

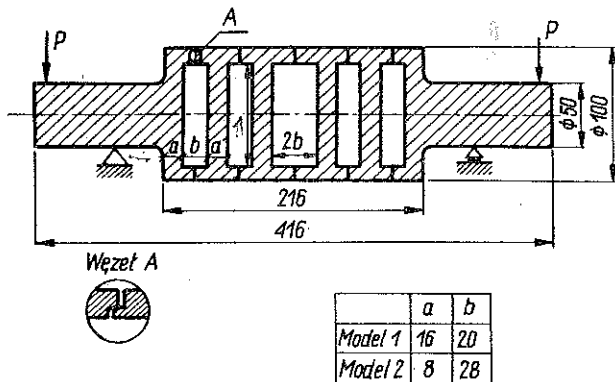
BADANIE MODELI SPAWANYCH WIRNIKÓW PRZY SKRĘCANIU, ZGINANIU i RUCHU OBROTOWYM*

I. P. WASILCZENKO, T. Ju. KEPICZ i W. I. SAWCZENKO (KIJÓW)

Spawane wirniki turbinowe są konstrukcjami osiowo-symetrycznymi niekiedy o bardzo złożonym kształcie. Przy obliczaniu wirników wprowadza się szereg hipotez upraszczających. Dla ich weryfikacji i analizy potrzebne są dane doświadczalne. W celu pełniejszego zbadania rozkładu naprężeń we wszystkich częściach wirnika, włączając strefy spiętrzenia i strefy spawanych szwów, przeprowadzono badania doświadczalne na modelach dla przypadku zginania, skręcania i ruchu obrotowego wirnika. Zastosowano metodę elastooptyczną z «zamrażaniem» odkształceń.

1. ZGINANIE I SKRĘCANIE UPROSZCZONYCH MODELI SPAWANEGO WIRNIKA

Rzeczywisty wirnik składa się z oddzielnych części połączonych spoiną. Tutaj rozpatrzono modele uproszczone składające się z 6 części. Modele wirnika były wykonane z żywicy epoksydowej ED-6. Spoinę zastąpiono klejeniem. Klejenie



Rys. 1. Szkic uproszczonych modeli spawanego wirnika

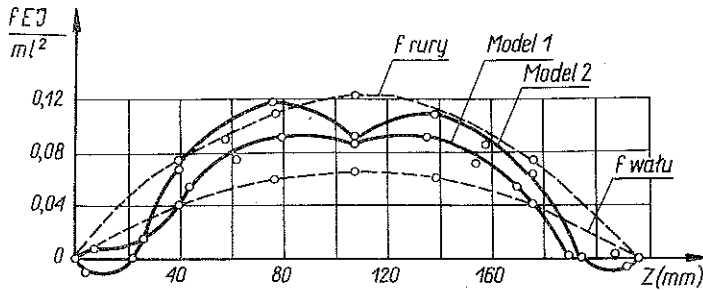
uproszczonych modeli wykonano klejem sporządzonym również z żywicy epoksydowej ED-6. Szkic modeli i schemat obciążenia przy zginaniu jest pokazany na rys. 1.

W przypadku zginania modelu pomiarów dokonywano przed i po zamrożeniu oraz określano jego ugięcia. Ugięcia części cylindrycznej porównywano z obliczonymi ugięciami rury o promieniu zewnętrznym $R=50$ mm i wewnętrznym $r_0=$

(*) Z rosyjskiego przełożył Józef Bejda.

=41 mm oraz z ugięciami pełnego cylindra o promieniu $R=50$ mm. Ugięcia części cylindrycznych obydwu modeli są pokazane na rys. 2.

Z zamrożonych modeli wycinano centralne warstewki prostopadłe do powierzchni obojętnej zginanego modelu.



Rys. 2. Ugięcia cylindrycznej części modelu spawanego wirnika

Na podstawie zmierzonej elastoptycznej anizotropii warstewki określano różnicę naprężeń głównych $\sigma_1 - \sigma_2$ i ich kierunek. Okazało się, że duże naprężenia pojawiają się w czopach wirnika, a znikome w części cylindrycznej, wskutek czego trudno jest otrzymać niezbędne dla pomiarów elastoptyczne opóźnienie względne w warstewkach. Ponieważ nie można było zwiększyć naprężeń, gdyż groziło to zniszczeniem modelu w miejscu przejścia wału w tarczę czopa, badano więc modele z pogrubionymi występami i określano rozkład naprężeń w tarczach środkowych i w strefach cylindrycznych między tarczami.

