

Aleksander Uklański

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

BADANIA PRZEBIEGU ZATRZYMYWANIA TURBIN PAROWYCH

W opracowaniu zajęto się turbiną w zespole turbino-prądnicowym prądu zmiennego o częstotliwości 50 Hz z prądnicą 2-biegunową. Uwydatniono znaczenie etapu zatrzymywania w eksploatacji turbin. Omówiono jego przebieg i związane z nim możliwości badawcze. Na podstawie równania ruchu określono pole powierzchni pod krzywą wybiegu, wyciągnięto wnioski wynikające z jej kształtu. Porównano proces zatrzymywania turbiny z procesem uruchamiania.

Zatrzymywanie turbiny jest ważnym etapem w jej eksploatacji. Może następować zgodnie z programem pracy - po odciążeniu, odłączeniu prądnicy od sieci i zamknięciu dopływu pary podczas krótkiego lub dłuższego postoju w rezerwie bądź remoncie. Może być też spowodowane uszkodzeniem powstałym lub grożącym po szybkim lub nagłym zdjęciu obciążenia i odłączeniu prądnicy, przez zamknięcie dopływu pary bądź ręcznie przez obsługę lub z nastawni, bądź samoczynnie przez zadziałanie urządzeń bezpieczeństwa. We wszystkich tych przypadkach zatrzymanie odbywa się przy zmianie prędkości obrotowej wirnika od znamionowej do 0, zwanej wybiegiem. W prowadzonej w biegu jałowym turbiny próbie wyrzutnika (zwanego potocznie regulatorem) bezpieczeństwa przy podwyższonej prędkości obrotowej początek wybiegu przekracza prędkość znamionową zwykle o 10%, co też wydłuża czas trwania wybiegu.

Powolne odciążanie połączone ze spadkiem przepływu pary przez turbinę i spadkiem temperatury wzdłuż drogi przepływu, chłodzi turbinę. Podczas wybiegu turbina dalej stygnie. Stygnięcie turbiny jest znacznie powolniejsze niż spadek prędkości obrotowej wirnika, stąd wynika osobliwe umowne traktowanie zatrzymanej turbiny jako "zimnej", jeżeli temperatura najgorętszego elementu - oczywiście pod izolacją - nie przekracza 100°C (podczas ruchu turbiny przewyższała np. 500°C). Drugą osobliwością jest przebieg stygnięcia nieruchomego wirnika, czy też wirników w turbinach wielokadłubowych, połączony z ich deformacją, tj. przeginaniami się zawsze ku górze (gdyż dół stygnie szybciej niż góra), co deformuje normalną linię ich ugięcia i może utrudnić lub uniemożliwić prawidłowe ponowne uruchomienie. Dla uniknięcia tego niepożądanego zjawiska wirnik turbiny po osiągnięciu prędkości zerowej jest ponownie wprawiany z pomocą tzw. obracarki w powolny ruch obrotowy aż do uzyskania normalnego ugięcia, co jest sprawdzane przed ponownym uruchomieniem.

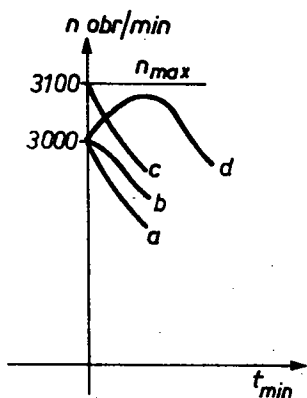
Proces stygnięcia elementów turbiny, jego zależność od izolacji cieplnej kadłuba oraz czasu trwania i warunków wybiegu bywa przedmiotem badań.

Z procesem zatrzymania turbiny związany jest przebieg odciążania, zależny od pożądanego końcowego stanu cieplnego po zatrzymaniu, którego wskaźnikiem jest temperatura urządzeń wlotowych turbiny. Chłodzenie turbiny przy powolnym odciążaniu jest niepożądane, gdy przewidywany jest krótki postój i rychle ponowne uruchomienie, którego przebieg wydłuża się przy niskim początkowym stanie cieplnym turbiny. Odciążanie turbiny odbywa się wtedy możliwie szybko. Skrajnym przypadkiem jest nagłe odciążenie dokonywane w razie niebezpieczeństwa, jednocześnie z odcięciem dopływu pary do turbiny i odłączeniem prądnicy od sieci. Dla sprawdzenia działania regulacji dokonywane jest też odciążenie pełne, tj. znamionowe, przez odłączenie prądnicy od sieci przy o t w a r t y m dopływie pary. Podwyższona wskutek utrzymania dopływu pary i wpływu niejednostajności regulacji prędkość obrotowa, stanowiąca początek przesuniętego w czasie wybiegu, nie powinna doprowadzać do zadziałania wyrzutnika bezpieczeństwa, tj.

