

Sprzężona analiza 0D i 3D siły osiowej stopnia regulacyjnego turbiny parowej w zmiennych warunkach pracy

Dariusz Knitter^{*}, Janusz Badur^{**}

In this paper the authors has presented methodology of determination of control stage wheel thrust force basing on 0D and 3D models. One has determined portion of particular thrust force components acting on shroud, airfoil and rotor disc. The authors has also presented radial distribution of static pressure acting on the rotor disc (with usage of 3D tools). One must emphasize that 0D model (checked by ALSTOM) was correct source of boundary conditions for 3D analysis. The 3D model contained forces from pressure drop (and pressure distribution around the airfoil), velocities and flow resistance (fluid viscosity).

The analysis was made in variable operating conditions (5 valve points).

Idea stopnia regulacyjnego oraz problem siły osiowej

Zastosowanie wysokiej wartości ciśnienia pary skutkuje względnie małą wartością objętościowego natężenia, zwłaszcza w turbinach małej i średniej mocy. Zastosowanie zasilania na całym obwodzie (przy małym obciążeniu) prowadziłoby do bardzo krótkich łopatek oraz w konsekwencji do wysokich strat wtórnych i brzegowych. W tej sytuacji jest często korzystne zastosowanie częściowego zasilania realizowanego w pierwszym stopniu, zwanym stopniem regulacyjnym. Z reguły częściowe zasilanie jest używane jedynie w pierwszym stopniu turbiny, podczas gdy pozostałe stopnie są projektowane na pełne zasilanie (turbiny z częściowym zasilaniem na poszczególnych stopniach występują bardzo rzadko). W takim przypadku spadek entalpii w stopniu regulacyjnym musi być wystarczający do zapewnienia przyrostu objętości właściwej, powodując wystarczająco duże objętościowe natężenie potrzebne do pełnego zasilania parą stopnia drugiego. Wzrost spadku entalpii przy założonej optymalnej wartości wskaźnika prędkości u/c_s (lub wskaźnika politropowego spadku entalpii $MUEY$) prowadzi do wzrostu prędkości obwodowej wieńca (u), który może być uzyskany poprzez zwiększenie średnicy stopnia regulacyjnego (dla uzyskania jeszcze większych spadków entalpii niegdyś stosowano stopnie Curtisa lub Rateau, które charakteryzowały się jednak stosunkowo niskimi sprawnościami) [6], [13].

Ze względu na występujące w turbinach duże spadki ciśnień, poszczególne elementy tych maszyn obciążone są znacznymi siłami wzdłużnymi. Praktyka turbinowa wykazuje, że siły te są powodem licznych uszkodzeń, przeważnie łopatek i łożysk oporowych, dlatego też w miarę możliwości dokładne ustalenie tych sił jest niezbędne do poprawnego zaprojektowania turbiny.

Wyznaczenie siły osiowej od stopnia regulacyjnego stanowi w tym przypadku jedno z najtrudniejszych i stosunkowo mało pewnych elementów projektowania. Analizy 0D nie są w stanie dokładnie wyznaczyć rozkładu ciśnień działających na tarczę wirnikową stopnia akcyjnego z uwagi na

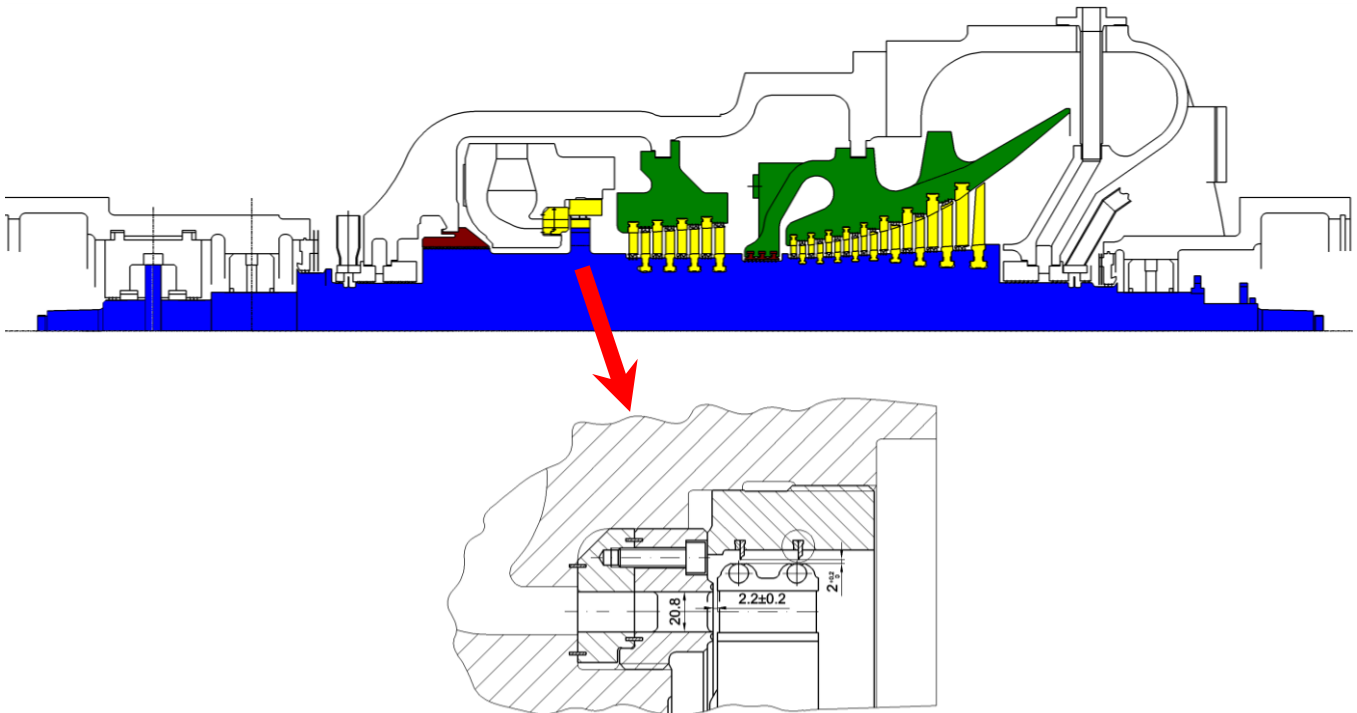
^{*} ALSTOM Power Sp. z o.o. Elbląg

^{**} Instytut Maszyn Przepływowych im. R. Szwedalskiego PAN, Gdańsk

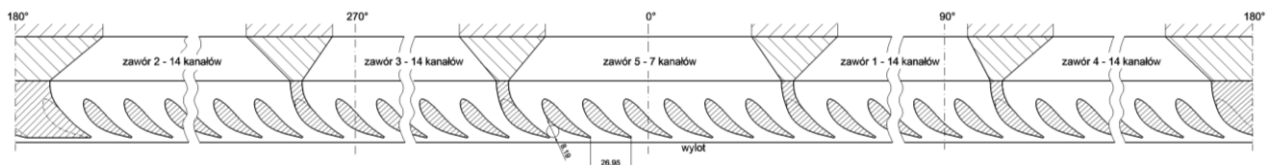
szereg czynników dotychczas jeszcze niewystarczająco zbadanych. Osiowy nacisk na tarczę wirnikową stanowi często znaczną część całej siły osiowej stopnia regulacyjnego (akcyjnego), dlatego też całą siłę osiową w turbinach tarczowych można obliczyć tylko z grubszą. Kolejnym ważnym problemem jest ocena „rozmywania się” łuku zasilania za tarczą wirnikową, co wymusza już stosowanie narzędzi 3D.

Badany obiekt

Obiektem badań jest stopień regulacyjny zmodernizowanej przez ALSTOM wysokoobrotowej upustowo-kondensacyjnej turbiny parowej EH NK-50/45, napędzającej dwa kompresory o dwu stopniach sprężania (produkcja formaliny/ w procesie pośrednim sprężany jest gaz syntezowy – mieszanina głównie tlenku węgla i wodoru), zainstalowanej w Rosji.



Rys.1. Przekrój osiowy zmodernizowanej turbiny EH NK-50/45 oraz fragment stopnia regulacyjnego



