maszyn tłokowych. W pierwszym jednak przypadku niewyrównoważenie jest ubocznym efektem niedoskonałości materiału (np. niejednorodność), procesu wytwarzania a także efektem zużycia eksploatacyjnego (np. erozja).

W drugim zaś przypadku niewyrównoważenie wału korbowego jest charakterystyką maszyny dobrane świadomie przez konstruktora, niezmiennie w procesie eksploatacji. Stąd też odsyłając do literatury specjalistycznej [16] nie będziemy się dalej tym zagadnieniem zajmować. Ogólnie każde nierównoważenie mas w ruchu obrotowym jest źródłem wirujących sił i/lub momentów sił bezwładności, które przenoszą się przez łożyska na korpus wzbudzając cały układ do drgań. Pomiar amplitudy i fazy tych drgań pozwala sądzić o rodzaju niewyrównoważenia jak niżej.

Niewyrównoważenie statyczne. Rozważmy bryłę wirnika maszyny na sztywnym wale osadzonym w łożyskach i wirującą z prędkością kątową ω_0 . Niech masa wirnika i wału będzie m_w zaś na promieniu r od osi obrotu w płaszczyźnie środka ciężkości S znajduje się dodatkowa masa niewyrównowazona o wielkości m_n , tak jak na rysunku 2.1



Rys.2.1. Wirnik niewyrównoważony statycznie i jego geometria mas oraz reakcje

Z rysunku i z elementarnej wiedzy z mechaniki np.[17] łatwo znaleźć siły bezwładności wirującego wirnika na dwa sposoby [18]. Uwzględniając jedynie masę niewyrównoważoną jako: $B = m_n r \omega_0^2$, oraz uwzględniając związane z nią przesunięcie głównej centralnej osi bezwładności i całą masę układu, gdzie $B = (m_n + m_w) e \omega_0^2$. Z przyrównania tych dwu związków uzyskujemy niewyrównoważenie właściwe:

$$e = \frac{m_n \cdot r}{m_n + m_w} \cong \frac{m_n \cdot r}{m_w}, \quad \text{gdyż } m_w \gg m_n \quad (2.1)$$

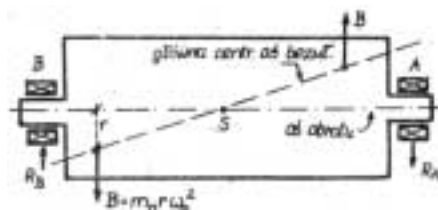
mierzone w Jednostkach długości, np. mm lub μm .

Wielkość e można również wyznaczyć znając prędkość środka masy C niewyrównoważonego wału, gdyż $V_c = e \omega_0$. Na limitowaniu tej prędkości oparte są normy określające dopuszczalne niewyrównoważenie e_d dla poszczególnych grup maszyn (patrz załącznik). Wirująca siła bezwładności z tytułu niewyrównoważenia przejmowana jest przez łożyska, gdyż $B = R_A + R_B$. A ponieważ sztywność łożysk w korpusie maszyny i samego korpusu jest zawsze skończona, to reakcje R_A i R_B pobudzać będą do drgań przyległe elementy i podzespoły z częstotliwością obrotową $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{n}{60} \text{ Hz}$.

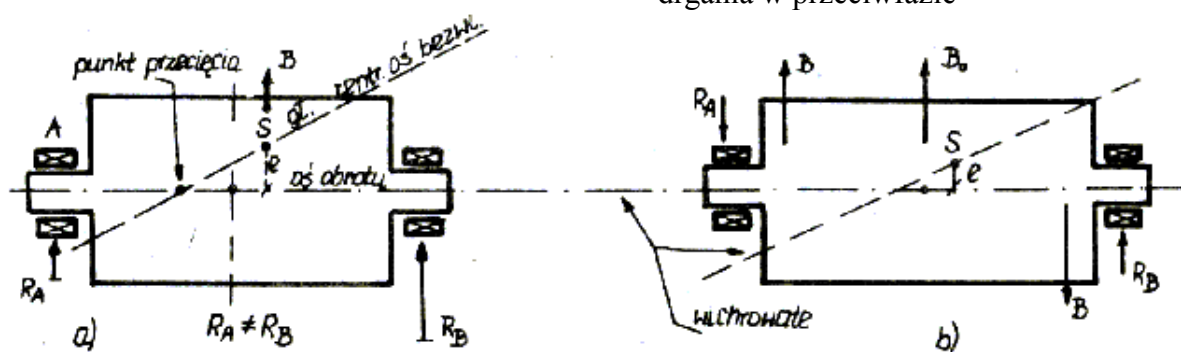
Mierzając więc amplitudę drgań na łożyskach możemy pośrednio oceniać wielkość niewyrównoważenia. Zwróćmy tu uwagę, że przy tym typie niewyrównoważenia jak na rysunku 2.1, drgania łożysk A i B (podpór łożyskowych) będą współfazowe (porównaj rys. 2.1 i 2.2), co jest istotną cechą pozwalającą odróżnić ten typ niewyrównoważenia od innych oraz od innych niesprawności*.

Niewyrównoważenie momentowe - powstaje wtedy, gdy naddatki masy rozłożone są symetrycznie i przemiennie względem środka masy S (rys.2.2). Wtedy główna oś bezwładności przecina oś obrotu w środku ciężkości, a reakcje łożysk są równe i przeciwnego znaku. Innymi słowy, wirująca para sił daje reakcje łożysk będące w przeciwfazie ($\varphi=180^\circ$). Tak więc drgania mierzone na obudowach łożysk różniące się w fazie o 180° pozwalają łatwo odróżnić niewyrównoważenie momentowe od statycznego.

