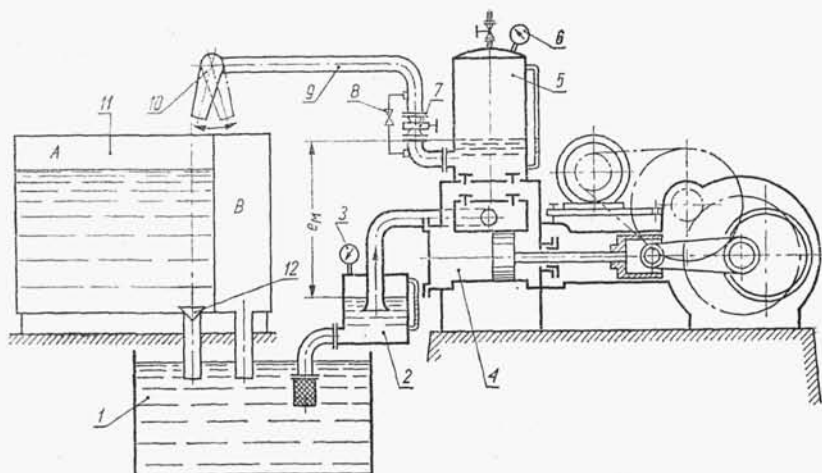


23.7. Urządzenia do badania pomp wyporowych

Pompy wyporowe o wydajności ciągłej (bez okresowych zmian natężenia przepływu) mogą być badane na stanowiskach do badania pomp wirowych (p. 23.4). Pompy tłokowe bada się na stanowiskach o nieco innych układach (rys. 23.6).

Ponieważ badana pompa tłokowa nie ma powietrznika ssawnego, więc przed nią znajduje się na stanowisku powietrznik 2, połączony przewodem ssawnym ze zbiornikiem dolnym 1. Na powietrznikach: ssawnym 2 i tłocznym 5 zainstalowano wakuometr 3 i manometr 6. Umieszczone na powietrznikach wodowskazy umożliwiają pomiar różnicy poziomów cieczy. Wysokość podnoszenia jest regulowana przez zawór 7, zaopatrzony w zawór bezpieczeństwa 8, który chroni urządzenie przed nadmiernym wzrostem ciśnienia.



Rys. 23.6. Stanowisko do badań i prób pomp wyporowych m. in. tłokowych

Ciecz wypływająca z rury tłocznej 9, zaopatrzonej u wylotu w urządzenia prze-rzutowe 10, wpływa bądź do komory zrzutowej B, bądź do komory pomiarowej A zbiornika 11. Po zakończeniu pomiaru i odczytaniu wysokości napełnienia na wodowskazie, ciecz uchodzi do zbiornika dolnego poprzez zawór denny 12 w komorze pomiarowej.

Pompy wyporowe są badane wodą, co ułatwia porównywanie wyników badań pomp podobnych typów. Pompy przeznaczone do innych cieczy są badane na stanowiskach specjalnych, przystosowanych do właściwości tych cieczy.

23.8. Badania modeli pomp wirowych

Przy dużych wymiarach maszyn hydraulicznych, w naszym przypadku pomp, budowanie i badanie prototypów naturalnej wielkości byłoby bardzo kosztowne, a przy bardzo dużych wartościach parametrów i wymiarach, wręcz niemożliwe do urzeczywistnienia. Dlatego buduje się i poddaje wszechstronnym badaniom pompy mode-

lowe — o zmniejszonych wymiarach, a otrzymane wyniki są przeliczane następnie na wartości właściwe pompie naturalnej wielkości.

Pompy modelowe muszą zatem spełniać warunki podobieństwa dynamicznego, określone szczegółowo w p. 10.1. Należy jednak podkreślić, iż niektóre warunki podobieństwa są trudne lub wręcz niemożliwe do zachowania. Między innymi nie można spełnić warunku równości liczby Reynoldsa Re dla pól prądu pompy roboczej i modelowej. Teoretycznie dążymy do spełnienia warunku

$$Re = \frac{u_2 d_2}{\nu} = \frac{u_{2m} d_{2m}}{\nu_m} = Re_m \quad (23.9)$$

gdzie: u_2, d_2 — odnoszą się do wirnika pompy roboczej, u_{2m}, d_{2m} — do wirnika pompy modelowej.

