

Segment wirnika turbiny dośrodkowej

Przedmiotem wynalazku jest segment wirnika turbiny dośrodkowej mogący znaleźć zastosowanie w trudnodostępnych miejscach do przetwarzania energii, gdzie coroczna konserwacja jest utrudniona, zwłaszcza w rejonach wysokogórskich, na platformach wiertniczych, przy gazo- i ropociągach, jak również w konwencjonalnej energetyce i przemyśle.

Naprężenia mechaniczne, które oddziałują na części konstrukcji maszyn wirnikowych podczas pracy, stwarzają duże ograniczenia przy projektowaniu np. turbin czy pomp. Jednymi z najbardziej istotnych naprężeń są: związane ze zmianami długości w wyniku zmian temperatury, związane z drganiami elementów konstrukcji, obciążenia wynikające z przepływu rozprężanych/sprężanych płynów i związane z ruchem obrotowym wokół osi, podczas którego pojawia się pozorna siła odśrodkowa bezwładności.

To właśnie naprężenia związane z ruchem obrotowym wokół osi w znacznym stopniu ograniczają rozmiary i moc maszyn wirnikowych. W przypadku turbin parowych, które na świecie dominują pod względem produkcji energii elektrycznej, najdłuższe łopatki potrafią mieć długość nawet powyżej 1,8 m. Jednakże, stosowanie tak długich łopatek wymaga albo użycia kosztownych i trudnych w obróbce materiałów, np. tytanu, albo zmniejszenia prędkości obrotowej, co komplikuje inne elementy, np. układ wzbudzenia generatora.

Znany jest z opisu patentowego US1950088 typ turbin, w których proces rozprężania był realizowany poprzez dwuwirnikowe, wielostopniowe turbiny o przepływie czynnika roboczego promieniowo-odśrodkowym. Taka konstrukcja zapewniała liczne korzyści pod względem termodynamicznym i mechaniki przepływu płynu przez układ przepływowy, co przekładało się na wysoką sprawność turbin. Jednakże konstrukcje tego typu zostały z czasem wyparte przez turbiny o przepływie osiowym, ponieważ konstrukcja Ljungstrom'a była ograniczona możliwą do uzyskania mocą. Łopatki w turbinach typu Ljungstrom'a były montowane jednym końcem na tarczy, równoległe do osi obrotu. Dłuższe łopatki, występujące w strefie średnich ciśnień, z uwagi na duże obciążenie promieniowe wypychające łopatki na zewnątrz, były wzmacniane specjalnymi pierścieniami. Maksymalna możliwa do uzyskania moc

z pojedynczej turbiny tego typu była ograniczona wytrzymałością łopatek z najdłuższych rzędów, ograniczającą maksymalną ilość czynnika roboczego. Przez to turbiny tego typu nie mogły sprostać coraz większemu zapotrzebowaniu na moc uzyskiwaną z pojedynczych turbozespołów. W rozwiązaniu znanym z turbin Ljungstroma, gdzie czynnik roboczy wpływa do cylindrycznego wirnika od środka i wypływa promieniowo na zewnątrz, krawędź natarcia łopatek, czyli profili aerodynamicznych, jest umieszczona bliżej osi obrotu, a krawędź spływu jest umieszczona dalej od osi obrotu. Takie rozwiązanie sprawia, że wewnątrz cylindrycznego wirnika panuje wyższe ciśnienie niż na zewnątrz, przez co na łopatki działają dodatkowe naprężenia w kierunku promieniowym na zewnątrz – razem są to naprężenia od siły odśrodkowej i siły wynikającej z różnicy ciśnień.

W stanie techniki powszechnie występują również turbiny, w których rozprężany płyn wpływa promieniowo na wirnik, jest to tak zwany stopień dośrodkowy (Teoria maszyn wirnikowych, A. Miller, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1982). Tam, w sposób zbliżony do przepływu wody w turbinach wodnych typu Francisa, a zarazem w sposób odwrotny do przepływu przez sprężarki odśrodkowe, przepływ czynnika roboczego jest promieniowy, w obszarze wpływu na wirnik, a spływ z wirnika jest osiowy. Jednakże, chociaż takie turbiny posiadają dobrą sprawność, to ze względów konstrukcyjnych również nie nadają się do tworzenia turbozespołów o większych mocach.