Niewyrównoważenie quasistatyczne powstaje wtedy, gdy masa niezrównoważona leży poza płaszczyzną środka ciężkości. Wtedy główna oś bezwładności wirnika przecina oś obrotu poza środkiem ciężkości S dając niewyrównoważenie właściwe e, oraz nierówne amplitudowe lecz wapółfazowe reakcje (drgania) łożysk A i B (rys.2.3a).



Rys.2.2. Niewyrównoważenie momentowe wirnika (wirująca para sił B,B) daje reakcje łożysk i ich drgania w przeciwfazie



Rys.2.3. Niewyrównoważenie quasistatyczne a) i dynamiczne b) wirników sztywnych i ich reakcje (drgania łożysk)

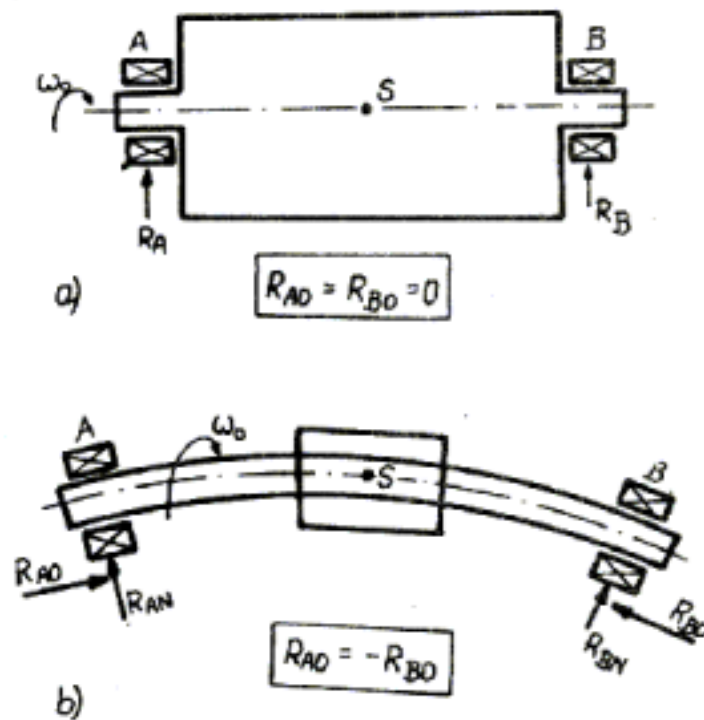
*) niesprawność » niewielka zmiana stanu technicznego, nie wpływająca na realizację celu podstawowego maszyny.

Niewyrównoważenie dynamiczne jest wg Łączkowskiego [18] najogólniejszym stanem niezrównoważenia rozkładu masy wirnika, w którym jego główna oś bezwładności jest wichtrowata do osi obrotu w odległości e (patrz rys. 2.3.b).

Z punktu widzenia mechaniki układ sił bezwładności tego przypadku można zredukować do wypadkowego wirującego wektora siły przyłożonego w środku ciężkości i wirującej pary sił równej sumie momentów sił bezwładności niezrównoważenia. W takim razie reakcje (drgania) łożysk A i B będą naprzemiennie różne co do amplitud i przesunięte w fazie o 180° .

Na zakończenie omawiania niewyrównoważenia warto przypomnieć, że jest to zjawisko dynamiczne, ujawniające się w ruchu. Zaś wprowadzone wyżej nazwy pozwalają lepiej rozróżnić poszczególne przypadki i zdać sobie sprawę z układu reakcji i drgań podpór

łożyskowych. Wykrycie typu niewyrównoważenia ułatwia niewspółmiernie korekcję zaistniałej sytuacji przez wyrównoważenie w jednej płaszczyźnie dla przypadków statycznego i quasistatycznego niewyrównoważenia, oraz procedurę dwupłaszczyznową dla niewyrównoważenia momentowego i dynamicznego [18]. Korekcja niewyrównoważenia staje się niezwykle istotna dla maszyn, których obroty leżą w zakresie częstości własnej drgań układu wirnik-wał na sprężystości podpór. Częstość taka nosi nazwę krytycznej ($\omega_{kr} = 2\pi f_{kr} = \sqrt{\frac{k_z}{m_u}}$, gdzie k_z = zastępcza sztywność układu, m_u = jego masa) i jeśli



Rys.2.4. Różnice między niewyrównoważeniem (a) i zgiętym wałem (b) w postaci przeciwfazowych reakcji drgań osiowych

$\omega_0 \sim \omega_{kr}$ to amplitudy ugięć i drgań wału mogą przyjąć niebezpiecznie duże wartości prowadząc do przytarcia, awarii itp.

Zgięty wał z tytułu przytarcia lub odkształcenia cieplnego [20] daje efekty podobne jak niewyrównoważenie statyczne lub quasi statyczne zależnie od położenia centrum wygięcia [19]. Reakcje i drgania normalne do łożysk są tu takie same jak na rysunku 2.1 lub 2.3a. W efekcie wirowania zgiętego wału pojawiają się jednak reakcje styczne (osiowe) do łożysk, które są wzajemnie przeciwne co do kierunków (rys.2.4). Tak więc, pomiar fazy drgań osiowych łożysk i ich różnica o 180° daje pewność wykrycia zgięcia wału i korekcji zaistniałej sytuacji.