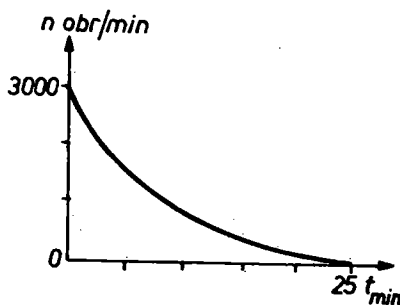
powinna być niższa np. o 2% od umownej granicy jego zadziałania 10%.

Na rysunku 1 pokazany jest początek wybiegu przy zatrzymaniu normalnym z zaworem głównym dobrze (a) i niedostatecznie (b) szczelnym, przy próbie wyrzutnika bezpieczeństwa (c), przy zrzucie pełnego obciążenia (d). Czas trwania wybiegu w przypadkach b, c, d jest dłuższy niż w przypadku a.

Charakterystyczną cechą wybiegu każdej turbiny jest jego długość, wynikająca ze znacznej energii kinetycznej wirujących mas turbozespołu. Energia ta pokonuje opór ruchu wirników, spowodowany przez tarcie wirujących elementów, który szybko maleje ze spadkiem ich prędkości obrotowej. Ponadto opór ten, w mniejszej mierze, wynika z oporów we wszystkich łożyskach i napędach pomocniczych związanych z wirnikami.



Rys.1. Różne początki krzywych wybiegu



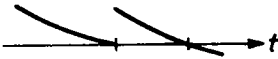
Rys.2. Typowa krzywa wybiegu turbiny kondensacyjnej

Czas trwania wybiegu notowany w eksploatacji jest swego rodzaju wskaźnikiem stanu turbiny. Skrócenie tego czasu w stosunku do zwykle lub poprzednio notowanego świadczy o zwiększeniu oporów ruchu wirników, np. wskutek przeszkód w układzie łopatkowym lub większego tarcia w łożyskach.

Na rysunku 2 pokazana jest typowa krzywa wybiegu turbiny kondensacyjnej w dobrym stanie, zatrzymywanej w próżni. Początkowy szybki spadek prędkości obrotowej spowodowany jest znacznym oporem tarcia wirników w ośrodkach, powolny spadek

ku końcowi wybiegu wynika z przeważających już nad tarciami w ośrodku ale niewielkich oporów tarcia w łożyskach i napędach pomocniczych. Czas trwania wybiegu turbin przeciwprężnych, zatrzymywanych w powietrzu, jest znacznie krótszy i może wynosić np. 10 minut, gdy według rys.2 wynosi 25 minut. W turbinach kondensacyjnych stosuje się specjalnie dla skrócenia czasu wybiegu pogorszenie próżni przez dopuszczenie do skraplacza powietrza z atmosfery. Zabieg ten zmniejsza schłodzenie w okresie wybiegu.

W końcu krzywej wybiegu, stycznym lub przecinającym oś czasu, może być widoczne przed punktem styczności lub przecięcia (rys.3) zagięcie, skracające czas trwania wybiegu, świadczące o istnieniu szczytkowego niezrównoważenia wirników, dopuszczonego w normalnym ruchu turbozespołu. Wirniki zatrzymują się, gdy niezrównoważona masa ma być podniesiona, na co znikoma już pozostałość energii kinetycznej nie wystarcza.



Rys.3. Różne zakończenia krzywych wybiegu

W każdym punkcie krzywej wybiegu przy chwilowej liczbie obrotów n (w sekundzie) suma momentów oporu ruchu wirników jest iloczynem momentu bezwładności $\sum I$ względem osi obrotów wszystkich mas wirujących z tą samą prędkością przez chwilowe opóźnienie, tj. ujemne przyspieszenie kątowe:

$$\sum M = - \sum I \frac{d\omega}{dt} = -2\pi \sum I \frac{dn}{dt} = -k \frac{dn}{dt}$$

gdzie $k = 2\pi \sum I$.