Dodatkowo, podczas procesu projektowania układu przepływowego dla typowych turbin, występuje problem wykonywania skomplikowanych obliczeń numerycznych, które wynikają z promieniowego rozmieszczania łopatek wokół osi obrotu. Takie umieszczanie łopatek sprawia, że kanał przepływowy pomiędzy dwoma sąsiadującymi łopatkami rozszerza się w miarę oddalania od osi obrotu, co w efekcie wymaga modelowania łopatek o zmiennym przekroju wzdłuż długości.

Segment wirnika turbiny dośrodkowej składa się z pierwszego pierścienia mocującego, do którego zamocowany jest końcami zestaw łopatek. Łopatki są rozmieszczone wzdłuż pierwszego pierścienia mocującego z zachowaniem równomiernych odstępów pomiędzy łopatkami. Podczas gdy z jednej strony pierwszego pierścienia mocującego są przymocowane łopatki, z drugiej strony tego pierścienia są przymocowane trzpienie łączące i drugie końce trzpieni są przymocowane do tarczy. Z drugiego końca łopatki są mocowane do drugiej tarczy.

Korzystnie drugie końce łopatek są mocowane do drugiej tarczy za pośrednictwem wspólnego drugiego pierścienia mocującego i drugich trzpieni łączących. W takiej konfiguracji, segment wirnika turbiny dośrodkowej jest skonstruowany, licząc od jednego końca do drugiego, następująco: tarcza, trzpień łączący, pierwszy pierścień mocujący, łopatki, drugi pierścień mocujący, drugie trzpień łączący, druga tarcza. Tego typu konfiguracja jest korzystna, w przypadku konstrukcji turbin o większej mocy i większych przepływach, z uwagi na jeden obszar wlotu i dwa obszary wylotu czynnika roboczego w pojedynczym segmencie turbiny.

W innym przypadku, możliwe jest wykonanie segmentu wirnika turbiny bez drugiego zestawu trzpieni łączących, kiedy to druga tarcza jest mocowana bezpośrednio do drugiego pierścienia mocującego.

Kluczowym aspektem wynalazku jest sposób umieszczenia łopatek. W niniejszym wynalazku krawędź natarcia łopatek jest w większej odległości od osi obrotu niż krawędź splywu, przez co czynnik roboczy rozpręża się podczas ruchu w kierunku do środka segmentu wirnika turbiny. Tym sposobem, ciśnienie panujące po zewnętrznej stronie cylindrycznego wirnika jest wyższe niż wewnątrz cylindrycznego wirnika. Z takiego pola ciśnień powstaje siła, która działa na łopatki w kierunku promieniowym do środka cylindrycznego wirnika, zatem przeciwnie do siły odśrodkowej. Dzięki temu zmniejsza się naprężenia działające na łopatki, a przy odpowiednim dobraniu parametrów pracy, możliwe jest stworzenie turbiny, w której promieniowe siły, wynikająca z rozkładu ciśnień i wynikająca z ruchu obrotowego, zrównoważą się. W innych zastosowaniach korzystnym może okazać się, aby siła wynikająca z rozkładu ciśnień była większa od siły wynikającej z ruchu obrotowego – taka konfiguracja może zwiększyć wytrzymałość turbiny podczas zjawiska wybiegu (nagłego wzrostu prędkości obrotowej turbiny).

Z uwagi na konieczność rozprężania czynnika roboczego pomiędzy wirującymi łopatkami, typ turbiny należałoby określić jako reakcyjny, o stopniu reakcyjności (który może przyjmować wartości tylko od 0 do 1, włącznie) korzystnie większym od 0,5, korzystniej większym od 0,8, najkorzystniej większym od 0,95.

