

**POLITECHNIKA GDAŃSKA**  
WYDZIAŁ OCEANOTECHNIKI I OKRĘTOWNICTWA  
KATEDRA MECHATRONIKI MORSKIEJ

## Rozprawa doktorska

Ocena wpływu własności czynnika chłodzącego  
oraz geometrii i parametrów pracy  
wysokomomentowego silnika elektrycznego na  
sprawność podowego pędnika małej mocy

mgr inż. Wojciech Leśniewski

Promotor: prof. dr hab. inż. Czesław Dymarski

Gdańsk 2016



# Spis treści

1. Wstęp - geneza tematyki.....	5
2. Obecny stan wiedzy.....	13
2.1. Silniki elektryczne stosowane do napędu statków i małych łodzi.....	13
2.2. Napęd elektryczny statków i małych łodzi.....	18
2.2.1. Napęd elektryczny konwencjonalny.....	19
2.2.2. Pędniki azymutalne elektryczne.....	22
2.2.3. Pędniki gondolowe.....	25
2.2.4. Pędniki doczepne.....	27
2.2.5. Pędniki pierścieniowe.....	27
2.3. Przegląd konstrukcji pędników gondolowych.....	28
2.3.1. Pędniki gondolowe dużych mocy.....	29
2.3.2. Pędniki gondolowe małych mocy.....	32
2.4. Spotykane problemy w eksploatacji i budowie pędników gondolowych.....	36
3. Teza, cel i zakres pracy.....	42
4. Badania eksperymentalne.....	43
4.1. Opis wyspecjalizowanego stanowiska badawczego.....	43
4.2. Akwizycja danych i kalibracja torów pomiarowych.....	47
4.2.1. Testy i kalibracja układu do pomiaru mocy mechanicznej.....	49
4.2.2. Testy i kalibracja układu do pomiaru mocy elektrycznej.....	51
4.2.3. Testy i kalibracja układu do pomiaru temperatury.....	52
4.3. Opis badanego układu napędowego.....	52
4.3.1. Zastosowane czynniki chłodzące.....	54
4.4. Opis warunków pracy.....	55
5. Prezentacja wyników eksperymentu.....	57
5.1. Silnik chłodzony powietrzem.....	57
5.1.1. Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia.....	58
5.1.2. Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia.....	63
5.2. Silnik chłodzony olejem o mniejszej lepkości.....	67

5.2.1.	Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	67
5.2.2.	Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	72
5.3.	Silnik chłodzony olejem o większej lepkości.....	76
5.3.1.	Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	76
5.3.2.	Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	80
5.4.	Silnik chłodzony wodą.....	85
5.4.1.	Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	85
5.4.2.	Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia .....	87
6.	Opis matematyczny .....	89
6.1.	Aproksymacja przebiegów parametrów zmierzonych .....	89
6.1.1.	Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem. ....	89
6.1.2.	Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości. ....	90
6.1.3.	Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o większej lepkości. ....	91
6.1.4.	Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.....	92
6.2.	Interpolacja przebiegów sprawności wielomianami trzeciego stopnia .....	93
6.2.1.	Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem. ....	93
6.2.2.	Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości. ....	94
6.2.3.	Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o większej lepkości. ....	95
6.2.4.	Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.....	96
6.3.	Wprowadzenie do zależności mocy mechanicznej.....	98
6.3.1.	Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem. ....	98
6.3.2.	Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości. ....	99
6.3.3.	Przestrzeń pędnika wypełniona większej lepkości. ....	100
6.3.4.	Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.....	101
6.4.	Wprowadzenie do zależności gęstości i lepkości czynnika chłodzącego.....	103
7.	Porównanie wyników .....	106
7.1.	Silnik chłodzony powietrzem .....	110

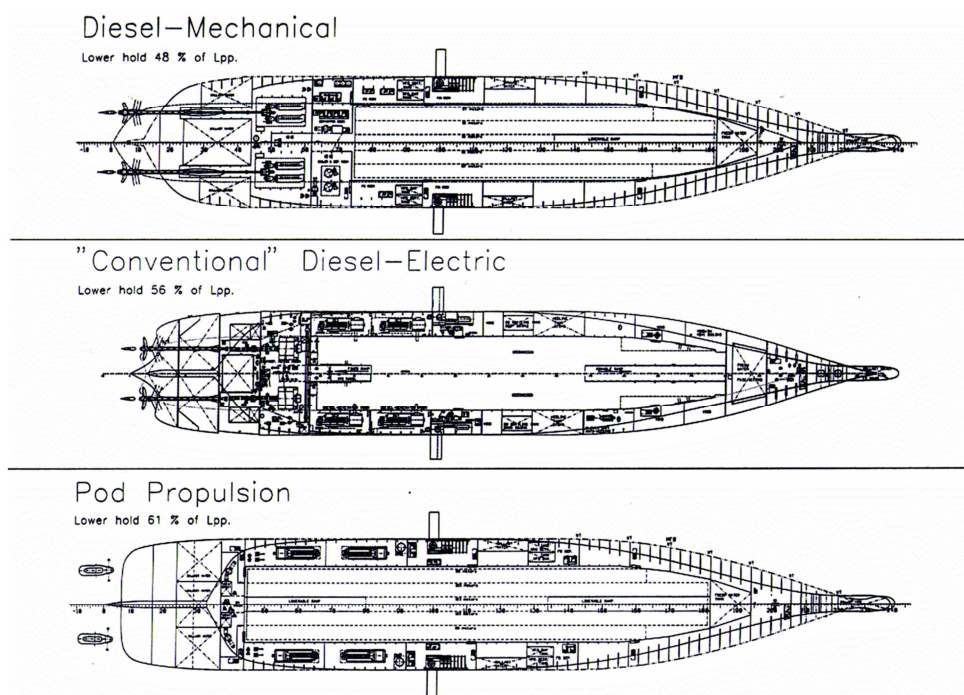
7.2.	Silnik chłodzony olejem o mniejszej lepkości .....	112
7.3.	Silnik chłodzony olejem o wyższej lepkości .....	113
7.4.	Silnik chłodzony wodą.....	115
8.	Uwagi i wnioski końcowe. ....	117
8.1.	Podsumowanie. ....	117
8.2.	Perspektywy badawcze.....	120
9.	Bibliografia .....	122

# 1. Wstęp - geneza tematyki

Na przestrzeni wieków napęd jednostek pływających przeszedł prawdziwą metamorfozę. Do końca XIX wieku morzem niepodzielnie władały żaglowce. Wraz z intensywnym rozwojem myśli technicznej na statki trafił napęd parowy a następnie spalinowy. Po przeprowadzeniu zakończonych sukcesem prac nad napędem elektrycznym podjęto próbę jego aplikacji na jednostkach pływających. Źródła nie są zgodne, kiedy i kto zrobił to po raz pierwszy. Wiadomo, że w 1920 r. w Niemczech testowano małą jednostkę pływającą z napędem elektrycznym [1] a pierwsze próby zastosowania silnika elektrycznego na jednostkach pływających sięgają XIX wieku. Od samego początku ogromnym problemem było magazynowanie energii elektrycznej, dlatego w grę wchodziły jedynie rozwiązania spalinowo – elektryczne (składające się z silnika elektrycznego oraz spalinowego). Wraz z wprowadzeniem do przemysłu silników spalinowych o wysokiej sprawności w połowie lat 20 XX wieku silnik elektryczny zaczął ustępować miejsca silnikom wysokoprężnym aż do lat 80 XX wieku. Mimo tego ciągle eksperymentowano i jeszcze w latach 30 XX w. ogromnym sukcesem cieszyła się budowa najszybszego transatlantyku Normandie o napędzie turbo gazowym z przekładnią elektryczną [2], a w latach 50 XX w. zbudowano pierwszy lodołamacz z napędem atomowym wykorzystującym silniki prądu stałego (Lenin). Krokiem milowym w wykorzystaniu napędów elektrycznych było umożliwienie sterowania prędkością obrotową silnika elektrycznego niezależnie od prędkości obrotowej źródła mocy. Dzięki temu silnik elektryczny w latach 90 XX w. na szerszą skalę zastosowano do napędu lodołamaczy i statków pływających w warunkach arktycznych [3], a następnie statków wycieczkowych. Uzyskane korzyści w związku z zastosowaniem nowego rodzaju napędów spowodowały jego dalszy gwałtowny rozwój. Kolejne grupy dużych statków, w których napęd elektryczny staje się coraz bardziej niezastąpiony to promy, statki wymagające precyzyjnego pozycjonowania podczas odwiertów lub układania kabli, statki asystujące, pływające przetwórnice, tankowce wahadłowe, okręty marynarki wojennej, statki badawcze [4]. Ostatnią grupą dużych statków, w których wprowadza się napęd elektryczny to statki do przewozu LNG (*ang. Liquefied Natural Gas*) [5]. Jednym z najbardziej rozwijających się rodzajów okrętowych układów napędowych jest układ diesel-elektryczny, z co najmniej dwoma podowymi pędnikami azymutalnymi. Przez ostatnie 10 lat najprężniej rozwijającą się grupą statków jest flota statków elektrycznych, która wzrosła 3 krotnie szybciej od pozostałych grup statków [6]

W przypadku małych jednostek hamulcem do dalszego rozwoju napędu elektrycznego był problem z magazynowaniem energii potrzebnej do napędu jednostki. Dopiero rozwój akumulatorów litowych, budowa ogniw paliwowych, panele słoneczne oraz rozwój wydajnych napędów hybrydowych sprawił, iż coraz częściej patrzymy w stronę silnika elektrycznego jako głównego napędu łodzi i małych statków [7], [8]. Jak udowodniono układ napędowy oparty o pędniki podowe może dać 10% korzyści z tytułu poprawy kosztów manewrowych, paliwowych oraz wzrostem wydajności [9].

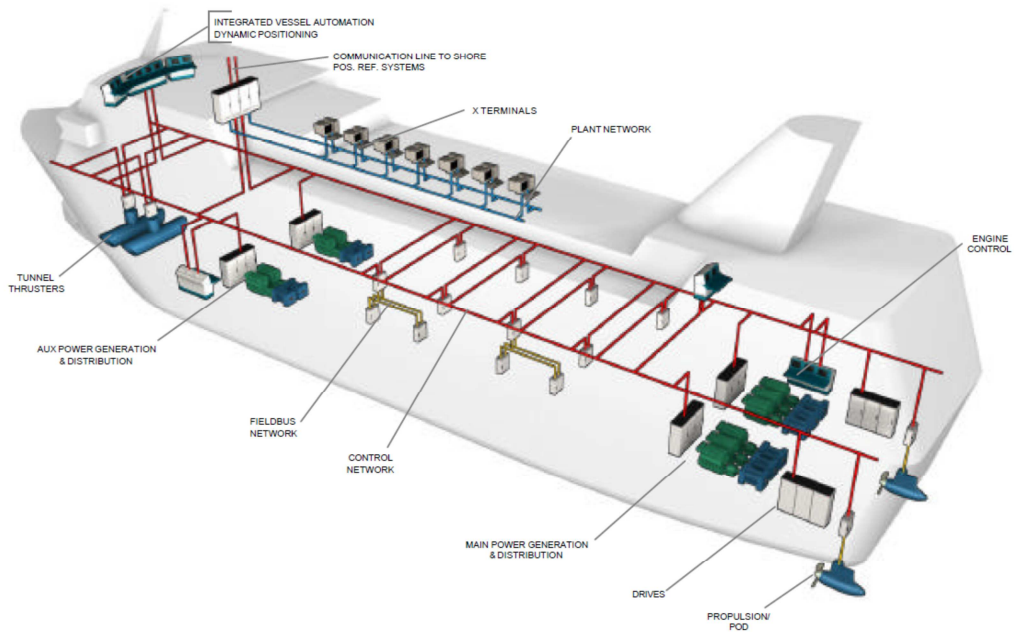
Budowa dużej siłowni elektrycznej na wielu współczesnych jednostkach jest nieunikniona ze względu na zapotrzebowanie wszystkich systemów i wyposażenia. Podział siłowni na osobne sekcje pozwala na niezakłóconą pracę statku nawet w przypadku poważnych awarii części z nich. Układ opierający się o zestaw identycznych generatorów elektrycznych pozwala na minimalizację przewożonych części zamiennych oraz upraszcza wszelkie prace eksploatacyjne. Napęd elektryczny redukuje koszty serwisowe oraz koszty paliwa. Zwiększa pojemność statku dzięki redukcji miejsca zajętego przez maszynownię. Silniki stosowane do elektrycznych układów napędowych są lżejsze i umożliwiają bardziej elastyczne rozplanowanie wyposażenia statku. Krótsze linie wałów to potencjalnie mniejsze wibracje. Napęd elektryczny ma większy moment rozruchowy oraz umożliwia w razie potrzeby wykorzystanie mocy napędowej do innych celów, co jest wykorzystywane na statkach o specjalistycznym przeznaczeniu jak okręty wojenne (najnowsze typy broni wymagają dużej ilości energii elektrycznej). Innymi zaletami omawianego systemu napędowego jest większa niezawodność z uwagi na stosowanie co najmniej dwóch pędników i generatorów oraz zmniejszenie hałasu [4], [10], [11], [12], [13]. Zysk przestrzeni ładunkowej wynikający z zastosowania kolejnych wersji układów napędowych widoczny jest na rys. 1.1.



Rys. 1.1. Trzy koncepcje statku RoPax przedstawiające wykorzystanie przestrzeni na statku z napędem konwencjonalnym, diesel elektrycznym oraz przy zastosowaniu pędników gondolowych. [3]

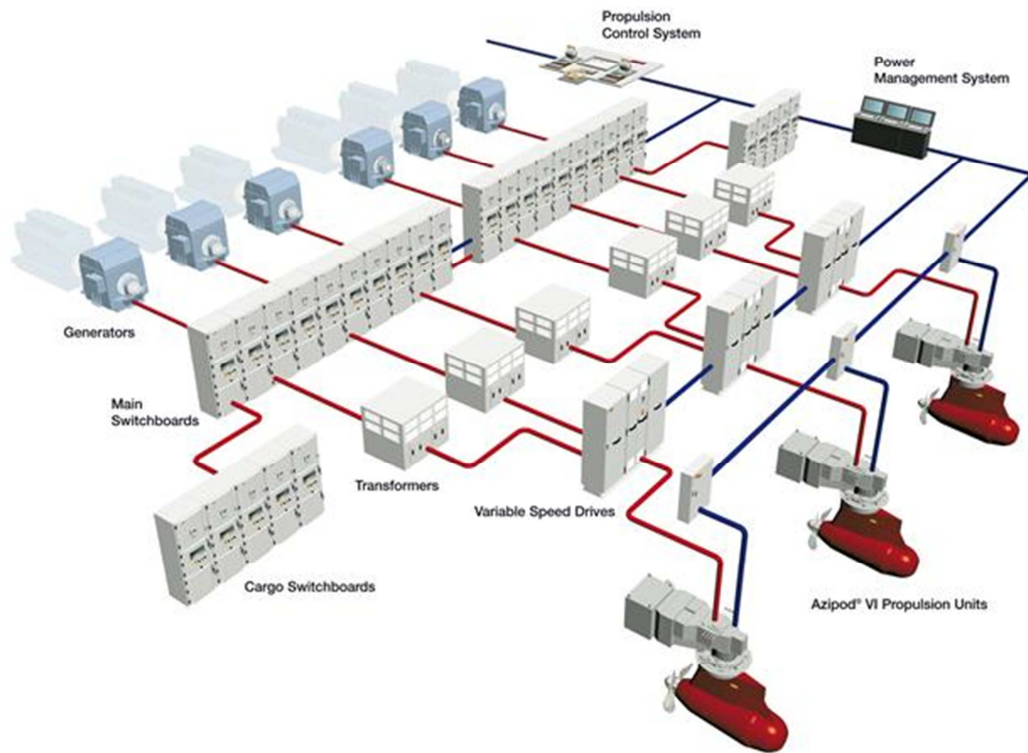
Układ napędowy wykorzystujący silniki elektryczne na dużym statku projektowany jest zależnie od przeznaczenia jednostki. Zwykle składa się z kilku agregatów prądotwórczych napędzanych silnikami spalinowymi tłokowymi lub turbinami gazowymi. Zasilają one, poprzez centralną rozdzielnicę elektryczną i przetworniki częstotliwości lub napięcia, silniki elektryczne prądu zmiennego lub stałego, napędzające bezpośrednio śruby okrętowe. Siłownia na takim statku może znajdować się w dowolnym miejscu, gdyż moc dostarczana do silników przesyłana jest poprzez przewody, które nie wymagają ułożenia prostoliniowego, choć odległość przesyłania tak dużych mocy w postaci energii elektrycznej ma znaczenie [4]. Układ taki może być połączony z główną magistralą pozwalając wykorzystywać moc napędową do wszystkich pozostałych odbiorników. Mogą się również zdarzyć sytuacje, w których te systemy elektryczne wcale się nie łączą ze względu na konieczność ich separacji związaną z różnymi zakłóceniami i bezpieczeństwem. Silniki elektryczne umieszczone są w gondoli znajdującej się w dolnej części, zawieszanej pod kadłubem statku, kolumny. Klasyczny układ napędu elektrycznego z pędnikami gondolowymi przedstawiono na rys. 1.2 dla statku wycieczkowego oraz na rys. 1.3 dla statku z przeznaczeniem do żeglugi w Arktyce. Największą różnicą tych układów jest konstrukcja kolumny pędnika, która musi wytrzymać zupełnie inny charakter obciążeń.





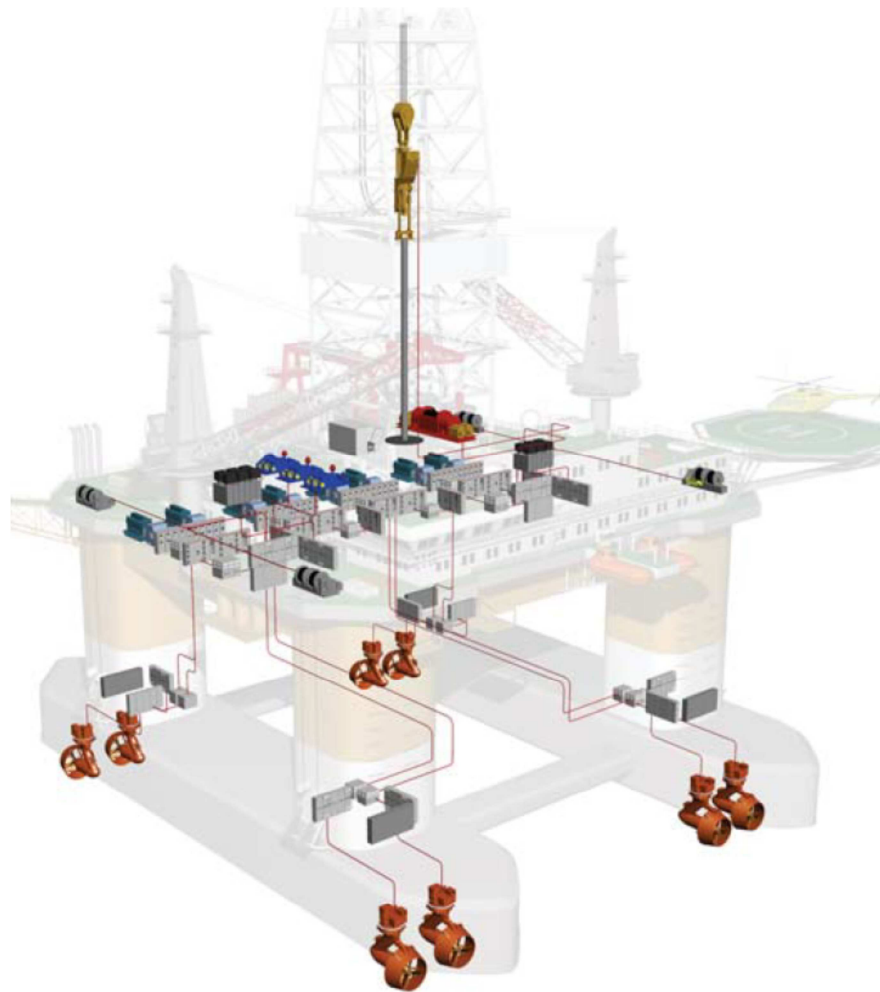
Rys. 1.2. Przykładowa instalacja napędu elektrycznego na statku wycieczkowym [4]

Kolumna ta zwykle może obracać się względem osi pionowej o  $360^\circ$ , co zapewnia doskonałe własności manewrowe statku i eliminuje potrzebę stosowania tradycyjnych urządzeń sterowych. Rozwiązanie takie doskonale spełnia swoją rolę na statkach specjalnych. Dzięki możliwości płynnej zmiany prędkości silników elektrycznych stosuje się tu proste i tanie śruby o skoku stałym. Zalety te sprawiają, że coraz więcej dużych luksusowych statków pasażerskich oraz jednostek specjalistycznych z wymaganym pozycjonowaniem dynamicznym wyposaża się w tego typu napęd.



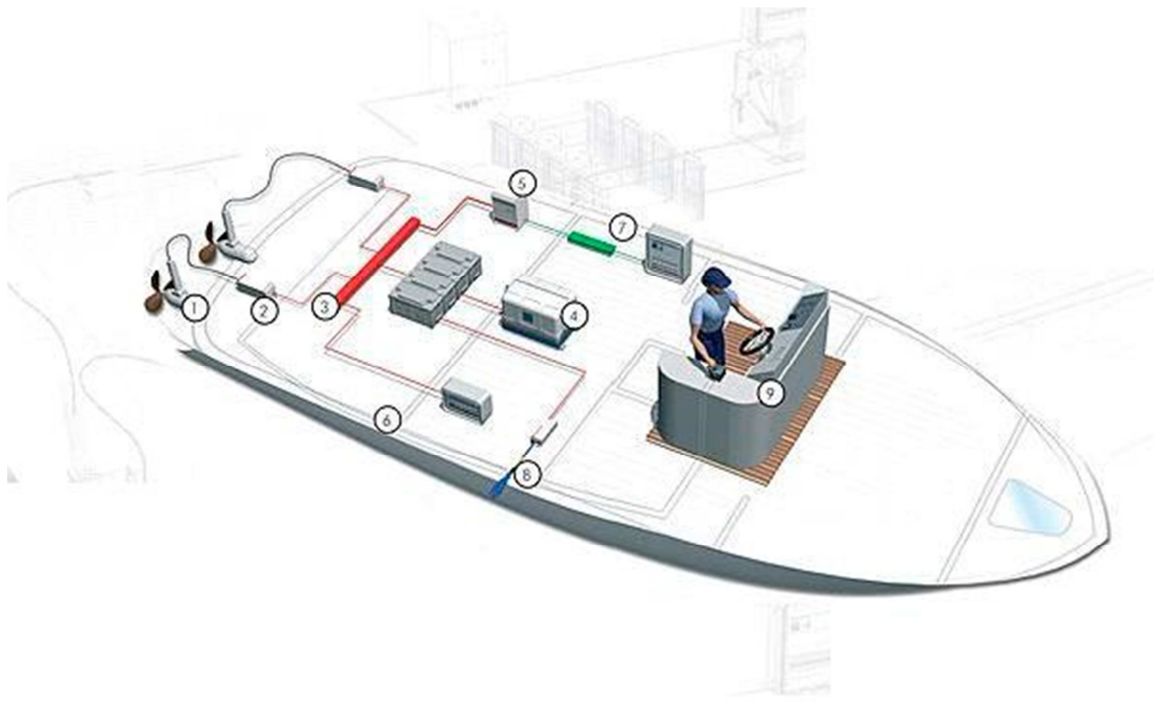
Rys. 1.3. Przykładowa instalacja napędu elektrycznego statku LNG w rejonie arktycznym [14]

Na rys. 1.4 przedstawiono system napędowo pozycjonujący platformy wiertniczej. Układ składa się z jednego głównego zespołu agregatów (może być rozproszony), który w różnych proporcjach, w zależności od potrzeb zasila wyposażenie wiertnicze, układ pozycjonujący napędowy oraz wszelkie urządzenia umożliwiające życie i pracę na obiekcie. Pędniki elektryczne również mogą pracować w dowolnej konfiguracji zależnie od warunków na morzu i wyznaczonych celów. W przypadku gdy pędniki w platformie, bądź na innych obiektach off shore, służą tylko i wyłącznie jej przemieszczaniu, a do ustalenia pozycji stosuje się kotwiczenie mogą zostać zastosowane kolumny pędników chowane w dnie kadłuba – pływaków.



*Rys. 1.4. Przykładowa instalacja systemu pozycjonującego na platformie wiertniczej [14]*

Na małych jednostkach pływających mimo ogromnego postępu w dziedzinie magazynowania energii wciąż to silnik spalinowy umożliwia uzyskiwanie dużych prędkości na większych dystansach. Coraz chętniej stosowane napędy elektryczne, których przykładowy układ przedstawiono na rys. 1.5, doskonale sprawdzają się przy zastosowaniach śródlądowych oraz rekreacyjnych. Korzystne w takim przypadku jest stosowanie dodatkowego źródła energii jakim mogą być panele słoneczne. W zależności od zastosowanej powierzchni oraz obciążenia silnika mogą one pokrywać nawet 100% zapotrzebowania na energię elektryczną przeznaczoną do napędu. Małe jednostki stosowane jako transport publiczny, np. tzw. tramwaje wodne, coraz częściej wyposażane są również w napęd elektryczny. Wiele takich przykładów można przedstawić zarówno w odniesieniu zarówno do osiągnięć na świecie [15], [16], [17] jak i w Polsce. Kilka takich projektów realizowanych było na Politechnice Gdańskiej, do których należy między innymi pierwsza pasażerska łódź solarna w Polsce [18], [19].



Rys. 1.5. Układ zasilania małej łodzi firmy Fischer Panda [20]

Od 2006 roku w Holandii rozgrywane są regaty o randze mistrzostw świata, w których rywalizują łodzie z napędem elektrycznym zasilane energią słoneczną. Start w tych regatach był początkiem interesujących doświadczeń z napędem elektrycznym stosowanym w małych jednostkach pływających dla pracowników i studentów zrzeszonych w Kole Naukowym Korab na Politechnice Gdańskiej [21], [22]. Na rys 1.6 widać start do jednego z etapów wyścigu łodzi dwuosobowych. Problemy związane z projektem i eksploatacją tego typu napędu stały się podstawą do napisania pracy magisterskiej oraz dalszych rozważań związanych z rozprawą doktorską autora. W związku z wymaganiami stawianymi łodziom startującym w regatach [23] instalowane na nich układy napędowe są na najwyższym światowym poziomie. Muszą być bardzo lekkie, możliwie małe, generować odpowiednią moc a sprawność energetyczna powinna być na najwyższym możliwym poziomie. Energia przeznaczona do napędu łodzi magazynowana jest w ograniczonej pojemności akumulatorów i pochodzi z paneli fotowoltaicznych. Zysk każdego procenta sprawności jest wymierną korzyścią i przekłada się na lepsze parametry eksploatacyjne, zwłaszcza większą prędkość jednostki. Od samego początku trwania tych regat jednym z kluczowych problemów dotyczących większości zespołów była kwestia doboru właściwego silnika. Silniki elektryczne w większości startujących łodzi były przewymiarowane lub przeciążone. Obie sytuacje powodowały pracę układu w warunkach uniemożliwiających uzyskanie maksymalnych sprawności.

Dodatkowo narażając w ten sposób układ na przegrzanie. Dobranie silnika o odpowiednich parametrach nie kończy zmagañ związanych z układem napędowym. Umieszczenie silnika o bardzo dużej gęstości mocy w małej przestrzeni na jednostce znacząco pogarsza możliwość jego chłodzenia co jest poważnym problemem, który może doprowadzić do awarii. Najkorzystniejszym rozwiązaniem jest w tym przypadku układ doskonale sprawdzający się w dużych statkach czyli układ z napędem gondolowym. Odprowadzając ciepło do korpusu pędnika woda zaburtowa automatycznie usuwa je z układu. Problemy projektowe, którymi uczestnicy postanowili się podzielić, związane z budową łodzi regatowych przedstawione są w literaturze [21], [22], [24], [25], [26], [27], [28].