Praktycznie powinien być zachowany warunek

$$\frac{1}{15} < \frac{Re_m}{Re} < 15 \quad (23.10)$$

Nie można niekiedy zachować warunku tej samej chropowatości względnej ścian kanałów przepływowych, które w pompie modelowej musiałyby być obrabiane. Niespełnienie tego warunku sprawia, iż sprawność hydrauliczna pomp roboczych jest większa niż pomp modelowych.

23.8.1. Obliczanie wartości parametrów pracy pompy roboczej na podstawie pompy modelowej

Przy dokładnym obliczaniu pomp modelowych należy zatem wziąć pod uwagę zmianę sprawności w stosunku do pomp roboczych. Odpowiednie wzory (10.16), (10.17) i (10.18), wiążące parametry pracy dwu różnych pomp, podane w rozdz. 10, w odniesieniu do pompy roboczej i modelowej przybiorą postać:

$$\frac{Q}{Q_m} = \frac{n}{n_m} \left(\frac{d}{d_m} \right)^3 \frac{\eta_v}{\eta_{vm}} \quad (23.11)$$

$$\frac{H}{H_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^2 \left(\frac{d}{d_m} \right)^2 \frac{\eta_h}{\eta_{hm}} \quad (23.12)$$

$$\frac{P}{P_m} = \left(\frac{n}{n_m} \right)^3 \left(\frac{d}{d_m} \right)^5 \frac{\eta}{\eta_m} \quad (23.13)$$

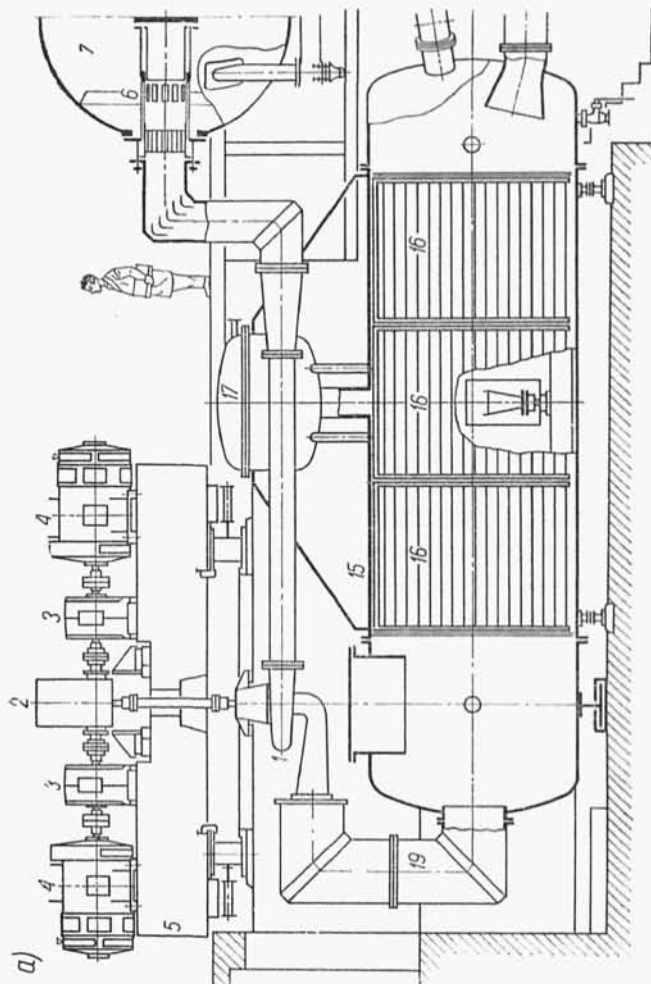
gdzie symbole bez indeksu odnoszą się do pompy roboczej, zaś z indeksem m — do pompy modelowej.