Oznaczając początkową, tj. znamionową liczbę obrotów przez n_0 , początkowy moment tarcia wirników w ośrodkach przez M_{01} , tarcia w łożyskach i oporów w napędach pomocniczych przez M_{02} oraz zakładając stałą gęstość ośrodków przy wybiegu, proporcjonalność chwilowego M_1 do $\left(\frac{n}{n_0}\right)^2$ i chwilowego M_2 do $\sqrt{\frac{n}{n_0}}$, mamy

$$M_{01} \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 + M_{02} \sqrt{\frac{n}{n_0}} = -k \frac{dn}{dt}$$

Wprowadzając oznaczenia $\frac{M_{o1}}{n_o^2} = m_1$, $\frac{M_{o2}}{\sqrt{n_o}} = m_2$, mamy

$$m_1 n^2 + m_2 \sqrt{n} = -k \frac{dn}{dt}.$$

skąd

$$dt = \frac{-k dn}{m_1 n^2 + m_2 \sqrt{n}}$$

oraz

$$\int_{n_o}^0 n dt = \int_{n_o}^0 \frac{-k n dn}{m_1 n^2 + m_2 \sqrt{n}}$$

Całkując przez podstawienia

$$\sqrt{n} = x, \quad n = x^2, \quad n^2 = x^4, \quad dn = 2x dx$$

otrzymujemy po przeróbkach

$$\int_{n_o}^0 n dt = \frac{4\pi}{3} \frac{\sum I n_o^2}{M_{o1}} \ln \left(1 + \frac{M_{o1}}{M_{o2}} \right)$$

Całka ta wyraża liczbę obrotów, jakie wykonują wirniki turbozespołu po zamknięciu dopływu pary. Wyrażenie $\frac{\sum I n_o^2}{M_{o1}}$ jest, jak łatwo sprawdzić, bezwymiarowe.

Przyjęta zależność momentu M_1 od n^2 może być uznana za prawie dokładną, natomiast zależność momentu M_2 od \sqrt{n} tylko za przybliżoną. Przyjmując np. niezależność M_2 od prędkości obrotowej n , tj. $M_2 = \text{const}$, otrzymamy prostszą drogą

$$\int_{n_o}^0 n dt = \pi \frac{\sum I n_o^2}{M_{o1}} \ln \left(1 + \frac{M_{o1}}{M_{o2}} \right)$$

tj. liczbę obrotów wykonaną przez wirniki o 25% mniejszą.

Rzeczywista zmierzona liczba wykonanych obrotów da zależność pomiędzy wielkościami M_{o1} , M_{o2} , $\sum I$. Przy znajomości 2 z tych wielkości powstaje możliwość określenia trzeciej.

Szczególnie ważne jest, dla znanych momentów oporu, określenie $\sum I$, co jest niezbędne w teorii regulacji. W razie niemożliwości pomiaru liczby wykonanych obrotów pozostaje rachunek przybliżony.

W wielostopniowych turbinach kondensacyjnych obserwuje się niewielkie różnice w czasach wybiegu i zarazem w liczbie obrotów wykonanych w czasie wybiegu, niezależnie od mocy turbin. Wynika stąd możliwość porównania, dla różnych turbin, ilorazów

$$\frac{I}{M_{o1}} \quad \text{oraz} \quad \frac{M_{o1}}{M_{o2}}$$

Znajomość $\sum I$ pozwoli na obliczenie energii kinetycznej wirników przy chwilowej prędkości obrotowej n

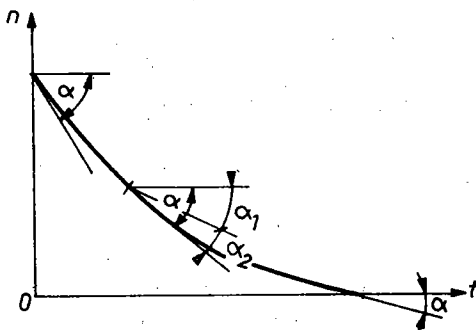
$$E = \sum I \frac{\omega^2}{2} = \sum I 2 \pi^2 n^2$$

lub na początku wybiegu

$$E = \sum I 2 \pi^2 n_0^2$$

W każdym punkcie krzywej wybiegu (rys.4) (oprócz początku krzywych b, d na rys.1) styczna wyznacza kąt α taki, że

$$\operatorname{tg} \alpha = - \frac{dn}{dt} = \frac{M_1 + M_2}{2\pi \sum I}$$



Rys.4. Zmienność nachylenia stycznych do krzywej wybiegu

Kąt α można rozpatrywać jako sumę dwóch kątów: jednego, szybko zmniejszającego się wzdłuż krzywej wybiegu, odpowiadającego zmienności momentu M , i drugiego, wolniej zmniejszającego się lub stałego, odpowiadającego zmienności lub stałości momentu M_2 . Na końcu krzywej wybiegu przecinającej oś czasu, wobec $M_1 = 0$, mamy