Biorąc pod uwagę konstruowanie turbiny, w zależności od ilości segmentów połączonych w jeden wirnik, ważne jest dobranie odpowiedniego kształtu profili łopatkowych tak, aby utworzony pomiędzy sąsiednimi łopatkami kanał przepływowy (dysza), realizował rozprężanie czynnika roboczego z zachowaniem odpowiedniej proporcji ciśnienia na zewnątrz do ciśnienia wewnątrz cylindrycznego wirnika. W

przypadku turbiny z tylko jednym segmentem, cały spadek ciśnienia musi nastąpić w ramach przepływu pomiędzy jednym zestawem łopatek. W przypadku konstrukcji z kilkoma segmentami należy podzielić spadki ciśnień tak, by proporcje ciśnień zewnętrznych i wewnętrznych dla poszczególnych cylindrycznych wirników uwzględniały skuteczną redukcję naprężeń od siły odśrodkowej. Korzystnie, w przypadku konstrukcji wirnika turbiny, w którym występuje kilka segmentów i łopatki każdego z segmentów są umieszczone w takiej samej odległości od osi obrotu i wszystkie wirniki są ze sobą połączone (obracają się z taką samą prędkością obrotową), różnica ciśnień zewnętrznego 'p_z' i wewnętrznego 'p_w' dla każdego z cylindrycznych wirników powinna być w przybliżeniu taka sama i powinna być w przybliżeniu ułamkiem początkowego ciśnienia czynnika roboczego, na wlocie do turbiny. Np. przy dwóch segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{2} p_{pocz}$, przy trzech segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{3} p_{pocz}$, przy czterech segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{4} p_{pocz}$ itd.

W przypadku wirnika turbiny z kilkoma segmentami według wynalazku, połączenie sąsiednich segmentów można realizować zasadniczo na dwa sposoby. Pierwszym z nich jest umieszczenie tarcz sąsiednich segmentów w bezpośrednim sąsiedztwie, współosiowo, i połączenie tarcz np. na trwałe poprzez ich zespawanie lub rozłączenie, np. z zastosowaniem sprzęgła. Innym sposobem jest wykonanie całego wirnika bardziej zintegrowanego, w którym tarcze pomiędzy sąsiednimi segmentami są współdzielone, tj. elementy występujące z obu stron tarczy (mogą to być trzpienie, pierścienie mocujące lub łopatki) mocują się z obu stron do tej samej tarczy.

Korzystnie, wirnik turbiny według wynalazku składa się z od 1 do 31 segmentów, korzystniej od 2 do 15 segmentów, najkorzystniej od 3 do 12 segmentów.

Zbadano, że stosownym jest umieszczenie trzpieni łączących, w ramach jednego zestawu tj. z jednej strony danej tarczy, w liczbie od 3 do 40, korzystnie od 4 do 28, najkorzystniej od 6 do 12.

Zbadano, że stosownym jest umieszczenie łopatek, w ramach jednego zestawu łopatek w jednym segmencie turbiny, w liczbie od 12 do 100, korzystnie od 18 do 82, najkorzystniej od 24 do 58.

Korzystnie, odbiór mocy z turbiny wedle niniejszego wynalazku, realizuje się poprzez wał połączony poprzez znane środki zdolne do przenoszenia mocy danej wielkości (tj. na mocowanie na stałe lub przez sprzęgło) z pierwszą lub ostatnią tarczą wirnika turbiny. W innej konfiguracji, możliwe jest zastosowanie odbioru mocy poprzez

dwa wały, jeden podłączony do pierwszej tarczy a drugi do ostatniej tarczy wirnika turbiny.

Średnica tarcz turbiny według wynalazku może być jednakowa lub może się różnić pomiędzy kolejnymi segmentami turbiny. Korzystnie, średnica tarcz wynosi od 4 cm do 450 cm, korzystniej od 40 cm do 320 cm, najkorzystniej od 80 cm do 240 cm.