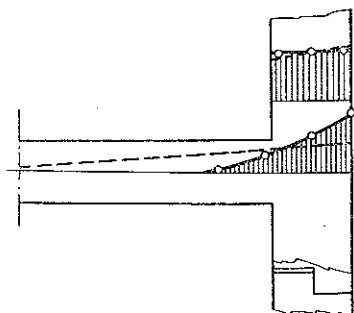
Przeprowadzone pomiary wykazują, że w tarczach środkowych i w obszarach cylindrycznych zawartych między nimi naprężenia główne w płaszczyźnie symetrii są odpowiednio równoległe i prostopadłe do powierzchni obojętnej (wyjątek stanowią niewielkie strefy w okolicy spoin). Zatem w obszarze rozciągającym można przyjąć $\sigma_2=0$, $\sigma_1=\delta/c_t d$, a w ściskającym $\sigma_1=0$, $\sigma_2=-\delta/c_t d$ (δ jest względnym elastoptycznym opóźnieniem, c_t względnym elastoptycznym współczynnikiem materiału modelu w temperaturze zamrażania, a d jest grubością warstewki).

Naprężenia w tarczach środkowych i w częściach cylindrycznych modeli między tarczami wykazują znikomą różnicę. Na rys. 3 i 4 dla obydwu modeli pokazano rozkład naprężeń normalnych σ_r , σ_θ wzdłuż promienia w środkowej płaszczyźnie tarczy i w cylindrze w połowie odległości między tarczą i spoiną.

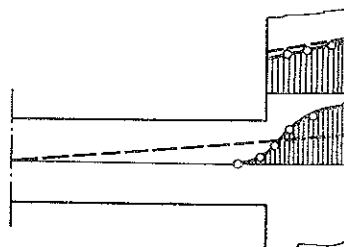
Linia przerywaną pokazano naprężenia zginające w pełnym wale o promieniu $R=50$ mm i w rurze o promieniu zewnętrznym $R=50$ mm oraz wewnętrznym $r_0=41$ mm. Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć wniosek, że naprężenia normalne w części cylindrycznej są zbliżone do naprężeń otrzymanych ze wzoru $\sigma = Mr/J$ (M oznacza moment gnący, J moment bezwładności pełnego cylindra). W cylindrze nad tarczami naprężenia te nieco wzrastają. Krążki środkowe nie są naprężone, ale wykazują istotny wpływ na ugięcie cylindrycznej części modelu. Wielkość ugięcia całego modelu będzie określona na podstawie znajomości odkształcenia cienkiej tarczy czopa.

Te dwa modele były badane również na skręcanie. Modele były obciążane w specjalnym urządzeniu obciążającym.

Rozkład naprężeń w czopie wirnika ma bardzo złożony charakter, dlatego do określenia składowych tensora naprężenia w kartezjańskim układzie współrzędnych

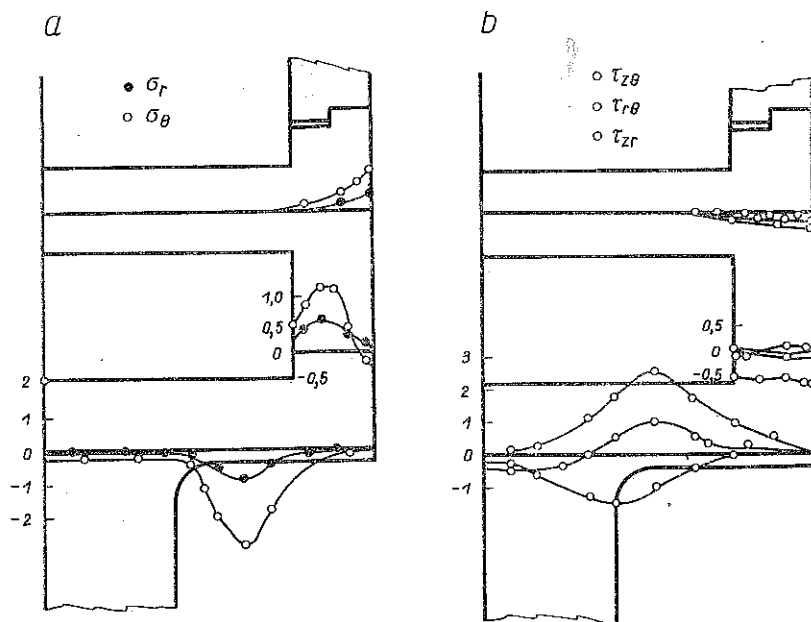


Rys. 3. Rozkład naprężeń normalnych w płaszczyźnie środkowej tarczy wirnika (model 1)



Rys. 4. Rozkład naprężeń normalnych w płaszczyźnie środkowej tarczy wirnika (model 2)

(oś z jest skierowana wzdłuż osi wirnika) zastosowano metodę ukośnego prześwietlania warstwek opracowaną przez W. M. KRASNOWA [4]. Zgodnie z tą hipotezą prześwietlając jedną warstwekę (np. warstwekę, której powierzchnia środkowa pokrywa się z płaszczyzną $r = 0$) w trzech kierunkach, można otrzymać trzy różnice naprężeń normalnych i wielkość trzech naprężeń stycznych.