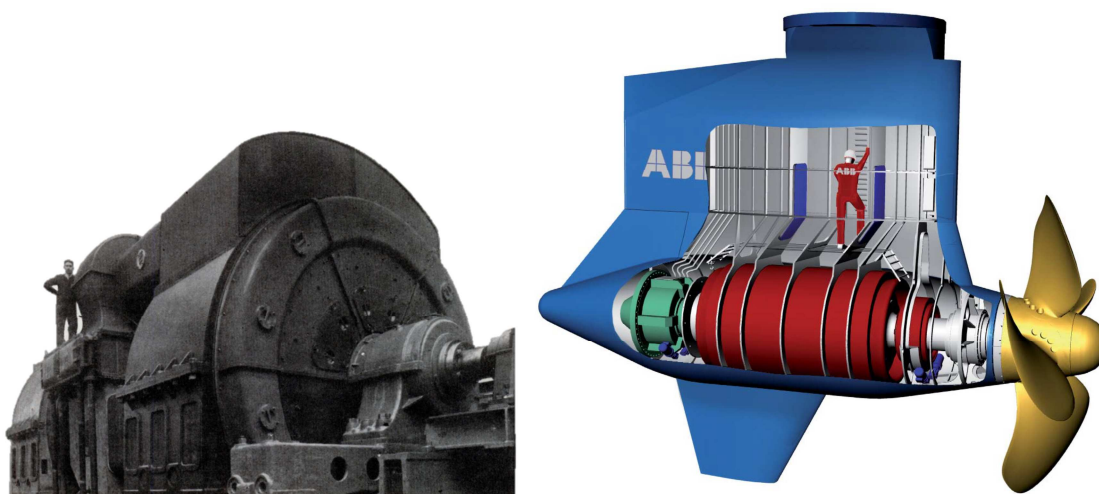
*Rys. 1.6. Łodzie napędzane energią słoneczną na starcie jednego z etapów mistrzostw świata rozgrywanych w Holandii. Na pierwszym planie jednostka z Politechniki Gdańskiej.*

W celu zapewnienia właściwej pracy układu napędowego w różnych warunkach eksploatacji prowadzi się wszelkiego rodzaju prace badawcze i to już na etapie projektowania statku niezależnie od jego rozmiarów. Z uwagi na bardzo duży koszt badań eksperymentalnych, wszędzie tam gdzie jest to możliwe, dąży się do zastąpienia ich badaniami numerycznymi pozwalającymi symulować na komputerze pracę badanego układu w różnych, możliwych do wystąpienia warunkach eksploatacyjnych, [24], [29], [30], [31], [32], [25].

## 2. Obecny stan wiedzy

### 2.1. Silniki elektryczne stosowane do napędu statków i małych łodzi.

Silniki elektryczne obecnie stosowane w okrętownictwie mogą należeć do bardzo różnych typów maszyn elektrycznych. Zależy to przede wszystkim od wielkości i przeznaczenia statku. Postęp technologiczny, którego świadkami jesteśmy, umożliwia nam stosowanie coraz bardziej wydajnych maszyn do napędu wszelkiego rodzaju pojazdów. Dzięki płynnemu sterowaniu prędkością obrotową, przy zachowaniu wysokiej sprawności energetycznej, największych silników elektrycznych ten wielki postęp jest zauważalny również w okrętownictwie. Po latach przerwy znów silniki elektryczne powracają, aby pełnić rolę głównego napędu, nie tylko na największych statkach, ale również na małych jednostkach komercyjnych i rekreacyjnych.

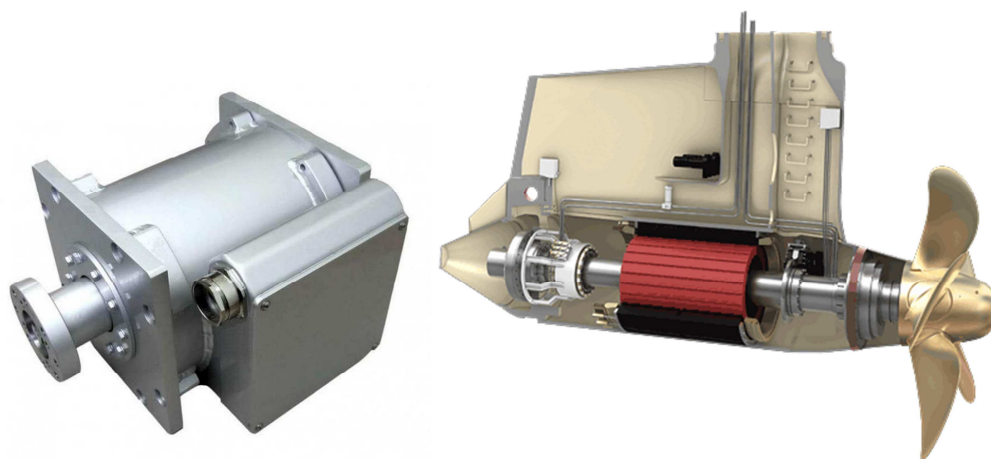


*Rys. 2.1. Porównanie rozmiarów silników elektrycznych stosowanych do napędu statku na początku XX i XXIw. Po lewej jeden z czterech elektrycznych silników napędowych o mocy 0,3 MW z francuskiego liniowca Normandie [2]. Po prawej pędnik gondolowy dla największych obecnie budowanych statków o mocach sięgających 30 MW. [14]*

Dzięki nowym rozwiązaniom silniki mogą być coraz mniejsze a jednocześnie coraz mocniejsze i bardziej wydajne. Na rys 2.1 przedstawione jest porównanie stosowanych na początku XXw oraz obecnie budowanych silników wykorzystywanych do napędu statków pasażerskich. Obecnie budowane maszyny synchroniczne są kilka razy mniejsze i uzyskują nawet dziesięciokrotnie większe moce. Ciągłe rozwijane rozwiązania napędu silnikami z nadprzewodnikami mogą te rozmiary jeszcze pomniejszyć.

Napędy wykorzystujące silniki elektryczne w obecnych czasach opierają się na najnowocześniejszych rozwiązaniach maszyn elektrycznych. Istnieje wiele różnych rodzajów silników elektrycznych [33], [34], [35], [36] do których należą:

- Silniki SM (Synchronous Motors) silniki synchroniczne. Zdecydowanie najchętniej wykorzystywane silniki w dużych statkach. Posiadają bardzo dobrą skuteczność w szerokich zakresach pracy. Wirnik silnika pracuje synchronicznie do wirującego pola magnetycznego. Jedną z wad tego typu konstrukcji silnika jest skomplikowane dostarczanie prądu do uzwojenia wirnika. Wymagana jest instalacja dodatkowego uzwojenia oraz układu prostującego na wale wirnika generującego przepływ prądu przez uzwojenie wirnika. Rys. 2.2 przedstawia przykładowe zastosowanie silnika synchronicznego.



Rys. 2.2. Po lewej silnik synchroniczny 40 kW chłodzony wodą firmy Mastervolt. [37]. Po prawej pędnik gondolowy z silnikiem synchronicznym o mocy do 30MW produkowany przez firmę Rols-Royce [38]

- Silniki BLSM/PMSM (Brushless Synchronous Motors / Permanent Magnet Synchronous Motors) trójfazowe silniki synchroniczne z magnesami trwałymi, Jest to odmiana silnika synchronicznego pozbawiona jego podstawowej wady czyli skomplikowanego w budowie wirnika. Uzwojenie wirnika zastąpione tu jest układem magnesów trwałych generujących odpowiednie pole magnetyczne. Obecnie do produkcji magnesów trwałych w silnikach stosuje się neodym (Nd), samar (Sm), kobalt (Co) i stop neodymu, ferrytu i boru (NdFeB) [39]. Wyeliminowanie uzwojenia z wirnika skutkuje zwiększeniem sprawności układu w związku z brakiem przepływu przez niego prądu. Jedyny problem, który może się pojawić to możliwość rozmagnesowania wirnika w wysokich temperaturach (w przypadku małych silników producenci podają temperaturę ok 130°C). Na dużych statkach stosowane są one

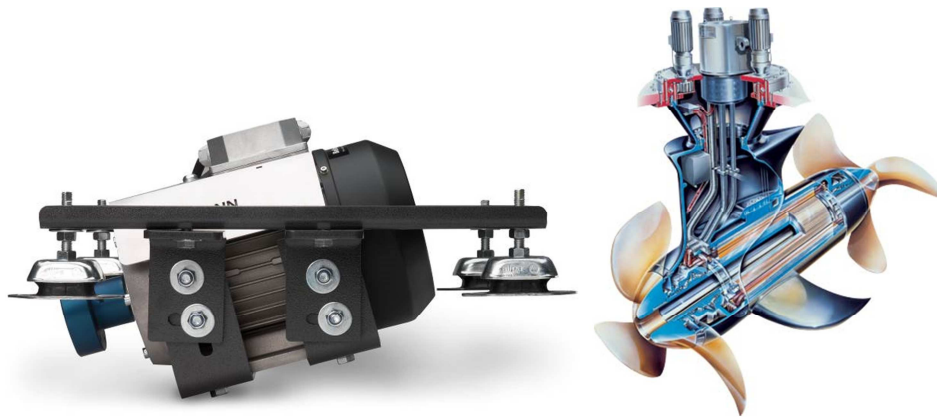
w największych rozwiązaniach. Dla potrzeb małych statków, tego typu silniki, produkowane są obecnie przez takie firmy jak: Perm Motors, Kräutler, Mastervolt. Rys. 2.3 przedstawia przykładowe zastosowanie silników z magnesami trwałymi.



Rys. 2.3. Silniki z magnesami trwałymi. W lewym górnym rogu - pędnik gondolowy o mocy do 4,5 MW [14]. W prawym górnym rogu - pędnik pierścieniowy o mocy do 800 kW [40]. W lewym dolnym rogu - stacjonarny silnik z przeznaczeniem do napędu linii wałów lub pędnika azymutalnego o mocy 1000 kW [41]. W prawym dolnym rogu - silnik tarczowy z magnesami trwałymi do napędu małych łodzi o mocy 10kW [42]

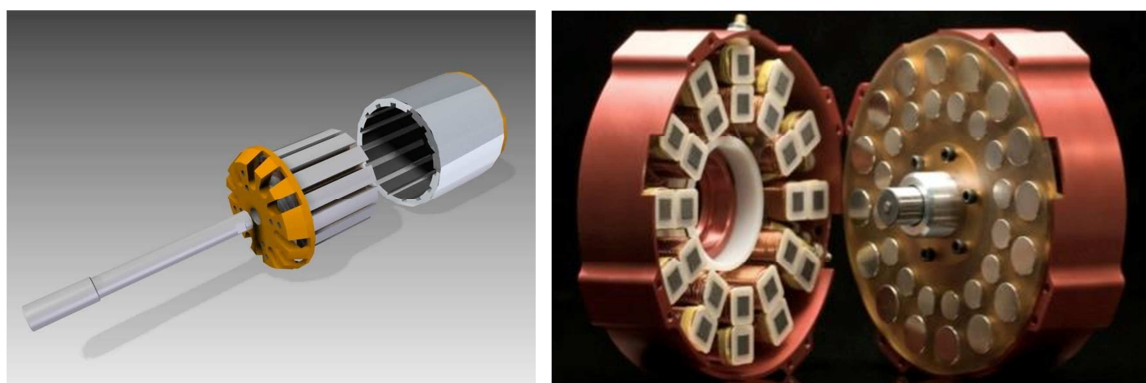
- Silniki IM (Induction Motors) trójfazowe silniki asynchroniczne indukcyjne. Ze względu na prostotę budowy jest to najczęściej spotykany silnik w przemyśle. W okrętownictwie nie stosuje się go w najbardziej obciążanych napędach. Słabo znosi niskie prędkości obrotowe w związku z czym może wymagać dodatkowych przekładni celem uzyskania niskiej prędkości obrotowej. Dla potrzeb małych jednostek produkowane obecnie przez takie firmy jak: Mastervolt. Rys. 2.4 przedstawia przykładowe zastosowanie silnika asynchronicznego.





Rys. 2.4. Po lewej - silnik asynchroniczny do napędu konwencjonalnego o mocy 10 kW firmy Mastervolt [37]. Po prawej silnik asynchroniczny w konstrukcji pędnika gondolowego o mocy do 5 MW [43].

- Silniki BLDC (Brushless DC motors) bezszczotkowe silniki prądu stałego, silniki z tzw. komutatorem elektronicznym. W tym przypadku również występują magnesy trwałe w wirniku, który może być wewnątrz bądź na zewnątrz uzwojonego stojana. Wersje wolnoobrotowe najczęściej mają wirnik zewnętrzny i od tego pochodzi ich nazwa *outrunner*. Moc znamionowa silników BLDC jest około 15% większa od mocy silnika PMSM, zakładając te same gabaryty obu urządzeń. Oprócz tego silniki te mają mniejsze wymagania odnośnie sterowania. Ze względu na charakter pracy silniki BLDC posiadają istotną wadę w postaci tętnień napięcia prądu, prędkości obrotowej oraz momentu elektromagnetycznego, której wpływ na pracę silnika jest najbardziej odczuwalny dla małych prędkości obrotowych [44]. Dla potrzeb napędów o małej mocy produkowane obecnie są przez takie firmy jak: AXI motors, Golden Motor, Apex, Plettenberg Motors, Turnigy. Rys. 2.5 przedstawia przykładowe rozwiązania silników BLDC.



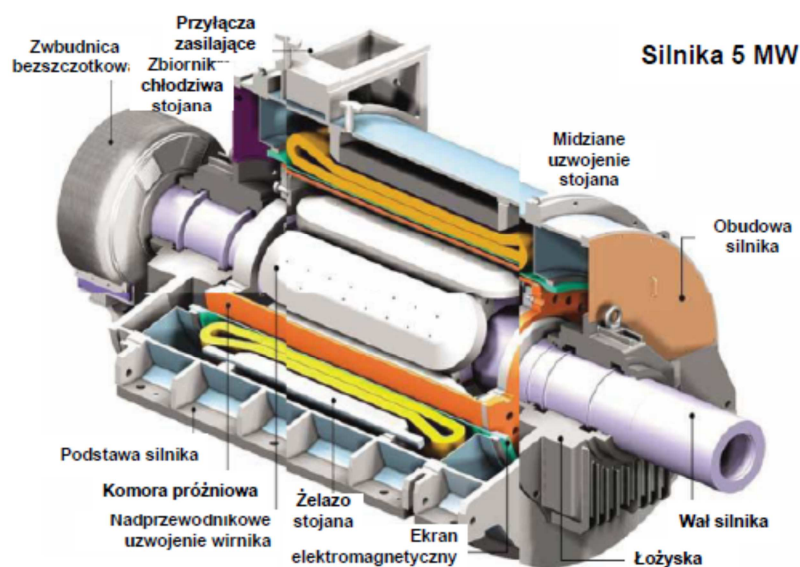
Rys. 2.5. Po lewej - silnik bezszczotkowy BLDC 6,5kW, w którym wirnik jest częścią zewnętrzną silnika. Silnik modelarski firmy Turnigy. Po prawej - tarczowy silnik bezszczotkowy BLDC 14,3kW firmy APEX [45].

- Silniki szczotkowe prądu stałego (Lynch Engines) Konstrukcja silnika opracowana w latach 80 XX w. Silnik ma konstrukcję tarczową. Magnesy trwałe znajdują się po obu stronach tarczy zbudowanej ze specjalnie ukształtowanych płyt, do których za pomocą szczotek i komutatora doprowadzane jest napięcie stałe. Szczotki są elementem zużywającym się. Dla potrzeb małych statków i łodzi produkowane są obecnie przez takie firmy jak: Lemco, Agni. Rys. 2.6 przedstawia przykładowe rozwiązanie silnika szczotkowego prądu stałego.



Rys. 2.6. Silnik prądu stałego szczotkowy 10,7kW firmy Agni [46].

- Silniki nadprzewodnikowe. Budowane są jako maszyny synchroniczne prądu przemiennego. Miedziane uzwojenie z konstrukcji silnika synchronicznego zastępuje się uzwojeniem z nadprzewodnika. Uzwojenie nadprzewodnikowe pozwala na zmniejszenie wymiarów i sprawności układu. Rys. 2.7 przedstawia przykładowy silnik nadprzewodnikowy.



- Rys. 2.7. Silnik nadprzewodnikowy o mocy 5MW [47]

Na podstawie analizy rynku można stwierdzić, że w napędach łodzi oraz małych statków najczęściej spotykane są silniki szczotkowe prądu stałego, synchroniczne trójfazowe oraz silniki bezszczotkowe prądu stałego. Silniki umieszczone w gondoli pozwalają na zwiększenie gęstości mocy wykorzystywanego silnika ze względu na dużo lepsze odprowadzanie ciepła z układu bezpośrednio do wody zaburtowej. Silniki wysokoobrotowe posiadają z kolei lepsze samoczynne chłodzenie powietrzem, mają mniejsze straty wynikające z mniejszej masy, ale pojawiają się straty przekładni redukcyjnej. W silnikach tych stosuje się magnesy z pierwiastkami ziem rzadkich. Pozwala to znacząco zmniejszyć wielkość silnika w stosunku do jego mocy. Ponadto układy takie charakteryzują się wysoką sprawnością w szerokim zakresie prędkości obrotowej, dużą przeciążalnością momentem oraz efektywną regulacją prędkości obrotowej. Jediną wadą nowoczesnych silników jest ich stosunkowo wysoka cena.

W celu uzyskania maksymalnych sprawności całego układu napędowego często niezbędne okazuje się zainstalowanie w układzie napędowym przekładni redukcyjnej. Wskazane jest aby silnik elektryczny, którym coraz częściej zastępuje się silnik spalinowy miał podobną prędkość obrotową [48] ze względu na występującą w układzie przekładnię (zmniejsza to koszty prowadzonej inwestycji). Zastosowanie lub pozostawienie przekładni wynika z tego, że wyższą sprawność śruby okrętowej uzyskuje się przy stosunkowo małej prędkości obrotowej i odpowiednio dużej średnicy. W układach napędowych możemy spotkać przekładnie pasowe, zębate kątowe, walcowe, a także planetarne. Tam, gdzie jest to technicznie i ekonomicznie uzasadnione dobiera się silnik wysoko momentowy tak, aby wyeliminować potrzebę stosowania przekładni i tym samym uprościć i uczynić bardziej niezawodnym układ napędowy. W rozwiązaniach małej mocy uzyskuje się to przez zwiększenie liczby par biegunów w silniku lub rozmieszczenie magnesów na zewnętrznym wirniku, jak to ma miejsce w silnikach typu BLDC *outrunner* (BLDC – BrushLess Direct Current motor to bezszczotkowy silnik prądu przedstawiony na rys 2.5).

## **2.2. Napęd elektryczny statków i małych łodzi.**

Nowoczesny w pełni elektryczny napęd (układ *all electric* to taki układ, w którym silnik elektryczny zawsze generuje cały moment obrotowy służący do napędu) zbudowany jest z silnika elektrycznego o wysokiej sprawności i mocy dobranej do zadania jakie ma spełniać układ napędowy na jednostce oraz generatora lub innego źródła prądu. Układy takie mogą pełnić funkcję dodatkowego napędu lub napędu głównego. Relatywnie małe

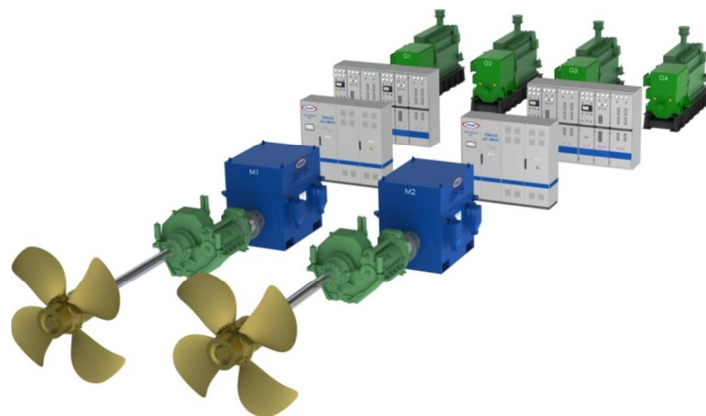
wymiary silników stosowanych do nowoczesnych napędów pozwalają na pełną swobodę w ich umiejscowieniu. Silnik elektryczny może:

- znajdować się w linii wałów wewnątrz kadłuba,
- napędzać układ tzw. *saildrive* (napęd przez kolumnę bez możliwości zmiany kierunku naporu śruby),
- napędzać pędnik azymutalny,
- zostać umieszczony w gondoli podwieszanej na stałe pod kadłubem lub w gondoli obrotowej będącej również sterem aktywnym.

Układy napędowe, w których silnik elektryczny umieszczony jest wewnątrz kadłuba i wykorzystuje klasyczną linię wału, bądź zespoły *saildrive* dają możliwość rozbudowy o kolejne silniki elektryczne lub spalinowe tworząc układ hybrydowy pracujący na wspólny wał napędowy. Umieszczenie silnika w gondoli zanurzonej w wodzie pozwala z kolei zaoszczędzić miejsce wewnątrz kadłuba oraz wyeliminować zbędne przekładnie. Kluczowym powodem rozwoju napędów elektrycznych na jednostkach pływających jest również ekologia. Wiele akwenów zamyka się dla najbardziej szkodliwych dla środowiska sposobów napędu statku. Konstruktorzy starają się sprostać bardzo restrykcyjnym ograniczeniom. Innym ważnym aspektem są ogromne możliwości tego typu napędu w zakresie manewrowania i utrzymywania określonych kierunków naporu jednostki, co doskonale widać na statkach pracujących w rejonach arktycznych [3].

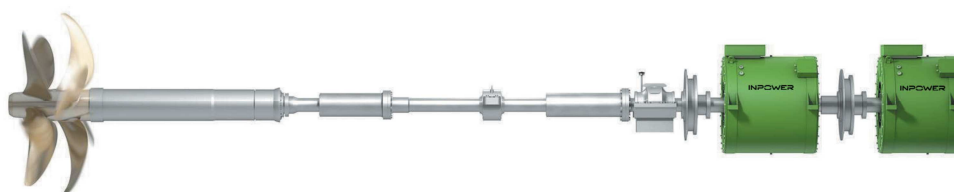
### 2.2.1. Napęd elektryczny konwencjonalny.

Jednym z podstawowych rozwiązań napędowych na statkach jest układ napędowy z linią wałów. W porównaniu do układu z napędem spalinowym bezpośrednim lub takim wyposażonym w przekładnię redukcyjną, tutaj mamy do czynienia z fizycznym podziałem tejże linii wałów (rys 2.8). Nośnikiem energii na pewnym odcinku, zależnym od rozwiązania technicznego na konkretnym statku, jest prąd elektryczny przesyłany przewodami od generatora napędzanego silnikiem cieplnym do układu sterującego prędkością obrotowa silnika elektrycznego napędzającego śrubę okrętową. W zależności od potrzeb statki wyposażane są w odpowiednią ilość generatorów oraz linii wałów przewidzianych do ich napędu.



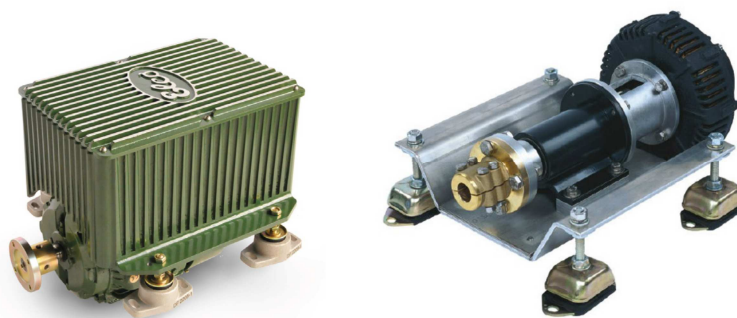
*Rys. 2.8. Napęd elektryczny z synchronicznymi silnikami z magnesami trwałymi oraz przekładniami redukcyjnymi. Układ zasilany z czterech generatorów.*

Jedno z nowszych rozwiązań napędu konwencjonalnego umożliwia napęd statku śrubami przeciwbieżnymi umieszczonymi na współosiowych wałach (rys. 2.9). Według producenta zabieg ten pozwala znacząco podnieść wydajność napędową statku ograniczając zużycie paliwa.



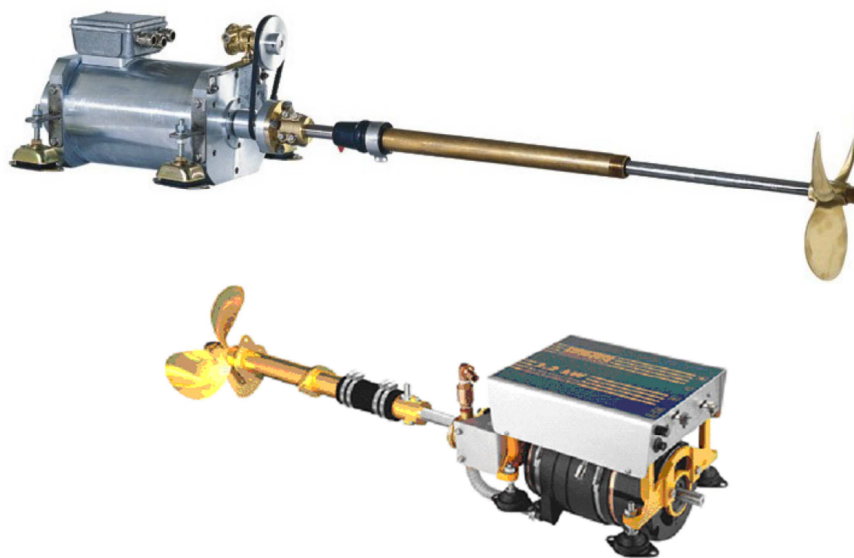
*Rys. 2.9. Konwencjonalny układ napędowy ze śrubami przeciwbieżnymi o stałym skoku. Napęd elektryczny silnikami synchronicznymi z magnesami trwałymi. [49]*

Klasyczne układy napędowe z linią wałów, w małych jednostkach, przy wykorzystaniu silnika elektrycznego występują w wielu odmianach. Układy te podparte są na specjalnych poduszkach amortyzujących, które tłumią drgania silnika. Występują jako układy o napędzie bezpośrednim w przypadku silników wolnoobrotowych (rys 2.10).



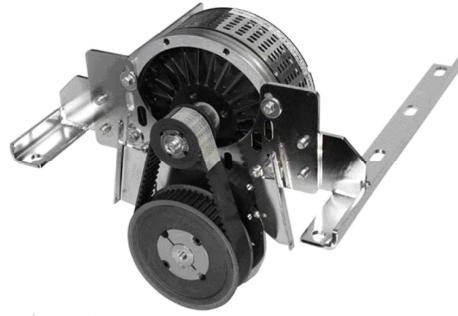
*Rys. 2.10. Silniki elektryczne do napędu klasycznego wału śrubowego umieszczone na wibroizolatorach. Po lewej silnik synchroniczny mocy 10 kW [50]. Po prawej silnik szczotkowy prądu stałego o mocy 2 kW z łożyskiem oporowym i sprzęgłem wału [51].*

Aby odciążyc łożyska silnika układy takie często wyposaża się dodatkowo w łożyska oporowe umieszczone w osobnej obudowie. Producenci układów elektrycznych na łódzie i statki śródlądowe oferują także kompletne układy z linią wału, a w przypadku silników o większej mocy stosuje się dodatkowo chłodzenie wodne płaszcza silnika (Rys. 2.11).



*Rys. 2.11. U góry - silnik elektryczny synchroniczny o mocy 20 kW chłodzony wodą z zespołem wału umieszczony na poduszkach amortyzujących [51]. Na dole - silnik elektryczny bezszczotkowy o mocy 2,2 kW ze sterownikiem i zespołem wału śrubowego, umieszczony na poduszkach amortyzujących z dodatkowym wyjściem wału silnika. [52]*

Niektóre układy napędowe wyposaża się w silniki z wałem przelotowym, co umożliwia rozbudowę układu o kolejny silnik elektryczny lub spalinowy, w systemie połączenia szeregowego. Silniki o prędkościach powyżej 2000 obr/min najczęściej wyposażane są w dodatkową przekładnię redukcyjną pasową lub zębatą (rys. 2.12). Silnik o wyższej prędkości obrotowej może mieć mniejszy moment obrotowy, mniejszą masę oraz posiada lepsze chłodzenie powietrzne. Układ z przekładnią pasową wprowadza dodatkowe obciążenia promieniowe w wale silnika ale umożliwia wpięcie się równoległe do niemal każdego napędu konwencjonalnego istniejącego na statku zmieniając tym samym układ w hybrydowy.



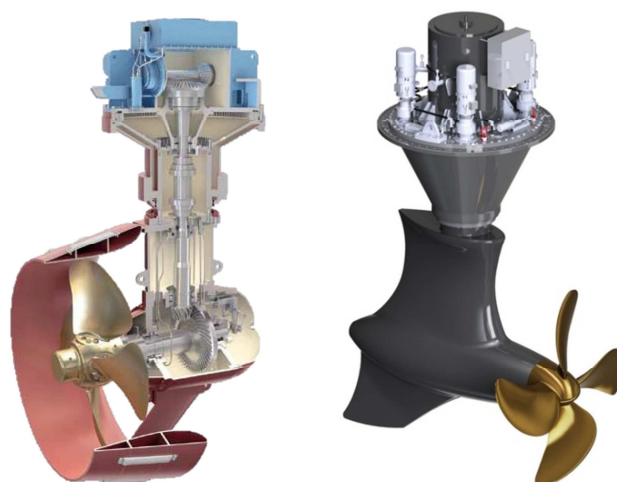
Rys. 2.12. Układ napędowy z silnikiem elektrycznym szczotkowym prądu stałego o mocy 17 kW i przekładnią pasową [53].

Układ napędowy, z przeznaczeniem napędu jednostki w układzie hybrydowym został również zaprojektowany na Politechnice Gdańskiej przy współudziale autora w ramach projektu małego statku pasażerskiego [18].