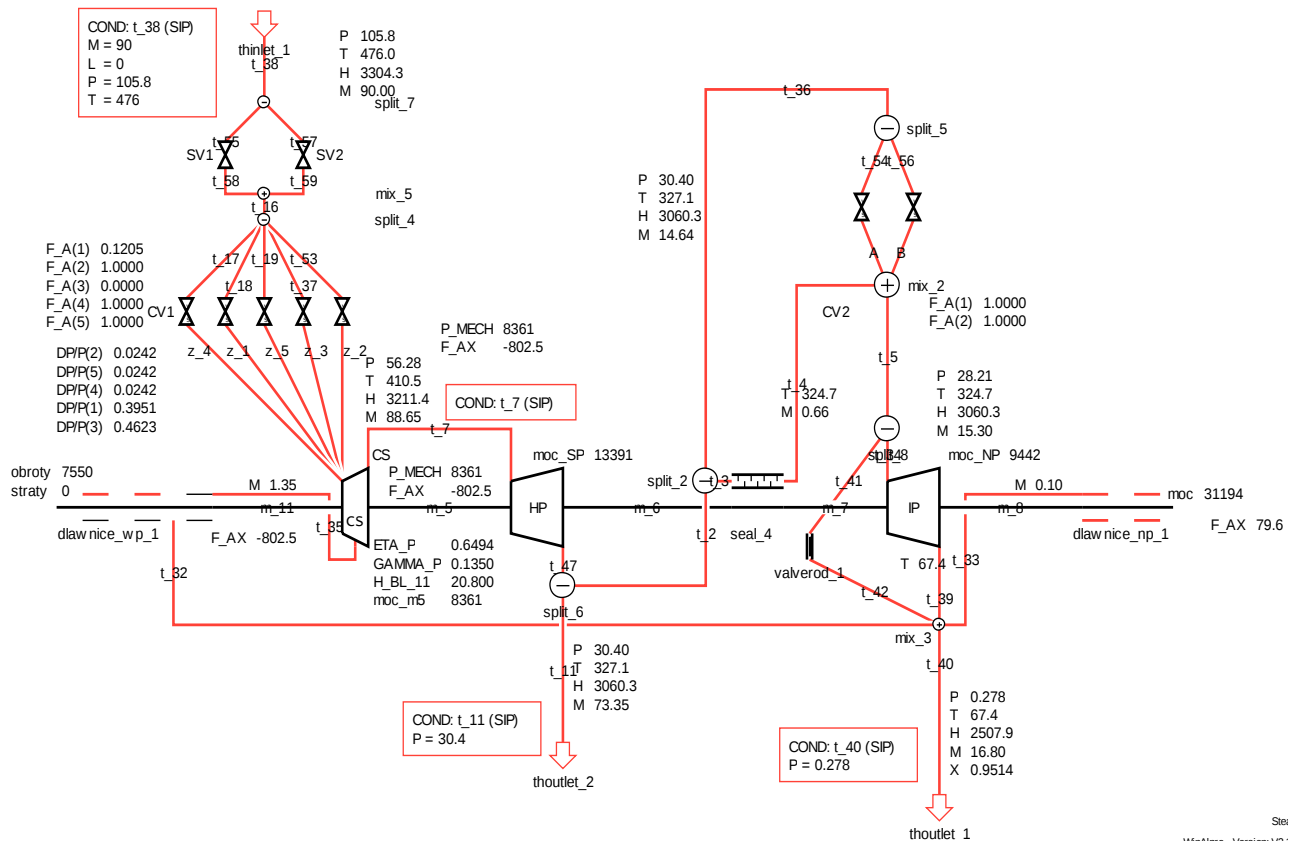
Rys.2. Rozwinięcie pierścienia dyszowego na średniej średnicy

Na rys.1 przedstawiono przekrój osiowy zmodernizowanej turbiny wraz z fragmentem stopnia regulacyjnego oraz na rys. 2 widoczne jest rozwinięcie pierścienia dyszowego na średnicy podziałowej.

Model 0D

Obliczenia termodynamiczne wg modelu 0D, stanowiące jako warunki brzegowe do obliczeń 3D (oraz do szczegółowych obliczeń 0D odizolowanego stopnia regulacyjnego), przeprowadzono szwajcarskim programem Alpro używanym w koncernie ALSTOM. Program ten jest rozwiniętą formą kodu do obliczeń numerycznej mechaniki płynów (CFM) w zagadnieniach urządzeń elektrycznych parowych, gazowych i kombinowanych (z bardzo szczegółowym poziomem znajomości geometrii – poziom *off-design*, lub bez jej znajomości – poziom *design*). Obejmuje on swym zakresem podstawowe skale ważne dla procesu obliczania pracy urządzenia, tj. stan nominalny pracy, jak również stan zmieniony pracy.

Model obliczeniowy 0D przedstawiono na rys.3.



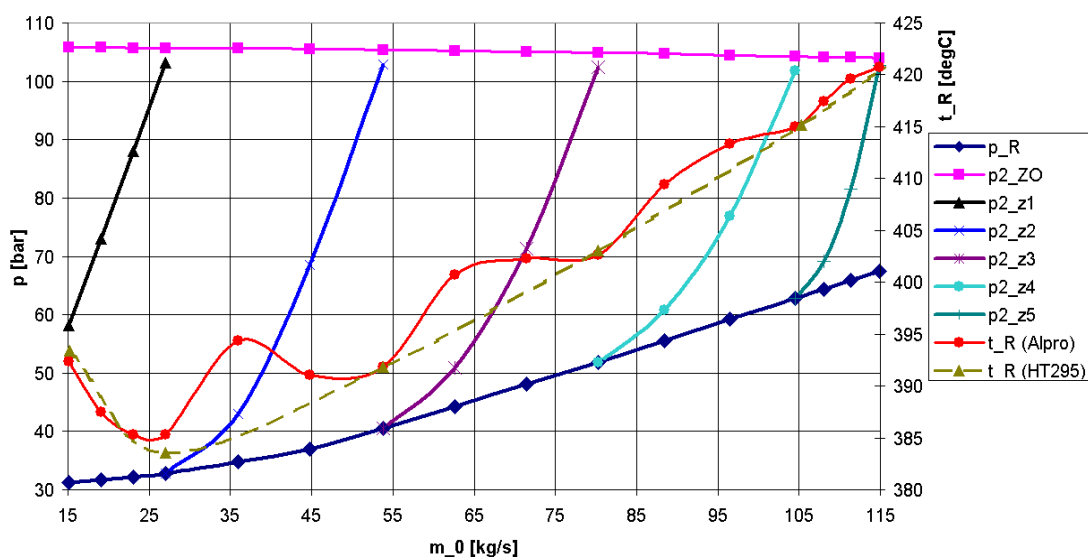
Rys.3. Model obliczeniowy 0D turbiny EHNK-50/45 ze stopniem regulacyjnym

Szczegółowe obliczenia termodynamiczne oraz siły osiowej od koła regulacyjnego zostały wykonane osobnym programem HT295 do obliczeń 0D stopni regulacyjnych bazujących na profilach ALSTOM (program umożliwia również obliczenia wytrzymałościowe kół regulacyjnych z zamocowaniem jodełkowym oraz spawany).

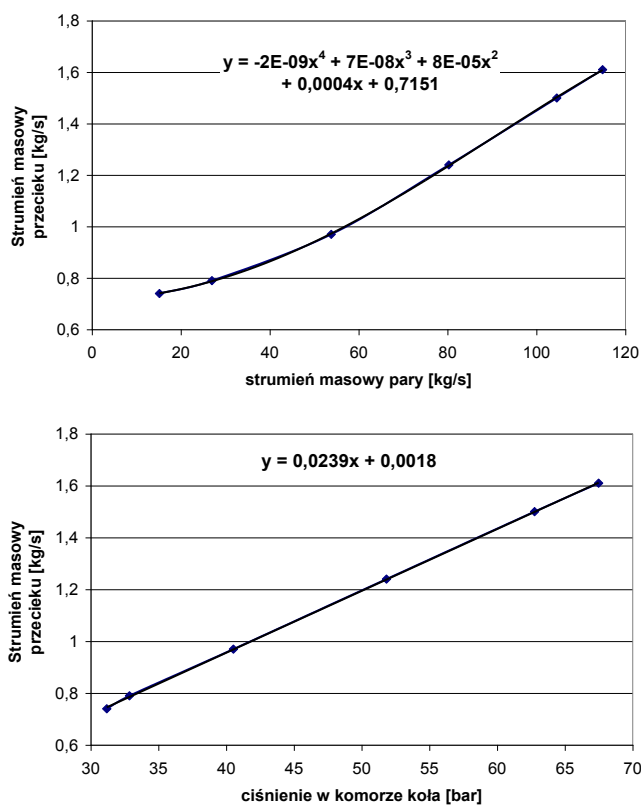
Konieczna była w tym przypadku szczegółowa znajomość geometrii stopnia regulacyjnego, tj. rodzaj profilu dyszy i łopatki wirnikowej, średnice wlotowe i wylotowe, wysokości kanałów, grubość bandaża, kąty łuków poszczególnych grup dysz, luzy promieniowe i osiowe, dane dotyczące tłoka odciążającego – średnica, ilość ząbków uszczelnienia labiryntowego, luz promieniowy, współczynnik przepływu, ponadto średnica otworu odciążającego tarczę wirnikową oraz dane termodynamiczne stopnia regulacyjnego pochodzące z programu Alpro [6].

Obliczenia siły osiowej od koła regulacyjnego zostały wykonane w pięciu punktach zaworowych VP14VP5 a w stanach pracy pomiędzy tymi punktami siła została określona z linii trendu.

Na rys. 4 i 5 przedstawiono wyniki obliczeń 0D (Alpro/HT295) stanowiące termodynamiczne warunki brzegowe do obliczeń 3D w zmiennych warunkach pracy.