Rys. 5. a) Rozkład naprężeń normalnych w spawanym wirniku przy skręcaniu. b) Rozkład naprężeń stycznych w spawanym wirniku przy skręcaniu

Te sześć wielkości nie określa jednak całkowicie stanu naprężenia w punkcie, ponieważ suma trzech różnic naprężeń normalnych jest równa zeru. Zatem tylko pięć wielkości jest niezależnych i do określenia pozostaje jeszcze szóstą brakująca wielkość.

W celu określenia każdego z naprężeń normalnych z osobna (rozdziału naprężeń normalnych) zwykle całkujemy jedno z równań równowagi, wobec czego należy przeprowadzić pomiary jeszcze w jednej warstewce równoległej do pierwszej. Ponieważ model został obciążony tylko momentem skręcającym, można przyjąć, że naprężenie normalne w kierunku osiowym nie występuje, tzn. $\sigma_z = 0$. Wykorzystując ten fakt obliczono naprężenia σ_r , σ_θ , τ_{rz} , $\tau_{r\theta}$, $\tau_{\theta z}$.

Na rys. 5 przedstawione zostały wykresy naprężeń σ_r , σ_θ , $\tau_{r\theta}$, τ_{rz} , $\tau_{\theta z}$ wzdłuż niektórych wybranych linii.

Odształceń modelu wirnika przy skręcaniu nie wyznaczano. Jak widać z wykresów rozkładu naprężeń, najbardziej obciążona jest tarcza czopa wirnika. Tarcze środkowe nie są naprężone. W powłoce cylindrycznej oprócz naprężeń stycznych pojawiają się znaczne naprężenia normalne σ_θ . Naprężenia normalne w powłoce nie przewyższają naprężeń nominalnych obliczonych ze wzoru dla zginania prętów cienkościennych.

2. RUCH OBRÓTOWY SPAWANEGO WIRNIKA

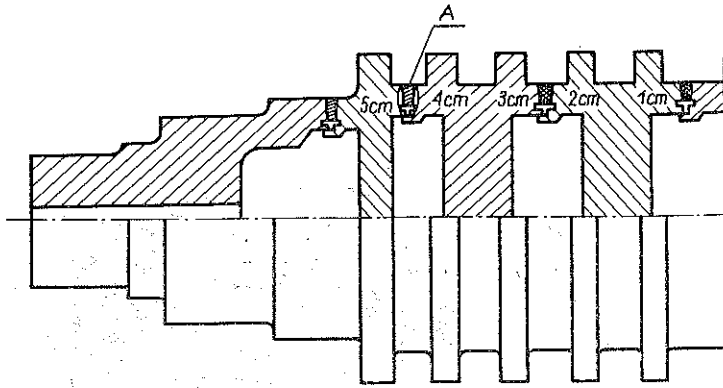
Badania obracającego się modelu przeprowadzono z wystarczającą dokładnością, aby oddać złożoną konfigurację wirnika rzeczywistego. Model sklejono z dziewięciu części [1].

Przygotowując model wirnika nie uwzględniono jego drobnych szczegółów konstrukcyjnych. Uwagę zwrócono głównie na to, by wystarczająco dokładnie zachować podobieństwo spoin, gdyż w tej strefie niezbędna jest analiza spiętrzenia naprężeń. Działanie siły odśrodkowej łopatek zastąpiono dodatkową masą tarczy perforowanej radialnymi rowkami na głębokość odpowiadającą wydrążeniom na łopatkach. Na rys. 6 podano szkic modelu i pokazano konfigurację spoiny wirnika i miejsce sklejania modelu.