### 2.2.2. Pędniki azymutalne elektryczne.

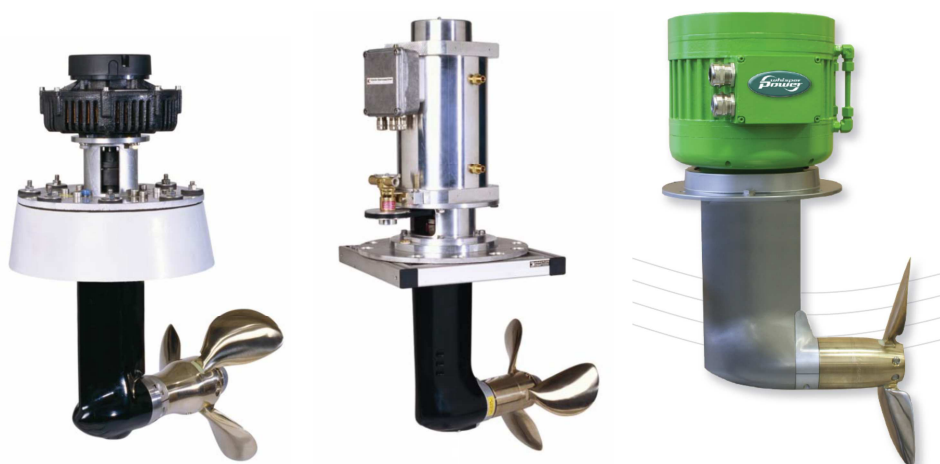
Coraz większa liczba statków na małych akwenach oraz rosnące wymagania manewrowe sprawiają iż klasyczny układ napędowy z linią wałów coraz częściej ustępuje miejsca nowym sposobom napędu oraz sterowania kursem.

Rozwiązaniem dającym nowe możliwości w manewrowaniu i poruszaniu się statków stał się pędnik azymutalny. Jest to urządzenie napędowe jednostek pływających, w którym śruba zamocowana jest pod kadłubem statku na specjalnej kolumnie, obracającej się (do 360°) wokół osi pionowej. Silnik napędzający pędnik azymutalny umieszcza się wewnątrz kadłuba, w zależności od możliwości i dostępnej przestrzeni wewnątrz siłowni w pozycji poziomej lub pionowej (rys. 2.13). Moment obrotowy przekazywany jest na śrubę za pośrednictwem wału i przekładni kątowych typu Z przy poziomym ułożeniu wału silnika lub typu L przy ułożeniu pionowym. Układy takie wyposażane są w silnik o stałej prędkości obrotowej i *CPP* (Controllable Pitch Propeller – śruba o zmiennym skoku), lub silnik o zmiennej prędkości obrotowej i *FPP* (Fixed Pitch Propeller – śruba o stałym skoku). Bardzo rzadko stosuje się układy z silnikami o zmiennej prędkości obrotowej oraz *FPP*. Pędniki azymutalne znacząco polepszają manewrowość statku w porównaniu do jednostek wyposażonych w tradycyjne płetwy sterowe. [4]



Rys. 2.13. Po lewej - pędnik azymutalny z przekładnią typu Z i dyszą Korta o mocy do 6,5 MW [38].  
Z prawej - pędnik azymutalny z przekładnią kątową o mocy do 4,6 MW [40].

Na małych jednostkach coraz bardziej popularne są zestawy z napędem *saildrive* (kolumna pędnika do napędu małych jednostek przystosowana do połączenia z silnikiem spalinowym lub elektrycznym). Układ taki pozwala na ustawienie wału śrubowego na każdej jednostce w pozycji poziomej umożliwiając śrubie napędowej pracę w niezakłóconym przez kadłub strumieniu wody. Zestawy zajmują również dużo mniej miejsca wewnątrz statku w porównaniu do klasycznego układu z wałem śrubowym, a podczas prac serwisowych lub po uszkodzeniu zespół napędowy może zostać zdemontowany w całości i szybko wymieniony na inny sprawny. Dostępne na rynku pędniki są wyposażone zarówno w silniki prądu stałego jak i w silniki synchroniczne trójfazowe (rys. 2.14).



Rys. 2.14. Pędniki elektryczne wykorzystujące przekładnie *saildrive*. Z lewej - pędnik z silnikiem prądu stałego o mocy 5 kW [51]. W środku - pędnik z silnikiem synchronicznym chłodzonym wodą o mocy 11,6 kW [51]. Z prawej - pędnik z silnikiem synchronicznym o mocy 7 kW, wyposażony w śrubę o składanych skrzydłach. [54]



W przypadku układów, w których chłodzenie powietrzem jest niewystarczające, stosuje się chłodzenie wodą zapewniając optymalną temperaturę w całym zakresie pracy silnika. Zestawy stosowane jako napęd dodatkowy w celu ograniczenia oporu jednostki (np. jachtu żaglowego) w trakcie korzystania z innego układu napędowego często wyposaża się w składane śruby, które rozkładają się do pracy w wyniku działania siły odśrodkowej. Również tego typu napędy wykonuje się w wersjach z dodatkową, redukcyjną, kątową przekładnią zębatą, co łącznie z przekładnią kątową przy śrubie tworzy tak zwany układ napędowy typu „Z” (rys. 2.15), lub z dodatkową przekładnią pasową, której oś wraz z osią silnika jest przesunięta względem osi wału pionowego kolumny pędnika.



Rys. 2.15. Pędnik z przekładnią Saildrive z silnikiem synchronicznym o mocy 7,8 kW umieszczonym w poziomie [37].

Napęd taki może przyjąć także postać pędnika azymutalnego. Układ tego typu oprócz wszystkich zalet wykorzystania układu *saildrive* nadaje łodzi bardzo dobrą manewrowość dzięki zmiennemu kierunkowi naporu śruby napędowej. Sterowanie kierunkiem pracy pędnika odbywa się przez jego obrót wokół pionowej osi wału napędowego. W przypadku napędów o mniejszej mocy stopa układu *saildrive* dzieli się na część nieruchomą oraz obrotową. Większe pędniki obracają się w całości w kołnierzu mocującym do kadłuba. Sterowanie kierunkiem realizuje się przez ciągnia mechaniczne, układy hydrauliczne lub mniejsze silniki elektryczne (rys. 2.16).

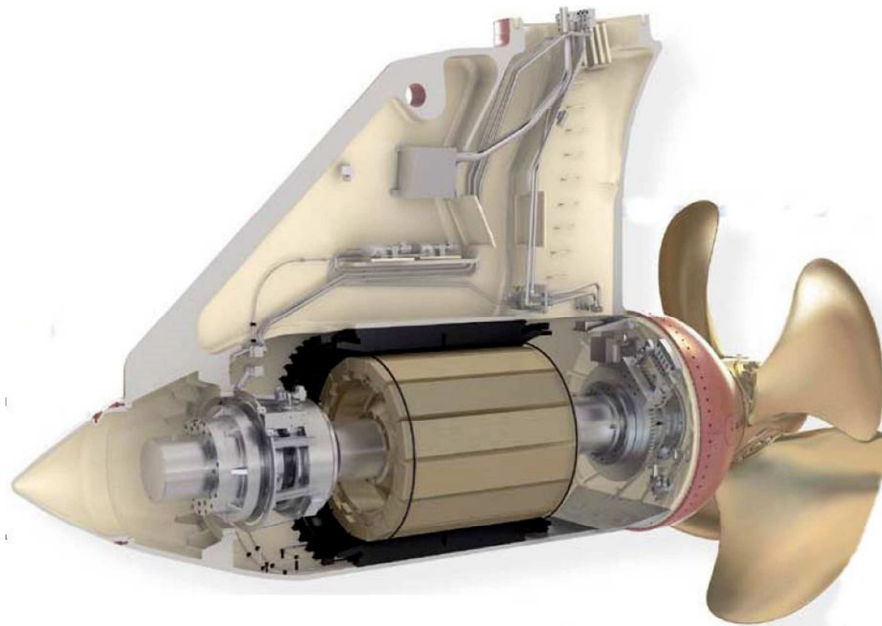


*Rys. 2.16. Pędniki z przekładniami typu saildrive z silnikiem elektrycznym szczotkowym prądu stałego o mocy 5 kW obracane wokół pionowej osi manualnie - po lewej lub elektrycznie - po prawej [51].*

### **2.2.3. Pędniki gondolowe.**

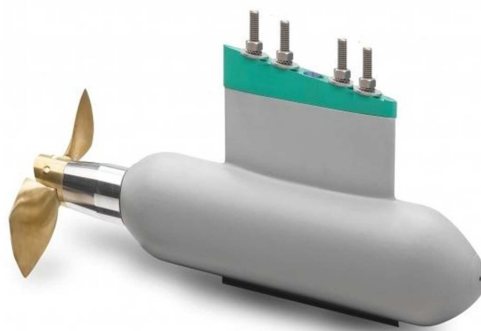
Pędnik gondolowy jest modyfikacją pędnika azymutalnego, który od klasycznego pędnika azymutalnego różni się lokalizacją silnika napędzającego śrubę. Pędniki gondolowe są napędem najprężniej rozwijającym się w ostatnich latach. Na potrzeby transportu morskiego zostały zaadoptowane do większości typów statków, choć nie zawsze, jak wynika z doświadczeń było to rozwiązanie optymalne. W pędniku gondolowym silnik elektryczny (czasem hydrauliczny) jest umieszczony w specjalnej kapsule pod kadłubem, przez co może bezpośrednio napędzać śrubę. Dzięki pominięciu przekładni kątowych występujących w pędniku azymutalnym zwiększa się sprawność, upraszcza układ, a ponadto pozbywamy się obciążeń w układzie sterowania kolumny, które były wynikiem reakcji momentów przenoszonych przez przekładnie. Układ taki staje się dużo prostszy gdyż rezygnuje się wtedy z zajmujących dużo miejsca oraz skomplikowanych układów linii wałów.

W rozwiązaniach gondolowych silnik jest projektowany specjalnie do danego pędnika, jeśli chodzi o moc, prędkość obrotową i kształt. Obecnie największe budowane pędniki gondolowe osiągają moce 30MW (rys. 2.17).



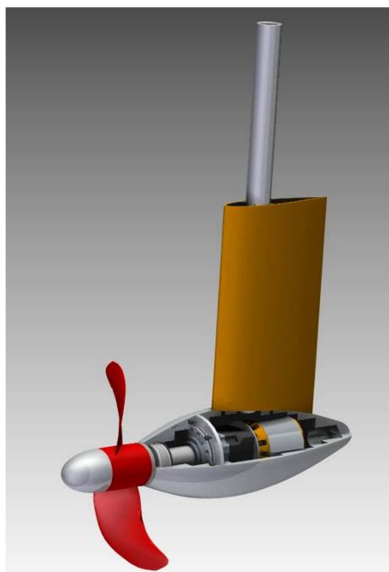
Rys. 2.17. Pędnik gondolowy z silnikiem synchronicznym o mocy do 30MW na wody otwarte [38].

Również w małych łodziach napęd gondolowy cieszy się dużym uznaniem. Jego zainstalowanie umożliwia pozyskanie dodatkowego miejsca w kadłubie, wygłusza układ napędowy oraz zapewnia doskonałe chłodzenie układu napędowego zapewniając wszelkie korzyści płynące z zastosowania układu *saildrive*. Jedynym ograniczeniem jest tutaj średnica silnika, która wpływa na rozmiary gondoli. Rys. 2.18 przedstawia przykładowe rozwiązanie gondoli mocowanej do dna kadłuba.



Rys. 2.18. Silnik elektryczny synchroniczny 10 kW zamknięty w stałej gondoli mocowanej pod kadłubem [37].

Rozwinięciem układu gondolowego jest pędnik o zmiennym kierunku naporu. Zestawy na rynku oferowane są razem z ułożyskowaniem kolumny do zamocowania w kadłubie lub zamocowania do pawęży. Napęd gondolowy o zmiennym kierunku naporu jest również tematem badań prowadzonych na Politechnice Gdańskiej w ramach rozwoju napędów łodzi zasilanych energią słoneczną (rys. 2.19).



*Rys. 2.19. Pędnik gondolowy z bezszczotkowym silnikiem prądu stałego o mocy 6 kW oraz redukcyjna przekładnia planetarna.*

#### **2.2.4. Pędniki doczepne.**

Uproszczeniem napędu gondolowego lub azymutalnego, jeśli chodzi o montaż napędu na jednostce, jest układ z silnikiem zaburtowym. Tego typu rozwiązania (rys. 2.20) pozwalają na zastąpienie zaburtowych silników spalinowych napędem elektrycznym, bez modyfikacji kadłuba. Silniki doczepne są bardzo popularne w małych jednostkach pływających



*Rys. 2.20. Napęd zaburtowy z silnikiem o mocy 30 kW umieszczonym ponad linią wody [55]*

#### **2.2.5. Pędniki pierścieniowe.**

Bardzo ciekawym i dającym duże korzyści, jest napęd pierścieniowy. Pędniki takie mogą służyć jako stery strumieniowe zainstalowane w kadłubie lub umieszczone na kolumnie pod kadłubem pełnić zadanie pędnika gondolowego (rys. 2.21). Układ nie

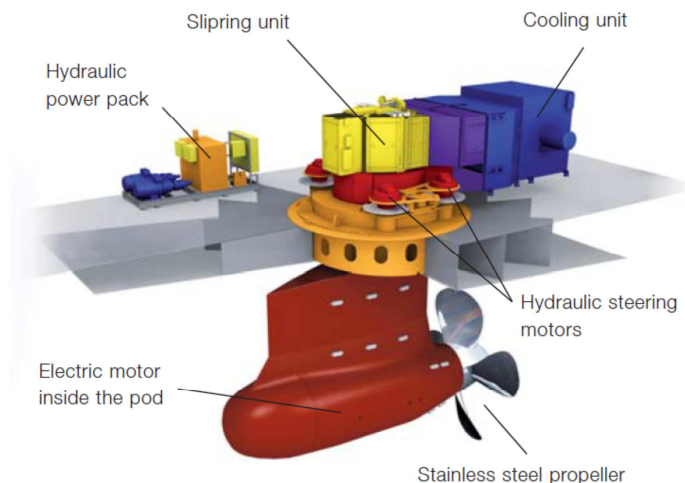
posiada piasty śruby ani gondoli zawierającej przekładnię czy silnik. Jest on umieszczony w dyszy i to ona pełni funkcje silnika. Płaty śruby napędowej zamocowane są nie do piasty ale do specjalnego pierścienia obracającego się w dyszy. Ze względu na średnicę rozmieszczenia elementów czynnych wirnika można wykonać pędnik bez przekładni o bardzo małej prędkości obrotowej. Strumień wody przepływający przez pędnik nie jest tu niczym zakłócony ani przed ani za nim. Jednym z największych problemów jakie mogą tu wystąpić jest łożyskowanie pierścienia obracającego się oraz uszczelnienie łożyska o bardzo dużej średnicy.



Rys. 2.21. Elektryczny pędnik pierścieniowy o mocy do 800 kW. [40]. Po prawej pierścieniowy pędnik chowany o mocy 300 kW [56]

### 2.3. Przegląd konstrukcji pędników gondolowych.

W zależności od wykonywanego zadania, jednostki pływające stawiają bardzo różne zadania w stosunku do układów napędowych. Projektanci muszą to uwzględnić i przewidzieć jakiego typu obciążenia i jakie zagrożenia mogą się wiązać ze sposobem eksploatacji statku. Urządzenia uniwersalne nie pozwalają na efektywne wykorzystanie napędu, w związku z czym producenci oferują napędy dokładnie dopasowane do zadań wykonywanych przez statki. Pędniki gondolowe obecnie występują w wielu odmianach. Silnik elektryczny zawsze znajduje się w gondoli pod wodą, ale jego rodzaj, kształt gondoli, wielkość, dodatkowe wyposażenie i możliwości obracania zależą od przeznaczenia napędu (rys. 2.22 przedstawia cały zestaw pędnika lodołamacza).



Rys. 2.22. Pędnik gondolowy z osprzętem [14]

### 2.3.1. Pędniki gondolowe dużych mocy

Występujące w przemyśle pędniki mogą służyć na statkach wycieczkowych, towarowych, lodołamaczach, okrętach wojennych czy statkach do obsługi platform. W każdym z tych przypadków pędnik będzie wyglądał inaczej i będzie dawał inne możliwości. Różnice między produktami różnych firm są niewielkie i wiążą się z zastosowaniem konkretnych materiałów czy osprzętu sterowniczego. W przypadku największych mocy wszystkie firmy stosują silniki synchroniczne, a dla mniejszych mocy wprowadza się silniki z magnesami trwałymi. Jedynym dostawcą łożysk do napędów gondolowych jest np. firma SKF [33]. Śruby napędowe mogą występować zarówno przed kolumną pędnika jak i za nią. Pozycja przed kolumną jest o tyle lepsza, że strumień wody doprowadzonej do śruby nie jest zakłócony opływem innych elementów statku. Zmniejsza to podatność układu na kawitację, co znacznie redukuje drgania układu i hałas. Występują również rozwiązania, w których śruby napędowe umieszczane są z obu stron kolumny. Dzięki temu możliwe jest zastosowanie pędników o mniejszej średnicy, przy tej samej mocy napędowej. Zastosowanie mniejszych śrub pozwala zmniejszyć zanurzenie pędnika. Częstym rozwiązaniem jest również umieszczenie pędnika gondolowego w strumieniu za śrubą klasycznego układu napędowego z linią wałów (*CRP* – *Contra Rotating Pod* – pędnik o przeciwnym kierunku obrotów). Pozwala to na zwiększenie sprawności napędowej.

W zależności od akwenu po jakim porusza się jednostka, gondola i śruba napędowa są odpowiednio masywne i wykonane z odpowiednich materiałów. Gondole statków wycieczkowych są „delikatniejsze” od tych stosowanych na lodołamaczach (rys. 2.23).

Zarówno korpus gondoli jak i śruba napędowa muszą zostać dostosowana do przenoszenia dodatkowych obciążeń. Również mechanizm obrotu musi mieć zwiększoną wytrzymałość.



Rys. 2.23. Pędnik gondolowy w rejonach arktycznych. [38]. Po prawej pędnik gondolowy na wody otwarte o mocy do 22MW. [14]

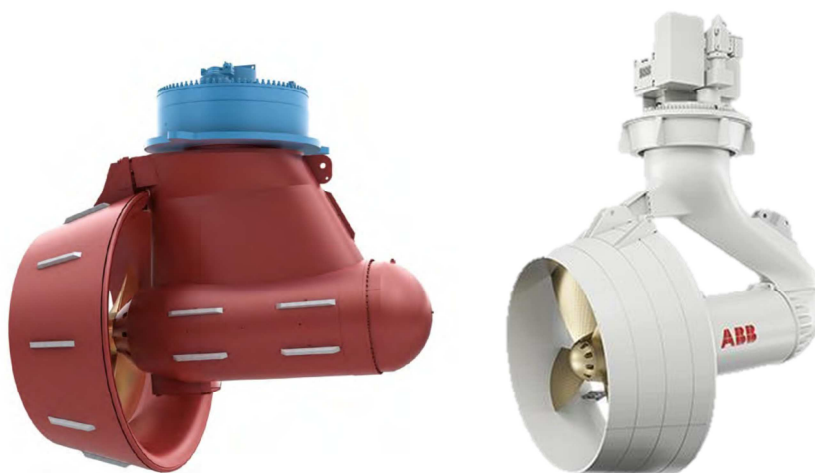
Pędniki umieszczane na przedłużeniu linii wałów (rys. 2.24) pod względem konstrukcyjnym nie różnią się od tych stosowanych jako napęd główny jednostki, ale położenie oraz śruby na nich instalowane są dokładnie dopasowywane do tych pracujących na wale oraz do pracy w strumieniu za śrubą napędową. Ich zadaniem jest odzyskanie części energii z wiru za śrubą, uspokojenie przepływu oraz podniesienie sprawności ogólnej napędu.



Rys. 2.24. Pędnik gondolowy pracujący w funkcji pędnika przeciwbieżnego. [14]

Pędniki gondolowe stosowane do precyzyjnego i dynamicznego pozycjonowania są znacznie mniejsze, i ich konstrukcja również się różni. Układy napędowe służące do dynamicznego pozycjonowania jednostek muszą uzyskiwać swój maksymalny ciąg, czyli siłę naporu, dla prędkości jednostki równej zero. Dzięki temu statek nawet w niesprzyjających warunkach będzie miał minimalną amplitudę ruchów względem

pożądaną pozycję. Praca wszystkich pędników musi być doskonale zsynchronizowana, a ich konstrukcja wytrzymała na dynamiczny charakter obciążeń oraz na zmianę kierunku ich działania. W celu poprawy sprawności ogólnej w większości gondole wyposażane są w dysze pozwalające na zwiększenie wydajności śruby napędowej (Rys. 2.25).



Rys. 2.25. Po lewej pędnik gondolowy o zwiększonej sile uciążu firmy Rolls-Royce. [38] Po prawej pędnik do dynamicznego pozycjonowania statku wyprodukowany przez ABB, posiadający dzielony korpus. [14]

W przypadku pędników gondolowych napędzanych silnikami synchronicznymi lub asynchronicznymi, posiadającymi uzwojone wirniki, bardzo ważne jest odpowiednie chłodzenie również tej części silnika. Firma Schottel w jednym ze swoich pędników zastosowała drążone wały śrubowe (rys. 2.26). Pozwalało to wodzie na przepływanie przez wał wirnika i odebranie części ciepła z wirującego uzwojenia. Uzwojenie stojana z kolei chłodzone było przez korpus gondoli. [57]

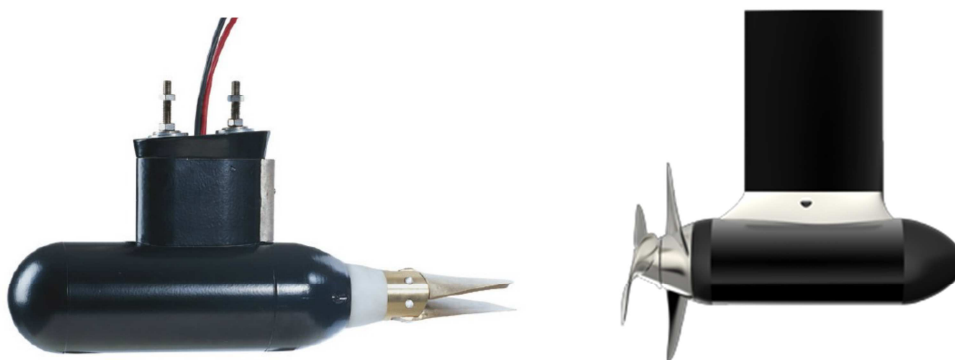


Rys. 2.26. Pędnik gondolowy dwuśrubowy z wałem drążonym. [43]



### 2.3.2. Pędniki gondolowe małych mocy.

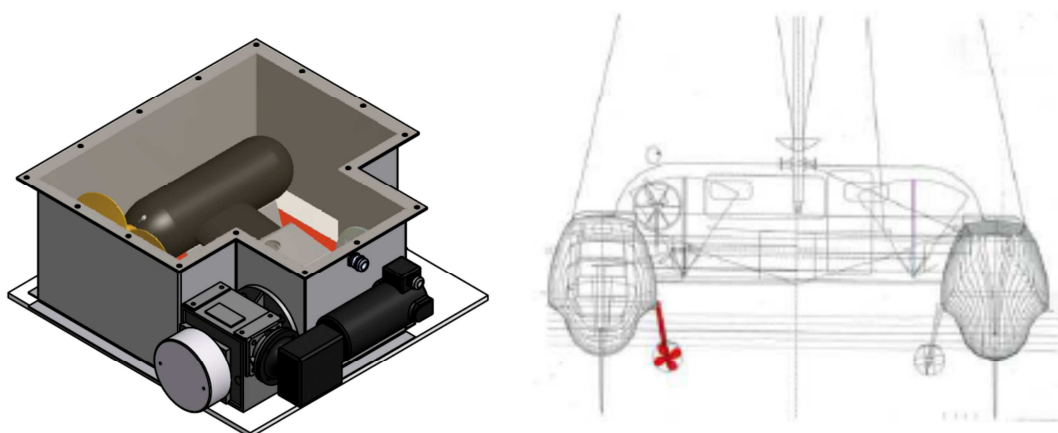
Pędniki gondolowe małych mocy są głównym tematem badań prowadzonych od kilku lat w związku z budowanymi na Politechnice Gdańskiej łodziami zasilanymi energią słoneczną. Moce badanych napędów sięgają kilkunastu kilowatów, ale wiele problemów konstrukcyjnych jest podobna do występujących w największych pędnikach stosowanych na statkach. Układy produkowane i dostępne obecnie na rynku z przeznaczeniem do małych łodzi oraz jachtów występują w wielu odmianach związanych z wykorzystanym silnikiem elektrycznym, wielkością i mocą, kształtem gondoli, rodzajem śruby oraz możliwością sterowania jednostką (rys. 2.27). Zastosowanie steru aktywnego jakim staje się pędnik gondolowy nie zawsze umożliwia precyzyjne sterowanie jednostką oraz zapewnienie stateczności kursowej. Do tego wymagany jest odpowiedni kształt kadłuba. W związku z tym najprostsze rozwiązania oferują jedynie napór o stałym kierunku. Pędnik taki mocowany jest bardzo często w na jachtach jako napęd dodatkowy uruchamiany po rzuceniu żagli. Jest on bardzo cichy i łatwy w montażu. Nie wymaga budowy siłowni na statku, a jedynie luku na akumulatory których ilość jest zależna od wymaganej autonomii jednostki. Konieczne staje się w takim przypadku zastosowanie klasycznego steru biernego.



*Rys. 2.27. Z lewej silnik elektryczny szczotkowy prądu stałego 2,8 kW zamknięty w stałej gondoli ze śrubą składaną [51]. Po prawej dwa przeciwbieżne silniki elektryczne bezszczotkowe prądu stałego o łącznej mocy 4 kW zamknięte w stałej gondoli [58]*

Silniki tego typu posiadają specjalne śruby, składane automatycznie podczas pływania na żaglach. Po uruchomieniu napędu elektrycznego skrzydła dzięki sile odśrodkowej oraz sile naporu rozkładają się. Rodzaj zastosowanego silnika zależy od mocy i wielkości pędnika. Spotykane obecnie silniki to silniki szczotkowe prądu stałego, jak w przypadku firmy Kraeutler, czy silniki synchroniczne proponowane przykładowo przez firmę Mastervolt. Jeśli zachodzi potrzeba jeszcze większej minimalizacji oporu

pochodzącego z niepracującego pędnika to jest możliwość zastosowania tak jak w przypadku największych statków wycieczkowych pędnika chowanego w dnie kadłuba. Na czas pracy kolumna taka jest wypuszczana z kadłuba uruchamiając napęd elektryczny.



Rys. 2.28. Pędniki elektryczne chowane. Z lewej pędnik z silnikiem elektrycznym szczotkowym prądu stałego o mocy 2,8 kW, chowany w kadłubie [51]. Z prawej strony propozycja umieszczenia pędników elektrycznych pomiędzy kadłubami katamaranu, z możliwością obrotu i uniesienia powyżej lustra wody [31].

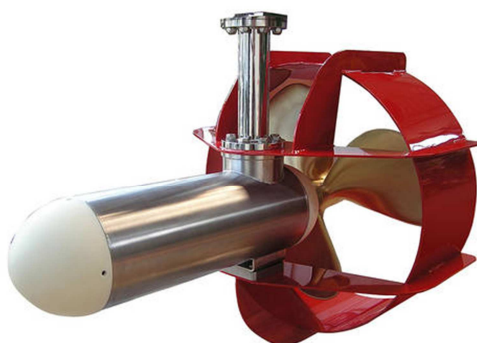
Podobnym rozwiązaniem są pędniki umieszczane pomiędzy kadłubami katamaranu, które unoszą się ponad lustro wody minimalizując w ten sposób opór podczas nie używania napędu elektrycznego (rys. 2.28) [31].

Rozwinięciem układu gondolowego stałego jest pędnik o zmiennym kierunku naporu. Napęd taki łączy wszystkie zalety pędnika gondolowego oraz nastawnego układu azymutalnego. Zestawy na rynku oferowane są często razem z ułożyskowaniem kolumny do zamocowania w kadłubie.



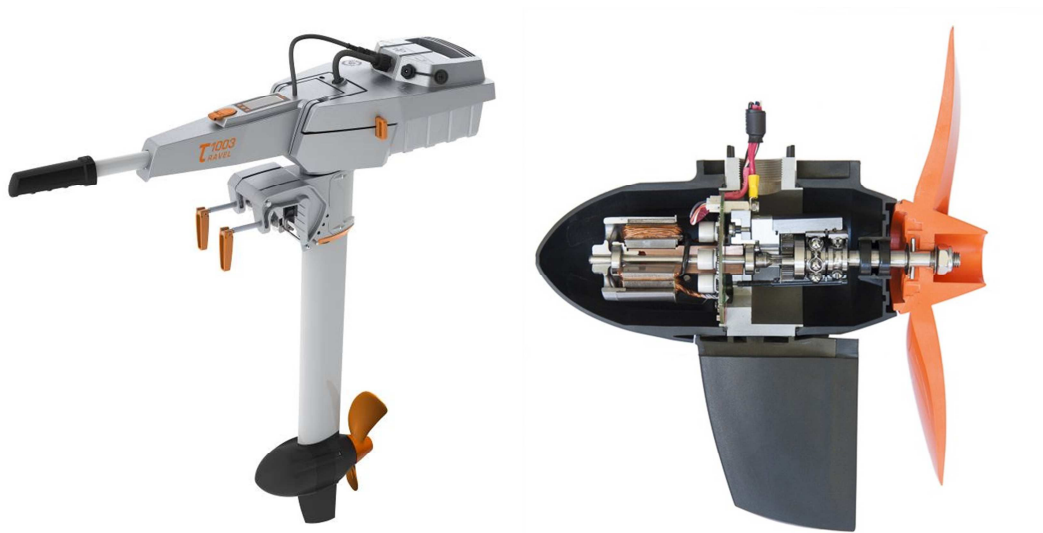
Rys. 2.29. Pędnik gondolowy z silnikiem elektrycznym synchronicznym o mocy 10 kW [37]. Z prawej pędnik gondolowy o mocy 20 kW [55].