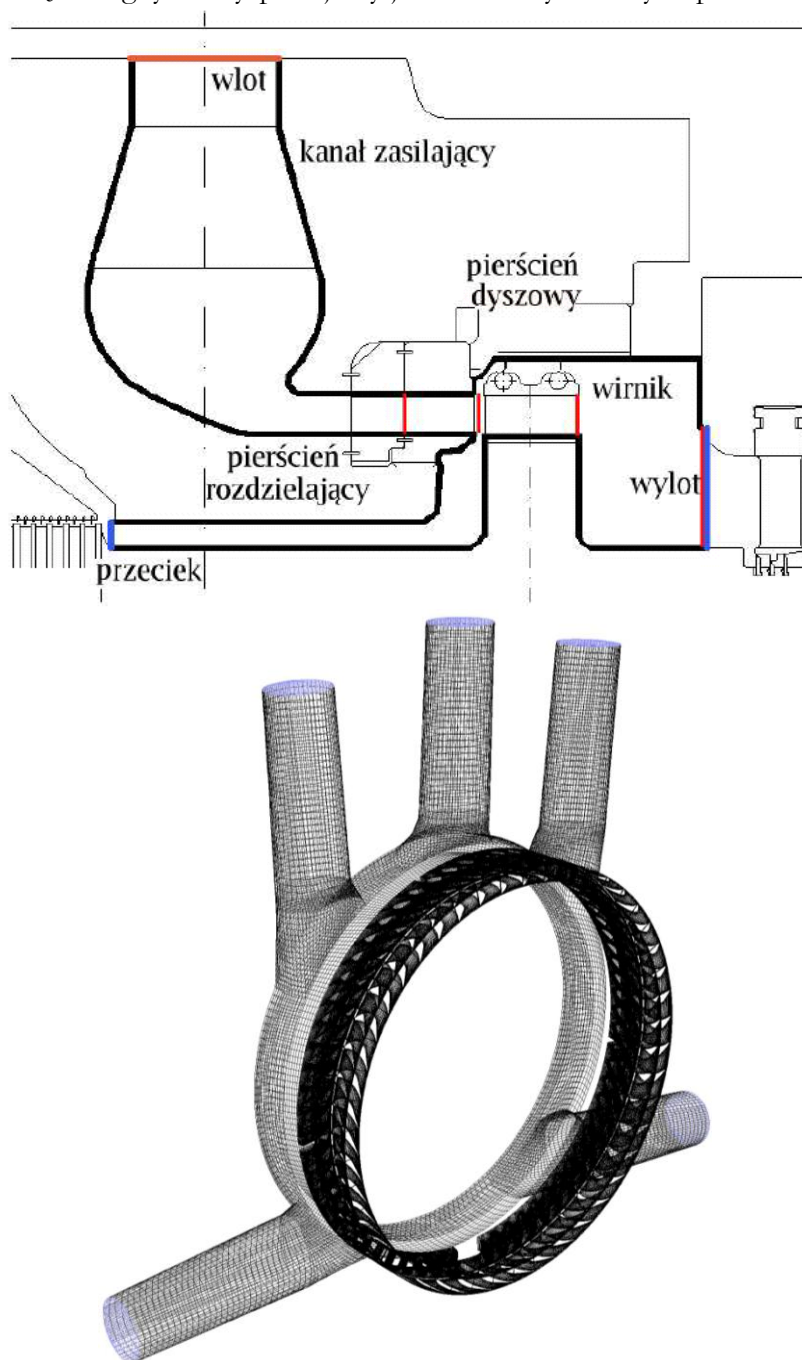
Rys.4. Charakterystyki ciśnienia i temperatury w obszarze stopnia regulacyjnego w funkcji strumienia masowego – uzyskane wg modelu 0D – warunki brzegowe do obliczeń 3D



Rys.5. Charakterystyki przecieku wewnętrznego (przez tłok odciążający) – uzyskane wg modelu 0D – warunki brzegowe do obliczeń 3D

Model 3D

Ważnym zjawiskiem towarzyszącym obliczeniom opartym na modelach 3D jest renesans znaczenia i niemalże całkowite przywrócenie równoważnej istotności kodów obliczeniowych opartych na modelach 0D. Trzeba bowiem pamiętać, iż kody 0D, obejmujące całość turbiny i bloku, służą kodom 3D (zarówno dla płynu jak i ciała stałego) jako „dawca” warunków brzegowych i uśrednionych (w sensie 0D) danych obciążenia. Co więcej, również wyniki obliczeń 3D, po odpowiednich uśrednieniach są porównywane z wynikami kodów 0D, zwłaszcza na etapie projektowania rozwiązania gdy nie dysponujemy jeszcze żadnymi danymi pomiarowymi [6], [4].

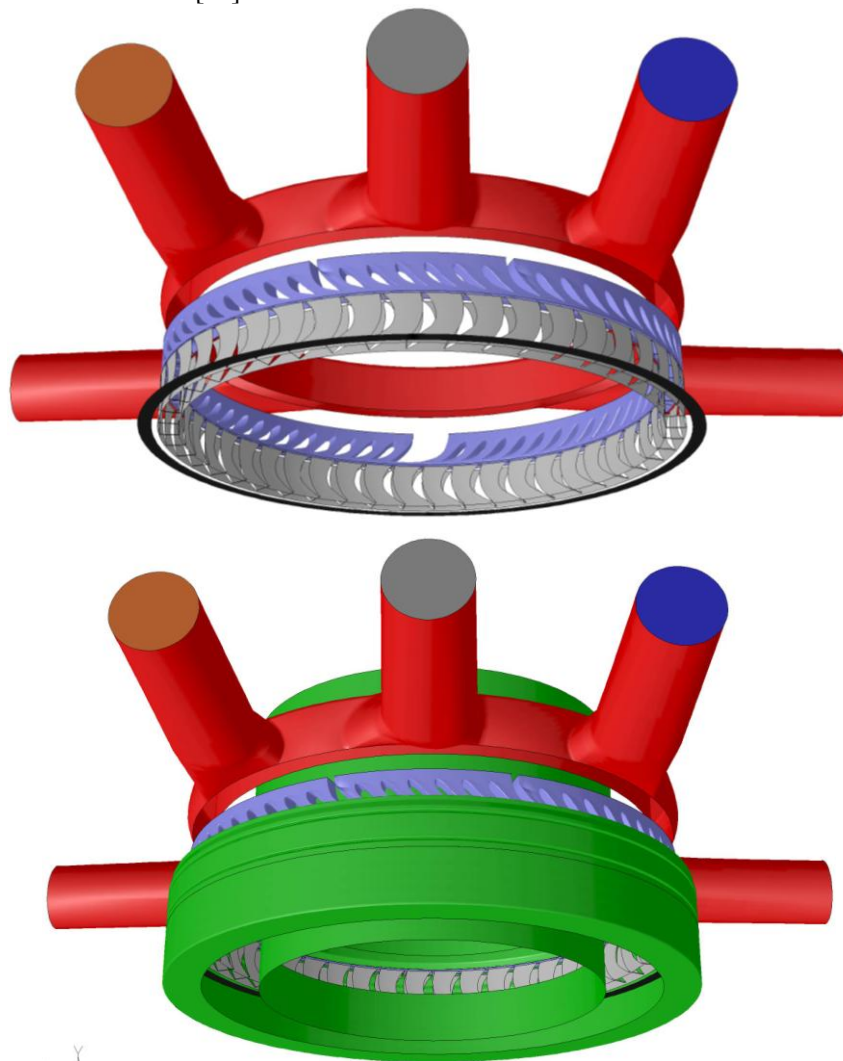


Rys.6. Obszar obliczeniowy – wariant pełny (po lewej) oraz model numeryczny 3D stopnia regulacyjnego wraz z króćcami wlotowymi (po prawej) – widok siatki (strukturalnej) użytej do dyskretyzacji obszaru obliczeniowego

Do obliczeń numerycznych 3D wykorzystano siatki strukturalne. Całkowita liczba objętości skończonych obejmujących geometrię pełną wynosiła ok. 4 mln.

Dla łopatek pierścienia dyszowego i wirnikowych siatkę zagęszczono w pobliżu krawędzi łopatek w celu zamodelowania efektów przyściennych. Rozrzedzono natomiast siatkę poza wymienionym obszarem. Spowodowane jest to minimalizacją wielkości siatki, a tym samym skrócenie procesu iteracyjnego obliczeń. [1]

Do obliczeń wykorzystano metodę "sliding mesh", jedną z trzech głównych metod numerycznych, które pozwalają uwzględnić ruch obrotowy układu oraz interakcje pomiędzy obszarami wirującymi i nieruchomymi. Szczegółowy opis metody obliczenia przejścia między tymi objętościami przedstawiono w [20].



Rys.7. Model numeryczny 3D stopnia regulacyjnego. Po lewej widoczny pierścień dyszowy i wieniec wirnikowy. Po prawe – pełna geometria stopnia regulacyjnego

Na rys. 6 przedstawiono obszar obliczeniowy oraz model numeryczny z siatką dyskretyzacyjną, zaś na rys. 7 pełny trójwymiarowy model stopnia regulacyjnego.

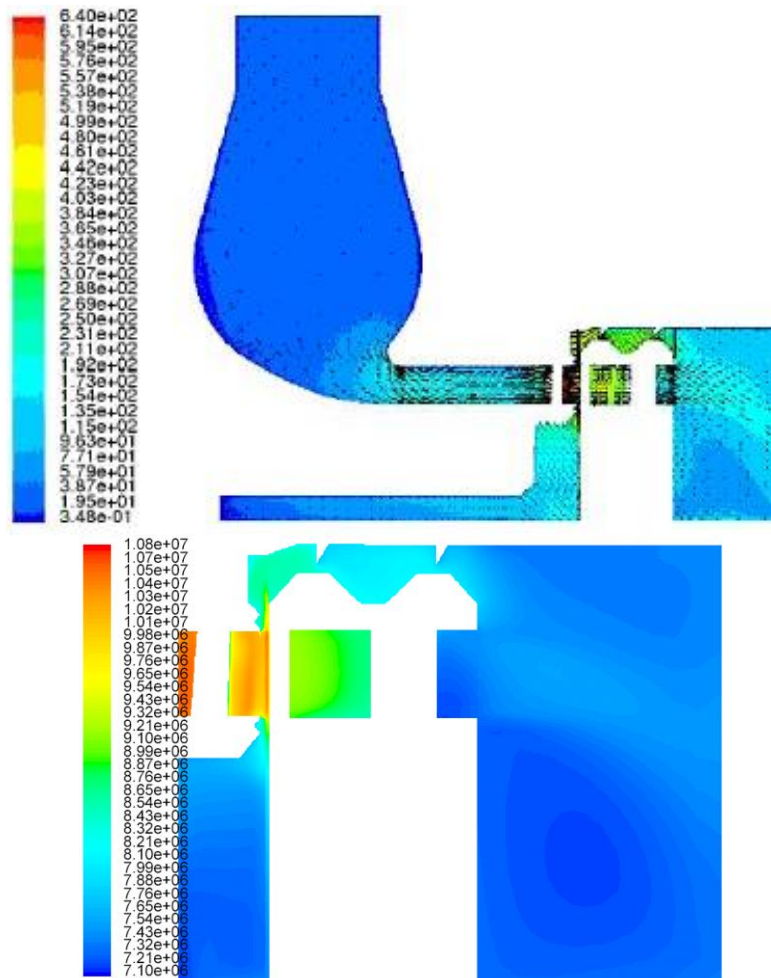
Obliczenia dla 5 punktów zaworowych wykonano wg dwóch modeli. Pierwszy model – pełny – obejmował króćce wlotowe, komorę wlotową, pierścień rozdzielający, pierścień dyszowy, wieniec wirnikowy, kanał przecieku pod aparatem dyszowym, przeciek nadbandażowy oraz komorę koła regulacyjnego. Drugi wariant geometrii pozbawiony był króćców wlotowych, komory wlotowej i pierścienia dyszowego. Obliczenia wykonywano zadając wstępnie masowe warunki brzegowe.