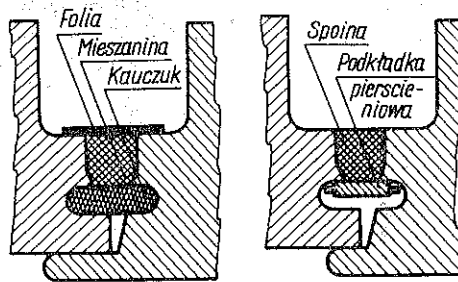
Sklejanie wykonano mieszaniną sporządzoną przez utwardzanie na gorąco żywicy epoksydowej i bezwodnika moleinowego (100 jednostek wagowych ED-6, 30 jednostek wagowych bezwodnika moleinowego). W miejscach sklejania wstawiono specjalne kauczukowe uszczelki, które nie topią się w temperaturze zamrażania. Uszczelki włożono po to, aby ciekła mieszanina nie dostawała się do środka wirnika oraz aby uniknąć sklejania się na całej grubości powłoki. Zwrócono uwagę, aby klejona była taka sama i w tym samym miejscu jak w konstrukcji rzeczywistej.

Model odzwierciedlał całkowicie całą przepływową część wirnika. Podłużny wymiar modelu wynosił 423 mm, a maksymalna średnica była równa 120 mm. Model zamrażano w specjalnie przygotowanym urządzeniu obracającym się z prędkością kątową 3185 obr/min. Stanowisko znajdowało się wewnątrz termostatu. W termostacie znajdował się tylko model. Model w urządzeniu wykonującym szybki ruch obrotowy był ustawiony poziomo i podparty na obydwu końcach. Jeden koniec od

strony silnika elektrycznego był sztywno zamocowany na wale urządzenia wirującego, a na drugi koniec nałożono tulejkę, która mogła się swobodnie przemieszczać wzdłuż osi wraz z modelem. Przy takim sposobie ustawienia modelu zabezpieczone jest jego pewne zamocowanie i środkowanie, a tym samym łatwość zamrażania.



Węzeł A



Rys. 6. Szkic modelu

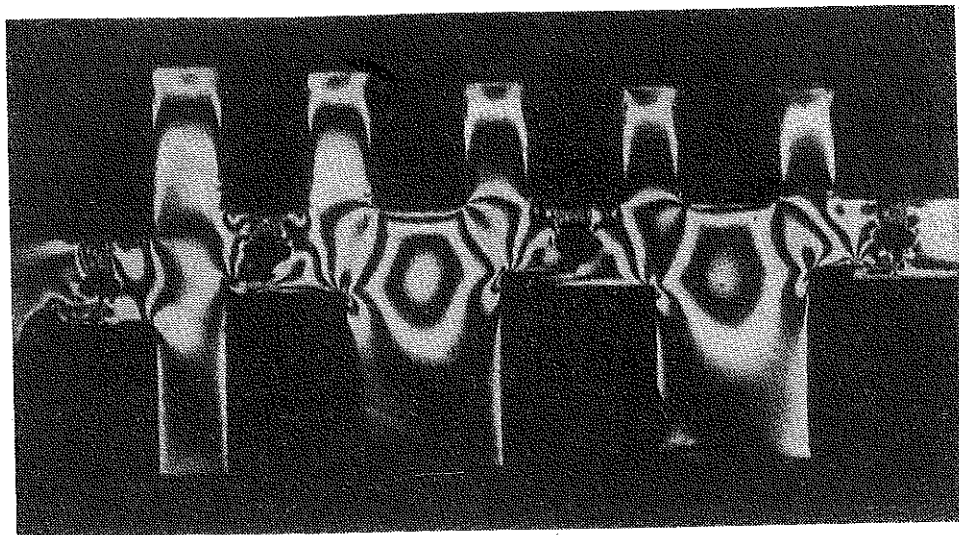
Z zamrożonego modelu wycinano jedną podłużną warstewkę o grubości $t=2$ mm i szereg warstewek poprzecznych o tej samej grubości, których analiza dała obraz stanu naprężenia modelu. Obraz izochrom w warstewce południkowej (w płaszczyźnie rz) o grubości $t=4$ mm dla połowy wirnika przedstawiono na rys. 7. Podstawowe rezultaty otrzymane w niniejszych badaniach pokazano na rysunkach 8, 9 i 10.

Przytoczone zostały rozkłady naprężeń na powierzchni modelu i w jego wnętrzu dla niektórych przekrojów charakterystycznych. Na rys. 8 przedstawiono wykresy naprężeń radialnych σ_r oraz naprężeń konturowych σ_s . Analogiczne wielkości podane zostały na rys. 9, gdzie pokazano również charakter rozkładu naprężeń obwodowych. Na rys. 10 przedstawiono naprężenia osiowe σ_z . Linia ciągłą z krzyżkami wykreślono krzywe różnic naprężeń $\sigma_r - \sigma_z$ w miejscach połączenia tarcz z krótkimi powłokami cylindrycznymi. W tych samych przekrojach podano naprężenia radialne σ_r otrzymane z rozwiązania teoretycznego. Strzałki w punktach pokazują, jakiemu przekrojowi odpowiada dana krzywa, a liczba — wielkość naprężenia w kg/cm^2 .