Tak jak w przypadku pędników o stałym kierunku naporu również w tym przypadku można znaleźć śruby składane przeznaczone specjalnie do łodzi żaglowych. Materiały stosowane na korpus gondoli najczęściej mają bardzo dobre współczynniki przenikalności cieplnej, celem zapewnienia dobrego chłodzenia wnętrza pędnika.



Rys. 2.30. Pędnik gondolowy z dyszą zabezpieczającą śrubę i zwiększającą jej efektywność w zakresie niskich prędkości jednostki. [54]

Jeśli zachodzi taka potrzeba pędniki gondolowe wyposaża się w dodatkowe dysze chroniące układ napędowy w przypadku kolizji z podłożem lub inną przeszkodą, a dodatkowo zapewniające wyższą sprawność układu w zakresie małych prędkości (rys. 2.30).

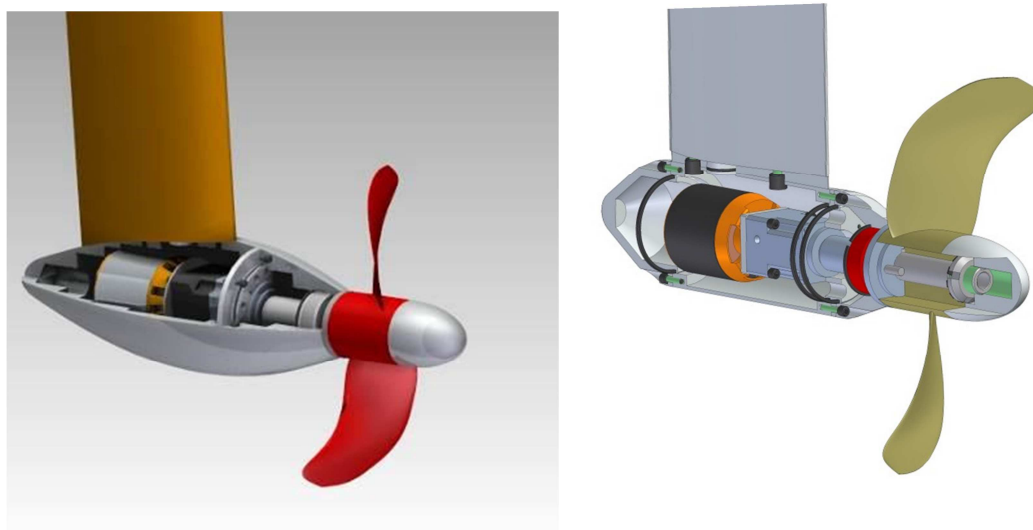


Rys. 2.31. Napęd z silnikiem elektrycznym zaburtowym o mocy 1kW umieszczonym w gondoli. [55]

Bardzo często w przeciwieństwie do pędników gondolowych instalowanych na dużych statkach pędniki gondolowe małych mocy zawierają przekładnie planetarne (rys. 2.31). Pozwalają one na użycie silników wysokoobrotowych, których wymiary są mniejsze, a korzyść z zastosowania gondoli o mniejszych wymiarach jest większa niż

straty wynikające z zastosowania przekładni planetarnej. Przykład takiego rozwiązania napędów gondolowych są pędniki jednego z większych producentów na świecie – firmy Torqeedo, która przekładnie planetarne stosuje we wszystkich swoich napędach. Obecnie produkowane precyzyjne przekładnie planetarne osiągają sprawności powyżej 97% [59]

Napęd gondolowy o zmiennym kierunku naporu jest również tematem badań prowadzonych na Politechnice Gdańskiej w ramach pracy zespołu Katedry Mechatroniki Morskiej. Jeden z pędników jest wyposażony w Silnik BLDC o mocy 6,5 [kW] oraz przekładnię planetarną redukującą czterokrotnie obroty wału śrubowego do poziomu 650 [obr/min]. Sprawność ogólna takiego układu napędowego (razem ze śrubą napędową) może sięgać 50 %. Drugim pędnikiem jest pędnik o mocy 600W. Jest to układ, który ze względu na zastosowanie w jednej z łodzi solarnej budowanej na międzynarodowe regaty został dokładnie zbadany i poddany dodatkowym testom i próbom przedstawionym w niniejszej pracy (rys. 2.32). Badania miały na celu wyeliminowanie problemów pojawiających się podczas długotrwałej eksploatacji napędu. Pędnik został zaprojektowany w ramach pracy magisterskiej doktoranta. Wyposażono go w bezszczotkowy silnik prądu stałego oraz ze względu na jego prędkość obrotową w redukcijną przekładnię planetarną o przełożeniu 3:1. Pozwoliło to na zastosowanie śruby obracającej się z prędkością 650 obr/min. Sprawność pędnika jest zależna od zastosowanego czynnika chłodzącego silnik i przedstawiona została w dalszych rozdziałach pracy



Rys. 2.32. Z lewej pędnik gondolowy z silnikiem elektrycznym BLDC o mocy 6,5 kW z przekładnią planetarną zamkniętą w obrotowej gondoli wypełnionej olejem. Z prawej model o mocy 0,6 kW. Oba pędniki wykonane i zaprojektowane w ramach badania napędów gondolowych małych mocy.

## 2.4. Spotykane problemy w eksploatacji i budowie pędników gondolowych

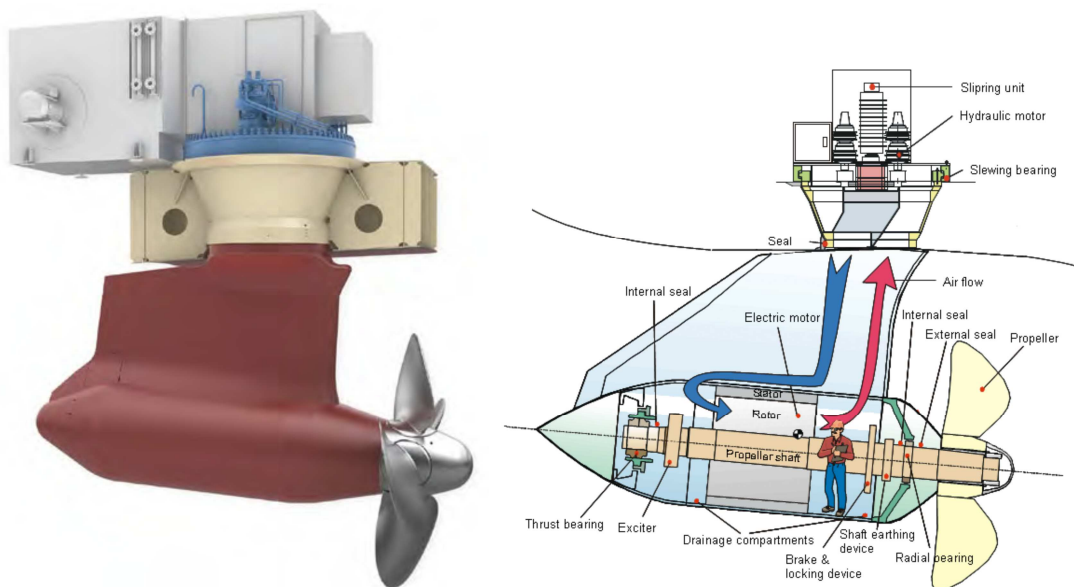
Mimo tak wielu zalet napęd elektryczny, a w tej pracy omawiany przede wszystkim napęd gondolowy, niesie ze sobą wiele problemów technicznych do rozwiązania. Od ponad 20 lat kiedy to czołowe firmy takie jak Rolls-Royce czy ABB rozpoczęły sprzedaż napędów w postaci pędników gondolowych spotykamy się z licznymi informacjami o awariach kolejnych jednostek oraz programach naprawczych. Armatorzy wytaczają procesy sądowe ze względu na duże straty spowodowane przestojami statków. Trzeba jednak zaznaczyć, że napęd ten, w porównaniu do tradycyjnego napędu z wolnoobrotowym silnikiem spalinowym jest mniej sprawny przy maksymalnej mocy, znacznie droższy w inwestycji. Niższa sprawność wynika głównie z niższej sprawności szybko lub średnio obrotowych silników spalinowych oraz potrzeby podwójnej zamiany energii mechanicznej w elektryczną, a następnie elektrycznej w mechaniczną. Wysokie koszty inwestycyjne układu są spowodowane bardzo wysoką ceną silników oraz urządzeń sterujących ich pracą.

Główną trudnością jeśli chodzi o duże jednostki to brak możliwości magazynowania energii potrzebnej do pracy elektrycznych pędników gondolowych. Energia ta musi być na bieżąco produkowana. W związku z tym obecnie źródłem energii są generatory prądotwórcze napędzane jednym z konwencjonalnych układów zasilania czyli silnikami spalinowymi spalającymi paliwo płynne jak ropa, gaz lub turbinami gazowymi, a ostatnio chociaż rzadko, ogniwami paliwowymi. Małe statki dają o wiele większe możliwości w sposobie zasilania. Zapotrzebowanie na energię elektryczną jest tam bowiem o wiele mniejsze i współczesna technika opanowała już możliwość magazynowania dostarczonej dla nich energii elektrycznej z zadowalającą sprawnością. Dodatkowym źródłem energii coraz częściej stają się również odnawialne źródła energii z energią słoneczną na czele. Dzięki temu ten niezwykle czysty od strony emisji spalin, a raczej jej braku w przypadku małych statków, oraz stosowanych elementów napęd systematycznie umacnia się na rynku. Budowa łodzi zasilanej energią elektryczną zmagazynowaną w akumulatorach wymaga dokładnej optymalizacji wszystkich elementów łodzi aby zainstalowana moc była możliwie mała. Głównym elementem zapewniającym możliwie małe zapotrzebowanie na moc jest oczywiście kształt kadłuba który podlega bardzo wielu optymalizacjom (rys. 2.33). Instalowanie napędów o dużych mocach zasilanych z akumulatorów wciąż jest nieopłacalne ze względu na koszty i masę baterii [8], [24].



Rys. 2.33. Badania modelowe łodzi pasażerskiej SOLAR zbudowanej na Politechnice Gdańskiej w 2008r.

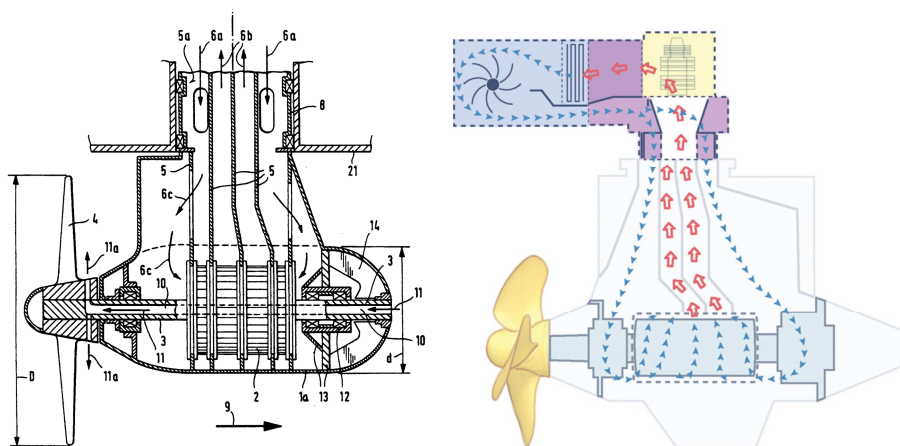
Innym bardzo istotnym problemem niezależnie od skali budowanego napędu to wpływ zastosowania magnesów neodymowych lub materiałów nadprzewodzących i bardzo dużej koncentracji energii wynikającej z minimalizacji wszystkich urządzeń i podzespołów. W wyniku takich zabiegów straty objawiające się w postaci ciepła muszą zostać odprowadzone z układu zamkniętego w bardzo małej objętości. Ogranicza to znacząco możliwość chłodzenia silnika elektrycznego, w wyniku czego układy chłodzenia są bardzo rozbudowane i muszą być bardzo wydajne (rys. 2.34 oraz rys. 2.35).



Rys. 2.34. Pędnik gondolowy z układem sterowania oraz zespołem chłodzącym. [38]

Warto zwrócić także uwagę na fakt iż wysoka temperatura powoduje nieodwracalne w skutkach zmiany strukturalne w magnesach doprowadzając do spadku efektywności takiego napędu. Jedną z ważniejszych charakterystyk magnesu trwałego jest jego charakterystyka odmagnesowania. Informacje na ten temat można znaleźć w pracach [60],

[61], [62], [63]. Zatarcie łożysk natomiast nieodwracalnie eliminuje taki układ z pracy powodując straty finansowe nie wspominając o zagrożeniu dla pasażerów, załogi oraz samej jednostki. Bardzo silne pole magnetyczne powstające podczas pracy takiego napędu oraz wysoka temperatura również powodując powstanie różnych zjawisk doprowadzających do zmian lepkości oleju i powstawania wibracji w układzie [64].

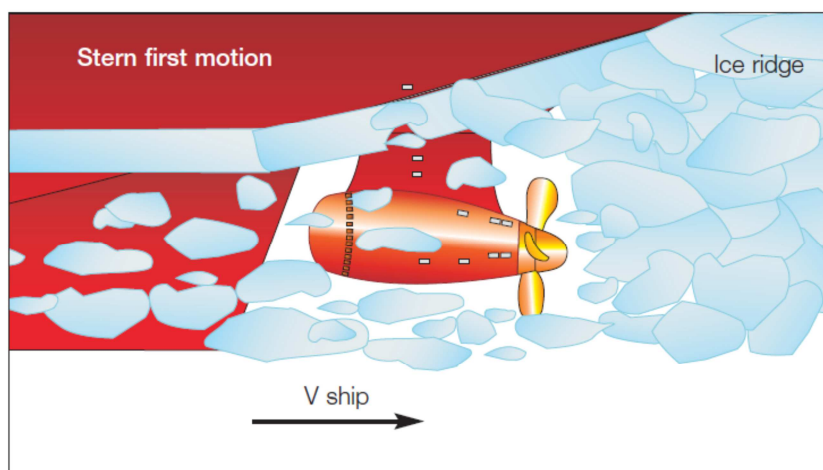


Rys. 2.35. Obieg czynnika chłodzącego zgodnie z patentem firmy ABB z 1993r [65], oraz aktualnie stosowany [66]. Strzałki w zewnętrznych kanałach doprowadzają chłodne powietrze do szczelin między stojanem a wirnikiem. Ciepłe powietrze odprowadzane jest z układu wewnętrznymi kanałami.

Bezsztokowy silnik prądu stałego podczas swojej pracy pobiera energię ze swojego źródła. W przypadku małych jednostek pływających są to najczęściej baterie akumulatorów. Nawet w takiej sytuacji pojawiają się pewne przedziały czasowe, w których silnik zwraca energię do swojego źródła. Jest to wywołane komutacją. Powstające w ten sposób przepięcia mogą być niebezpieczne dla pozostałych podzespołów układu. Można ten niekorzystny wpływ zredukować stosując odpowiedniej pojemności kondensatory podłączone równolegle do akumulatorów [44], lub budując specjalne urządzenia zmniejszające tętnienia [67]. Zjawisko to jest o wiele bardziej niebezpieczne w przypadku zasilania układu z urządzeń prostowniczych niż akumulatorów.

Problematyczne może być również samo połączenie układu napędowego z główną magistralą. Oprócz różnicy w występujących napięciach może się zdarzyć również problem występowania różnego rodzaju zakłóceń pochodzących od silnika, ale głównie z układu sterującego jego pracą [29]. Przypadki takie, w małej skali, bardzo często zdarzały się podczas regat łodzi solarnych, kiedy sterownik solarny potrafił zakłócać pracę sterownika silnika BLDC. Bardzo istotne jest dokładne usuwanie wszelkiego rodzaju zakłóceń aby praca napędu była płynna. Nawet radio służące do komunikacji z załogą umieszczone w złym miejscu może doprowadzić do zmiany charakterystyki pracy napędu.

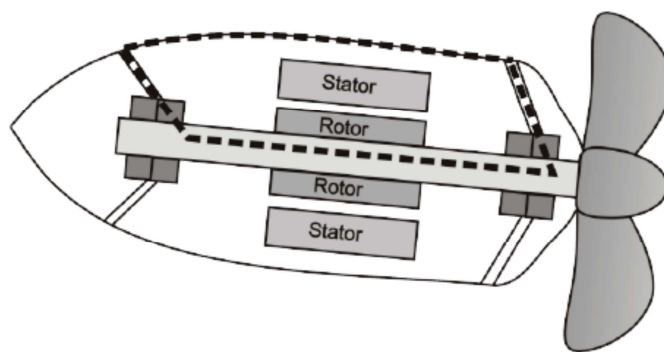
Pędniki gondolowe są obecnie głównym rozwiązaniem napędu w statkach pracujących w rejonach arktycznych. Sposób ich eksploatacji nakłada na nie dodatkowe obciążenia. Statek łamiąc lód często porusza się rufą do przodu atakując zamrożoną krę kadłubem i pędnikami rozdrabniając ją (rys. 2.36). Muszą one być zbudowane dużo masywniej przewidując ich dodatkowe przeznaczenia.



Rys. 2.36. Pędnik gondolowy w rejonach arktycznych wykorzystywany jest do kruszenia kry [14].

Bardzo ważnym zagadnieniem przy tak dużej gęstości mocy i wirującej masie wirnika jest problem powstawania prądów w elementach pędnika (rys. 2.37 dotyczy to głównie pędników o dużych mocach). W takich przypadkach jeśli układ jest nieodpowiednio zabezpieczony dochodzi do wyskrzania się łożysk po pojawieniu się filmu smarnego izolującego panewki łożysk. Silniki takie pracują w trzech stanach: łożysko jest przewodnikiem przy małych prędkościach, opornikiem w momencie przyspieszania i jednocześnie zmniejszania się powierzchni styku w elementach łożyskujących oraz jako kondensator przy pełnym rozdzieleniu tych elementów olejem. W ostatnim przypadku w momencie powstania odpowiednio wysokiego napięcia dochodzi do przeskakiwania iskry i niszczenia bieżni łożysk. Powodem takiej sytuacji może być asymetria pola magnetycznego wynikająca z konstrukcji wirnika lub nieekranowane i niesymetryczne przewody zasilające. Przewody niesymetryczne i nieekranowane mogą indukować prądy w przewodzie izolującym powodując wcześniej opisane zjawisko. Powstające w ten sposób prądy mają niską częstotliwość. Oprócz nich mogą powstawać również prądy o częstotliwości wysokiej. Powstają one w wyniku pracy urządzeń sterujących prędkością obrotową silnika.

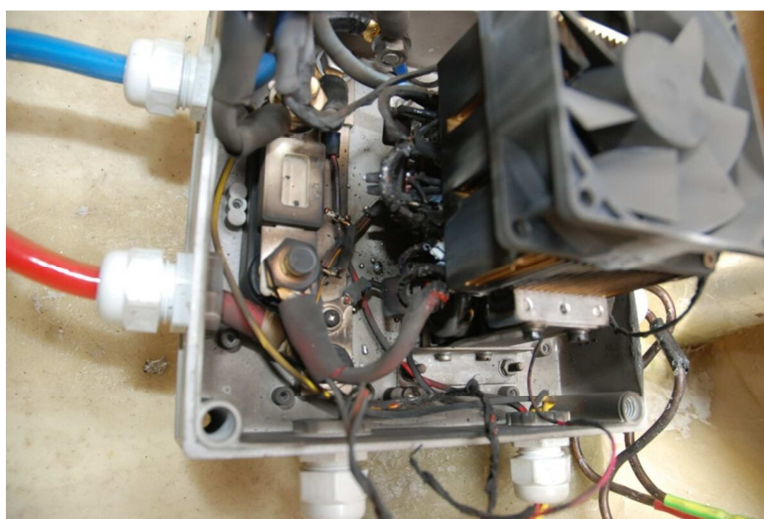




Rys. 2.37. Możliwe drogi rozchodzenia się prądów indukowanych w wirniku silnika [33].

Z problemem wyiskrzania łożysk udaje się walczyć dzięki odizolowaniu łożyska oporowego po przeciwnej stronie do śruby. Odizolowanie łożyska przy śrubie napędowej doprowadzało do przeskakiwania iskier z korpusu na śrubę. Bardzo istotne jest aby oprócz izolacji łożyska dobrane zostało odpowiednie uziemienie wału, tak by zabezpieczyć łożysko, także przed prądami o wysokiej częstotliwości [33]. W obecnych czasach jest to nadal spory problem.

Instalacja elektryczna jest o wiele bardziej wrażliwa na kontakt z wodą, a szczególnie wodą słoną. Jest to bardzo częsty przypadek w łodziach małej mocy, że rozszczerzenie obudowy lub źle przemyślany układ chłodzenia dopuszcza do zalania wodą słoną układów elektronicznych doprowadzając do ich zniszczenia (rys. 2.38), a czasem nawet pożaru jednostki.



Rys. 2.38. Spalony sterownik silnika łodzi regatowej w wyniku kontaktu z wodą słoną [68].

Udział w międzynarodowych regatach łodzi napędzanych energią słoneczną to sprawdzenie wszelkich układów w bardzo trudnych warunkach. Łodzie eksploatowane są do granic ich wytrzymałości a oprócz tego zdarzają się sytuacja typowo przypadkowe,

które dodatkowo zagrażają trwałości zainstalowanych podzespołów (rys. 2.39). Dzięki temu wszystkie zastosowane rozwiązania mogą zostać dokładnie sprawdzone i porównane z konkurencyjnymi.



*Rys. 2.39. Stan użębienia przekładni planetarnej po udeżeniu śrubą w podwodną przeszkodą dyskwalifikuje ją z dalszej eksploatacji.*

Od początku trwania tych regat głównym problemem łodzi budowanych na Politechnice Gdańskiej było chłodzenie układu napędowego i redukcja jego masy [27]. Początkowo stosowane rozwiązania z silnikiem BLDC umieszczonym nad powierzchnią wody i chłodzonym powietrzem nie zdało egzaminu. Silnik przegrzewał się tracąc swoje parametry. Dopiero umieszczenie go w zamkniętej gondoli wypełnionej olejem pozwoliło ustabilizować temperaturę pracy silnika na bezpiecznym poziomie (rys. 2.40). Silnik pracuje stabilnie, lecz czynnik chłodzący jakim jest olej generuje dodatkowe straty, które są kolejnym problemem do rozwiązania. Próba zmierzenia się z tym zadaniem jest tematem niniejszej rozprawy.



*Rys. 2.40. Pędnik gondolowy o mocy 600W po pierwszych testach w warunkach rzeczywistych. Olej wypełniający przestrzeń pędnika doskonale spełnił swoje zadanie odprowadzając ciepło z układu.*

### 3. Teza, cel i zakres pracy

Identyfikacja wpływu:

- własności czynnika chłodzącego,
- parametrów geometrycznych,
- parametrów eksploatacyjnych silnika elektrycznego,

na sprawność i bezpieczeństwo pracy podowego układu napędowego umożliwi wyznaczenie matematycznego zapisu tej zależności.

Zaproponowany model matematyczny pozwoli już na etapie projektowania dokonać wyboru właściwego czynnika chłodzącego i parametrów silnika dla zapewnienia bezpiecznej i relatywnie sprawnej eksploatacji napędu.

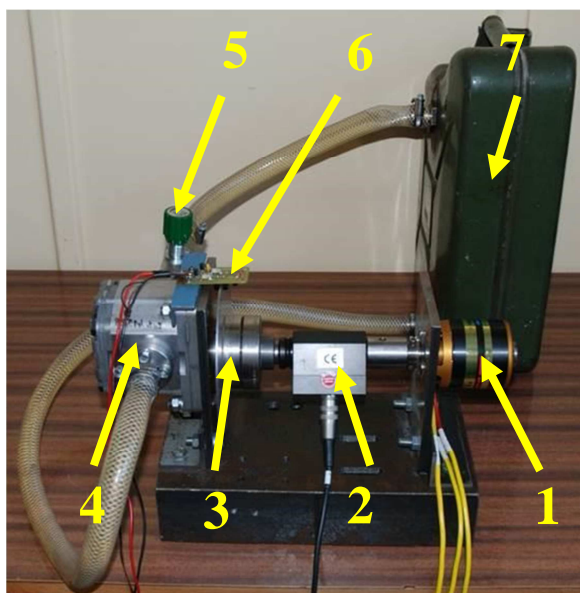
Celem pracy jest poznanie sprawności oraz procesu wymiany ciepła w układzie podowego pędnika z wysokomomentowym silnikiem elektrycznym małej mocy w zależności od zastosowanego czynnika chłodzącego oraz parametrów pracy układu.

Praca objęła część eksperymentalną i teoretyczną. W ramach badań eksperymentalnych, na dwóch stanowiskach badawczych zbadano wpływ rodzaju czynnika chłodzącego na proces wymiany ciepła między silnikiem elektrycznym a otoczeniem oraz jego sprawność. Część teoretyczna pracy obejmowała analizę wyników, oraz przygotowanie modelu obliczeniowego układu napędowego opisującego jego sprawność.

## 4. Badania eksperymentalne

### 4.1. Opis wyspecjalizowanego stanowiska badawczego.

Stanowisko pomiarowe do badania układów napędowych małych mocy powstało w 2007 na potrzeby badań silników stosowanych w łodziach regatowych zasilanych energią słoneczną (rys. 4.1). Stanowisko musiało spełniać szereg wymogów postawionych w tamtym czasie. Podstawowym celem było wykreślenie charakterystyki silnika elektrycznego oraz zbadanie sprawności układu w zależności od obciążenia. Stanowisko musiało posiadać możliwość zasilania silnika napięciem stałym o wartości 24V oraz umożliwić płynne obciążenie silnika momentem do 4Nm.

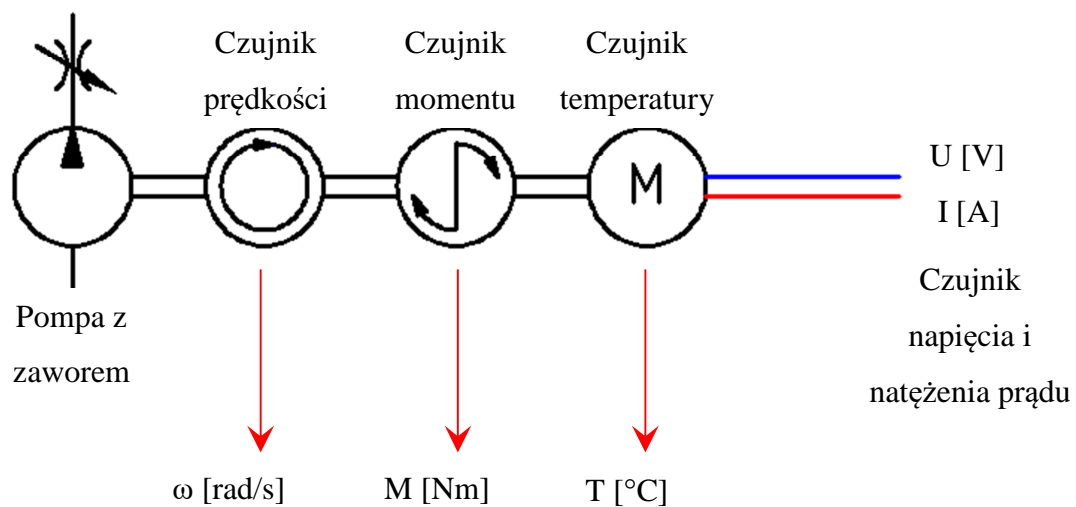


Rys. 4.1. Stanowisko do badań silników elektrycznych o małych mocach. 1. badany silnik elektryczny; 2. momentomierz; 3. sprzęgło kłowe; 4. pompa hydrauliczna zębata; 5. zawór dławiący; 6. czujnik prędkości obrotowej; 7. zbiornik oleju.

Podczas takich badań bardzo ważne jest, aby dokładnie określić moc mechaniczną generowaną przez układ oraz moc elektryczną dostarczoną do urządzenia elektrycznego. Jako obciążenie postanowiono zastosować pompę hydrauliczną z zaworem dławiącym. Dla prędkości obrotowych z zakresu 10 do 30 obr/s doskonale zdawała egzamin jeśli chodzi o badania krótkotrwałe. Długotrwałe obciążanie silników powodowało znaczny wzrost temperatury oleju zmieniając jego lepkość, co powodowało spadek ciśnienia na dławieniu w układzie do wywierania obciążenia.