Dla pełnej geometrii stwierdzono duże niezgodności wyników obliczeń 3D z 0D w przypadku niższych obciążeń poniżej 5VP (za dyszą pojawiały się zbyt małe różnice ciśnień pomiędzy sektorami przy niepełnych łukach zasilania). Postanowiono zatem przejść na ciśnieniowe warunki brzegowe. W tym przypadku pojawiały się z kolei dużo wyższe strumienie masowe w porównaniu z 0D.

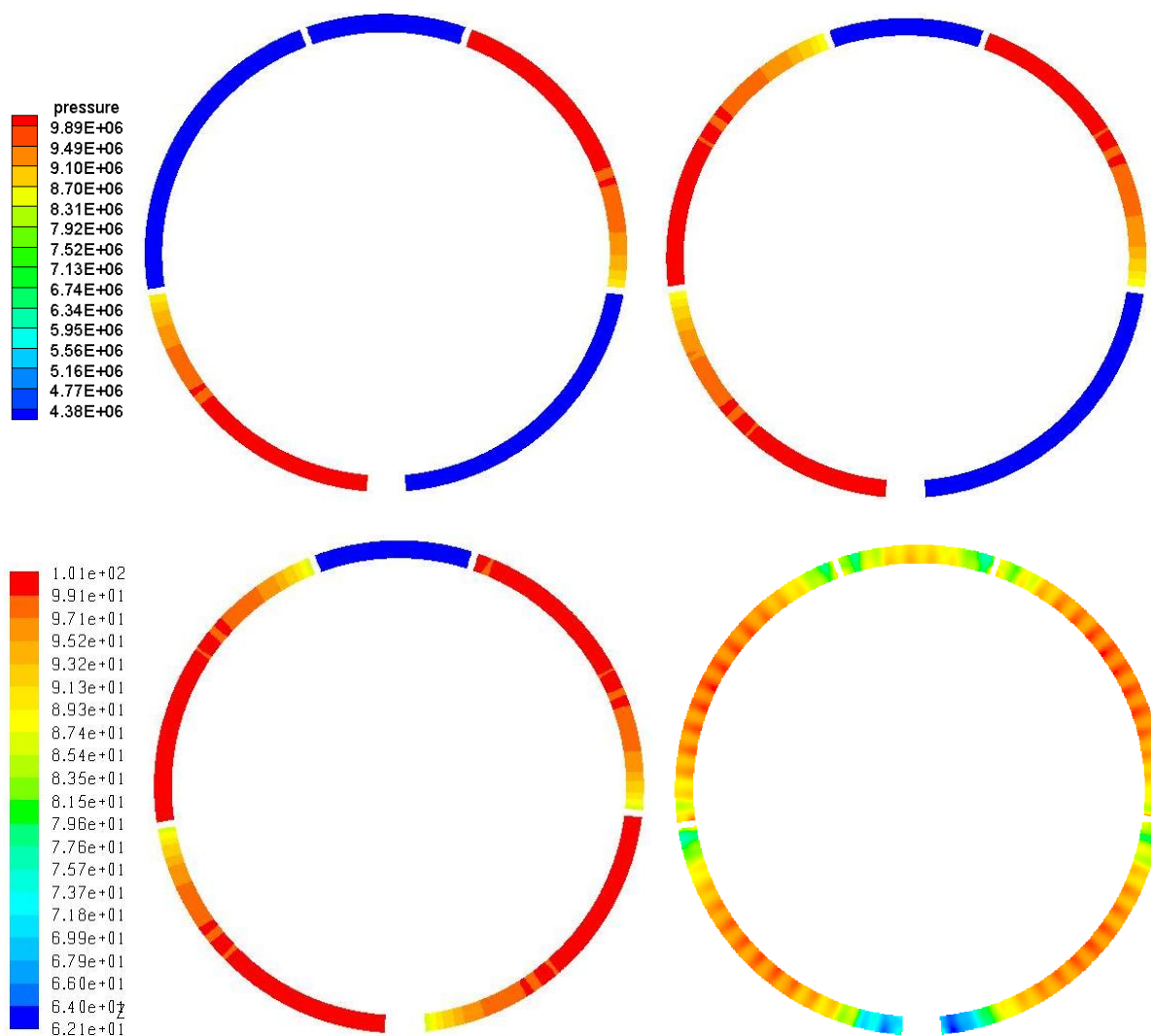
Ostateczne obliczenia wykonano dla geometrii bardziej uproszczonej (bez króćców wlotowych i komory wlotowej) wg warunków masowych. W tym przypadku pojawiły się w końcu pewne zgodności wyników obliczeń 3D z wynikami obliczeń termodynamiczno-przepływowych 0D.

Przypuszcza się, że wstępne znaczne niezgodności wynikały ze zbyt rozbudowanej geometrii oraz prawdopodobnie z samego kształtu kanału komory wlotowej (silne przewężenie przed wlotem do pierścienia rozdzielającego).

Na rys. 8 przedstawiono wyniki obliczeń 3D w przekroju merydionalnym całego obszaru obliczeniowego (po lewej) oraz obszaru koła regulacyjnego (po prawej). Na rys. 9 pokazano z kolei rozkłady ciśnień w płaszczyźnie kontrolnej za pierścieniem dyszowym w 4 punktach zaworowych (2VP, 3VP, 4VP oraz 5VP). W przypadku obciążenia 1VP (pierwszy punkt zaworowy) w obliczeniach 3D pojawiały się silne przepływy zwrotne zaburzające wyniki obliczeń, w związku z tym postanowiono skupić uwagę na 4 punktach zaworowych.



Rys.8. Pole i wektory prędkości (po lewej) oraz rozkład ciśnienia całkowitego (po prawej) w przekroju merydionalnym stopnia regulacyjnego [1]



Rys.9. Rozkłady ciśnienia statycznego za pierścieniem dyszowym w 4 punktach zaworowych: 2VP, 3VP (góra) oraz 4VP i 5VP (dół) [5]

Analiza siły osiowej działającej na koło regulacyjne wg modeli 0D i 3D

Głównym celem niniejszej pracy jest porównanie wyników obliczeń siły osiowej wg modelu 0D i 3D oraz przedstawianie głównych uwag mających na celu poprawne modelowanie 0D z uwzględnieniem zjawisk wynikających z analiz 3D. Główną uwagę skupiono na składowe siły osiowej działające na: tarczę wirnikową (F_w), pióro łopatk wirnikowej (F_p) oraz bandaż (F_b). W przypadku rozpatrywanego koła wirnikowego (bez otworów odciążających) całkowita siła osiowa będzie równa sumie omawianych trzech składowych:

$$F_{\text{sumar}} = F_w + F_p + F_b \quad (1)$$

Siła osiowa działająca na pióra łopatek wirnikowych (F_p)

W przypadku siły działającej na pióro łopatki interesuje nas siła wywierana przez czynnik roboczy równa ujemnej wartości siły reakcji łopatki. Praktycznie ujmując siła ta składa się z dwóch części – z dynamicznej oraz statycznej siły nacisku:

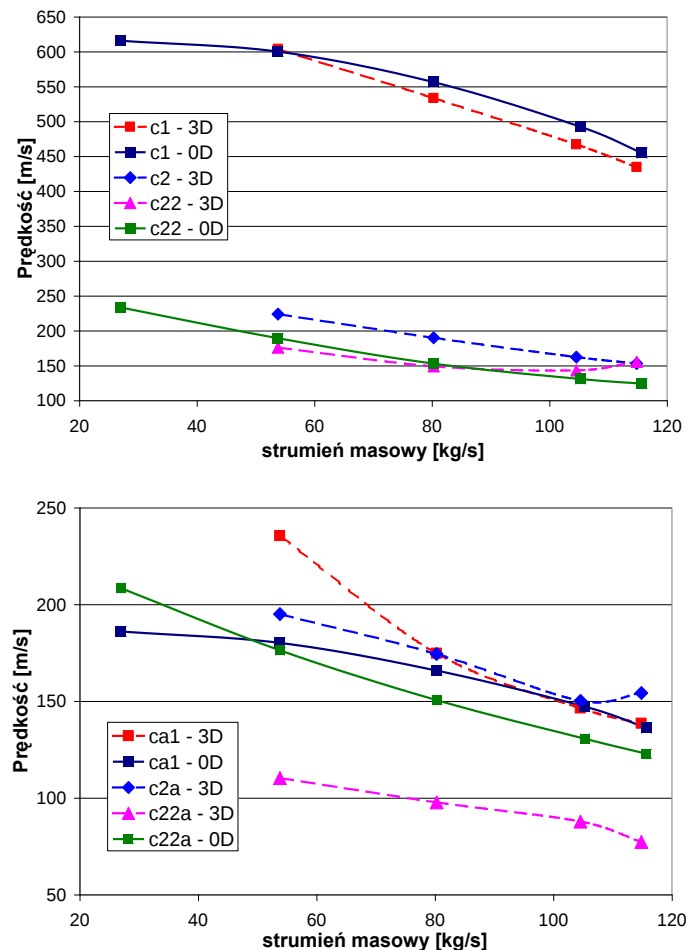
$$F_p = m \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \varepsilon \cdot A_p \cdot (p_1 - p_2), \quad (2)$$

gdzie

$$(p_1 - p_2) \approx \gamma \cdot (p_0 - p_2) \quad (3)$$

Oznaczenia:

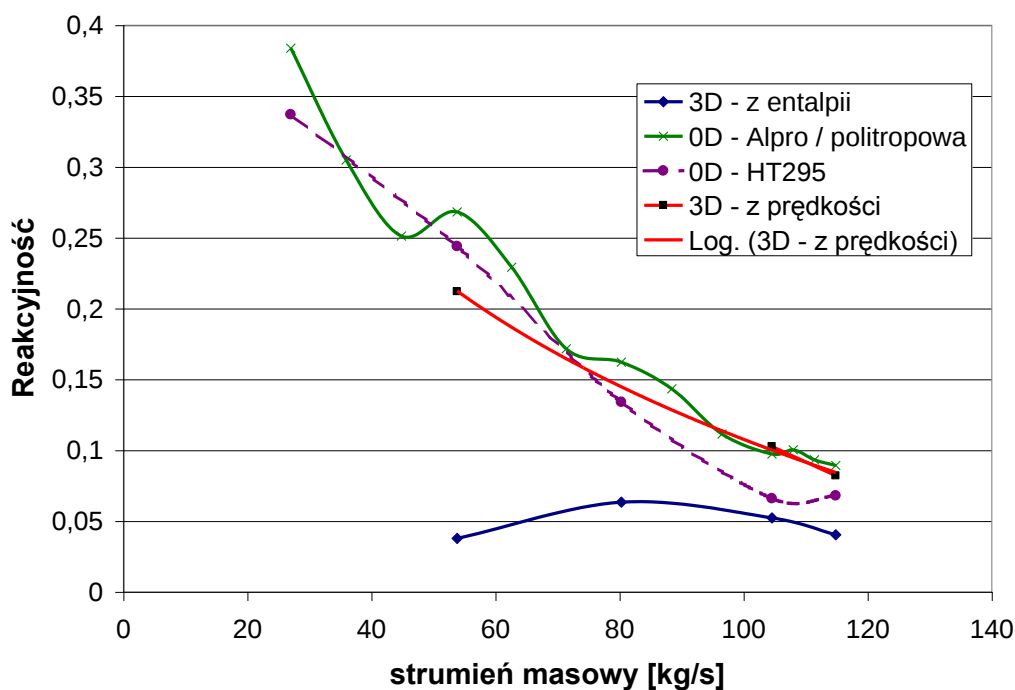
m – strumień masowy, c_{1a} – składowa osiowa prędkości bezwzględnej przed wirnikiem, c_{2a} – składowa osiowa prędkości bezwzględnej za wirnikiem (prędkości uśredniono masowo po całym pierścieniu), ε – stopień zasilania, A_p – pierścieniowa powierzchnia o wysokości łopatki wirnikowej, γ – reakcyjność stopnia, p_0 – ciśnienie przed dyszami, p_1 – ciśnienie przed łopatkami wirnikowymi, p_2 – ciśnienie za łopatkami wirnikowymi (ciśnienia uśredniono powierzchniowo)



Rys.10. Porównanie wartości prędkości bezwzględnych wg modeli 0D i 3D: c1 – prędkość bezwzględna przed wieńcem wirnikowym, c1a – składowa osiowa prędkości c1; c22 – prędkość bezwzględna na wylocie z komory koła, c22a – składowa osiowa prędkości c22

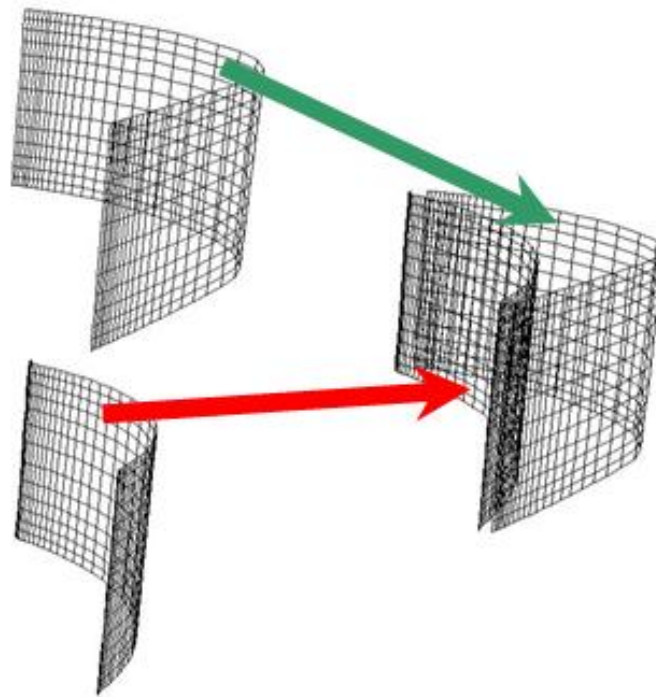
Na rys. 10 przedstawiono porównanie wartości prędkości w poszczególnych płaszczyznach kontrolnych wg modeli 0D i 3D. Należy zwrócić uwagę na bardzo dużą zbieżność wyników obliczeń prędkości bezwzględnych c_1 i c_2 (c_{22}) wg 0D i 3D (różnica wynosi tylko 0.5 [5% (!) dla c_1 oraz 2 [20% dla c_{22} , gdzie 22% rozbieżność występuje jedynie dla piątego punktu zaworowego 5VP). Sytuacja znacznie pogarsza się w przypadku wyników składowych osiowych prędkości bezwzględnych. Tu bowiem różnice wynoszą: dla $c_{a1}=0.5$ [23% (23% jedynie przy 2VP, bardzo dobra zgodność dla 3VP, 4VP i 5VP) oraz $c_{a22}=32$ [37%, natomiast porównując $c_{a22(0D)}$ z $c_{a2(3D)}$ różnica wynosi 9 [20% (indeks 22 oznacza płaszczyznę za stopniem regulacyjnym, w pewnej odległości od wirnika). Widać że największe różnice występują w płaszczyźnie 22, która w modelu 0D i 3D różnie może być umieszczona. Jednakże zbliżenie tej powierzchni nawet tuż za wirnikiem (płaszczyzna 2), nie zmniejsza niestety dostatecznie tej rozbieżności (z 32 [37% na 9 [20%).

Na rys. 11 pokazano charakter reakcyjności w funkcji strumienia masowego wg obu modeli. Okazuje się że model 3D w porównaniu z 0D wykazuje dosyć dużą zgodność ciśnień przy wysokich obciążeniach, natomiast istnieje brak zgodności temperatur (w 3D temperatury są zawyżone o ok. 10K już za dyszą). W związku z tym reakcyjność wg 3D nie może być wyznaczana ze spadków entalpii, lecz ze spadków ciśnień (jedynie przy 3VP, 4VP i 5VP), bądź z prędkości, jak to przedstawiono na rys. 11.



Rys.11. Porównanie reakcyjności wg 0D i 3D

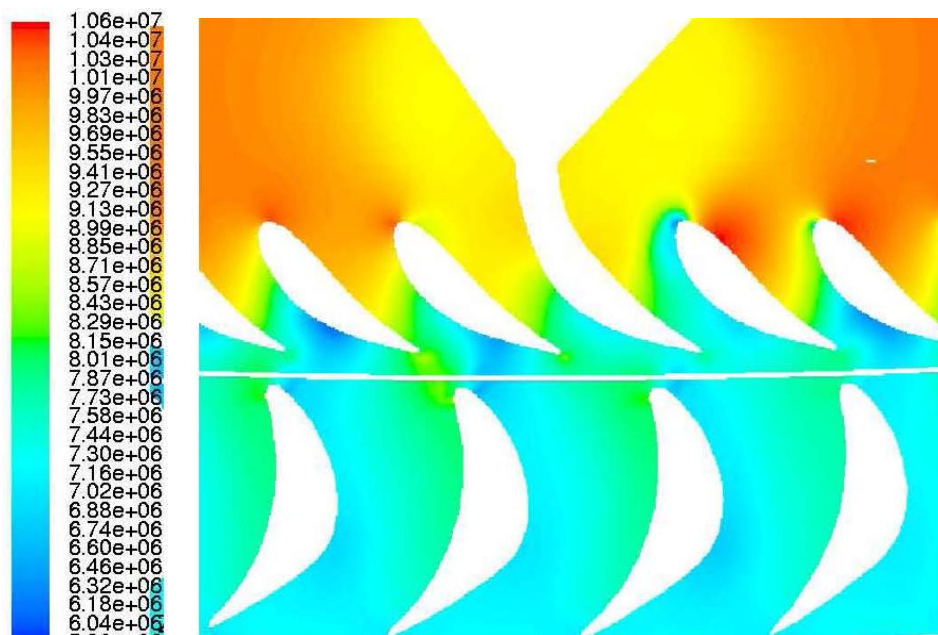
Siłę osiową od spadku ciśnienia (statyczną) wyznaczono wg dwóch wariantów: pierwszy wg uproszczonej metody 0D (siła od spadku ciśnienia przed i za wieńcem wirnikowym działająca na pierścieniową powierzchnię kontrolną o wysokości równej wysokości kanału wirnikowego) – patrz (5.2) oraz drugi wynikający z rozkładu ciśnienia wokół profilu łopatki (3D).



Rys.12. Podział siatki dyskretizacyjnej profilu łopaty wirnikowej na stronę ssącą (zielony) i ciśnieniową (czerwony) do wyznaczenia składowych siły osiowej działających na powierzchnie obu części profilu wynikających z rozkładu ciśnienia

W przypadku drugiego wariantu należało dokonać podziału siatki dyskretizacyjnej profilu łopaty na stronę ssącą i ciśnieniową w celu określenia składowych sił działających na te powierzchnie wynikających z rozkładu ciśnienia statycznego wokół profilu.