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{M_2}{2\pi \sum I}$$

Na końcu krzywej wybiegu stycznej do osi czasu

$$\operatorname{tg} \alpha = M_1 = M_2 = E = 0$$

Krzywa wybiegu, przy znajomości $\sum I$, pozwala na wykreślenie zmienności energii kinetycznej wirników, proporcjonalnej do n^2 , podobnie jak moment M_1 , i wyczerpującej się przy wykonywaniu jałowej pracy zatrzymywania wirników. W odpowiedniej skali wykres zmienności energii kinetycznej wirników będzie wykresem wykonywanej pracy.

W początkach rozwoju turbin o niskich parametrach pary panował pogląd, że odwrócona o 180° krzywa wybiegu jest racjonalną krzywą rozruchu turbiny, tj. że szybkość wzrastania prędkości obrotowej wirnika przy rozruchu powinna dorównywać szybkości zmniejszania się prędkości przy zatrzymywaniu. Pogląd ten nie uwzględniał odmienności procesów cieplnych przy stygnięciu bez dopływu pary i ciepła do turbiny i przy ogrzewaniu w czasie rozruchu. Zasadniczą różnicą są naprężenia cieplne w materiale (wynikające z przeszkód w swobodnej rozszerzalności cieplnej), które zmniejszają się lub znikają przy stygnięciu a powstają przy ogrzewaniu turbiny, co wymaga przy coraz wyższych temperaturach pary wydłużenia czasu rozruchu. Jest to również korzystne wobec różnicy w szybkości wydłużeń cieplnych kadłubów i wirników i wynikających stąd zmian luzów międzywieńcowych, mniejszych przy stygnięciu niż przy ogrzewaniu turbiny. Obecnie, na podstawie badań eksperymentalnych, czas rozruchu turbiny jest funkcją jej stanu cieplnego. Jest on tym dłuższy, im dłuższy był czas postoju poprzedzający jej uruchomienie.

Zarówno proces uruchomienia turbiny jak i zatrzymywania są podatne na uszkodzenia (awarie), wynikające na ogół z niezachowania przepisów lub nieuwagi obsługi.

Procesy uruchamiania jak i szybkich wzrostów obciążenia prowadzą do tzw. zmęczenia cieplnego elementów turbiny, zwłaszcza wirnika, powodującego powstawanie rys i pęknięć, skracającego żywotność turbiny. Wynikło stąd ograniczenie liczeb-

ności uruchomień (a więc i zatrzymań) w całym okresie eksploatacji turbiny do kilku tysięcy, co w normalnych warunkach eksploatacji turbin, pracujących w ruchu ciągłym, powinno wystarczyć na lat kilkadziesiąt.

Ostatnie zatrzymanie turbiny po najdłuższym okresie opłacalnej eksploatacji kończy żywot turbiny. Może to nastąpić wcześniej, gdy po przymusowym samoczynnym zatrzymaniu turbiny wskutek awarii niezawinionej przez turbinę naprawę powstałych uszkodzeń w całym turbozespołe uznano za nieopłacalną. Zdarzyło się to np. przed dziesięciu laty w przypadku turbozespołu średniej mocy w jednej z krajowych elektrowni.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОСТАНОВКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А н н о т а ц и я

В работе рассматривается турбина в системе турбогенератора переменного тока частотой 50 Гц с двухполюсным генератором. Подчеркивается значение фазы останковки турбины. Оговаривается процесс останковки и связанные с этим возможности исследований. На основе уравнения движения определяется площадь поверхности под кривой выбега и определяются следствия, вытекающие из формы этой кривой. Сравнивается процесс останковки турбины с процессом ее запуска.

INVESTIGATION OF SHUT DOWN AND STOPPAGE PROCESS OF STEAM TURBINE

S u m m a r y

The importance of shut-down and stoppage of a steam turbine system during its operating process, especially with duo-polar alternator of 50 Hz frequency, has been emphasized in the paper. On the basis of equation of motion the field under coasting curve, describing the shut-down and stoppage processes, has been obtained and the shape of the curve has been analysed. The shut-down and stoppage processes were compared with the start-up process.