Korzystnie, grubość tarcz wynosi od 0,5 cm do 60 cm, korzystniej od 2 cm do 45 cm, najkorzystniej od 6 cm do 32 cm.

Trzpień mogą mieć kształt okrągłych lub owalnych prętów, jak to przedstawiono na rysunkach, lub mogą mieć kształt zbliżony profilu aerodynamicznego.

Korzystnie, trzpień są okrągłymi prętami o średnicy od 0,2 cm do 30 cm, korzystniej od 1 cm do 25 cm, najkorzystniej od 4 cm do 12 cm.

Korzystnie, trzpień mają długość od 0,3 cm do 180 cm, korzystniej od 2 cm do 140 cm, najkorzystniej od 12 cm do 80 cm.

Pierścienie mocujące mogą mieć korzystnie przekrój prostokątny lub prostokątny o zaokrąglonych krawędziach.

Korzystnie, średnica zewnętrzna pierścieni mocujących wynosi od 4 cm do 450 cm, korzystniej od 40 cm do 320 cm, najkorzystniej od 80 cm do 240 cm. Korzystnie, średnica zewnętrzna pierścieni mocujących jest zbliżona do średnicy zewnętrznej tarcz.

Korzystnie, średnica wewnętrzna pierścieni mocujących wynosi od 3 cm do 340 cm, korzystniej od 32 cm do 190 cm, najkorzystniej od 64 cm do 200 cm.

Korzystnie, grubość pierścieni mocujących wynosi od 0,5 cm do 60 cm, korzystniej od 2 cm do 45 cm, najkorzystniej od 6 cm do 32 cm.

Korzystnie, łopatki są identycznej budowy w ramach jednego zestawu łopatek w jednym segmencie turbiny.

Korzystnie, łopatki mają długość od 0,5 cm do 250 cm, korzystniej od 4 cm do 160 cm, najkorzystniej od 16 cm do 120 cm.

Korzystnie, odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią spływu łopatek wynosi od 0,25 cm do 32 cm, korzystniej od 1,8 cm do 28 cm, najkorzystniej od 5 cm do 15 cm.

Wymiary poszczególnych elementów mogą być zbliżone lub mogą się różnić między sobą w ramach turbiny jak i poszczególnych segmentów, tak że np. żadne dwie

tarcze nie będą miały identycznych wszystkich wymiarów, albo że np. wszystkie pierścienie mocujące będą miały identyczne wymiary, itd.

Korzystnie, wymiary poszczególnych tarcz, trzpieni, pierścieni mocujących i łopatek, mogą być tak dobrane, by części znajdujące się odpowiednio bliżej tarczy podłączonej do wału odbierającego moc, były odpowiednio większe, masywniejsze i wytrzymalsze, by móc bezpiecznie przekazywać moc skumulowaną z kolejnych segmentów wirnika turbiny.

Znawca w dziedzinie zauważy, że opis wynalazku dotyczy segmentu wirnika turbiny, zaś do w pełni funkcjonalnej konstrukcji turbiny należałoby zapewnić jeszcze kilka elementów, tj.: kanał obwodowego doprowadzania pary, umieszczony po zewnętrznej stronie łopatek, kanał odprowadzania pary, umieszczony po zewnętrznej stronie segmentu turbiny w bezpośrednim sąsiedztwie najdalszej od osi części trzpieni, mocowania łopatek, a także uszczelnienia pomiędzy kanałami doprowadzania i odprowadzania pary, zarówno po stronie kadłuba turbiny jak i na zewnętrznej powierzchni bocznej pierścieni mocujących i tarcz. Z uwagi na powszechne zastosowanie tego typu rozwiązań, znawcy łatwo byłoby dobrać odpowiednie elementy spośród wyżej wspomnianych, przez co nie będzie to dalej rozważane w ramach niniejszego wynalazku.

Czynnikiem roboczym, do pracy z którym może być dedykowana turbina, może być zarówno para wodna jak i powietrze, spaliny, hel, wodór, dwutlenek węgla, amoniak, substancje występujące w obiegach chłodniczych lub dowolna mieszanina wyżej wspomnianych.