Układ pomiarowy obejmował badany silnik wraz ze sterownikiem, połączony za pomocą sprzęgła momentomierz, czujnik prędkości obrotowej oraz pompę hydrauliczną

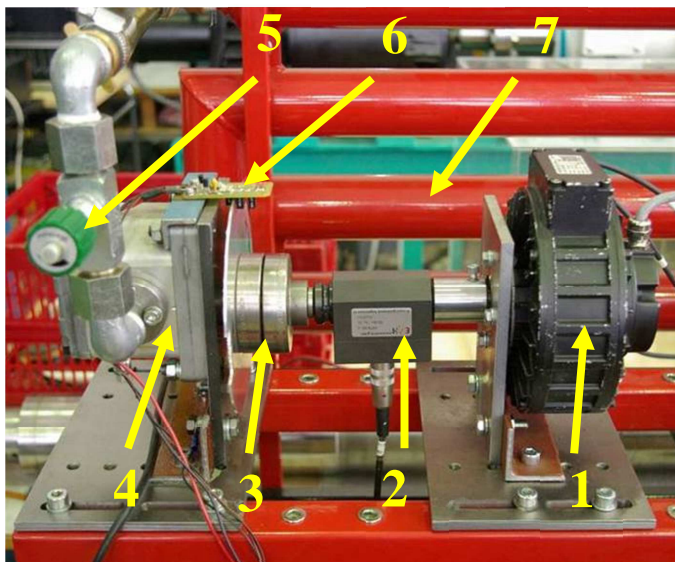
z zaworem dławiącym na wyjściu. Parametry potrzebne do oszacowania mocy mechanicznej badanego układu (silnik wraz z regulatorem oraz przekładnią) dostarczały czujniki momentu oraz prędkości obrotowej, Moc elektryczna potrzebna do oszacowania sprawności układu określana była na podstawie pomiaru napięcia i natężenia prądu na zaciskach zasilających układ. Celowo postanowiono badać układ napędowy jako całość, czyli silnik wraz ze sterownikiem, gdyż podczas prac nad napędem interesowano się sprawnością ogólna napędu, a badane silniki dostarczane były z dedykowanym sterownikiem. Specyfika pracy i zasilania silników bezszczotkowych bardzo utrudnia dokładne określenie napięcia i natężenia prądu bezpośrednio w zaciskach silnika. Parametry elektryczne są tam bowiem bardzo niestabilne i posiadają liczne zakłócenia. Z tego względu napięcie mierzone było wprost na zaciskach sterownika natomiast natężenie prądu za pomocą pętli prądowej. Dodatkowo cały czas kontrolowano temperaturę silnika elektrycznego aby nie doprowadzić do przegrzania układu. Sposób pomiaru przedstawia rys. 4.2.



Rys. 4.2. Schemat stanowiska do badań napędów elektrycznych łodzi.

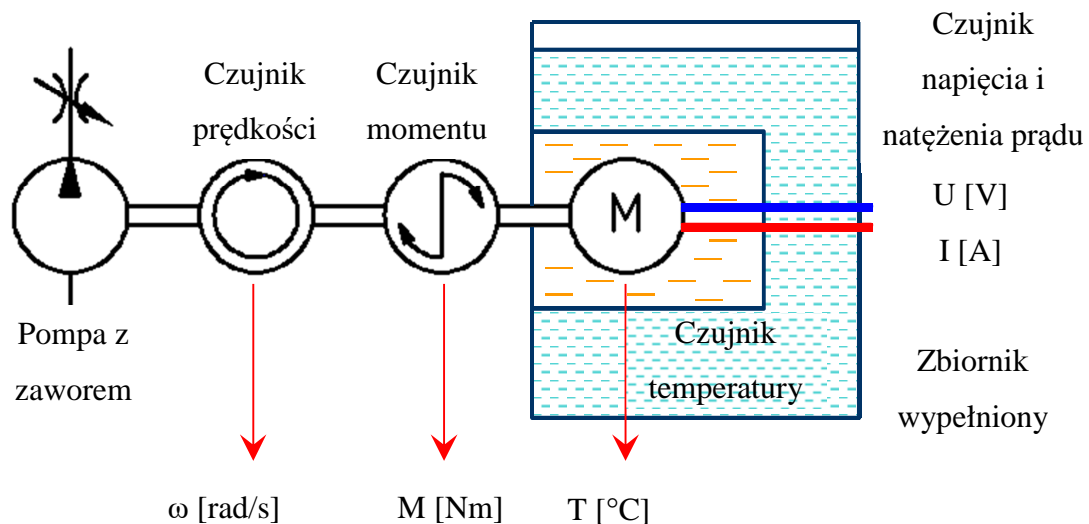
Z czasem potrzeby pomiarowe bardzo szybko rosły, a małe stanowisko pomiarowe nie pozwalało na dużą różnorodność prowadzonych pomiarów oraz na przetworzenie i zmagazynowanie dużej ilości danych pomiarowych. Mała objętość oleju nie pozwalała również na prowadzenie długich badań. Postanowiono zbudować nowe stanowisko z zamiarem kontynuowania prac nad układami napędowymi oraz rozwijaniem tematu w kierunku pracy doktorskiej (rys. 4.3). Zaprojektowano i zbudowano stanowisko pozwalające na obciążanie układów napędowych do mocy 6 kW (najmocniejszy układ

napędowy badany na stanowisku). Układ obciążenia silnika pozostał hydrauliczny, ale rozbudowano zbiornik oleju w formie chłodnicy powietrzno-wodnej. Dzięki takiemu zabiegowi znacząco wydłużył się czas przeprowadzania badań oraz stabilność układu obciążania.

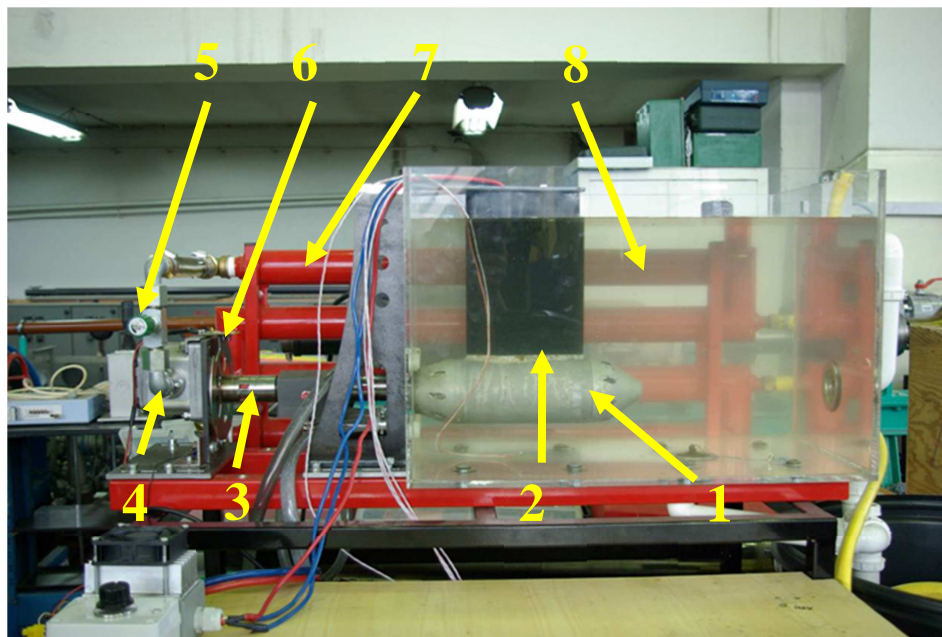


Rys. 4.3. Stanowisko do badań napędów elektrycznych łodzi. 1. badany silnik elektryczny; 2. momentomierz; 3. sprzęgło kłowe; 4. pompa hydrauliczna zębata; 5. zawór dławiący; 6. czujnik prędkości obrotowej; 7. zbiornik oleju - chłodnica.

Stanowisko pomiarowe pozwala na badania różnorodnych układów napędowych. Możliwy jest pomiar mocy silnika elektrycznego, silnika z przekładnią redukcyjną, lub kompletnego pędnika montowanego w łodzi. Do celów badawczych wyposażono również stanowisko w zbiornik z wodą do chłodzenia układu gondolowego w sposób możliwie najbardziej odpowiadający rzeczywistemu (rys. 4.4 oraz rys. 4.5). Dzięki temu możliwy jest pomiar parametrów pracy układu napędowego z pędnikiem zanurzonym w wodzie niestojącej. Do chłodzenia układu wykorzystywano wodę słodką o temperaturze otoczenia (około 19<sup>0</sup>C) o objętości 0,15 m<sup>3</sup>. Taka ilość wody zapewniała chłodzenie pędnika oraz utrzymanie stałych warunków pracy. Jedyną różnicą w stosunku do układu rzeczywistego to brak śruby napędowej, a co za tym idzie również brak zakłóceń w przepływie wody wywołanych jej pracą.



Rys. 4.4. Schemat stanowiska do badań napędów elektrycznych łożni wyposażone w zbiornik z wodą. Pędnik wypełniony olejem.



Rys. 4.5. Stanowisko do badań napędów elektrycznych łożni wyposażone w zbiornik z wodą w której zanurzono pędnik wypełniony olejem. 1. badany pędnik elektryczny; 2. momentomierz; 3. sprzęgło kłowe; 4. pompa hydrauliczna zębata; 5. zawór dławiący; 6. czujnik prędkości obrotowej; 7. zbiornik oleju – chłodnica; 8. zbiornik z wodą chłodzącą pędnik.

W konstrukcji stanowiska można wyszczególnić kilka zespołów, które mocuje się do ramy w dowolnej konfiguracji w zależności od potrzeb badawczych. Rama posiada płynną regulację mocowanych podzespołów. Główne podzespoły stanowiska to:

- Badany układ napędowy z zasilaniem w skład którego wchodzi silnik, silnik z przekładnią lub kompletny pędnik, sterownik silnika oraz zespół akumulatorów zasilających układ.
- Zespół obciążania momentem obrotowym badanego układu napędowego. W jego skład wchodzi pompa hydrauliczna zębata, zawór dławiący do regulacji wielkości zadanego obciążenia, przewody oraz zbiornik w formie chłodnicy olejowej. Olej pompowany jest w obiegu zamkniętym, a ciśnienie panujące w układzie z wyjątkiem krótkiego odcinka pomiędzy pompą a zaworem dławiącym jest atmosferyczne.
- Układ do rejestracji mocy mechanicznej, składający się z momentomierza o zakresie pomiarowym 0-20 Nm oraz optycznego czujnika prędkości obrotowej własnej konstrukcji, który na jeden obrót wału generuje jeden impuls napięciowy.
- Układ do rejestracji mocy elektrycznej w skład którego wchodzi zaciski do pomiaru napięcia zasilającego sterownik oraz przekładnik prądowy LEM LAH 100-P 100A / 50mA do pomiaru natężenia prądu w przewodzie zasilającym sterownik po stronie dodatniej.
- Opcjonalnie w skład stanowiska wchodzi także układ do chłodzenia badanego napędu. Zbudowany jest on z dwóch zbiorników. Pierwszy zbiornik umieszczony jest na łożu pomiarowym i wewnątrz niego zamocowany jest badany pędnik. Poziom wody utrzymywany jest na stałej wysokości dzięki odpowiedniemu poprowadzeniu przewodów wylotowych ze zbiornika. Drugi zbiornik stoi obok stanowiska pomiarowego i jest magazynem wody chłodzącej. Zbiorniki połączone są ze sobą przewodami oraz pompą elektryczną zasilającą w wodę pierwszy zbiornik i zapewniającą stały przepływ wody wokół pędnika.

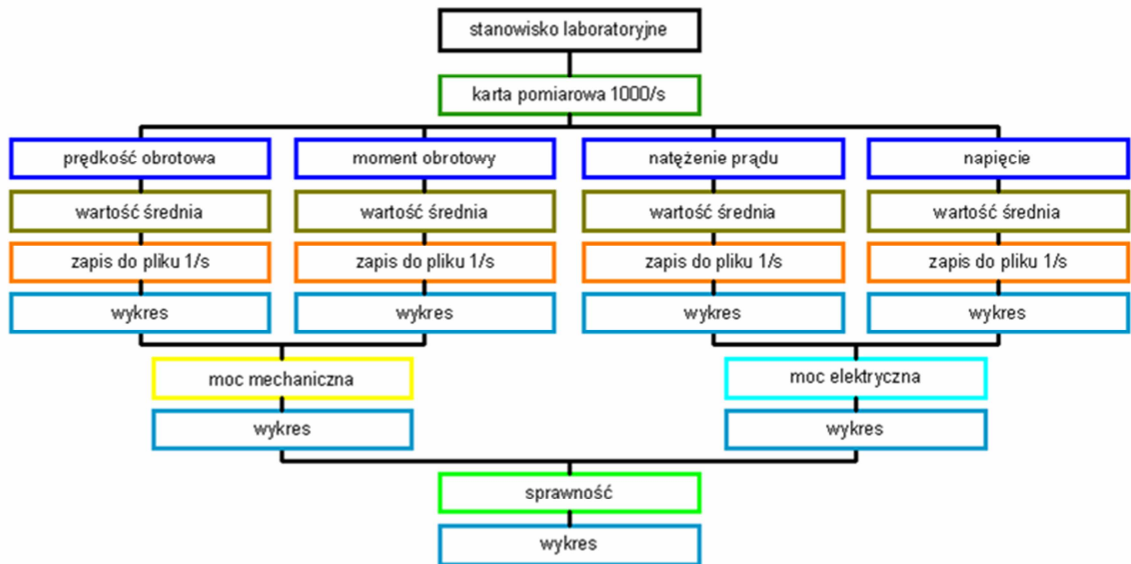
Stanowiska badawcze doktorant zaprojektował i wykonał samodzielnie.

## **4.2. Akwizycja danych i kalibracja torów pomiarowych**

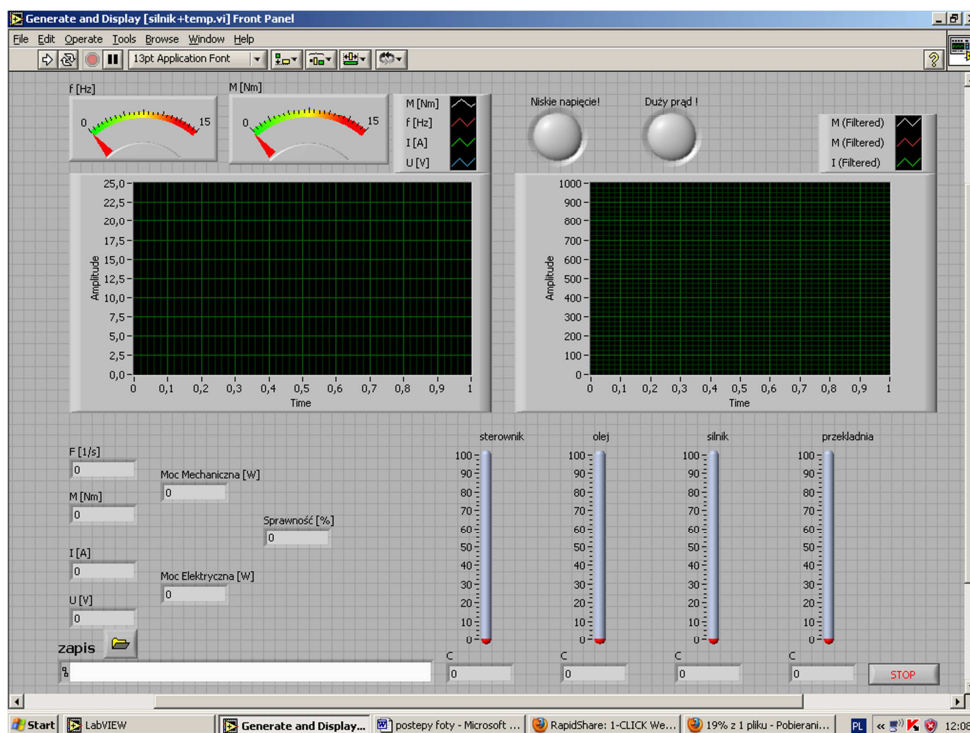
Akwizycję prowadzono za pomocą uniwersalnej karty pomiarowej NI PCI-6035 oraz środowiska LabView. Program rejestrujący wszystkie parametry oraz przedstawiający je w czasie rzeczywistym został wykonany samodzielnie. Spełniał dzięki temu wszystkie założenia i potrzeby pomiarowe wynikające z charakteru prowadzonych badań. Mierzone przez program parametry to sygnały napięciowe z zakresu -5 : 5 [V]. W celu ograniczenia wpływu zakłóceń pomiarowych w programie zastosowano filtry aby uzyskać możliwie stabilny pomiar określonego parametru. Program pozwalał na bieżąco wyświetlać każdy



mierzony parametr dzięki operacjom matematycznym przeprowadzającym przez program w czasie rzeczywistym. Dzięki temu możliwe było przeprowadzenie badań dla różnych czynników chłodzących oraz prędkości obrotowych przy zachowaniu stałej wartości momentu obrotowego i prędkości obrotowej.



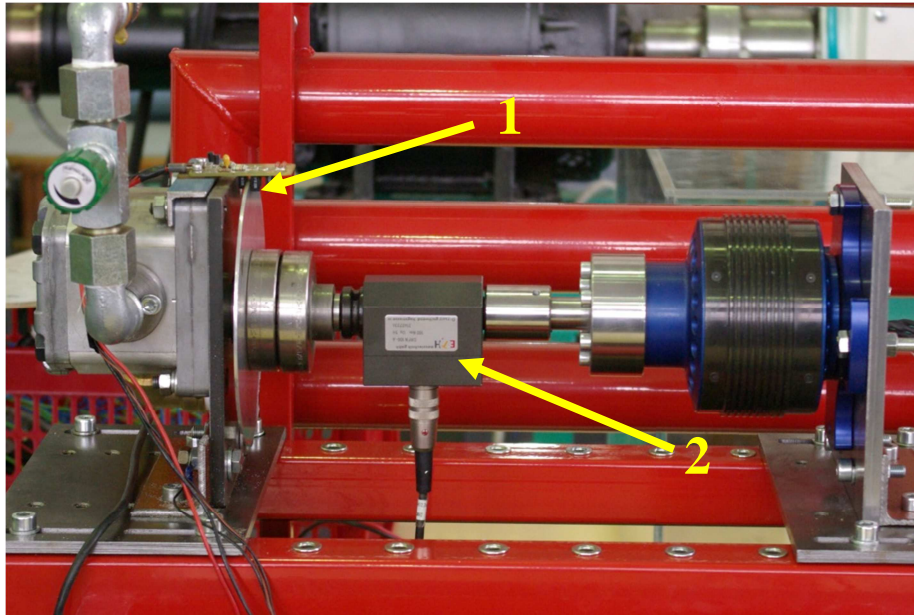
Rys. 4.6. Schemat blokowy programu do akwizycji danych.



Rys. 4.7. Panel sterujący programu do rejestracji parametrów pracy.

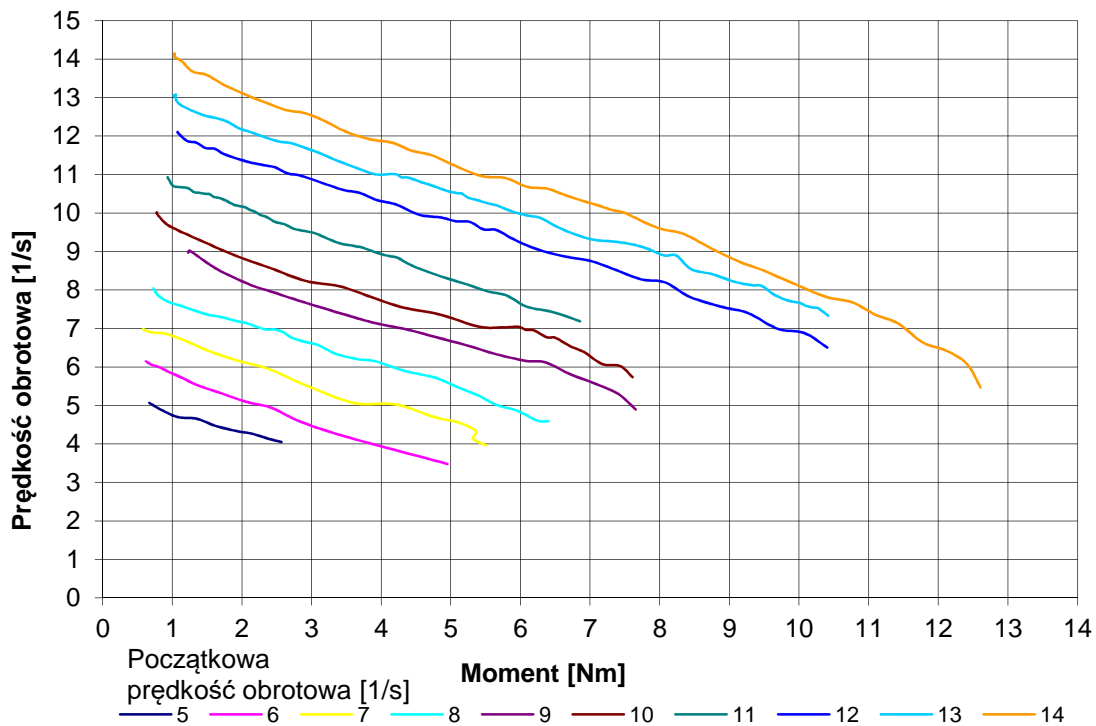
#### 4.2.1. Testy i kalibracja układu do pomiaru mocy mechanicznej

Do pomiaru mocy mechanicznej wykorzystano momentomierz obrotowy o zakresie pomiarowym 0-20 [Nm] z wyjściem napięciowym. Ze względu na przekroczenie wartości dopuszczalnej napięcia mierzonej przez kartę pomiarową zastosowano dodatkowo dzielnik napięcia złożony z dwóch oporników precyzyjnych obniżając tym samym napięcie mierzone dwukrotnie. Czujnik prędkości obrotowej został zbudowany specjalnie na potrzeby stanowiska. Zasada jego działania opiera się na generowaniu impulsu napięciowego w przypadku pojawienia się szczeliny w tarczy zamocowanej na sprzęgle kształtowym. Częstotliwość pojawiania się impulsu odpowiada częstotliwości obrotowej wału śrubowego. Aby poprawnie przeprowadzić operacje matematyczne mające na celu obliczenie mocy mechanicznej niezbędne było odpowiednie przekształcenie sygnału w postaci częstotliwości na sygnał napięciowy o wartości tejże częstotliwości. Operacje te przeprowadzono w programie posługując się odpowiednimi blokami. Najpierw obliczano częstotliwość a następnie generowano wirtualny impuls o tej samej wartości z częstotliwością próbkowania odpowiadającą pozostałym kanałom mierzącym sygnały ustabilizowane. Ze względu na prawidłowy odczyt prędkości obrotowej częstotliwość próbkowania wszystkich sygnałów ustalono na 1[kHz] Następnie w celu uproszczenia obróbki danych oraz zmniejszenia rozmiarów plików danych wszystkie kanały pomiarowe były uśredniane do 1[s]. Urządzenie do pomiaru momentu obrotowego zostało skalibrowane przez producenta a dodatkowo odczyty skonfrontowano z wynikami pomiarów z wykorzystaniem innego momentomierza. Czujnik prędkości obrotowej również został sprawdzony dodatkowym tachometrem ręcznym z pomiarem kontaktowym. Momentomierz oraz czujnik prędkości obrotowej zasilano ze stabilnych i odizolowanych źródeł zasilania w postaci akumulatora 12 [V] oraz baterii o napięciu 4,5 [V].



Rys. 4.8. Elementy do pomiaru mocy mechanicznej. Czujnik prędkości obrotowej (1.) oraz czujnik momentu obrotowego (2.).

Po skompletowaniu elementów przeprowadzono szereg prób, mających na celu wyznaczenie charakterystyk kilku silników (rys. 4.8). Pozwoliło to na doprecyzowanie pomiarów oraz ostateczną kalibrację torów pomiarowych oraz filtrów zastosowanych w programie.

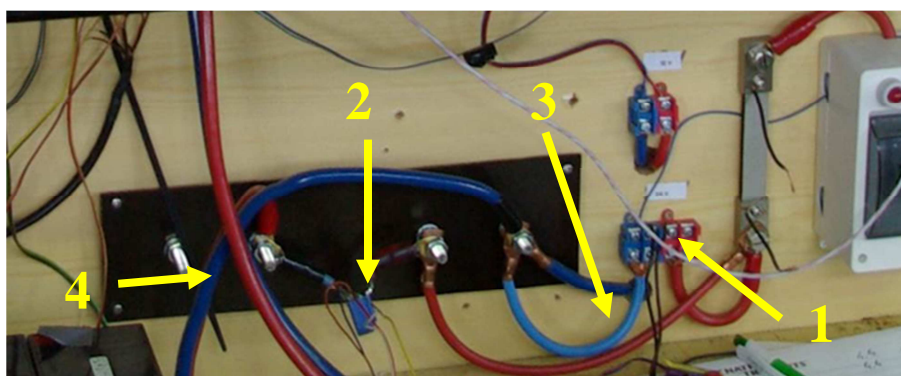


Wykres 4.1. Zależność prędkości obrotowej od obciążenia. Kolory przyporządkowane do początkowej prędkości obrotowej silnika.

Na wykresie powyżej (wykres 4.1) przedstawiono próby obciążeniowe silnika typu *outrunner*. Jest to wykres prędkości obrotowej w funkcji momentu. Próbę rozpoczynano bez obciążenia, ustalając kolejne prędkości obrotowe. Minimalny początkowy moment obrotowy wynika z oporów generowanych przez pompę hydrauliczną z otwartym zaworem dławiącym. Następnie zwiększano obciążenie do momentu utraty stabilnej pracy układu.

#### 4.2.2. Testy i kalibracja układu do pomiaru mocy elektrycznej

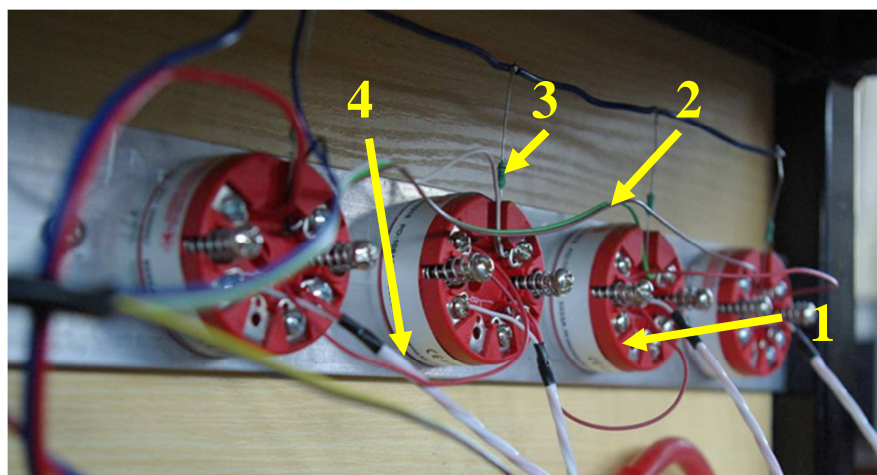
Moc elektryczna wyznaczona została na podstawie napięcia oraz natężenia prądu w przewodach zasilających sterownik. Jest to więc moc elektryczna dostarczona do kompletnego układu napędowego. Układ zasilany był z baterii akumulatorów o napięciu nominalnym 24[V]. Były to dwa akumulatory ołowiane o pojemności 100[Ah] i napięciu 12[V] połączone szeregowo. Źródło takie było stabilne, nie wprowadzało zakłóceń i zapewniało minimalny spadek napięcia w trakcie prowadzenia badań. Baterie ładowano przed każdym pomiarem. Napięcie na zaciskach zasilających było wartością mierzoną przez kartę pomiarową po podzieleniu go przez dzielnik napięcia (zbudowany z oporników precyzyjnych) w celu obniżenia napięcia do wartości dopuszczalnej przez kartę pomiarową. Natężenie prądu rejestrowane było dzięki przekładnikowi prądowemu firmy LEM: LAH 50-P o przełożeniu 1:2000. Dla prądu 100[A] sygnał z urządzenia wynosił 50[mA]. Po przejściu sygnału przez precyzyjny opornik otrzymano sygnał napięciowy liniowo zależny od prądu przepływającego przez przewody zasilające (rys. 4.9). Przy wykorzystaniu oscyloskopu skalibrowano oba sygnały napięciowe i wyznaczono odpowiednie współczynniki dzięki którym w programie Lab View uzyskano wartości rzeczywiste napięcia i natężenia prądu potrzebne do wyznaczenia mocy elektrycznej.



Rys. 4.9. Elementy do pomiaru mocy elektrycznej. Punkty pomiarowe napięcia (1), przekładnik prądowy(2), przewody zasilające (3) oraz do sterownika(4).