Ze względu na niemożność spełnienia warunku równości chropowatości względnej ścian kanałów przepływowych następuje wzrost sprawności hydraulicznej pompy roboczej w stosunku do sprawności pompy modelowej.

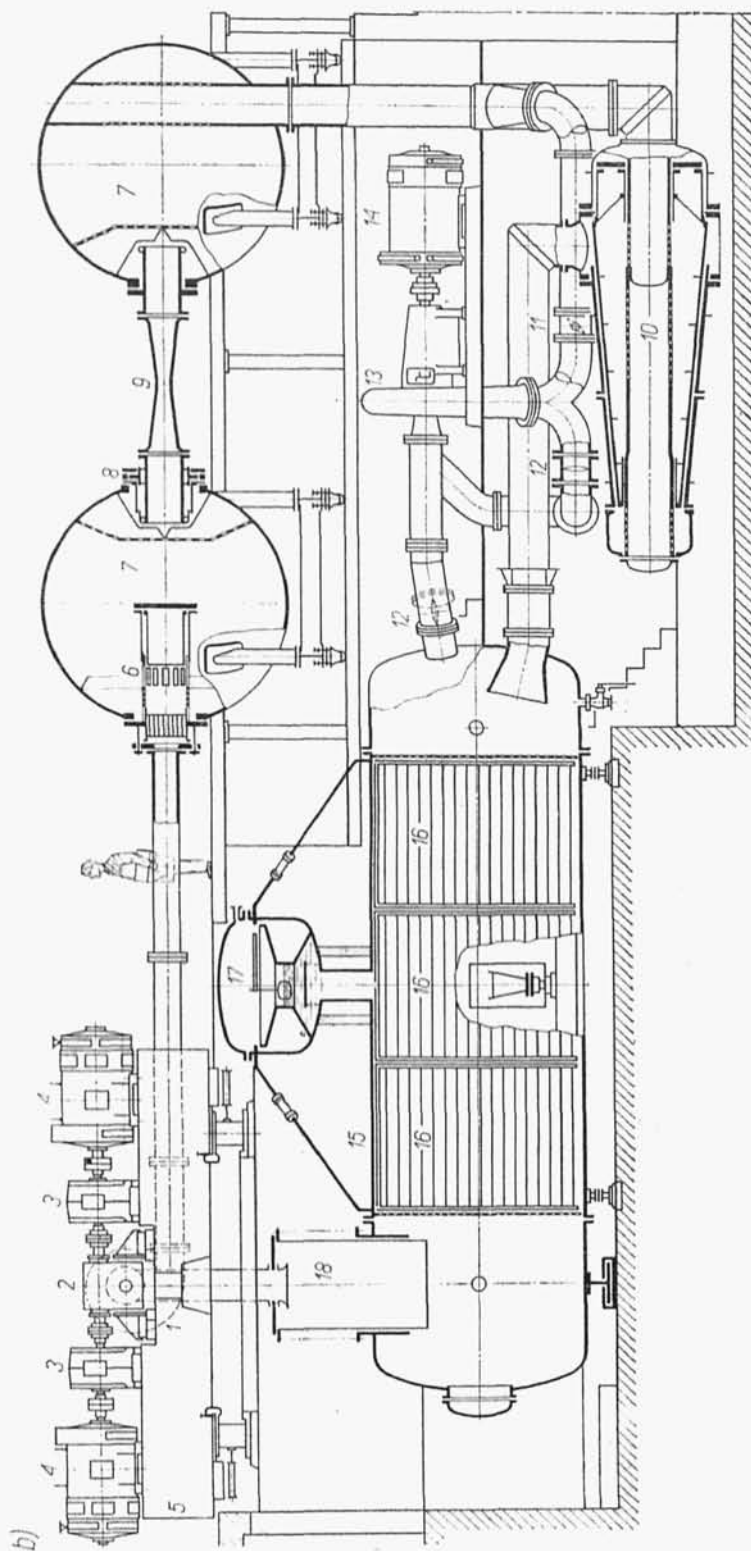
C. Pfliegerer podał wzór następujący

$$\eta_h = 1 - (1 - \varphi \eta_{hm}) \left(\frac{n_m d_{2m} \nu}{n d_2 \nu_m} \right)^{0,13} \quad (23.14)$$

gdzie: ν, ν_m — lepkości kinematyczne cieczy w pompie roboczej i modelowej, φ — współczynnik doświadczalny