Wszystkie elementy turbiny mogą być wykonane z tego samego materiału lub z różnych materiałów, np. z tworzyw sztucznych, materiałów ceramicznych, kompozytów, lub metali, korzystnie ze stali, stali stopowych, stali wysokostopowych, np. stali zawierających chrom, wanad, tytan, molibden, albo z czystego tytanu lub stopów tytanu.

Turbina posiadająca segmenty według wynalazku cechuje się dużo wyższą trwałością od powszechnie stosowanych turbin osiowych, przez co przy odpowiedniej konfiguracji mogłaby znaleźć zastosowanie w trudnodostępnych miejscach do przetwarzania energii, gdzie coroczna konserwacja jest utrudniona, zwłaszcza w rejonach wysokogórskich, na platformach wiertniczych, przy gazo- i ropociągach, jak również w konwencjonalnej energetyce i przemyśle.

Niniejszy wynalazek rozwiązuje problem występowania dużych obciążeń łopatek związanych z ruchem obrotowym wokół osi, poprzez wykorzystanie obciążeń powstających w wyniku przepływu czynnika roboczego. Skierowanie czynnika roboczego na łopatki, które są rozmieszczone osiowo w równej odległości od osi obrotu, wymusza przepływ czynnika roboczego w kierunku osi obrotu. Podczas przepływu między łopatkami, czynnik roboczy się rozpręża, przez co powstaje różnica ciśnień pomiędzy stroną zewnętrzną swoistego cylindra utworzonego z łopatek, a stroną wewnętrzną, bliższą osi obrotu. Poprzez odpowiednie dobranie kształtu łopatek jak i parametrów termodynamicznych czynnika roboczego, w szczególności substancji, ciśnienia, temperatury, gęstości i prędkości przepływu, możliwe jest uzyskanie takiego rozkładu ciśnień wokół łopatek, że naprężenia wynikające z rozkładu ciśnień wokół łopatek będą zmniejszać albo nawet całkowicie redukować naprężenia łopatek wynikające z ruchu obrotowego.

Niniejszy wynalazek zapewnia możliwość projektowania stopni turbinowych, w których kanał przepływowy ma taki sam przekrój wzdłuż całej długości łopatek.

Ponadto, poprzez minimalizację naprężeń łopatek związanych z ruchem obrotowym wokół osi, możliwe jest tworzenie turbozespołów posiadających dłuższe łopatki, zwiększając przy tym maksymalną możliwą do uzyskania moc z jednego turbozespołu. Jednocześnie, takie dłuższe łopatki mogą być tworzone z materiałów łatwiejszych w obróbce i tańszych niż np. tytan.

Przedmiot wynalazku został pokazany na rysunku, na którym

Fig. 1 przedstawia schematycznie segment wirnika turbiny dośrodkowej ustawiony pod kątem i oglądany z boku,

Fig. 2 przedstawia schematycznie segment wirnika turbiny dośrodkowej z Fig. 1 z usuniętym drugim pierścieniem mocującym łopatek,

Fig. 3 przedstawia schematycznie segment wirnika z Fig. 2 widziany na wprost od strony łopatek,

Fig. 4 przedstawia schematycznie tarczę stanowiącą koniec segmentu wirnika, z widocznymi trzpieniami łączącymi pierwszy pierścień mocujący łopatek z tarczą,

Fig. 5 przedstawia schematycznie tarczę z Fig. 4 widzianą na wprost od strony trzpieni łączących,

Fig. 6 przedstawia schematyczny rzut z boku segmentu wirnika turbiny dośrodkowej z Fig. 1,

Fig. 7 przedstawia schematyczny segment wirnika turbiny dośrodkowej w przekroju.

Fig. 8 przedstawia schematyczny segment wirnika turbiny dośrodkowej, z dwoma zestawami trzpieni łączących, dwoma pierścieniami mocującymi i dwoma tarczami.