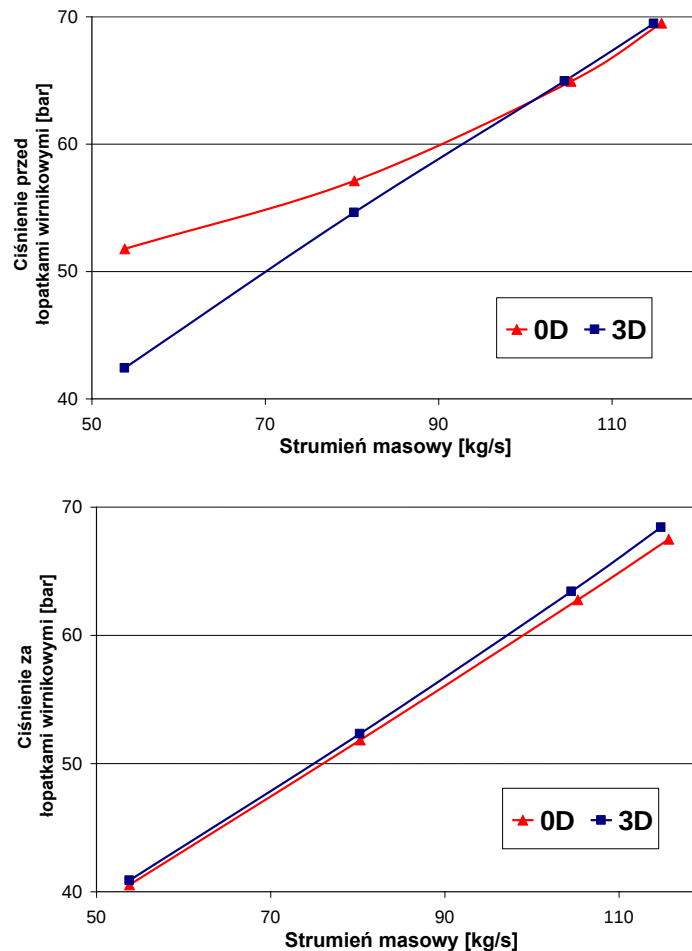
Rozkład ciśnienia statycznego wokół profilu widoczny jest na rys. 13, gdzie pokazano rozkład ciśnienia na całym stopniu.



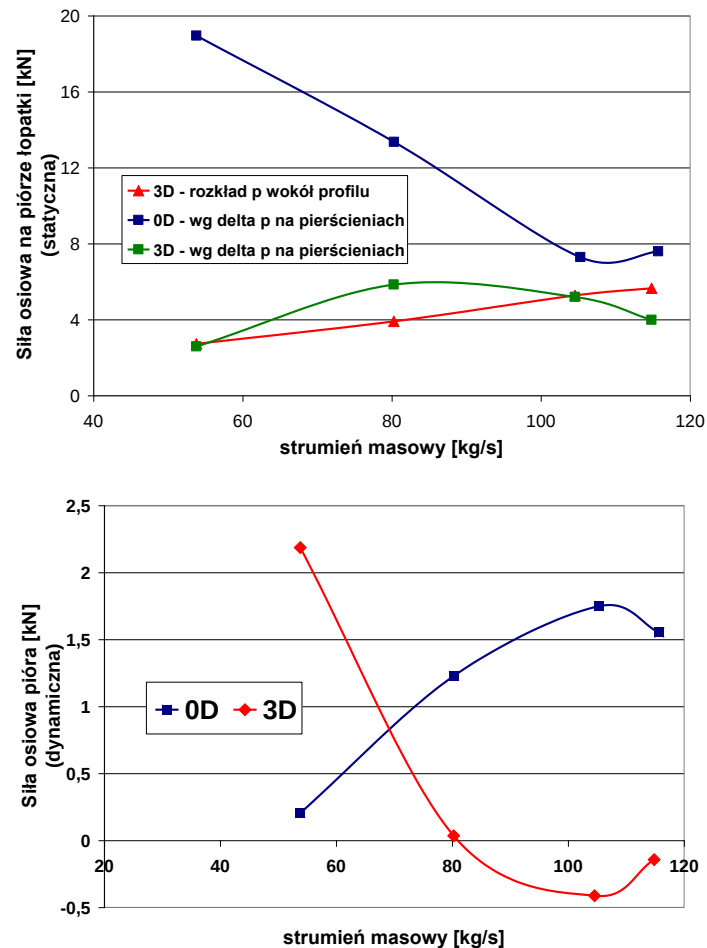
Rys.13. Rozkład ciśnienia statycznego w przekroju walcowym położonym w połowie wysokości kanału

Na rys.15 (po lewej) przedstawiono porównanie wyników obliczeń statycznej składowej siły osiowej działającej na pióro łopatki tylko od ciśnienia wg modelu 0D i 3D. Modele ujmują 2 warianty siły osiowej: siła wynikająca z rozkładu ciśnienia wokół profilu (różnica siły po stronie ciśnieniowej i ssącej) – kolor czerwony oraz wynikająca ze spadku ciśnienia przed i za wieńcem wirnikowym i działająca na kontrolne powierzchnie pierścieniowe (kolor zielony – wg 3D oraz kolor granatowy wg 0D).

Widoczne znaczne różnice (szczególnie przy niskich obciążeniach) wynikają z otrzymanych różnych wartości ciśnienia przed palisadą wirnikową wg 0D i 3D, szczególnie dla niskich obciążeń (2 pierwsze punkty zaworowe, tzn. 2VP oraz 3VP). Dla drugiego punktu zaworowego różnica ta wynosi aż 9 bar! (rys. 14).



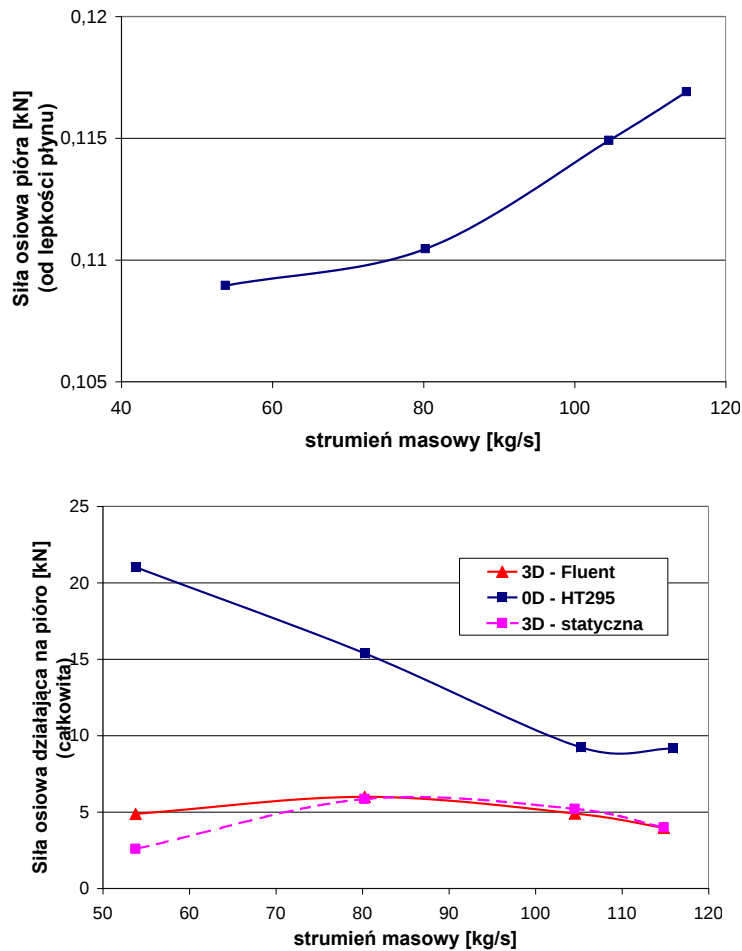
Rys.14. Porównanie wartości ciśnienia przed i za łopatkami wirnikowymi wg 0D i 3D



Rys.15. Porównanie wyników obliczeń składowej statycznej (po lewej) i dynamicznej (po prawej) siły osiowej działającej na pióra łopatek wirnikowych wg 0D i 3D

Na rys. 15 po prawej przedstawiono z kolei porównanie wyników obliczeń dynamicznej składowej siły osiowej. Pojawiające się tu tak duże rozbieżności wynikają z dużych różnic w otrzymanych wartościach składowej osiowej prędkości bezwzględnej, głównie na wylocie ze stopnia c_{2a} (c_{22a}) (rys. 10 – po prawej).

Na rys. 16 (po prawej) zestawiono wyniki 0D i 3D całkowitej siły osiowej działającej na pióra łopatek wirnikowych. Model 3D uwzględnia siły od lepkości płynu, które okazały się na bardzo niskim poziomie (rys. po lewej), co zdecydowanie można zaniedbać.