Naprężenia w wirniku rzeczywistym (obiekcie) określono ze wzoru:

$$\sigma_n = \alpha^2 \frac{\gamma_n}{\gamma_m} \left(\frac{n_n}{n_m} \right) \sigma_m,$$

gdzie $\alpha = R_n/R_m$ oznacza współczynnik podobieństwa geometrycznego, R_n, R_m — promienie wirnika rzeczywistego i modelu, σ_n, σ_m — naprężenia w wirniku rzeczywistym i w modelu, γ_n, γ_m — ciężary właściwe materiałów wirnika i modelu, n_n i n_m — ilość obrotów na minutę.

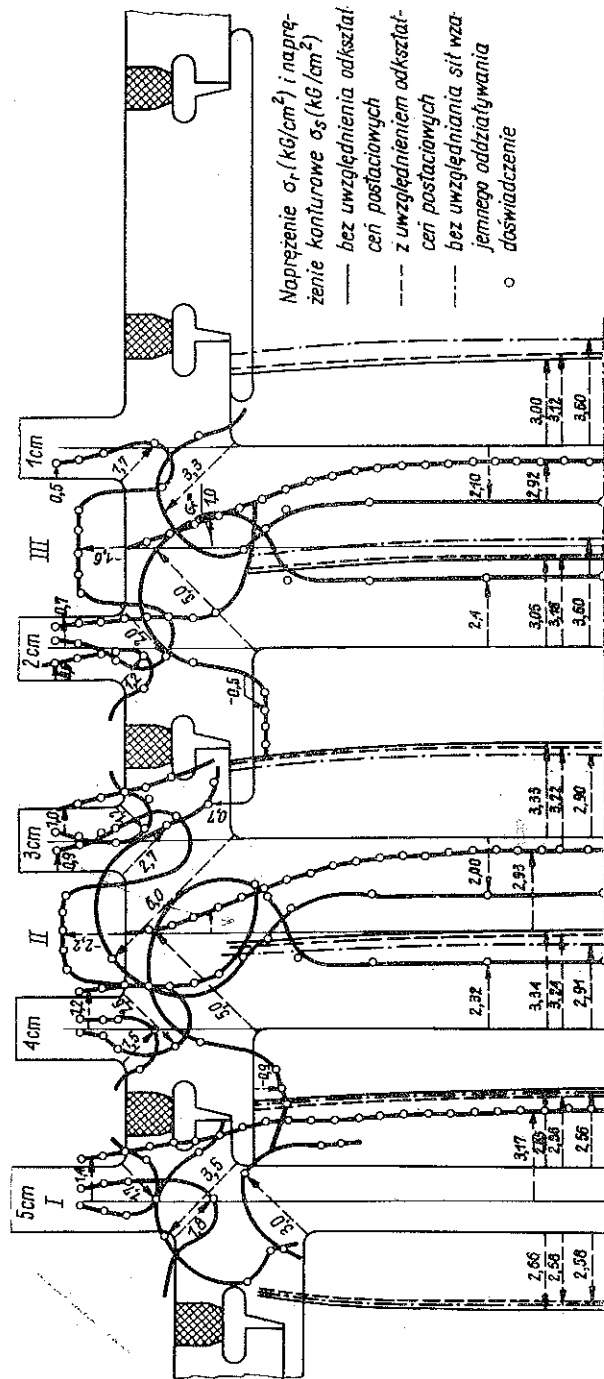


Rys. 7. Obraz izochrom w południkowym wycinku modelu spawanego wirnika

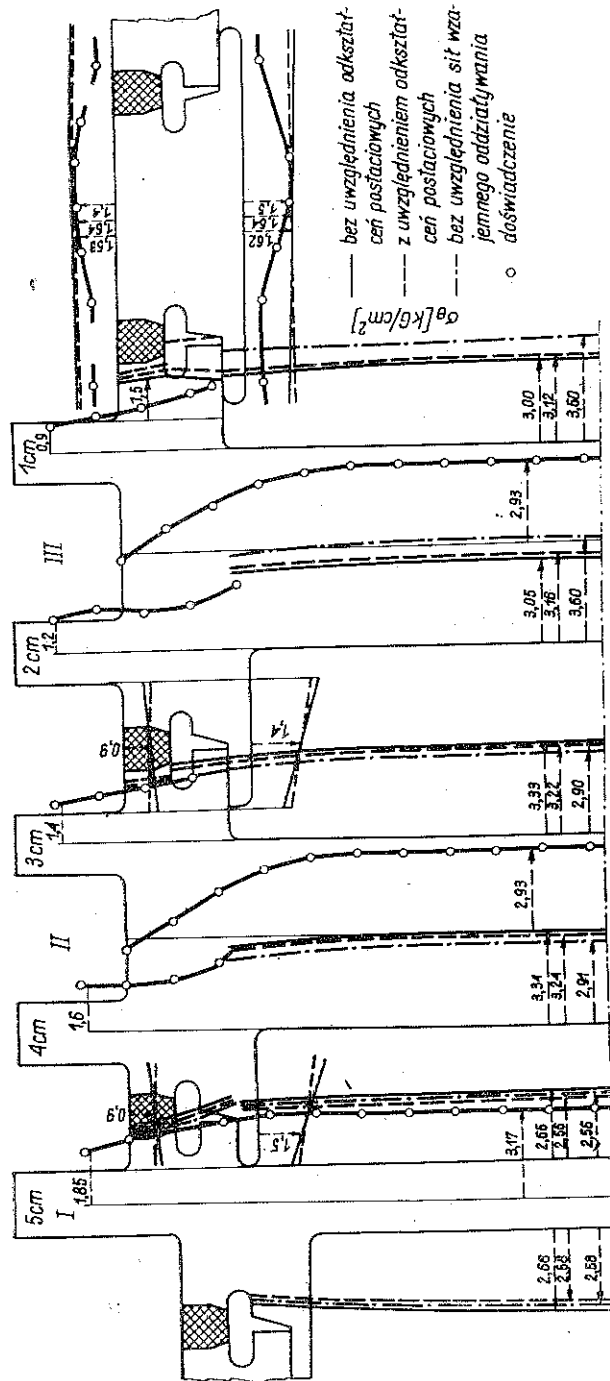
Z równania powyższego łatwo widać, że dwie skale można wybrać w sposób dowolny. W naszym przypadku jako skale niezależne zostały wybrane: skala podobieństwa geometrycznego R_n/R_m i skala podobieństwa ciężarów właściwych, ponieważ ich wybór jest określony przez własności materiałów modelu i obiektu.

Największe naprężenia w wirniku zaobserwowano w strefie tarczy ostatniej w schodku piątym, który posiada największą średnicę zewnętrzną i maksymalne obciążenia przepływowe na łopatkach. W pozostałych dwóch tarczach na stopniu 4, 3, 2 i 1 naprężenia radialne σ_r i obwodowe σ_θ są nieco mniejsze. Naprężenia σ_r i σ_θ w środku wszystkich tarcz na ogół nie przewyższają 3 kg/cm^2 .