Fig. 9 przedstawia schematyczny segment wirnika turbiny dośrodkowej z jednym zestawem trzpieni łączących, dwoma pierścieniami mocującymi i dwoma tarczami.

Fig. 10 przedstawia schematyczny segment wirnika turbiny dośrodkowej z jednym zestawem trzpieni łączących, jednym pierścieniem mocującym i dwoma tarczami.

Fig. 11 przedstawia przykład połączenia dwóch segmentów turbiny dośrodkowej widocznych na Fig. 1, poprzez jedną wspólną tarczę.

Przykład 1.

Segment składa się z pierwszego 1 i drugiego 2 pierścienia mocującego, które umieszczone są współosiowo, w pewnej odległości od siebie. Pomiędzy nimi, widoczny jest zestaw łopatek 3, których końce są przymocowane do pierścieni mocujących 1 i 2. Łopatki 1 są rozmieszczone wzdłuż pierścieni mocujących 1 i 2, z zachowaniem równomiernych odstępów pomiędzy łopatkami 3. Podczas gdy z jednej strony pierwszego pierścienia mocującego 1 są przymocowane łopatki 3, z drugiej strony są przymocowane trzpienie łączące 4, natomiast drugie końce trzpieni 4 są przymocowane do tarczy 5.

Zastosowano następujące parametry:

Wirnik turbiny według wynalazku składa się z 6 segmentów, przy czym każdy z segmentów jest skonstruowany podobnie, tak że występuje kolejno 1 tarcza, 1 zestaw trzpieni łączących składający się z 8 trzpieni, 1 pierścień mocujący, 1 zestaw łopatek składający się z 38 łopatek i druga tarcza. Średnica tarcz wynosi 140 cm, grubość tarcz wynosi 20 cm, trzpienie łączące mają kształt prostopadłościennych prętów o zaokrąglonych brzegach o długości 50 cm i o przekroju, w którym krótszy bok ma 5 cm a dłuższy bok ma 12 cm, średnica zewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 140 cm, średnica wewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 125 cm, grubość pierścienia mocującego wynosi 20 cm, łopatki mają jednakowy kształt i mają długość 70 cm a odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią splywu łopatki wynosi 12 cm.

Jak schematycznie przedstawiono na Fig. 8, możliwe i korzystne jest umieszczenie drugiego zestawu trzpieni łączących **4a** i drugiej tarczy **5a** od strony drugiego pierścienia mocującego **2** łopatek **3**. W takiej konfiguracji, segment turbiny dośrodkowej jest skonstruowany, licząc od jednego końca do drugiego, następująco: tarcza **5**, trzpień łączący **4**, pierwszy pierścień mocujący **1**, łopatki **3**, drugi pierścień mocujący **2**, drugie trzpień łączący **4a**, druga tarcza **5a**. Tego typu konfiguracja jest korzystna, w przypadku konstrukcji turbin o większej mocy i większych przepływach, z uwagi na jeden obszar wlotu i dwa obszary wylotu czynnika roboczego w pojedynczym segmencie turbiny.

W innym przypadku, możliwe i korzystne jest wykonanie segmentu turbiny bez drugiego zestawu trzpieni łączących **4a**, kiedy to druga tarcza **5a** jest mocowana bezpośrednio do drugiego pierścienia mocującego **2** (przykładowo ukazane na Fig. 9) lub drugi pierścień mocujący **2** w ogóle nie występuje i łopatki **3** są mocowane z jednej strony do pierwszego pierścienia mocującego **1** a z drugiej strony do drugiej tarczy **5a** (przykładowo ukazane na Fig. 10). Taka konfiguracja zapewnia tylko jeden obszar wlotu i jeden obszar wylotu czynnika roboczego w pojedynczym segmencie turbiny.