### 4.2.3. Testy i kalibracja układu do pomiaru temperatury

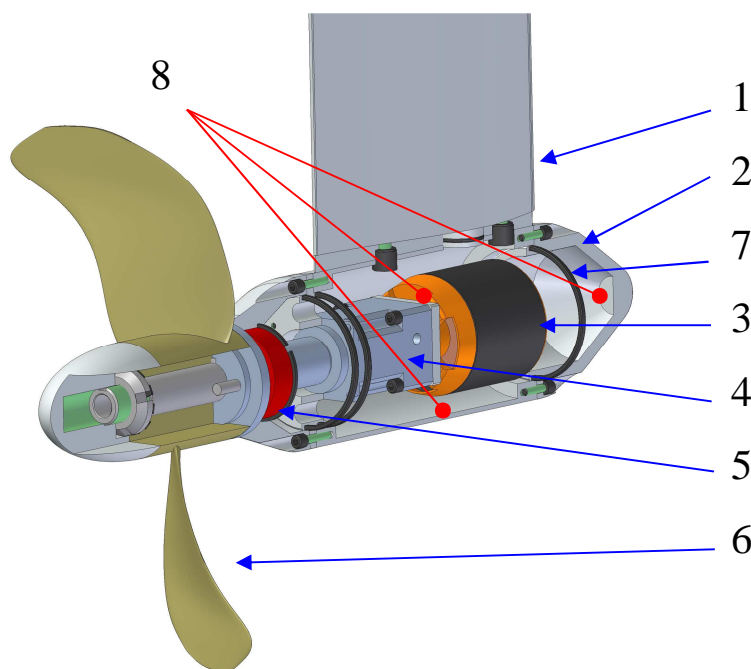
Układ do pomiaru temperatury składał się z czterech czujników pt100 oraz przetworników temperatury 0-100 °C/4-20 mA. Sygnał prądowy pochodzący z przetworników podawany był na oporniki precyzyjne i mierzono na nich spadek napięcia, który był rejestrowany przez kartę. Przetworniki zasilane były z odizolowanego źródła energii w postaci akumulatora 12V. Trzy czujniki przeznaczono do pomiaru temperatury wewnątrz gondoli (rys. 4.11) a jeden do pomiaru wody w zbiorniku. Kalibracja układu polegała na jednoczesnym pomiarze kilku temperatur i ustaleniu odpowiednich współczynników dla każdego z czujników celem uzyskania jednakowej temperatury na każdym kanale pomiarowym.



Rys. 4.10. Elementy do pomiaru temperatury. Przetworniki temperatury (1), przewody do karty pomiarowej (2), oporniki precyzyjne (3), przewody czujników pt100 (4)

### 4.3. Opis badanego układu napędowego

Badany pędnik został zaprojektowany i zbudowany przez autora. Powstał w odpowiedzi na zapotrzebowanie na układ napędowy do łodzi regatowej budowanej, na wyścigi łodzi solarnych, przez studentów Politechniki Gdańskiej. Pozwalał on uzyskiwać prędkość średnią około 12 km/h przez łódź o długości 6m oraz masie własnej 220 kg. Dzienny dystans pokonywany w trakcie regat sięgał 60 km.



Rys. 4.11. Przekrój przez badany pędnik. Oznaczenia: 1 – kolumna obrotowa; 2 – gondola; 3 – silnik elektryczny; 4 – przekładnia planetarna; 5 – łożysko toczne; 6 – śruba stała; 7 – pierścień uszczelniający typu „O”; 8 – rozmieszczenie czujników temperatur [25].

Na Rys. 4.11 przedstawiono przekrój przez zaprojektowany pędnik. Konstrukcja jego nieco różni się od pędników dużej mocy. Zastosowano tu, bowiem planetarną przekładnię zębatą redukcyjną umieszczoną współosiowo między silnikiem a śrubą stałą. W przedstawionym pędniku zastosowano wysokomomentowy silnik bezszczotkowy BLDC Axi 5345 czeskiej firmy MODEL MOTORS Ltd o parametrach [69]:

- średnica zewnętrzna/długość silnika - 63 mm/81mm;
- masa silnika – 995 g;
- moment nominalny - 4.5 Nm;
- Producent określa sprawność silnika - max. 94%;
- prąd max. - 75A w czasie 30s;
- chwilowe przeciążenie silnika zasilanego napięciem 24V - 1800W mocy elektrycznej;

Pędnik eksploatowany był w zakresie mocy 300W - 650W mocy mechanicznej. Bardzo podobny silnik tego samego producenta został również przebadany i opisany w pracy [70]. Sterownik zasilający silnik został dobrany zgodnie z zaleceniami producenta. Wybrano sterownik JETI ADVANCE 90 PRO OPTO. Sposób zasilania silnika BLDC również ma wpływ na jego temperaturę i sprawność [71]. Zalecenia producenta uznano za najlepszą możliwą konfigurację. W ramach prowadzonych badań stosowano zawsze dedykowany

przez producenta sterownik. Pędnik ze względu na prędkość obrotową silnika został wyposażony w przekładnię planetarną AB042 firmy APEX o parametrach [59]:

- przełożenie - 3:1;
- nominalnym moment wyjściowy 20 Nm;

W celu wyznaczenia sprawności tego silnika wraz ze sterownikiem przeprowadzono badania zespołu na specjalnie przygotowanym i opisanym wcześniej stanowisku laboratoryjnym. Badania te umożliwiły wyznaczenie charakterystyk sprawności w funkcji obciążenia i prędkości obrotowej wału śrubowego.

#### 4.3.1. Zastosowane czynniki chłodzące.

Pewien czas rozważano zastosowanie różnych czynników chłodzących. W literaturze udało znaleźć się jedynie opis zależności i wpływu ciśnienia na straty silnika głębinowego [72]. Według autorów pracy [73] różnica w sprawności silników elektrycznych głębinowych pracujących w oleju i bez jest niewielka. Wynika to głównie z konstrukcji takiego silnika. W badaniach opisanych w niniejszej pracy zastosowano silnik, który nie miał specjalnie poszerzanej szczeliny między wirnikiem i stojanem i nie został specjalnie dostosowany do pracy głębinowej. W związku z tym spodziewany wpływ zastosowania innych czynników chłodzących niż powietrze był większy. W ramach pracy sprawdzono wpływ na sprawność ogólną układu następujących czynników:

Tabela 4.1 Przebadane czynniki chłodzące. Wartości dla 20°C.

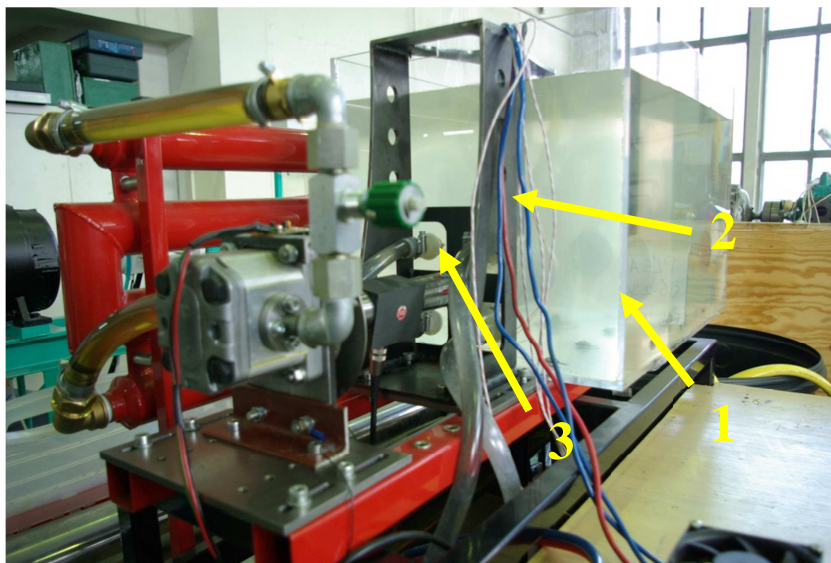
Czynnik chłodzący	Gęstość kg/m <sup>3</sup>	Lepkość kinematyczna mm <sup>2</sup> /s	Opis w pracy
Statoil SPINWAY XA 10	891,0	20,0	<i>Olej o mniejszej lepkości</i>
Castrol MAGNATEC	849,0	145,0	<i>Olej o większej lepkości</i>
Powietrze	1,2	15,4	<i>Powietrze</i>
Woda słodka	997,8	0,9	<i>Woda</i>

Źródło: [74], [75].

Pod względem sprawności układu i oporów ruchu wirnika korzystnym mogło wydawać się umieszczenie silnika w próżni. Niestety do prawidłowej pracy silnika elektrycznego wymagane są cząsteczki substancji otaczającej pracujący silnik, których zadaniem będzie odebranie energii cieplnej z uzwojenia. Silnik pracujący w warunkach próżniowych uległby bardzo szybko zniszczeniu [76]. Mimo tego rozważano możliwość wykonania takiej próby, która ze względów konstrukcyjnych nie została ostatecznie przeprowadzona.

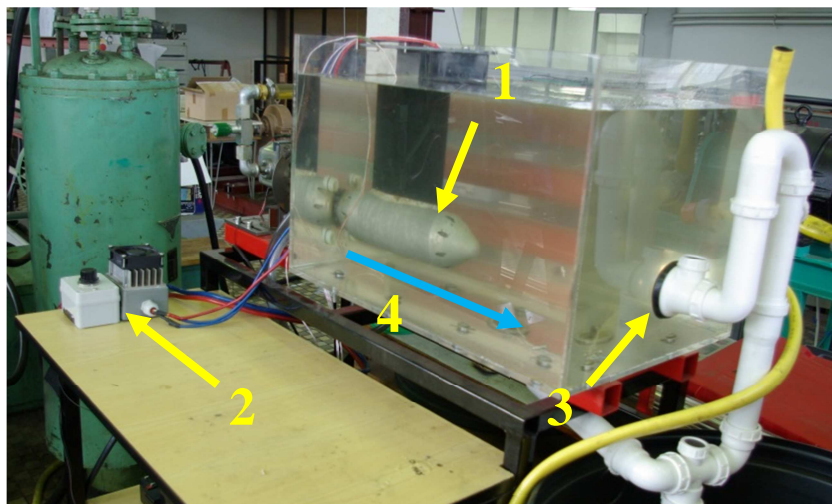
#### 4.4. Opis warunków pracy

Warunki pracy symulowane na stanowisku pomiarowym były dostosowywane w zależności od potrzeb. Układ zastosowanych rozwiązań pozwala na symulację pracy kompletnego pędnika z pominięciem skrzydeł śruby napędowej. Pędnik został zanurzony w specjalnym zbiorniku na stanowisku. Pompa hydrauliczna obciążająca oraz urządzenia pomiarowe znajdowały się poza zbiornikiem. Woda zastosowana do chłodzenia pędnika była słodka w temperaturze około 19°C. Ilość wody zgromadzonej w zbiorniku pomiarowym to około 80l a całej wody w układzie 200l. Specjalnie zaprojektowany zbiornik pozwalał na utrzymywanie wody na stałym poziomie jej ruch w rejonie gondoli pędnika oraz wymianę z wodą zgromadzoną w zbiorniku głównym (rys. 4.12 oraz rys. 4.13). Woda w układzie nie była podgrzewana ani chłodzona w czasie pomiaru i doprowadzana była do zbiornika pomiarowego w rejonie wału śrubowego. Odprowadzenie wody chłodzącej znajdowało się po przeciwnej stronie zbiornika w osi wału śrubowego.



Rys. 4.12. Stanowisko pomiarowe z pędnikiem zanurzonym w wodzie. 1. zbiornik wody chłodzącej w którym zanurzono badany pędnik; 2. rama utrzymująca kolumnę pędnika; 3. miejsca doprowadzenia wody do zbiornika.





*Rys. 4.13. Stanowisko pomiarowe z pędnikiem zanurzonym w wodzie. 1. badany pędnik gondolowy; 2. sterownik silnia; 3. miejsce odprowadzenia wody z układu; 4. kierunek przepływu wody.*

Układ obciążany był w zakresie 300 do 650 W mocy mechanicznej mierzonej za pomocą momentomierza oraz czujnika prędkości obrotowej. Dla jednakowej mocy mechanicznej przeprowadzono próby w zakresie prędkości obrotowej wału śrubowego w przedziale od 10 do 17,5 obr/s. Był to zakres prędkości obrotowych możliwych do uzyskania dla większości badanych zakresów mocy mechanicznej oraz zastosowanych czynników chłodzących.

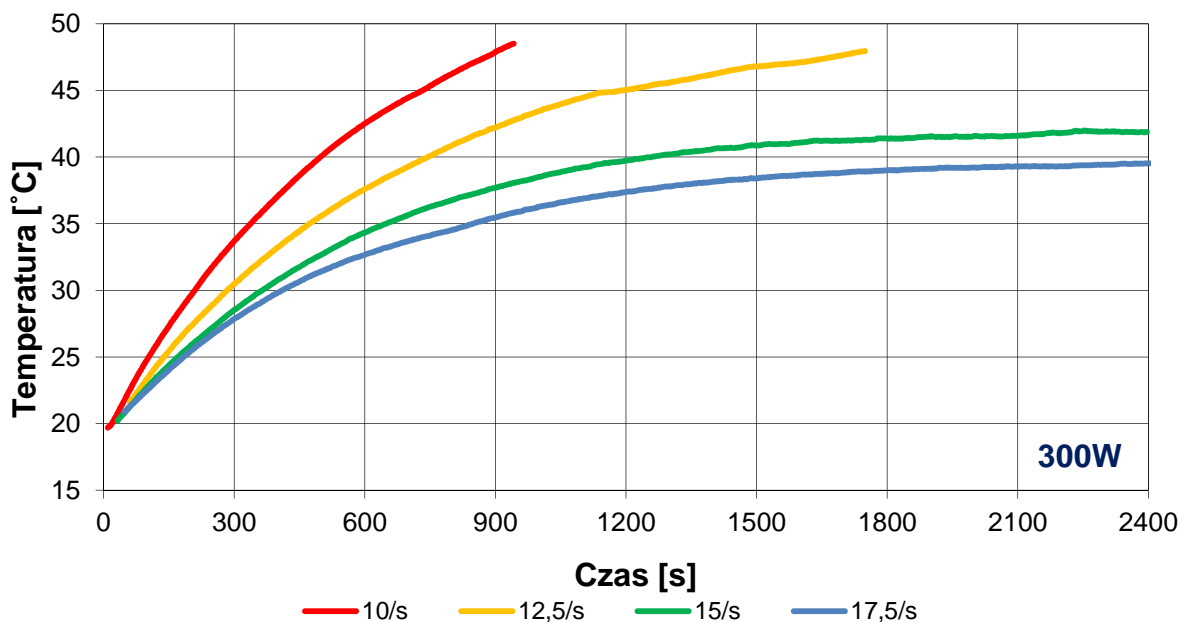
## **5. Prezentacja wyników eksperymentu**

Badania przeprowadzono dla pędnika gondolowego o mocy maksymalnej 650 W. Głównym celem badań było określenie sprawności, wartości oraz czasu stabilizacji temperatur poszczególnych podzespołów napędu a przede wszystkim silnika. Przeprowadzono szereg pomiarów dla różnych stanów obciążeń oraz prędkości obrotowych pędnika wypełnionego powietrzem, olejem o bardzo małej lepkości stosowanym do wysokoobrotowych łożysk, olejem o dużej lepkości oraz wodą i powietrzem. Efektem tych pomiarów jest pozyskanie wiedzy na temat wymienionych wyżej parametrów. Podczas pomiarów rejestrowano temperaturę wody opływającej pędnik, temperaturę czynnika wewnątrz gondoli pod silnikiem oraz przed silnikiem. Ze względu na dużą ilość zgromadzonych danych przedstawiono tylko najważniejsze wykresy temperatury uzwojenia silnika oraz sprawności energetycznej układu.

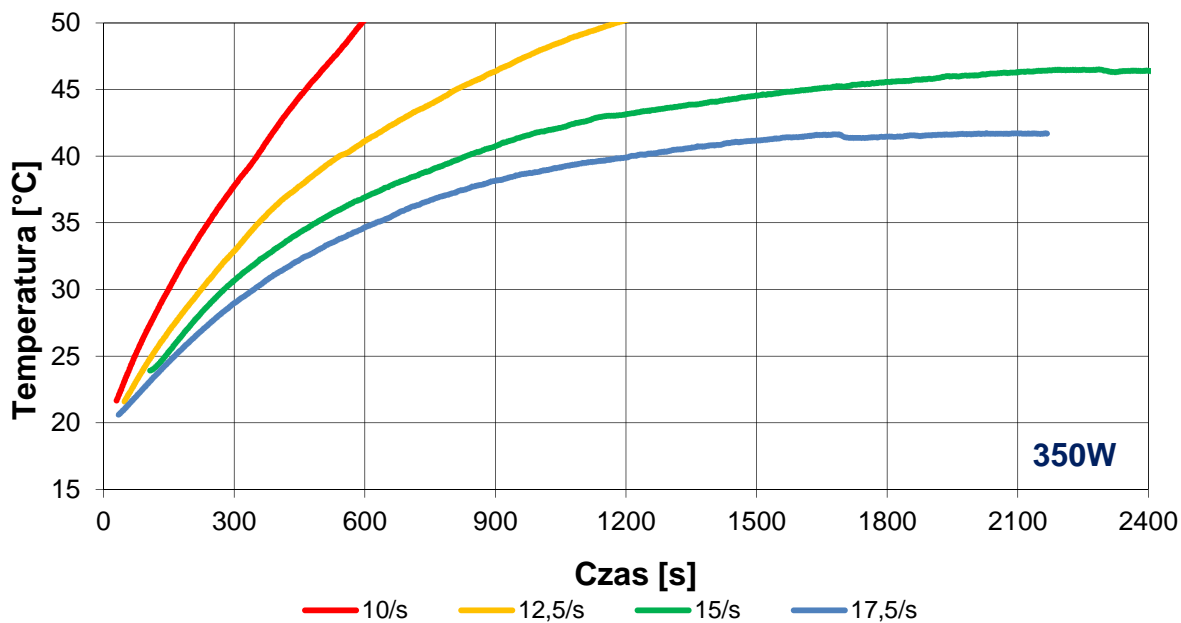
### **5.1. Silnik chłodzony powietrzem**

Pierwszym z zastosowanych czynników chłodzących było powietrze, które ze względu na niski współczynnik lepkości oraz małą gęstość mógł zapewnić najwyższą sprawność układu.

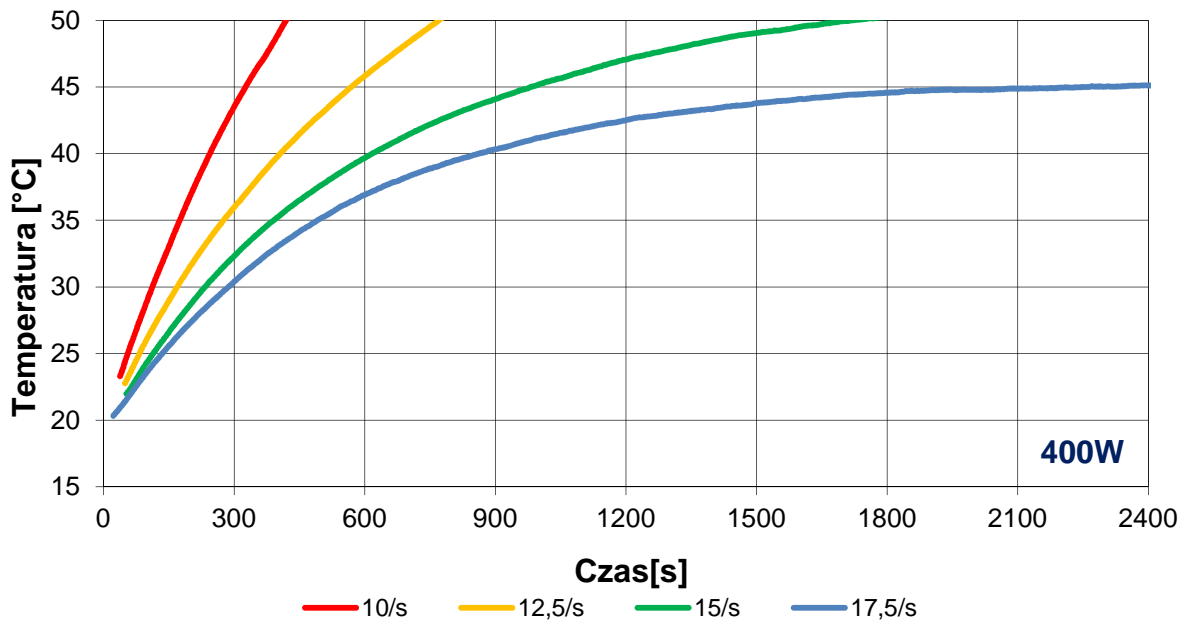
### 5.1.1. Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



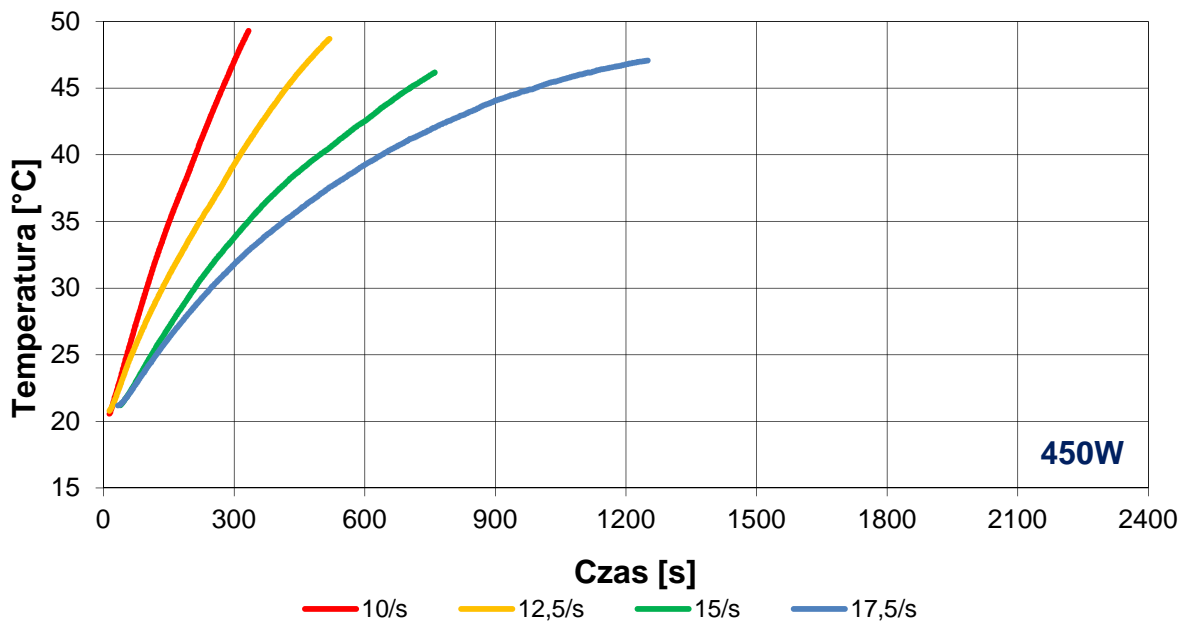
Wykres 5.1. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$



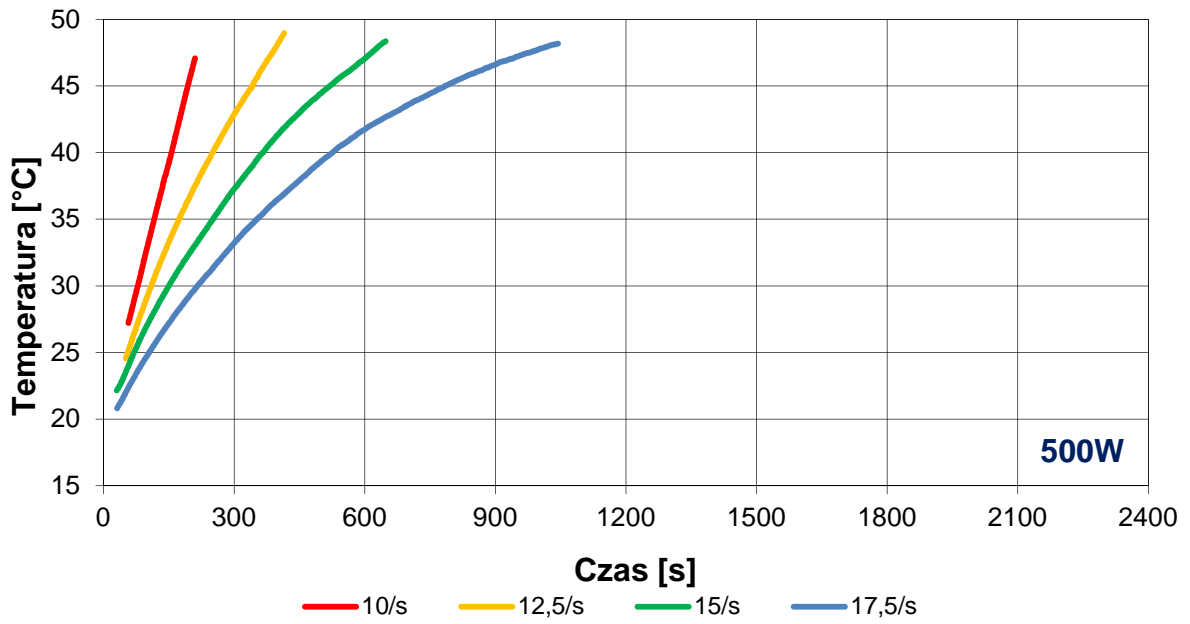
Wykres 5.2. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$



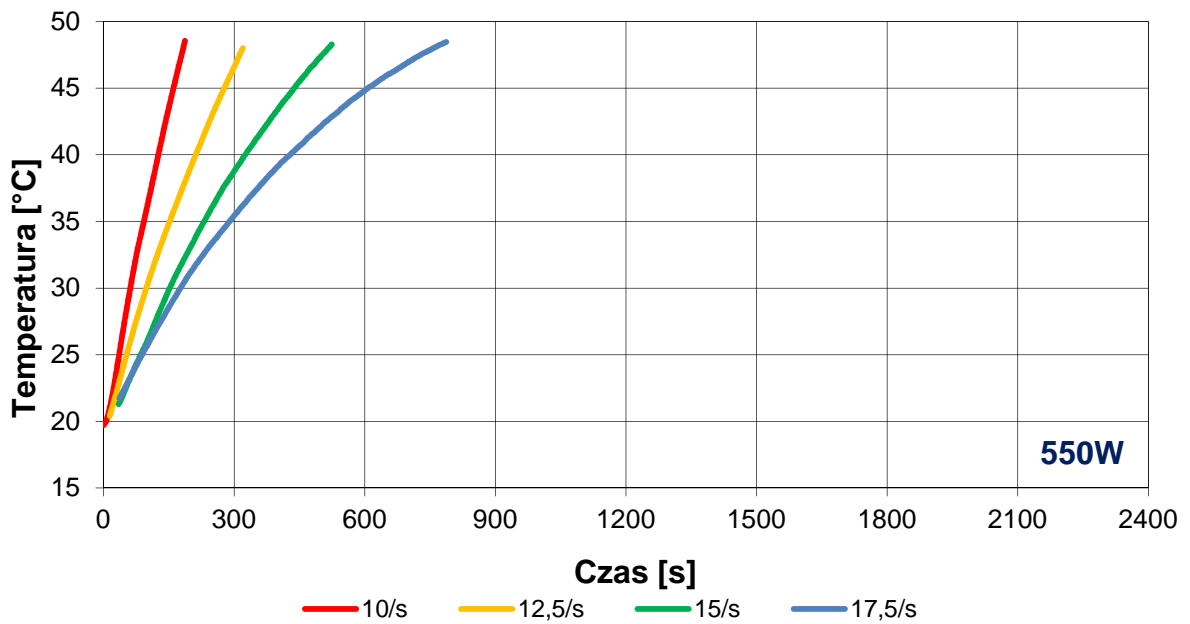
Wykres 5.3. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



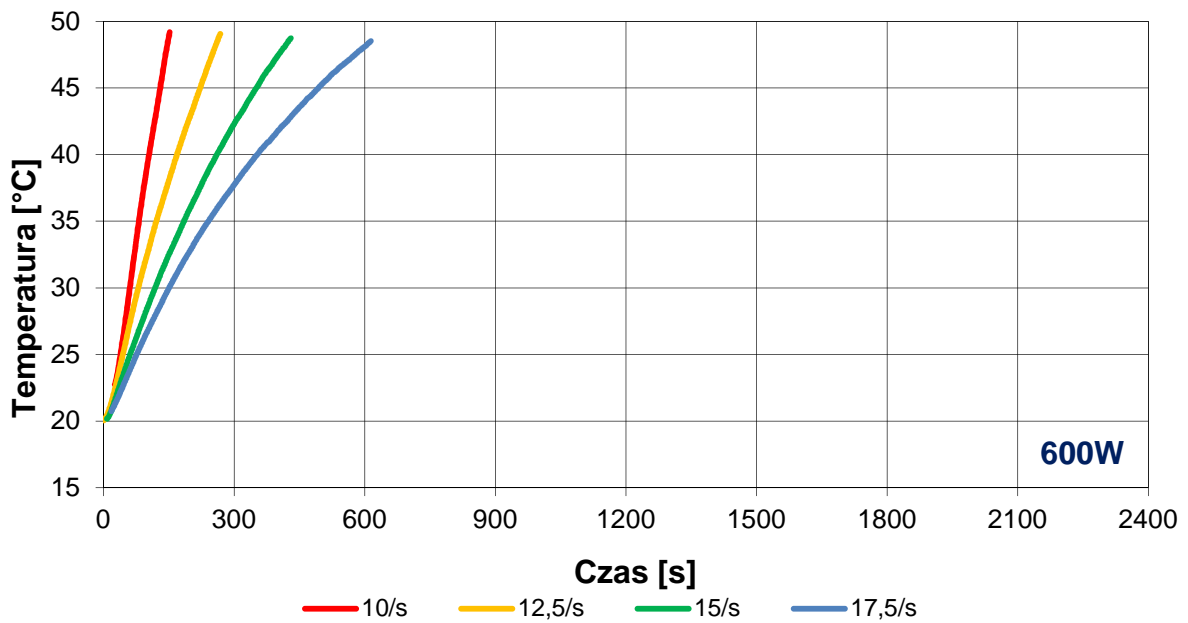
Wykres 5.4. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