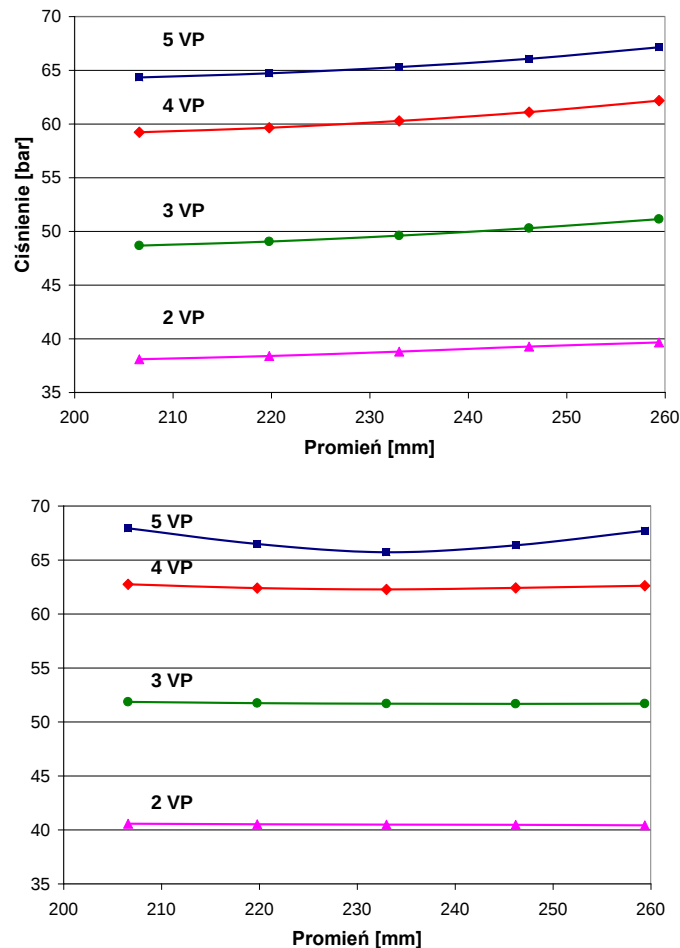
Rys.16. Siła osiowa od lepkości płynu działająca na pióro łopatki (wg modelu 3D) – po lewej, oraz porównanie całkowitej siły osiowej działającej na pióro (wg 0D i 3D)

Siła osiowa działająca na tarczę wirnikową (F_w)

Do wyznaczenia siły osiowej działającej na bandaże korzystamy z formuły 0D (inżynierskiej):

$$F_w = \varepsilon \cdot A_w \cdot (p_{1w} - p_{2w}), \quad (4)$$

gdzie: A_w – powierzchnia tarczy wirnikowej, p_{1w} – ciśnienie na wlocie tarczy uśrednione na poszczególnych powierzchniach łuków pracujących, p_{2w} – ciśnienie na wylocie tarczy uśrednione na całej powierzchni tarczy (z uwagi na „rozmycie” ciśnienia za tarczą przy trzech pierwszych punktach zaworowych).

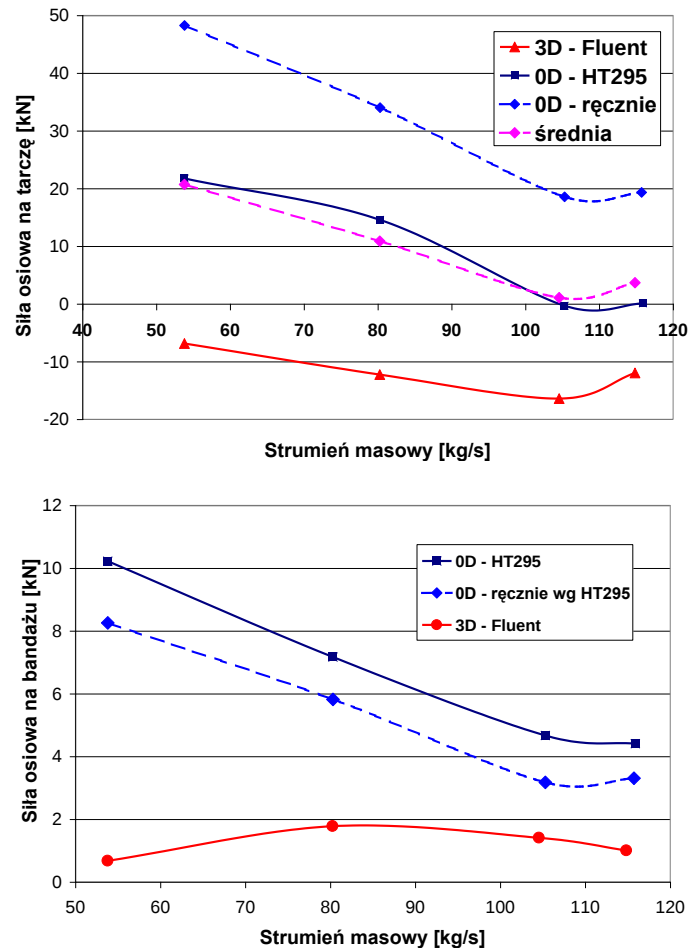


Rys.17. Rozkład ciśnienia wzdłuż wysokości tarczy wirnikowej na wlocie (po lewej) oraz na wylocie (po prawej) wg modelu 3D

Na podstawie analizy 3D uzyskano rozkład ciśnienia wzdłuż wysokości tarczy wirnikowej na wlocie i wylocie (rys. 17). Okazuje się że przed tarczą wirnikową występuje dosyć znaczny przyrost ciśnienia wraz z wysokością tarczy (ok. 3 bar dla 4VP i 5VP).

W przypadku stopni tarczowych z pewną reakcyjnością (reakcyjność omawianego stopnia przedstawiono na rys. 11) oraz znaczną wysokością tarcz, gdzie udział w całkowitej sile osiowej stanowi znaczną część, jest to z pewnością problem którego nie można zaniedbać.

Na rys. 18 pokazano porównanie siły osiowej działającej na tarczę wirnikową wg modeli 0D i 3D. Pokazano również wartości siły obliczone „ręcznie” przyjmując ciśnienia uzyskane wg programu HT295 (0D). Widać że wyniki wg HT295 są bardzo bliskie wartościom średnim pomiędzy 0D a 3D. Byłoby to optymalne rozwiązanie gdyby nie wartości ujemne uzyskane na drodze obliczeń 3D. Ponieważ największy udział w całkowitej sile osiowej ma siła działająca na pióra łopatek oraz na tarczę wirnikową, jest to sytuacja niekorzystna. Powoduje ona zmianę kierunku działania siły osiowej, co jest szczególnie niebezpieczne (wiąże się to bowiem z koniecznością doboru obustronnego łożyska oporowego, dlatego wyznaczenie przede wszystkim kierunku działania siły osiowej jest najistotniejsze).



Rys.18. Porównanie siły osiowej działającej na tarczę wirnikową (po lewej) oraz na bandaż łopatek wirnikowych (po prawej) wg modeli 0D i 3D

Siła osiowa działająca na bandaż łopatek wirnikowych (F_b)

Do wyznaczenia siły osiowej działającej na bandaż korzystamy z analogicznej formuły 0D (inżynierskiej):

$$F_b = \varepsilon \cdot A_b \cdot (p_{1b} - p_{2b}), \quad (5)$$

gdzie: A_b – powierzchnia bandaża, p_{1b} – ciśnienie przed bandażem uśrednione na poszczególnych powierzchniach łuków pracujących, p_{2w} – ciśnienie na wylocie z bandaża uśrednione na całej powierzchni pierścieniowej bandaża

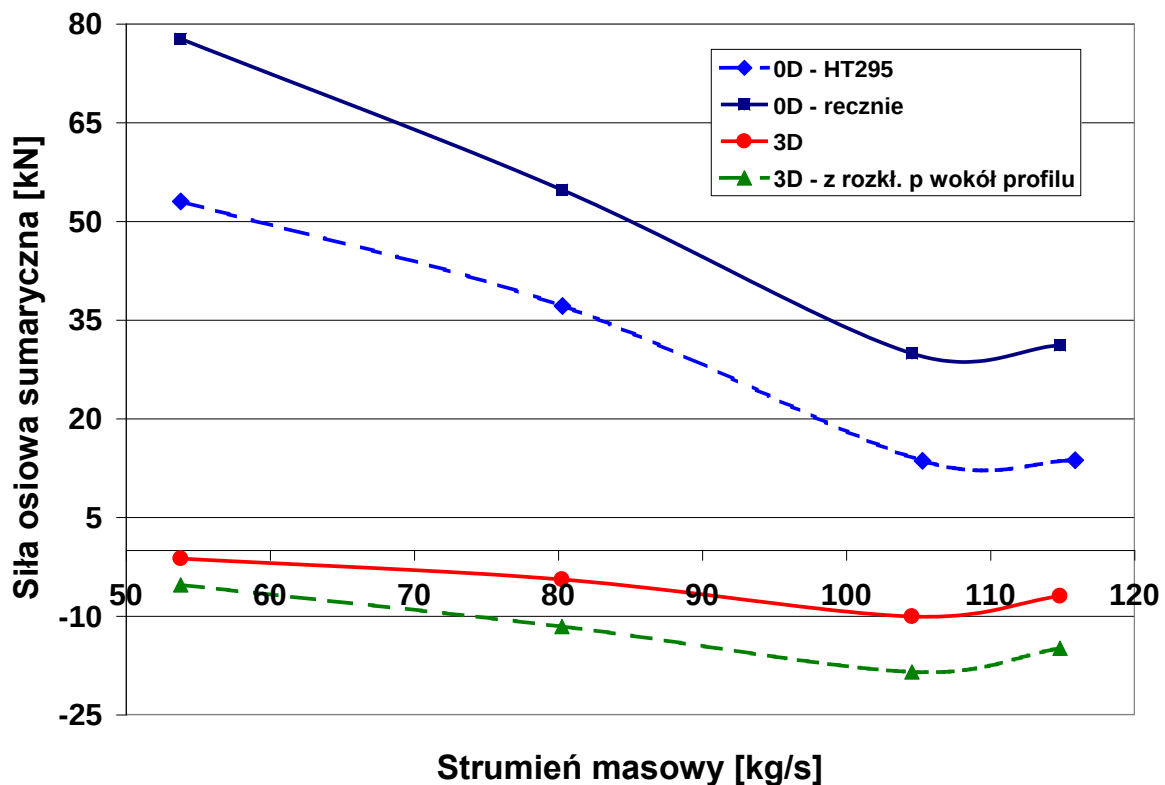
Na rys. 18 (po prawej) przedstawiono charakterystyki składowej siły osiowej działającej na bandaż wieńca wirnikowego. Widoczne duże różnice w obszarze niższych obciążeń spowodowane są zbyt dużym uproszczeniem modelu 0D (HT295), w którym ciśnienie wzdłuż całej łopatki wirnikowej wraz z bandażem jest jednakowe (uśrednione w sensie 0D). Analiza 3D pokazała dokładny rozkład ciśnienia wzdłuż palisady przed i za wieńcem wirnikowym. Po uśrednieniu ciśnień na poszczególnych powierzchniach (tam gdzie czynne sektory) uzyskano rozbieżności wyników w porównaniu z modelem 0D.