Łopatki **3** są ustawione tak, że krawędź natarcia jest w większej odległości od osi obrotu niż krawędź spływu, przez co czynnik roboczy rozpręża się podczas ruchu w kierunku do środka segmentu wirnika turbiny. Tym sposobem, ciśnienie panujące po zewnętrznej stronie cylindrycznego wirnika jest wyższe niż wewnątrz cylindrycznego wirnika. Z takiego pola ciśnień powstaje siła, która działa na łopatki **3** w kierunku promieniowym do środka cylindrycznego wirnika, zatem przeciwnie do siły odśrodkowej. Dzięki temu zmniejsza się naprężenia działające na łopatki **3**, a przy odpowiednim dobraniu parametrów pracy, możliwe jest stworzenie turbiny, w której promieniowe siły, wynikająca z rozkładu ciśnień i wynikająca z ruchu obrotowego, zrównoważą się. W innych zastosowaniach korzystnym może okazać się, aby siła wynikająca z rozkładu ciśnień była większa od siły wynikającej z ruchu obrotowego – taka konfiguracja może zwiększyć wytrzymałość turbiny podczas zjawiska wybiegu (nagłego wzrostu prędkości obrotowej turbiny).

Z uwagi na konieczność rozprężania czynnika roboczego pomiędzy wirującymi łopatkami, typ turbiny należałoby określić jako reakcyjny, o stopniu reakcyjności (który może przyjmować wartości tylko od 0 do 1, włącznie) korzystnie większym od 0,5, korzystniej większym od 0,8, najkorzystniej większym od 0,95.

Biorąc pod uwagę konstruowanie turbiny, w zależności od ilości segmentów połączonych w jeden wirnik, ważne jest dobranie odpowiedniego kształtu profili łopatkowych tak, aby utworzony pomiędzy sąsiednimi łopatkami kanał przepływowy (dysza), realizował rozprężanie czynnika roboczego z zachowaniem odpowiedniej proporcji ciśnienia na zewnątrz do ciśnienia wewnątrz cylindrycznego wirnika. W przypadku turbiny z tylko jednym segmentem, cały spadek ciśnienia musi nastąpić w ramach przepływu pomiędzy jednym zestawem łopatek. W przypadku konstrukcji z kilkoma segmentami należy podzielić spadki ciśnień tak, by proporcje ciśnień zewnętrznych i wewnętrznych dla poszczególnych cylindrycznych wirników uwzględniały skuteczną redukcję naprężeń od siły odśrodkowej. Korzystnie, w przypadku konstrukcji wirnika turbiny, w którym występuje kilka segmentów i łopatki każdego z segmentów są umieszczone w takiej samej odległości od osi obrotu i wszystkie wirniki są ze sobą połączone (obracają się z taką samą prędkością obrotową), różnica ciśnień zewnętrznego 'p_z' i wewnętrznego 'p_w' dla każdego z cylindrycznych wirników powinna być w przybliżeniu taka sama i powinna być w przybliżeniu ułamkiem początkowego ciśnienia czynnika roboczego, na wlocie do turbiny. Np. przy dwóch segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{2} p_{pocz}$, przy trzech segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{3} p_{pocz}$, przy czterech segmentach $p_z - p_w = \frac{1}{4} p_{pocz}$ itd.

W przypadku wirnika turbiny z kilkoma segmentami według wynalazku, połączenie sąsiednich segmentów można realizować zasadniczo na dwa sposoby. Pierwszym z nich jest umieszczenie tarcz sąsiednich segmentów w bezpośrednim sąsiedztwie, współosiowo, i połączenie tarcz np. na trwałe poprzez ich zespawanie lub rozłącznie, np. z zastosowaniem sprzęgła.

Innym sposobem jest wykonanie całego wirnika bardziej zintegrowanego, w którym tarcze pomiędzy sąsiednimi segmentami są współdzielone, tj. elementy występujące z obu stron tarczy (mogą to być trzpienie, pierścienie mocujące lub łopatki) mocują się z obu stron do tej samej tarczy (przykładowo ukazane na Fig. 11).

Przykład 2.