Rys. 23.7. Schemat nowoczesnego stanowiska do badań pomp modelowych i pompoturbin firmy Escher-Wyss, Zürich (Szwajcaria); 1 — maszyna badana modelowa, 2 — przekładnia hydrokinetyczne, 3 — przewody hydrokinetyczne, 4 — silnik elektryczny asynchroniczny ($P = 600$ kW), 5 — płyta fundamentowa, 6 — zawór bębnowy, 7 — komora uspokajająca ($V = 17$ m³), 8 — dławnica, 9 — zwięzła Venturiego, 10 — przetwornik energii, 11 — kłapa dławiąca, 12 — kłapa rozrządca, 13 — pompa obiegowa, 14 — silnik elektryczny asynchroniczny ($P_s = 400$ kW do napędu pompy 13), 15 — ciśnieniomierz zbiornik dolny, 16 — odpowietrznik daszkowy, 17 — kółpak dolnego zbiornika 15, 18 — wysuwalny króciec rurowy do wbudowania rury ssawnej, 19 — kształtka odwracalna



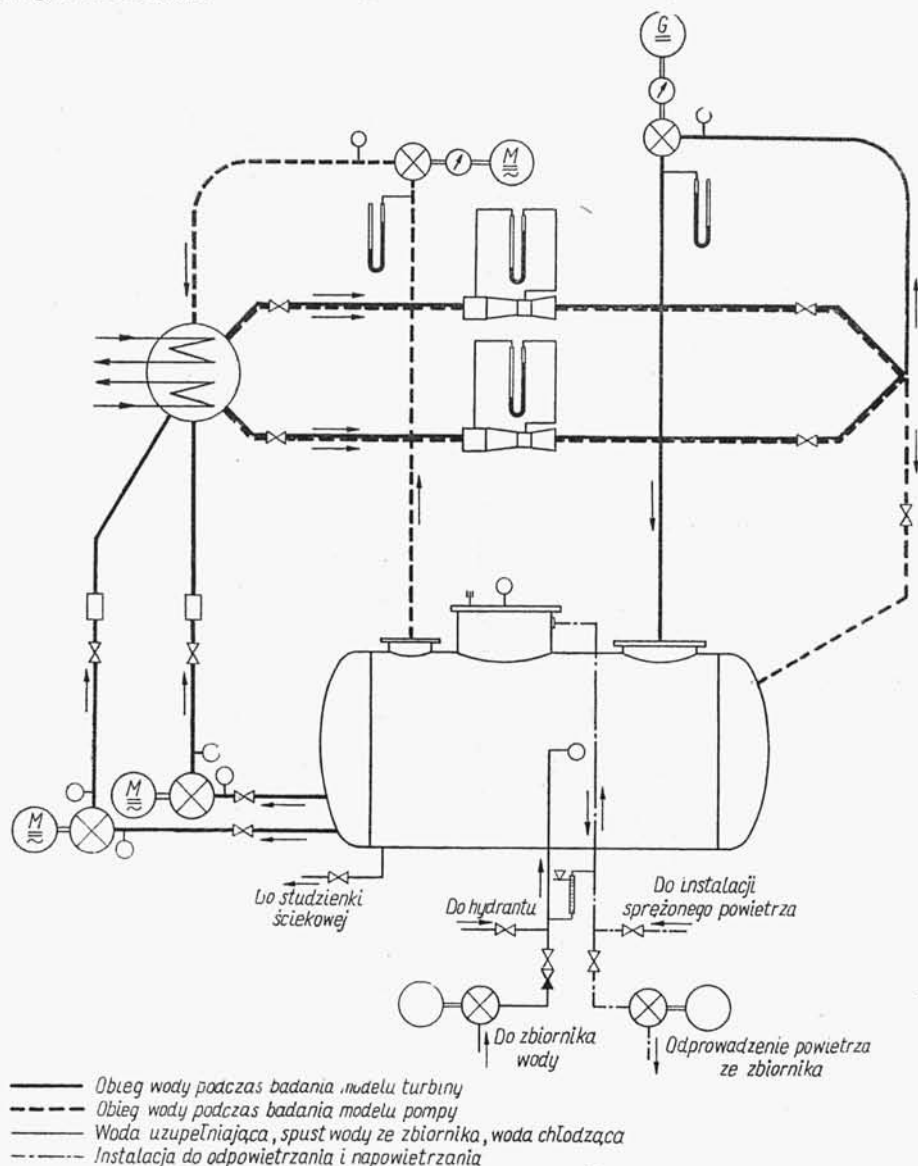
$$\left(\varphi = \frac{1 - 70/d_0^{3/2}}{1 - 70/d_{0m}^{3/2}} \right) \quad (23.15)$$