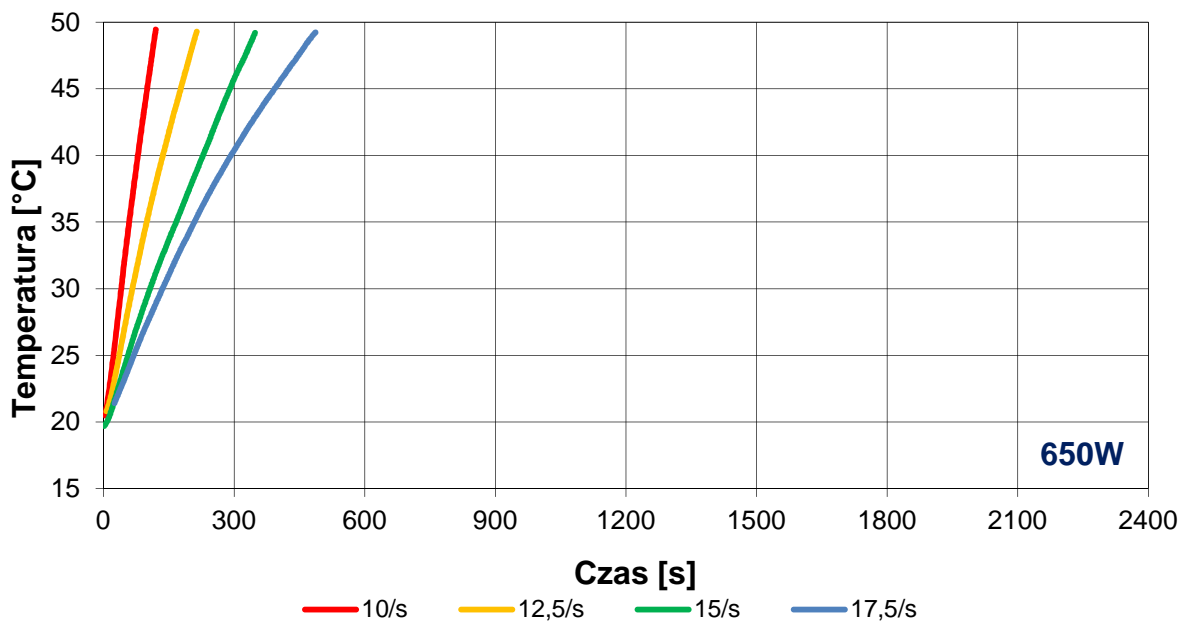
Wykres 5.5. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.6. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Wykres 5.7. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$

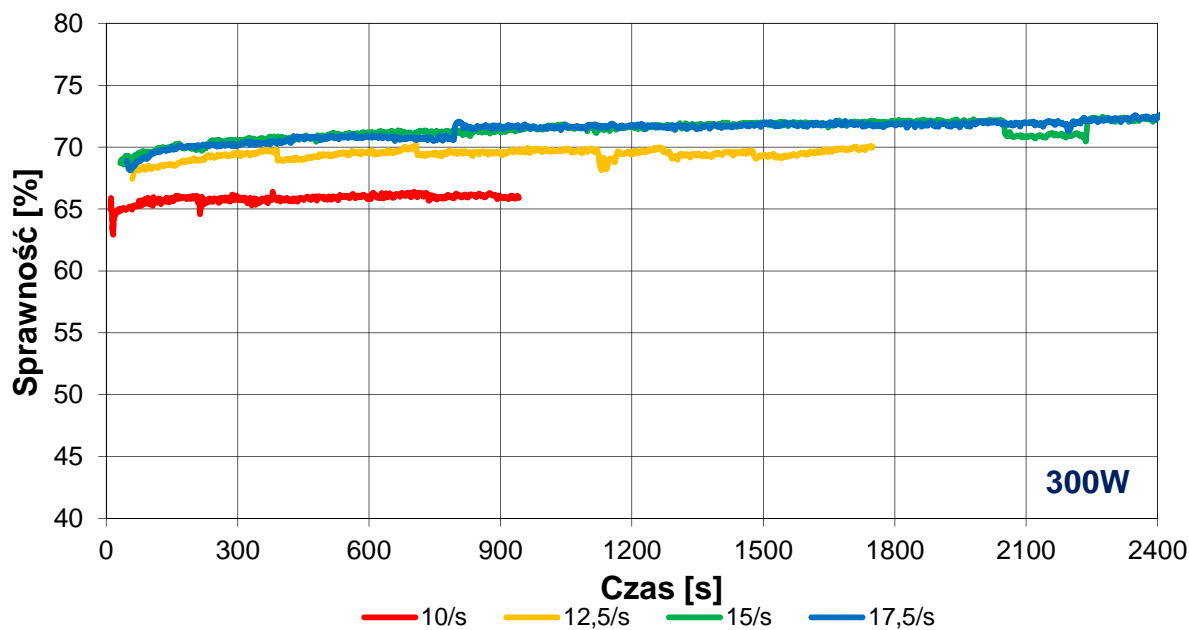


Wykres 5.8. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=650\text{ W}$

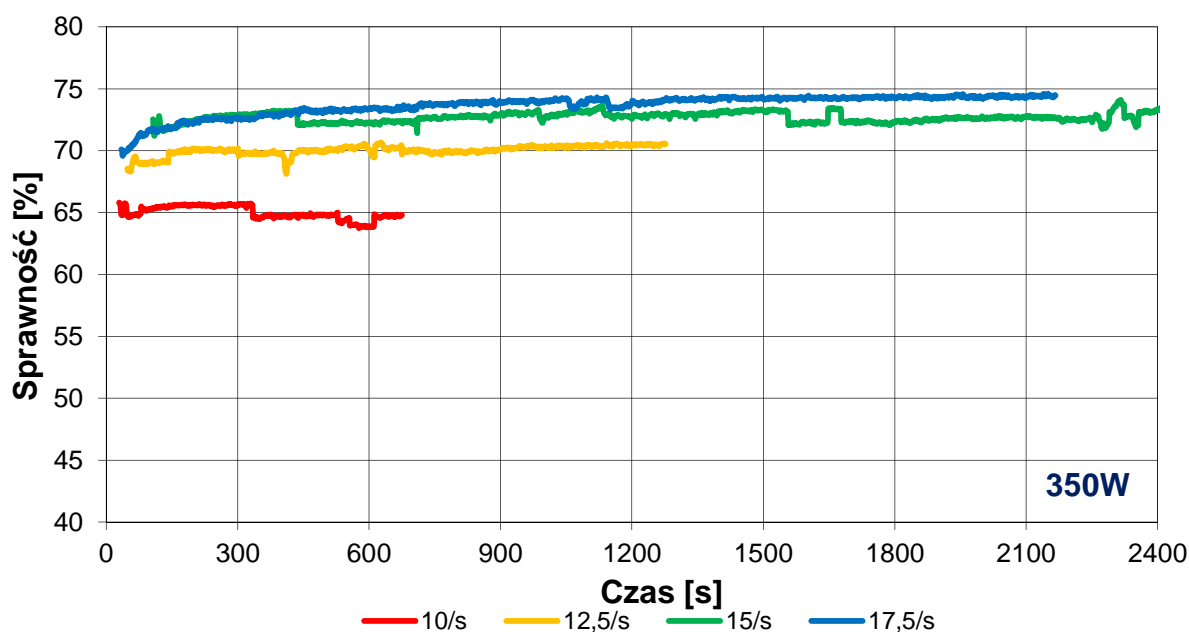
Pomiary temperatur układu chłodzonego powietrzem prowadzone były do ustabilizowania się temperatury lub przekroczenia przez silnik temperatury  $45^{\circ}\text{C}$ . Jak widać z wykresów wraz ze wzrostem prędkości obrotowych maleje temperatura silnika w wyniku zwiększenia przepływu czynnika chłodzącego przez szczelinę silnika. Wraz ze

wzrostem mocy wykresy temperatur robią się coraz bardziej strome a dopuszczalny czas pracy coraz krótszy. Bezpieczna moc generowana przez układ chłodzony powietrzem nie przekracza 350 W przy prędkości obrotowej wału śrubowego powyżej 15 obr/s

### 5.1.2. Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia

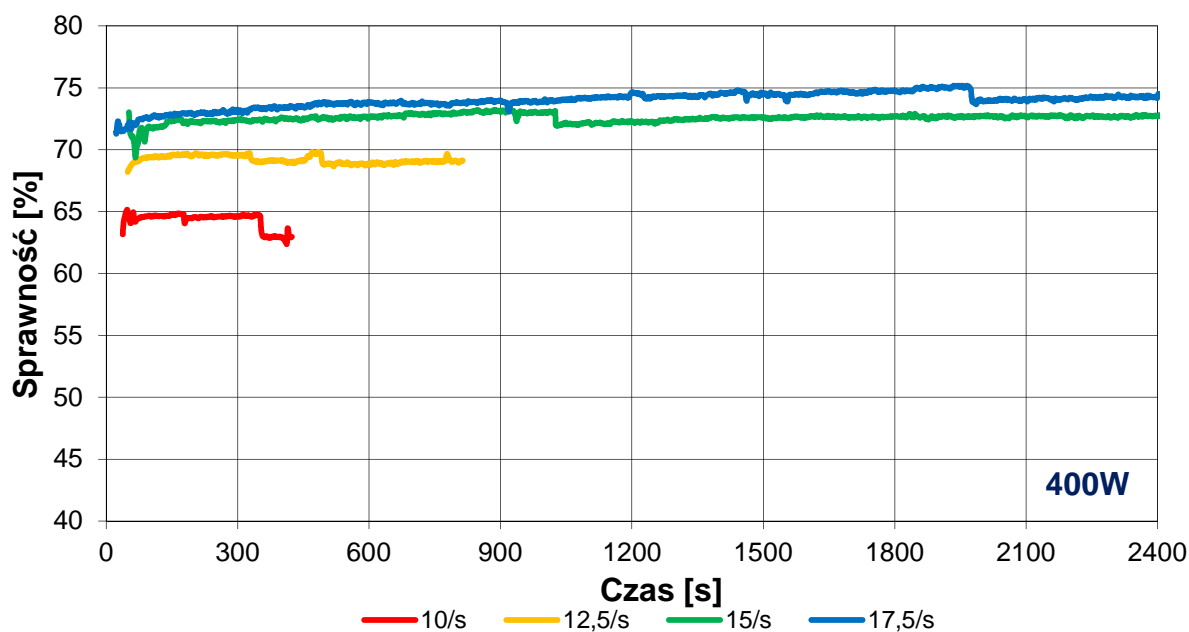


Wykres 5.9. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$

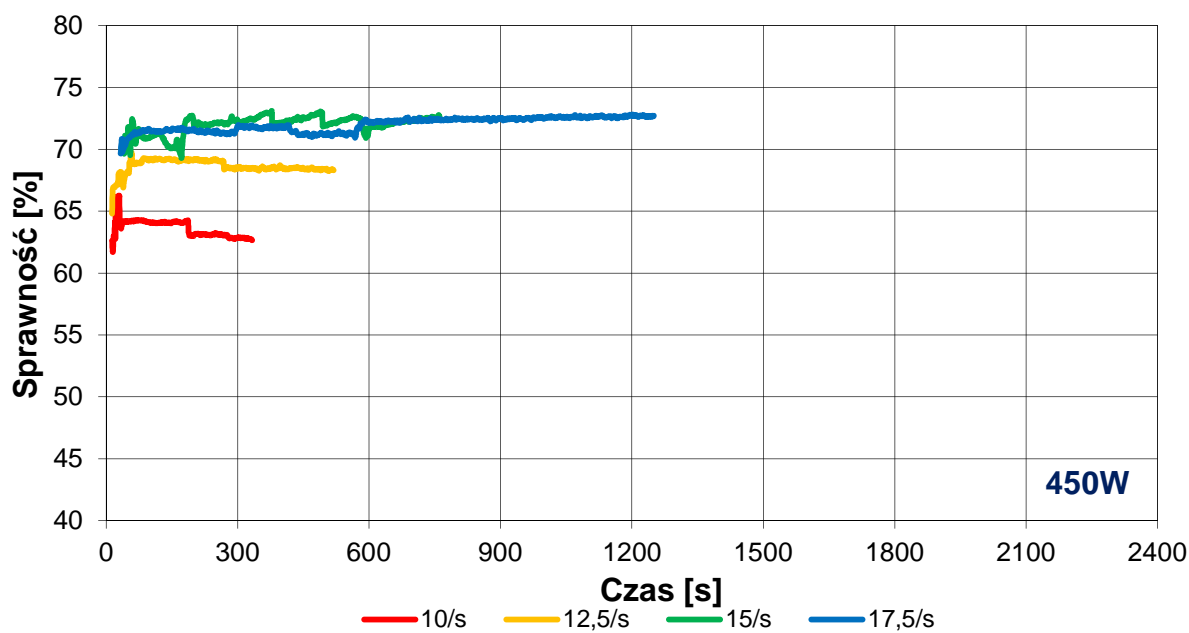


Wykres 5.10. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$

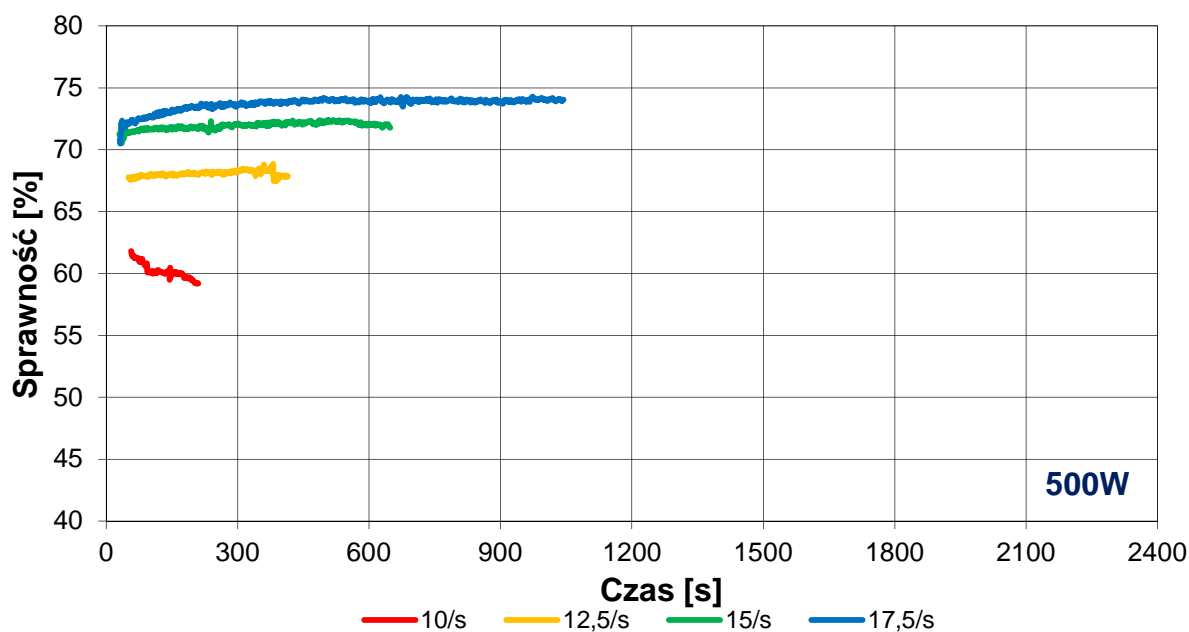




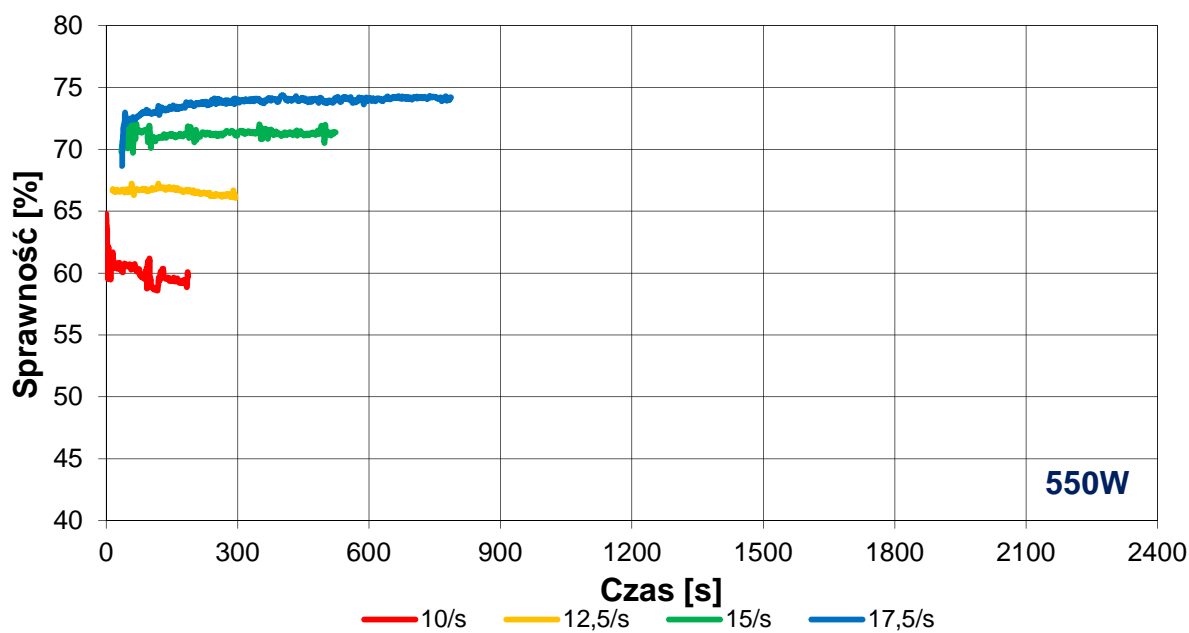
Wykres 5.11. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



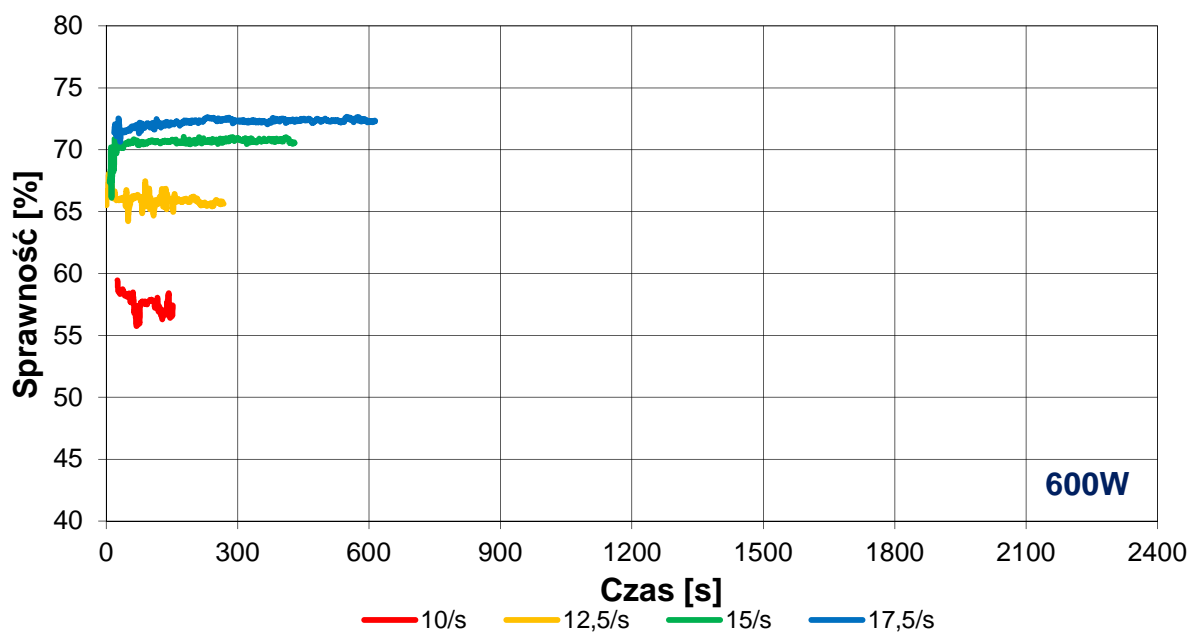
Wykres 5.12. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



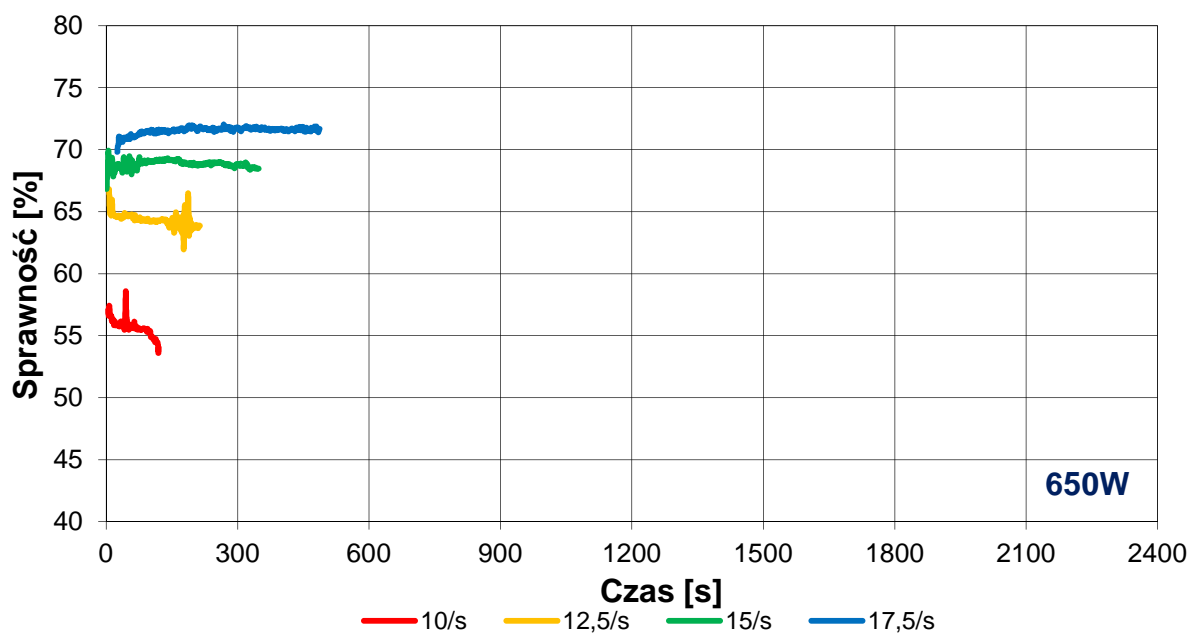
Wykres 5.13. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.14. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Wykres 5.15. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$



Wykres 5.16. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=650\text{ W}$

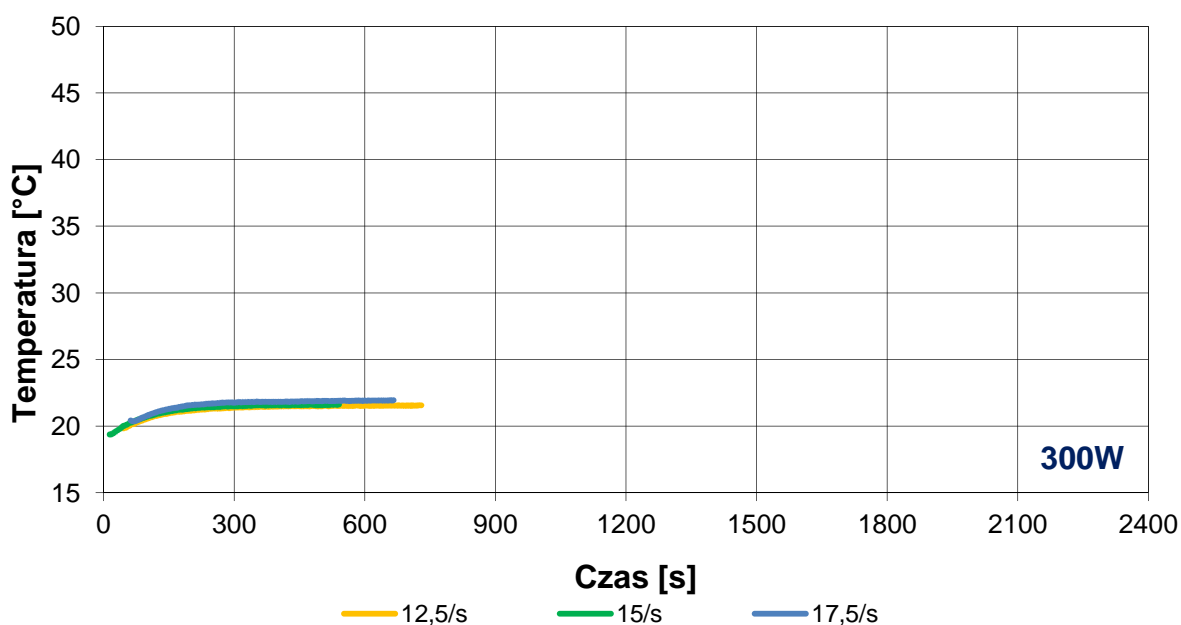
Sprawność układu mierzona była równocześnie z temperaturą i jak można zauważyć na wykresach dla prędkości obrotowej 17/5 obr/s uzyskuje najwyższe wartości. Wzrost prędkości obrotowej tak jak w przypadku temperatury poprawia warunki pracy napędu. W przypadku pracy układu w powietrzu wzrost prędkości obrotowej powoduje wzrost

sprawności. Prędkość obrotowa 10 obr/s nie daje możliwości stabilnej pracy. Sprawność układu jest bardzo niska a temperatura bardzo szybko rośnie. Wzrost temperatury magnesów może doprowadzić do zmniejszenia ich wydajności jeszcze przed osiągnięciem temperatury krytycznej dla danego magnesu. Będzie to w takim przypadku zmiana odwracalna.

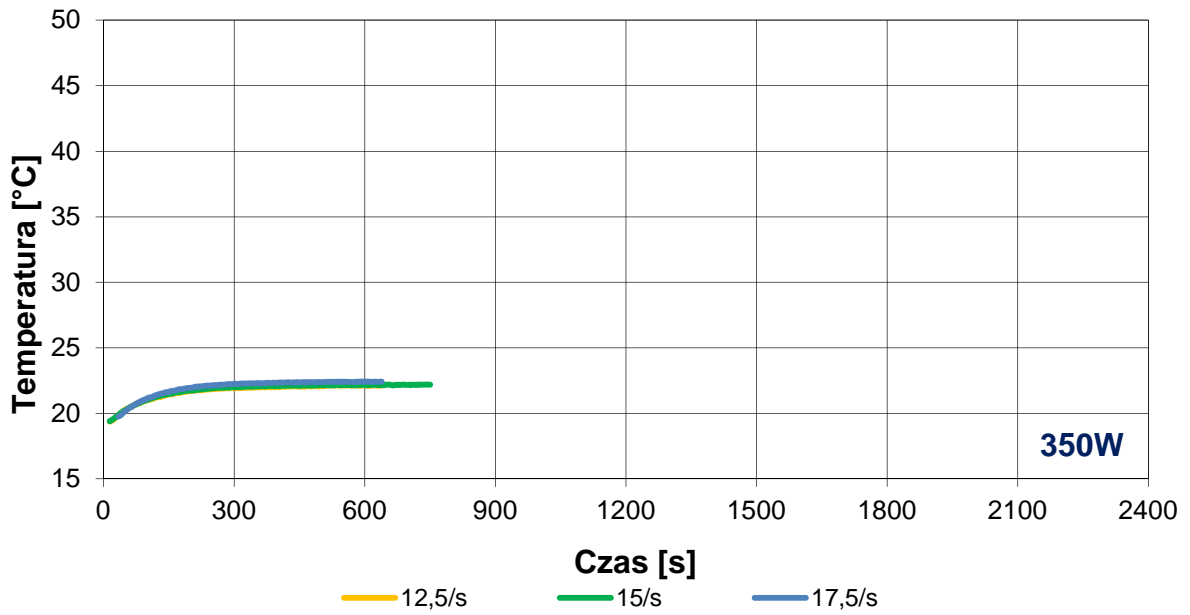
## 5.2. Silnik chłodzony olejem o mniejszej lepkości

Pędnik w kolejnej próbie został wypełniony olejem do łożysk szybkoobrotowych Statoil w tabeli 4.1 przedstawiony jako olej o mniejszej lepkości. Wszystkie pozostałe założenia pracy napędu zostały powtórzone. Przeprowadzono pomiary dla takich samych stanów pracy.