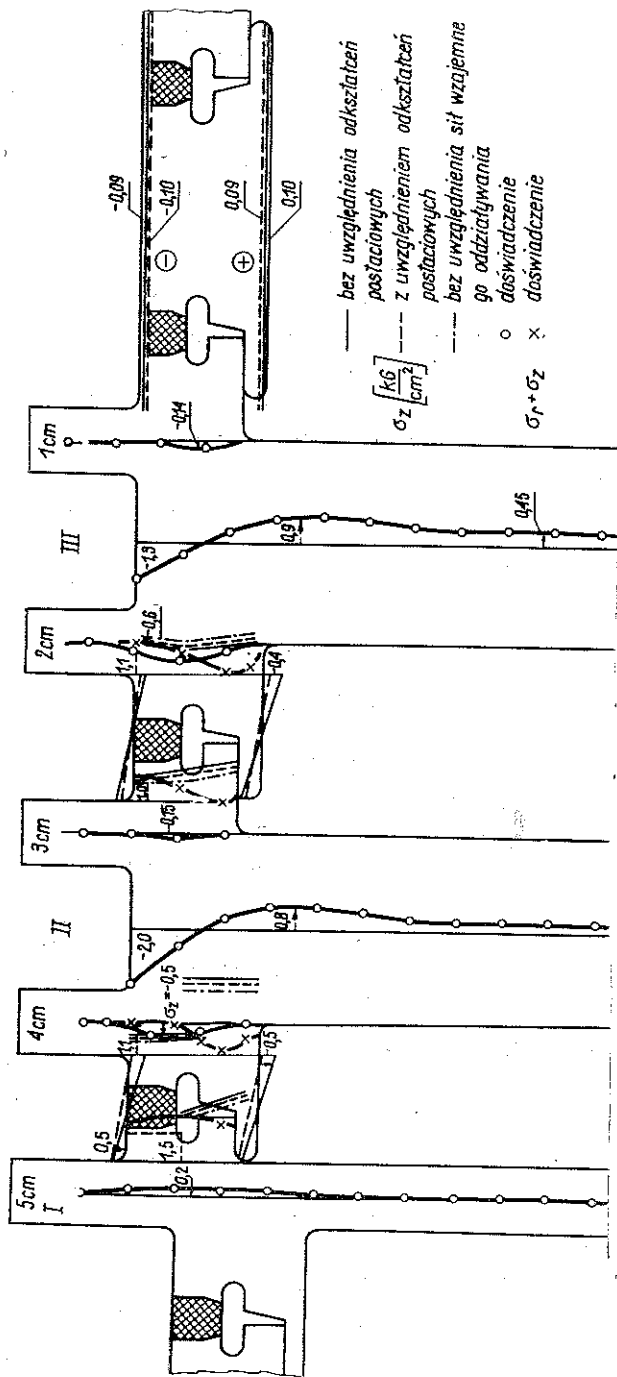
Tarcze turbiny są jednym z najbardziej odpowiedzialnych i naprężonych jej elementów. Posiadają one przy tym złożoną postać geometryczną ze strefami spiętrzenia naprężeń w miejscach przejścia tarczy w obszar cylindryczny. Zagadnienie szczegółowych badań stref spiętrzenia naprężeń jest bardzo ważne dla wszystkich konstrukcji podobnego typu. Rozkłady naprężeń σ_r, σ_θ w płaszczyźnie środkowej we wszystkich trzech tarczach modelu wykazały, że w zasadzie tarcze były skonstruowane o jednakowej wytrzymałości z wyjątkiem stref z wyraźnymi zmianami kształtu w części przejścia tarcz w cylindryczną część wirnika.



Rys. 8. Rozkład naprężeń radialnych σ_r w modelu spawanego wirnika



Rys. 9. Rozkład naprężeń obwodowych σ_0 w modelu spawanego wznika



Rys. 10. Rozkład naprężeń osiowych σ_z w modelu spawanego wirnika

Spiętrzenie naprężeń jest jedną z najbardziej prawdopodobnych przyczyn zniszczenia i dlatego problem badania spiętrzenia naprężeń w spawanym wirniku turbinowym jest niezmiernie ważny. Szczególnie interesujące są strefy spoin. Wykresy rozkładu naprężeń na powierzchniach tarcz i powłok działających w płaszczyźnie południkowej były sporządzone na podstawie wyników pomiarów względnego opóźnienia promieni na konturze dowolnej warstewki modelu (rz). Rozkład naprężeń normalnych w środku tarcz otrzymano metodą numerycznego całkowania równań równowagi dla zagadnienia osiowo-symetrycznego w układzie współrzędnych walcowych.

Jak widać z rys. 8 naprężenie konturowe σ_s w miejscach przejścia tarcz wewnętrznych w obszar cylindryczny jest dwa razy większe niż naprężenie nominalne w środku i wynosi 5 kG/cm^2 . Co się zaś tyczy stref spiętrzenia naprężeń w miejscach przejścia tarcz z łopatkami w obszary cylindryczne, to tam spiętrzenie naprężeń jest niewielkie i nie przewyższa wielkości rzędu $2,5 \text{ kG/cm}^2$. W pobliżu przejścia części cylindrycznej w tarczy narożne naprężenie konturowe $\sigma_s = 0$.

Warto zauważyć, że nie zaobserwowano spiętrzenia naprężeń w miejscach spoin. Strefy znajdujące się poniżej spoin jak również otoczenia wytoczki są prawie wolne od naprężeń.

W pracy [3] pokazano, że maksymalnymi naprężeniami w miejscach przejścia tarcz w powierzchnię walcową są nie naprężenia południkowe lecz obwodowe, określone następującym wzorem:

$$\sigma_{\theta}^{\max} = \sigma_s^{\max} - \rho \omega^2 r^2.$$

Wartości naprężeń σ_{θ}^{\max} nie podajemy na wykresach, gdyż znając σ_s^{\max} można je łatwo otrzymać z przytoczonego wyżej wzoru. Szczególną uwagę należy zwrócić na fakt, że w miejscach spiętrzenia składowe naprężenia σ_r , σ_z , σ_{θ} posiadają wartość dodatnią, co znacznie pogarsza stan naprężenia w tej strefie, stwarzając niebezpieczeństwo kruchoego zniszczenia.