Siła całkowita działająca na wieniec wirnikowy (F_{sumar})

Całkowita siła osiowa działająca na koło wirnikowe, zgodnie z relacją (5.1) jest sumą omówionych wcześniej trzech składowych, tj. składowej działającej na pióra łopatek wirnikowych (dynamiczna i statyczna siła nacisku), tarczę wirnikową osadzoną na wale (w tym przypadku tarcza kuta razem z walem) oraz bandaże łopatek wirnikowych.

Porównanie całkowitej siły osiowej przedstawiono na rys. 19. Wskutek omówionych wcześniej rozbieżności w poszczególnych składowych istnieje duża niezgodność wyników obliczeń 0D i 3D (największe rozbieżności przy niskich obciążeniach wskutek przede wszystkim otrzymanych różnych wartości ciśnienia przed wirnikiem – rys. 14 – po lewej). Charakter zmiany siły pozostaje jednak podobny.

W tym przypadku istnieje niekorzystna sytuacja z uwagi na różne znaki siły osiowej (wg 0D „+”, wg 3D „-”). Określenie chociaż w sposób jakościowy siły z jednoznacznym ustaleniem kierunku jej działania jest zadaniem najistotniejszym dla projektanta. Ujemne i dodatnie wartości wiążą się bowiem z koniecznością doboru obustronnego łożyska oporowego. W takiej sytuacji są dwie drogi: albo zrównoważyć siłę odpowiednio projektując resztę układu przepływowego turbiny (w całym polu pracy) albo mieć na uwadze odpowiedni dobór obustronnego łożyska oporowego. W tym przypadku układ przepływowy całej turbiny został tak zaprojektowany przez ALSTOM (z uwzględnieniem ewentualności wystąpienia wartości ujemnych siły osiowej od koła regulacyjnego), że odpowiednio dobrane obustronne łożysko oporowe jest w stanie przenieść siłę osiową z pewnym zapasem bezpieczeństwa w całym polu pracy turbiny.



Rys.19. Porównanie całkowitej siły osiowej działającej na wieniec wirnikowy wg 0D i 3D

Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono rozbieżności wyników analiz siły osiowej działającej na wieniec wirnikowy stopnia regulacyjnego w zmiennych warunkach pracy wg modelu 0D i 3D. Różnice wahają się od 20 kN (2 t) przy pełnym obciążeniu (5 VP) do 54 kN (5.4 t) przy niepełnym obciążeniu (2VP).

Analizy 0D bazujące na gotowych charakterystykach nie zawsze pokrywają się z wynikami analiz 3D (bazujących na szczegółowej geometrii). Praktyka turbinowa pokazała, że modele 0D doskonale odpowiadają rzeczywistości w sensie globalnym (na poziomie całej turbiny i bloku) z uwagi na bogate opomiarowanie gwarantujące pomiar średni w modelu 0D. Nie zawsze jednak ma to przełożenie w szczególnych węzłach konstrukcyjnych turbiny oraz w specyficznych warunkach pracy (jak np. tak skomplikowane przepływowo niepełne zasilania stopnia regulacyjnego) mało dotychczas poznanych.

Z uwagi na niewystarczająco zbadane (w sensie 0D) zjawiska zachodzące w stopniach regulacyjnych oraz wynikające z tego niezbyt precyzyjnie dopracowane algorytmy 0D, należy wspierać się narzędziami 3D, celem pewniejszego i dokładniejszego wyznaczania rozkładu ciśnień w stopniach tarczowych o dosyć znacznej reaktywności. Innym ważnym problemem w przypadku stopni regulacyjnych jest ocena „rozmywania się” łuku zasilania za tarczą wirnikową, co również wymusza stosowanie narzędzi 3D. Dlatego też w przypadku analiz 0D siłę osiową w stopniach regulacyjnych (i ogólnie tarczowych) można wyznaczyć jedynie z grubsza, orientacyjnie.

Trzeba jednak pamiętać, że narzędzia 0D stanowią praktycznie jako jedyne poprawne i niezbędne źródło warunków brzegowych i uśrednionych (w sensie 0D) danych obciążenia dla analiz 3D. Należy również podkreślić, iż zbyt daleko idące uproszczenia na poziomie 0D (co pokazały wyniki niniejszych analiz) oraz standaryzacja w procesie projektowania bez uwzględnienia analiz 3D newralgicznych węzłów konstrukcyjnych (tj. stopień regulacyjny, stopień upustowy, stopień wylotowy i inne) może prowadzić do znacznych błędów projektowych narażając w ten sposób bezpieczeństwo pracy turbiny.

Mając powyższe na uwadze ALSTOM często wychodzi poza standaryzację procesu projektowania na poziomie 0D i wspiera się narzędziami 3D w celu zwiększenia pewności w projektowaniu układów przepływowych turbin parowych.

Literatura

- [1] J. BADUR, D. KNITTER, S. KOWALCZYK, M. KAR CZ, R. KUCHARSKI: *Optymalizacja stopnia regulacyjnego turbiny parowej EH NK-50/45 wg modelu 0D i 3D*, Opracowanie zew. IMP PAN 4439/04 Gdańsk 2004,
- [2] S. KOWALCZYK, D. KNITTER: *Analiza stopnia regulacyjnego turbiny parowej EH NK-50/45*. Oprac. wew. IMP PAN 4438 /04, Gdańsk 2004
- [3] J. BADUR, M. KAR CZ, S. KOWALCZYK, D. KNITTER: *Studium zastosowań sita wyrównującego pole prędkości w komorze koła regulacyjnego turbiny 13K215*. Oprac. zewn. IMP PAN nr 6346/06, Gdańsk 2006,
- [4] J. BADUR: *Pięć wykładów ze współczesnej termomechaniki płynów*. Skrypt, Wyd. II uzupełnione, IMP PAN Gdańsk 2005,
- [5] P. HANAUSEK, J. POROCHNICKI, R. CHODKIEWICZ, D. KNITTER: *Badania eksperymentalne i numeryczne układu łopatkowego dwunwałowej turbiny modelowej* IMP PŁ. W: Zbiór Prac IX Konferencji Przepływowe Maszyny Wirnikowe, Rzeszów 2003, s. 565-575,
- [6] D. KNITTER: *Zagadnienia adaptacji wlotu i wylotu turbiny parowej dla nowych warunków pracy*. Rozprawa doktorska, IMP PAN Gdańsk, 2008
- [7] D. KNITTER: *Obliczanie stopnia regulacyjnego wg modelu 0D*. Oprac. wew. IMP PAN nr 4158/04 Gdańsk 2004,
- [8] D. KNITTER, J. BADUR: *Metodyka trójwymiarowych obliczeń ostatniego stopnia i króćca wylotowego turbiny parowej*. Zbiór Prac VII Konferencji Naukowo-Technicznej – Elektrownie Ciepłne, Słok 2005

- [9] D. KNITTER, J. BADUR: *Re-design calculations methodology for inlet and outlet of steam turbines*. XX-th Jubilee "Workshop Turbomachinery 2006". Krzeszna, 2006,
- [10] D. KNITTER, S. KOWALCZYK: *Geometria stopnia regulacyjnego turbiny parowej EH NK-50/45 przed modyfikacją*. Oprac. wew. IMP PAN nr 4198/04, Gdańsk 2004
- [11] D. KNITTER, S. KOWALCZYK: *Wstępne obliczenia stopnia regulacyjnego turbiny parowej EH NK – 50/45 wg modelu 3D*, Opracowanie zew. IMP PAN 4258/04 Gdańsk 2004,
- [12] D. KNITTER, J. BADUR: *Analiza siły osiowej stopnia regulacyjnego wysokoobrotowej turbiny parowej o mocy 40 MW w zmiennych warunkach pracy – wg modelu 0D i 3D*. Zbiór Prac VIII Konferencji Naukowo-Technicznej – Elektrownie Ciepłe, Słok 2007
- [13] K. KOSOWSKI: *Introduction to the Theory of Marine Turbines*, Foundation for the Promotion of Maritime Industry, Gdańsk 2005,
- [14] K. KOSOWSKI: *Dobór korzystnych wartości podstawowych parametrów projektowych stopni turbin ciepłych. Uogólniona metoda projektowania stopni turbinowych. (Rozprawa habilitacyjna)*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1995,
- [15] A. LEYZEROVICH: *Large power steam turbines: design and operation*, Pennwell Publishing Company, Tulsa, Oklahoma, 1997,
- [16] P. MARSZALEK, CZ. SZYREJKO, D. KNITTER, P. KOZŁÓW, M. SZOSTAK, J. BADUR, M. KARCZ, R. KUCHARSKI, S. KOWALCZYK, A. WIŚNIEWSKI: *Kompleksowa analiza wylotu wysokoobrotowej turbiny parowej w zmiennych warunkach pracy*. Zbiór Prac VIII Konferencji Naukowo-Technicznej – Elektrownie Ciepłe, Słok 2007
- [17] Pr. zbiorowa: *Technologia ALSTOM Power Sp. z o.o. w zakresie turbin parowych*, Opracowanie ALSTOM Power Sp. z o.o., Elbląg 2001,
- [18] Pr. zbiorowa: *Alstom retrofit technology reaction type blading*, Opracowanie ALSTOM Power Sp. z o.o., Elbląg 2002,
- [19] CZ. SZYREJKO, D. KNITTER: *New life of industrial high-speed turbines – modernization of 103JT turbine*. Power-Gen Asia 2007, Bangkok 2007 (w przygotowaniu)
- [20] CZ. SZYREJKO, J. TOPOLSKI, D. KNITTER: *Modernizacja a odtworzenie – wady i zalety*. Zbiór Prac VIII Sympozjum Informacyjno-Szkoleniowego – Diagnostyka i remonty / Pro Novum
- [21] Fluent Inc., USA Fluent User's Guide, 1997 - 2003.