Wirnik turbiny jest analogiczny jak w przykładzie 1, przy czym: składa się z 1 segmentu, w którym występuje kolejno 1 tarcza, 1 zestaw trzpieni łączących składający się z 3 trzpieni, 1 pierścień mocujący, 1 zestaw łopatek składający się z 12 łopatek i druga

tarcza. Średnica tarcz wynosi 4 cm, grubość tarcz wynosi 0,5 cm, trzpień łączący mają kształt okrągłych prętów o średnicy 0,2 cm i długości 0,3 cm, średnica zewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 4 cm, średnica wewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 3 cm, grubość pierścienia mocującego wynosi 0,5 cm, łopatki mają jednakowy kształt i mają długość 0,5 cm a odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią spływu łopatki wynosi 0,25 cm.

Przykład 3.

Wirnik turbiny jest analogiczny jak w przykładzie 1, przy czym: składa się z 31 segmentów, przy czym każdy z segmentów jest skonstruowany podobnie, tak że występuje kolejno 1 tarcza, 1 zestaw trzpień łączących składający się z 40 trzpień, 1 pierścień mocujący, 1 zestaw łopatek składający się ze 100 łopatek, drugi pierścień mocujący, drugi zestaw trzpień łączących składający się z 40 trzpień i druga tarcza. Średnica tarcz wynosi 450 cm, grubość tarcz wynosi 60 cm, trzpień łączący mają kształt okrągłych prętów o średnicy 30 cm i długości 180 cm, średnica zewnętrzna pierścieni mocujących wynosi 450 cm, średnica wewnętrzna pierścieni mocujących wynosi 340 cm, grubość pierścieni mocujących wynosi 60 cm, łopatki mają jednakowy kształt i mają długość 250 cm a odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią spływu łopatki wynosi 32 cm.

Przykład 4.

Wirnik turbiny jest analogiczny jak w przykładzie 1, przy czym: składa się z 2 segmentów, przy czym każdy z segmentów jest skonstruowany podobnie, tak że występuje kolejno 1 tarcza, 1 zestaw trzpień łączących składający się z 4 trzpień, 1 pierścień mocujący, 1 zestaw łopatek składający się z 18 łopatek i druga tarcza. Średnica tarcz wynosi 40 cm, grubość tarcz wynosi 2 cm, trzpień łączący mają kształt okrągłych prętów o średnicy 1 cm i długości 2 cm, średnica zewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 40 cm, średnica wewnętrzna pierścienia mocującego wynosi 32 cm, grubość pierścienia mocującego wynosi 2 cm, łopatki mają jednakowy kształt i mają długość 4 cm a odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią spływu łopatki wynosi 1,8 cm.

Przykład 5.

Wirnik turbiny jest analogiczny jak w przykładzie 1, przy czym: składa się z 15 segmentów, przy czym każdy z segmentów jest skonstruowany podobnie, tak że występuje kolejno 1 tarcza, 1 zestaw trzpieni łączących składający się z 28 trzpieni, 1 pierścień mocujący, 1 zestaw łopatek składający się ze 82 łopatek, drugi pierścień mocujący, drugi zestaw trzpieni łączących składający się z 28 trzpieni i druga tarcza. Średnica tarcz wynosi 320 cm, grubość tarcz wynosi 45 cm, trzpienie łączące mają kształt okrągłych prętów o średnicy 25 cm i długości 140 cm, średnica zewnętrzna pierścieni mocujących wynosi 320 cm, średnica wewnętrzna pierścieni mocujących wynosi 190 cm, grubość pierścieni mocujących wynosi 45 cm, łopatki mają jednakowy kształt i mają długość 160 cm a odległość pomiędzy krawędzią natarcia a krawędzią spływu łopatki wynosi 28 cm.

POLITECHNIKA WARSZAWSKA
Pl. Politechniki 1, 00-661 Warszawa

PROJEKTOR
Politechniki Warszawskiej
prof. dr hab. inż. Stanisław Wincenciak

← podpis
+ pieczęć
PW