Wyniki eksperymentalne były porównywane z teoretyczną analizą stanu naprężenia modelu spawanego wirnika turbinowego. Model wirnika rozpatrzono jako układ sprężysty składający się z tarcz i krótkich powłok walcowych. Stan naprężenia tarcz określono według technicznej teorii rozciągania i zginania płyt kołowych o stałej grubości, a stan naprężenia cylindrycznych powłok według momentowej teorii osiowo-symetrycznych powłok walcowych [5 i 7].

Analiza wyników otrzymanych z rozwiązaniem analitycznego wykazała, że naprężenia obwodowe i radialne w tarczach bez uwzględniania spiętrzenia naprężeń są rzędu 3 kG/cm^2 . Naprężenia obwodowe w powłokach są równe $1,5 \text{ kG/cm}^2$ (obliczenia wykonano dla modelu o współczynniku Poissona $\nu \neq 0,5$). Naprężenia w tarczach obliczone z uwzględnieniem wzajemnej współpracy elementów wirnika różnią się niewiele od naprężeń obliczonych z pominięciem ich wzajemnego oddziaływania. Uwzględnienie jednoczesnej pracy elementów wnosi poprawkę do obliczeń rzędu 10%.

Poprawka na wielkość naprężeń, wynikająca z uwzględnienia odkształceń postaciowych w powłokach, nie poprawia dokładności i dlatego uwzględnianie ścinania w tego rodzaju obliczeniach przybliżonych nie jest celowe.

Zamieszczone na przytoczonych rysunkach wykresy podstawowych składowych tensora naprężenia dla rozważanego osiowo-symetrycznego ciała obrotowego charakteryzują stan naprężenia konstrukcji w całej objętości wirnika. Naprężenia obliczone na powierzchniach tarcz różnią się od odpowiednich naprężeń otrzymanych z doświadczenia o mniej niż 15%, co potwierdza właściwy wybór schematu obliczeniowego, a w szczególności warunków brzegowych w miejscach połączenia.

LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. И. П. Васильченко, *Анализ напряженного состояния тел вращения методом фотоупругости*, Автореферат канд. диссерт., Киев 1970.
2. А. Дюрелли, У. Райли, *Введение в фотомеханику (поляризационно-оптический метод)*, Изд-во „Мир”, Москва 1970.
3. В. Ф. Кожевников, *Исследование поляризационно-оптическим методом напряженного состояния цельнокованых турбинных роторов*, Автореферат канд. диссерт., Москва 1969.
4. В. М. Краснов, *К решению пространственной задачи теории упругости оптическим методом*, Ученые записки ЛГУ, № 87, Серия матем. наук, 13, 1944.
5. А. Д. Коваленко, Я. М. Григоренко, Л. А. Ильин, *Теория тонких конических оболочек и ее применение в машиностроении*, Изд-во АН УССР, Киев 1963.
6. А. С. Лейкин, *Концентрация напряжений в ступенчатых осесимметрических валах при изгибе и кручении*, Проблемы прочности в машиностроении, 4, 1959.
7. С. П. Тимошенко, С. Войновский-Крегер, *Пластинки и оболочки*, Москва 1966.

Резюме

ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛЕЙ СВАРНЫХ БАРАБАНЫХ РОТОРОВ НА КРУЧЕНИЕ, ИЗГИБ И ВРАЩАТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ

Экспериментальное исследование коэффициентов концентрации напряжений в сварных барабанных роторах роторных машин выполнено на моделях из эпоксидных смол. Измерения произведены при помощи фотоупругого метода для пространственного напряженного состояния. Применен способ замораживания моделей после приложения нагрузки. Различным образом ориентированные слои вырезаны из модели и исследованы на полярископе. Изучены концентрации напряжений в случаях изгиба, кручения и вращательного движения ротора. Приводятся подробные результаты опытов и вытекающие из них выводы.

SUMMARY

INVESTIGATIONS OF MODELS OF WELDED DRUM ROTORS DURING TWISTING, BENDING AND MOTION ROTARY

Experimental investigations are performed concerning the stress concentration coefficients occurring in welded drum rotors; in the photo-elastic experiments epoxy resin models are used to determine the three-dimensional state of stress. The models are frozen after loading and then small specimens of various orientation are cut out of the model and analyzed in a polariscope. The concentration of stresses is investigated in the cases when the rotor is subject to bending or to rotary motion. Certain particular results and their analysis are presented in detail.

KATEDRA TEORII SPRĘŻYSTOŚCI
UNIWERSYTETU im. SZEWCZENKI W KIJOWIE

Praca została złożona w Redakcji dnia 29 października 1971 r.