d_0 i d_{0m} — średnice wlotowe wirników roboczego i modelowego w mm.

Najczęściej do obliczenia całkowitej sprawności pompy roboczej na podstawie sprawności modelowej jest stosowana *formuła obliczeniowa Moody'ego*

$$\eta = 1 - (1 - \eta_m) \left(\frac{d_m}{d} \right)^{0,45} \left(\frac{n_m}{n} \right)^{0,2} \quad (23.16)$$

gdzie d , d_m — dowolne, ale odpowiadające sobie podstawowe wymiary (średnice) wirników roboczego i modelowego.



Rys. 23.8. Schemat działania uniwersalnego stanowiska do badań modelowych turbin i pomp ze szczególnym uwzględnieniem badań kavitacyjnych (projekt autora)

Prostsza formuła obliczeniowa, ustalona przez firmę Byron Jackson Pumps (USA) ma postać

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{d_m}{d}\right)^{0,165} \quad (23.17)$$

Wzrost całkowitej sprawności pomp roboczych w stosunku do sprawności pomp modelowych wynosi $1 \div 7\%$.

23.8.2. Stanowiska do badań pomp modelowych

Do badań modelowych pomp, pompoturbin i turbin, łącznie z możliwością prowadzenia badań kawitacyjnych, są budowane specjalne stanowiska zapewniające dużą dokładność pomiarów. Stanowiska te są wyposażone w urządzenia uniwersalne pozwalające badać różnego rodzaju maszyny oraz aparaturę pomiarową. Z tych względów stanowiska te są zwykle bardzo kosztowne.

W literaturze technicznej krajowej [9] i zagranicznej są podane przykłady uniwersalnych stanowisk do badań maszyn hydraulicznych w obiegu zamkniętym. W tym punkcie ograniczono się do podania dwu przykładów.

Na rys. 23.7 przedstawiono schemat nowoczesnego uniwersalnego stanowiska do badań modelowych pomp, pompoturbin i turbin w laboratorium firmy Escher-Wyss w Zurichu (Szwajcaria). Na rys. 23.7a jest pokazana maszyna o osi pionowej, a na rys. 23.7b maszyna o osi poziomej.

Maksymalne wartości parametrów badanych maszyn wynoszą: $Q_{\max} = 1,2 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{\max} = 500 \text{ m}$, spad $H_{\max} = 140 \text{ m}$, $n_{\max} = 5200 \text{ obr/min}$, P_{\max} dla pompy = 1200 kW, P_{\max} dla turbiny = 500 kW.

Schemat działania uniwersalnego stanowiska do badań modelowych pomp i turbin, ze szczególnym uwzględnieniem badań kawitacyjnych, zbudowanego w jednym z krajowych instytutów, przedstawiono na rys. 23.8. Parametry pracy stanowiska: $Q_{\max} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, H_{\max} dla pompy = 100 m, spad badanych turbin $H_{\max} = 80 \text{ m}$, $n_{\max} = 2000 \text{ obr/min}$, $P_{\max} = 200 \text{ kW}$.