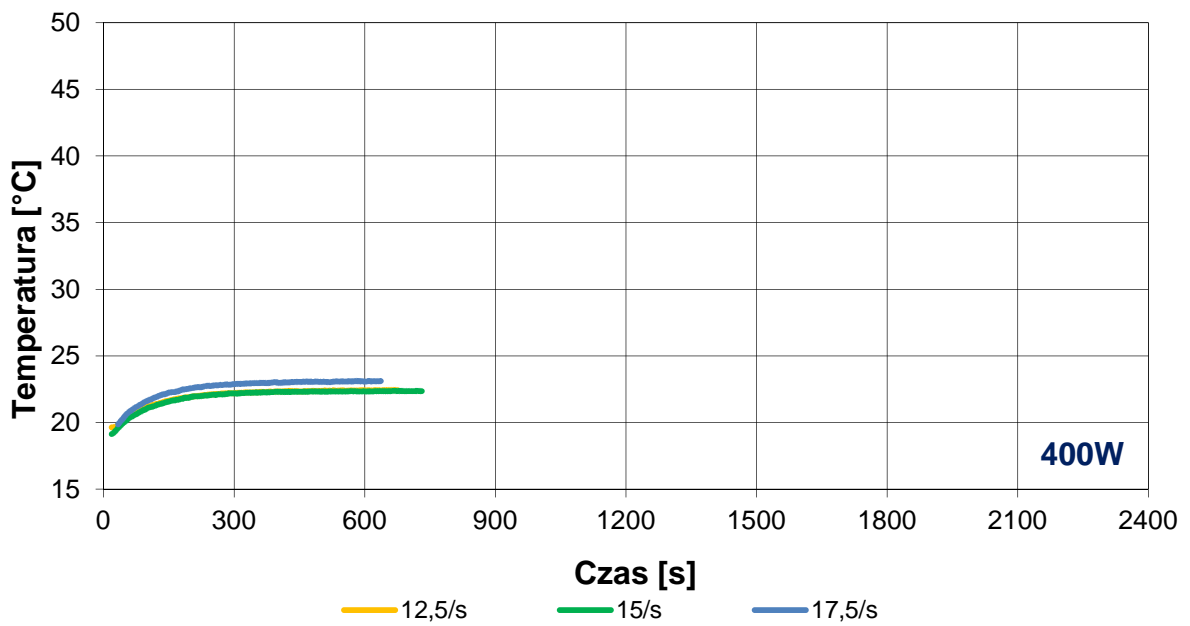
### 5.2.1. Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



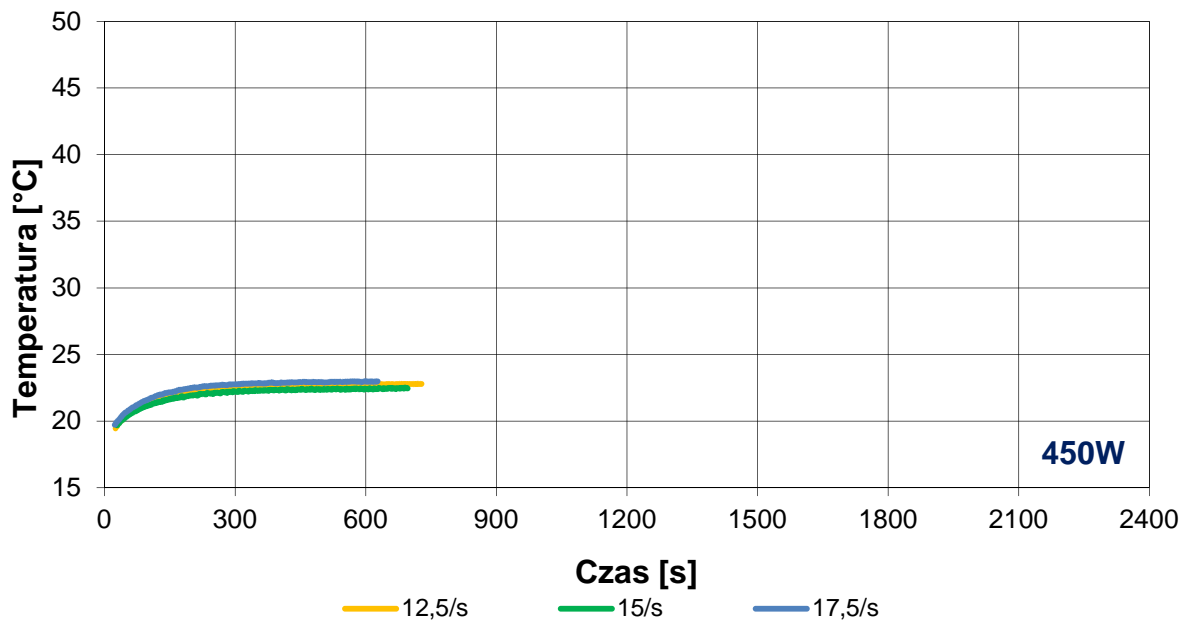
Wykres 5.17. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$



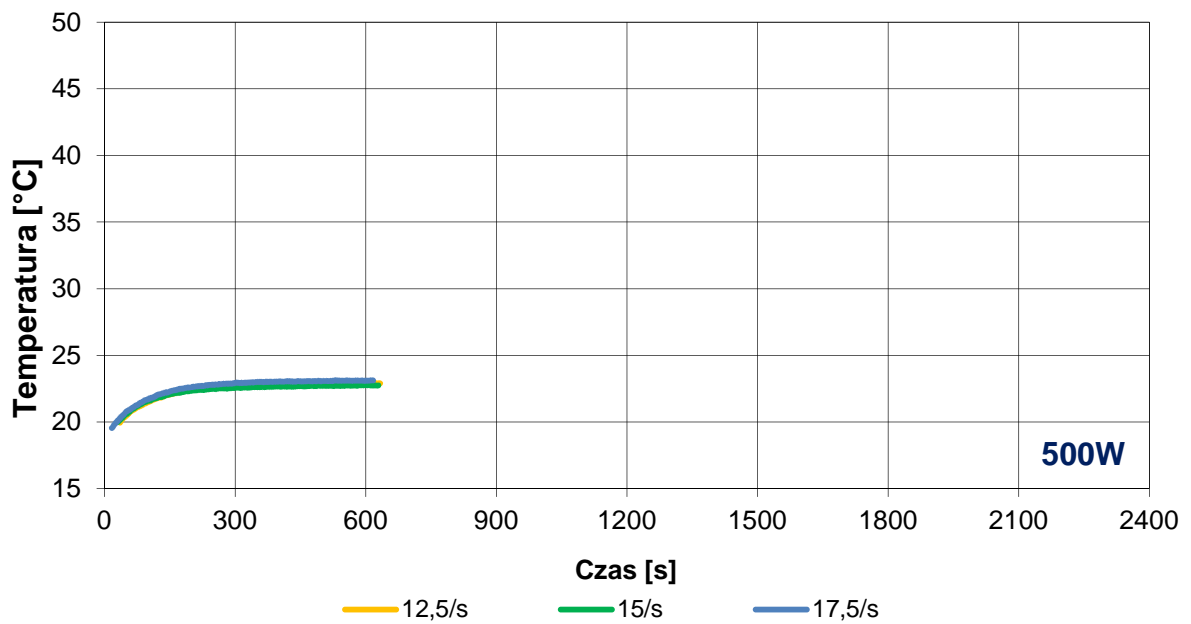
Wykres 5.18. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$



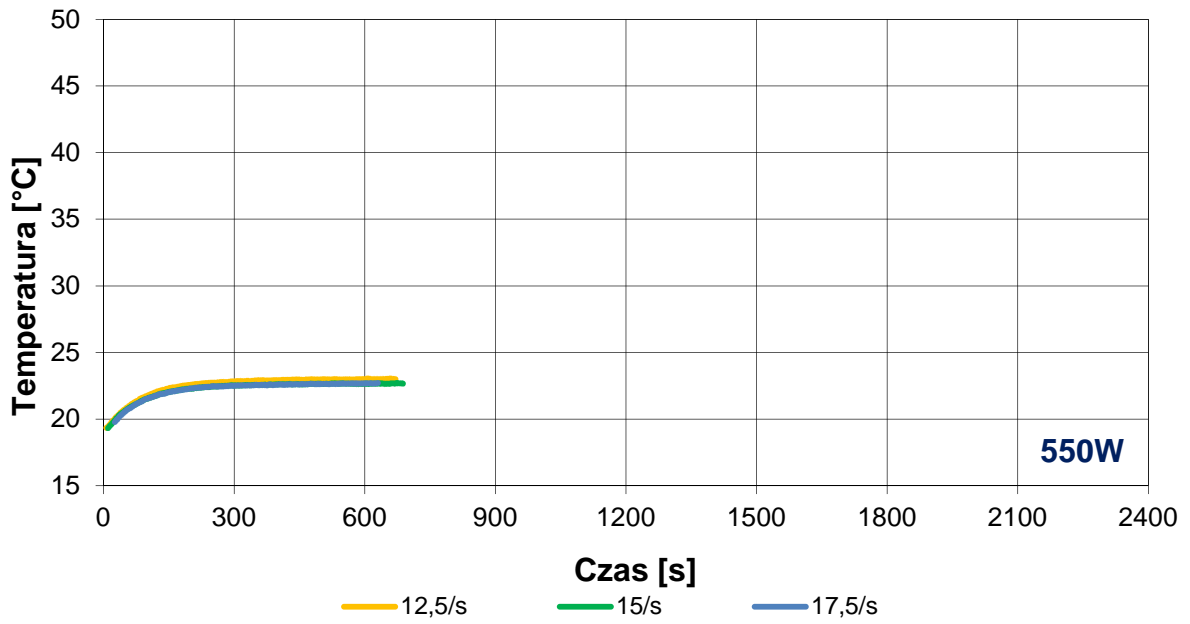
Wykres 5.19. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



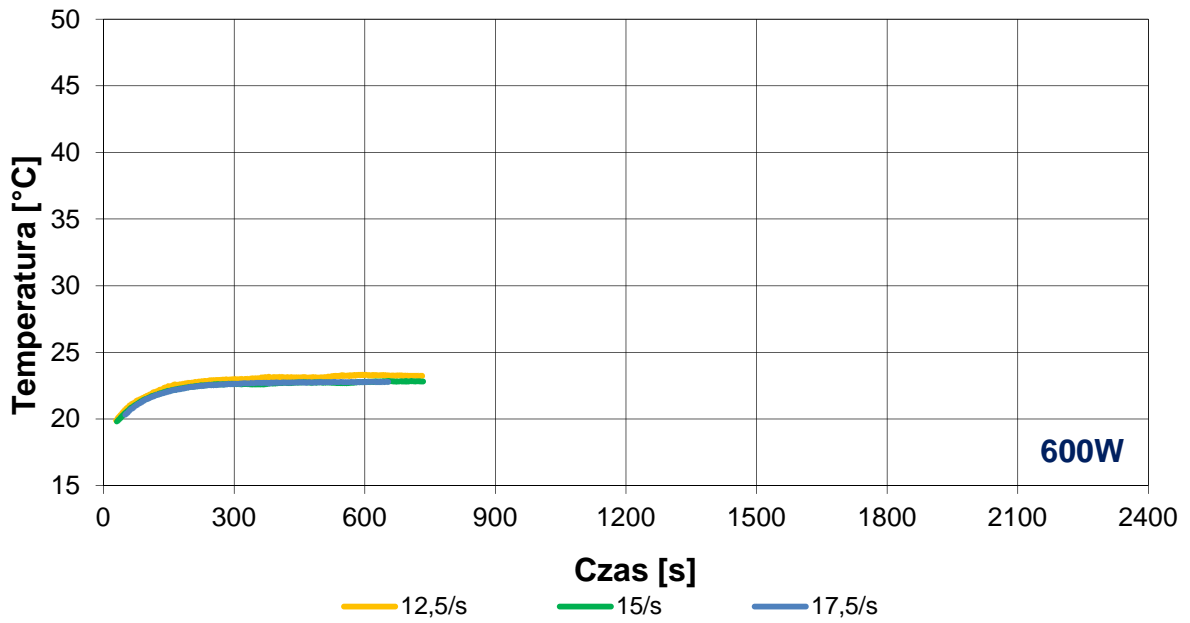
Wykres 5.20. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



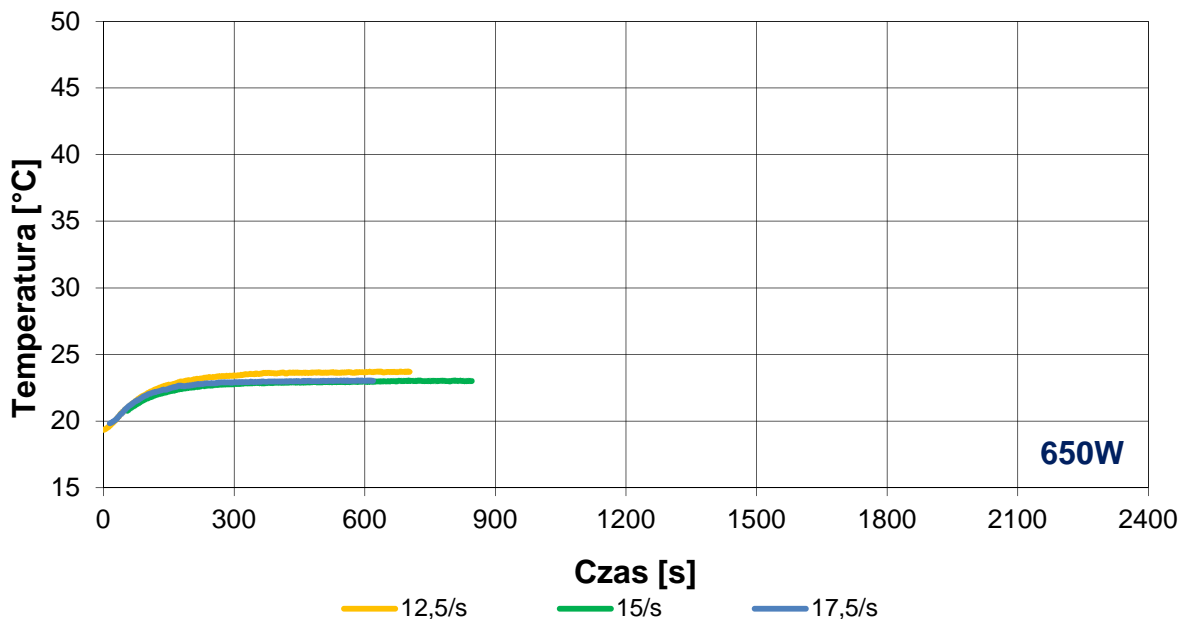
Wykres 5.21. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.22. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Wykres 5.23. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$

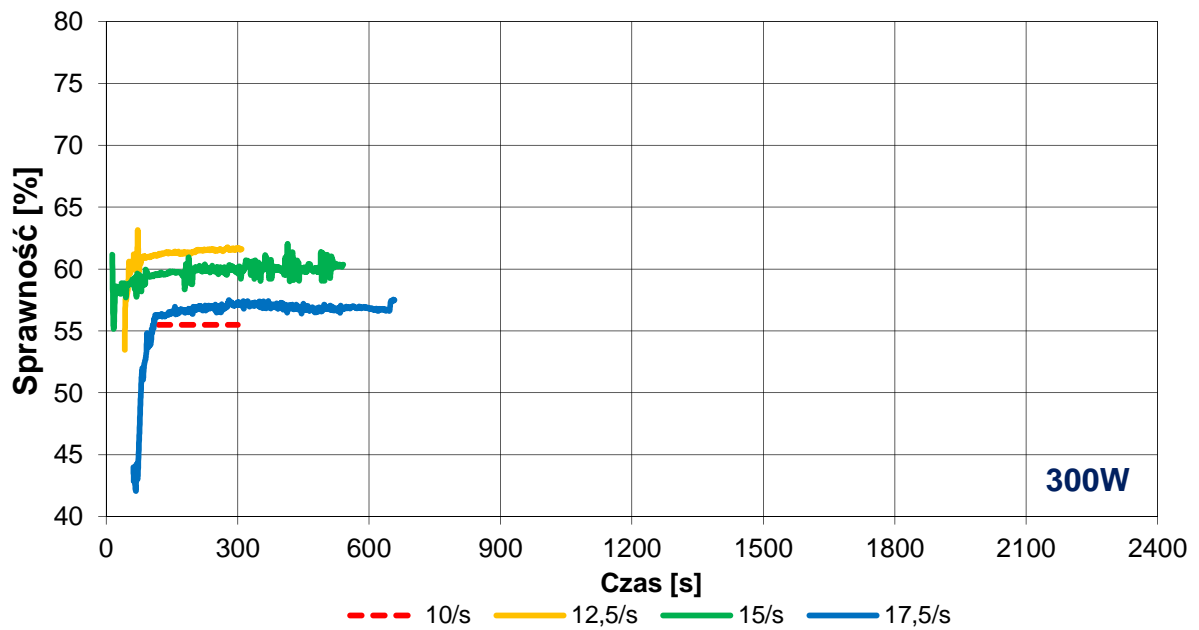


Wykres 5.24. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=650\text{ W}$

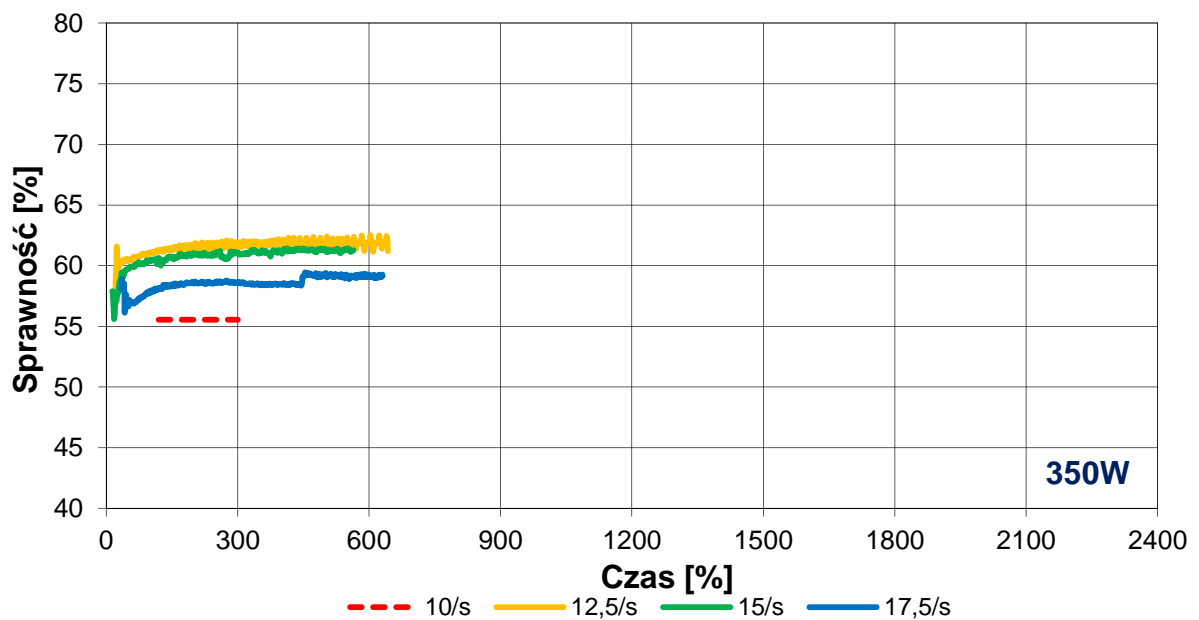
Pomiary temperatur układu chłodzonego olejem prowadzone były do ustabilizowania się temperatury. Stan ten uzyskiwany był za każdym razem przed upływem 15 minut czasu pracy. Jak widać z wykresów 5.17-5.21 podobnie jak w przypadku układu chłodzonego powietrzem wraz ze wzrostem prędkości obrotowych maleje temperatura silnika ale jest to zauważalne tylko w zakresach mocy 550W - 650W. Dla niższych mocy tendencja ta jest odwrotna lub pomijalna. Wraz ze wzrostem mocy wykresy temperatur przyjmują wyższe wartości nie przekraczając poziomu  $24^{\circ}\text{C}$ . Temperatury nie były rejestrowane dla prędkości obrotowej 10 obr/s ze względu na bardzo niestabilną pracę. Jest to za mała prędkość obrotowa przy zastosowaniu czynnika innego niż powietrze.



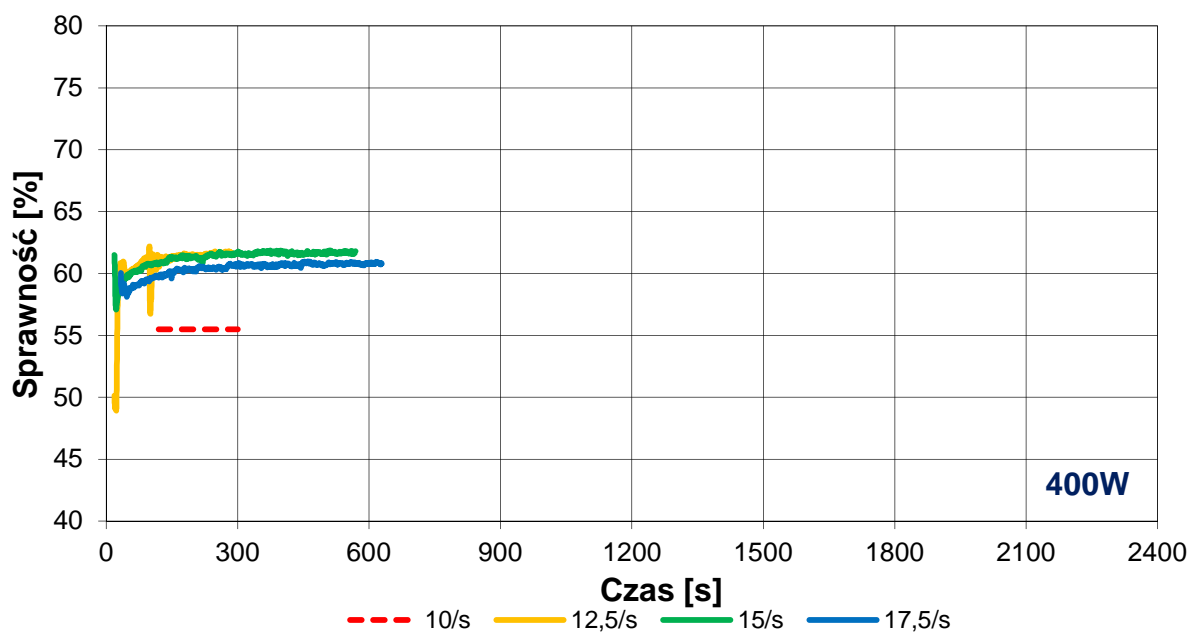
### 5.2.2. Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



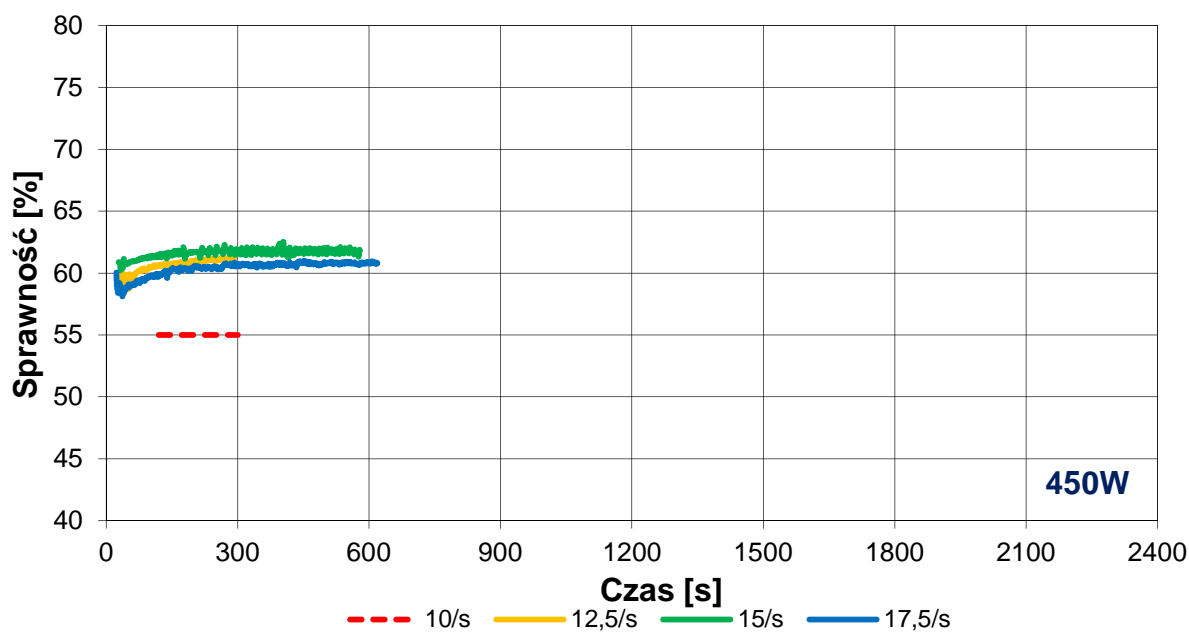
Wykres 5.25. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$



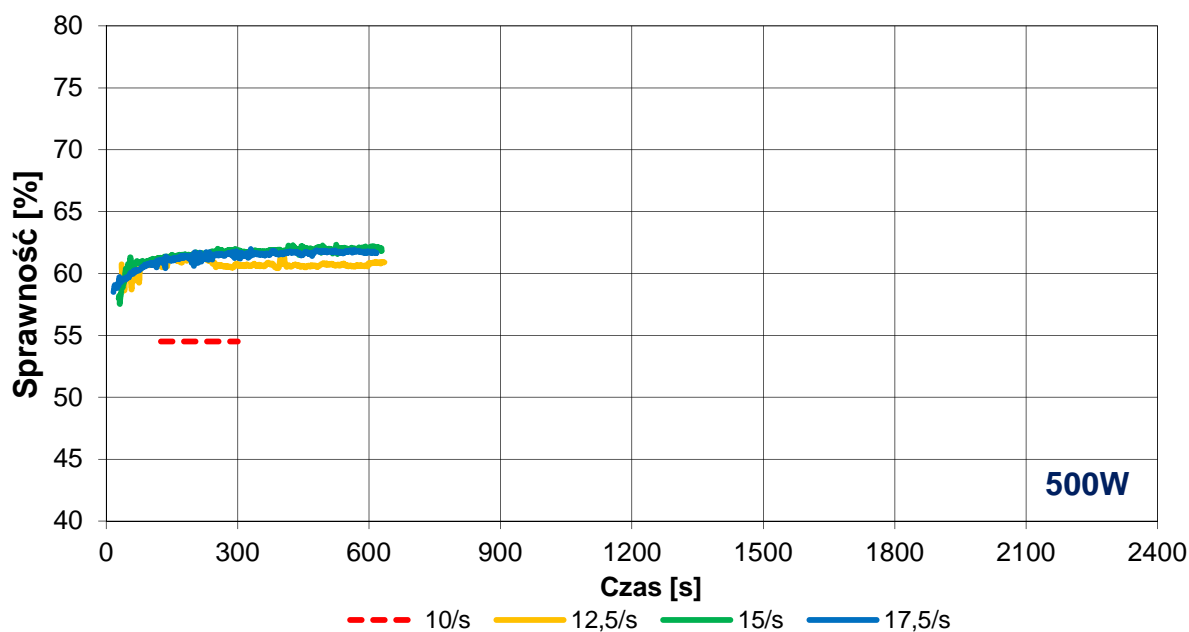
Wykres 5.26. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$



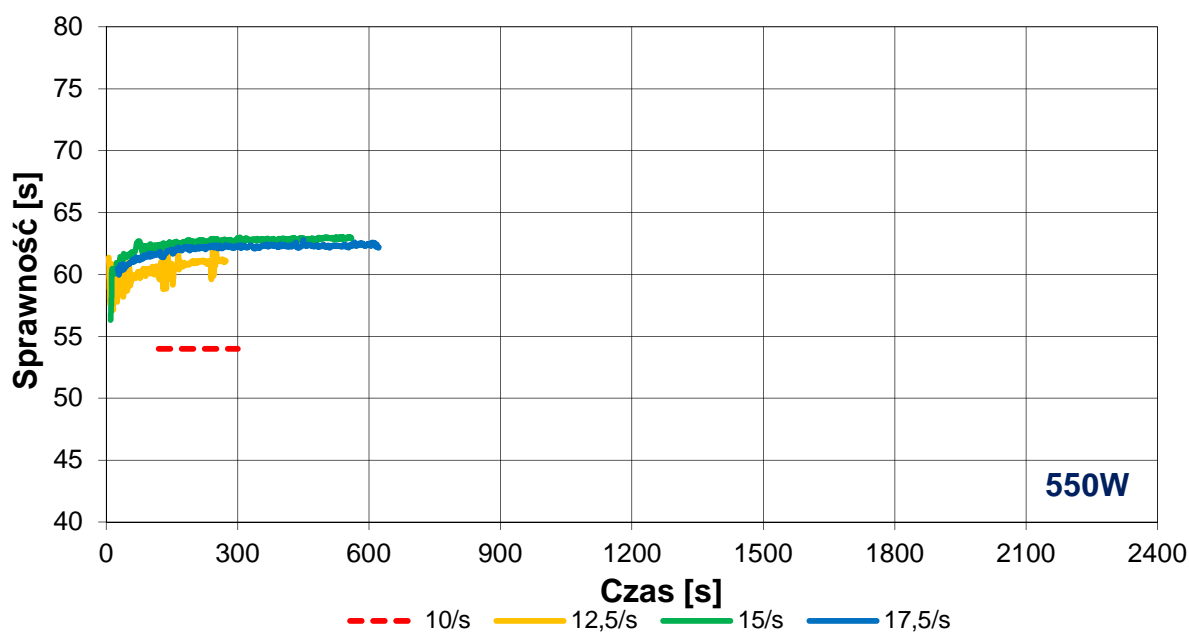
Wykres 5.27. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



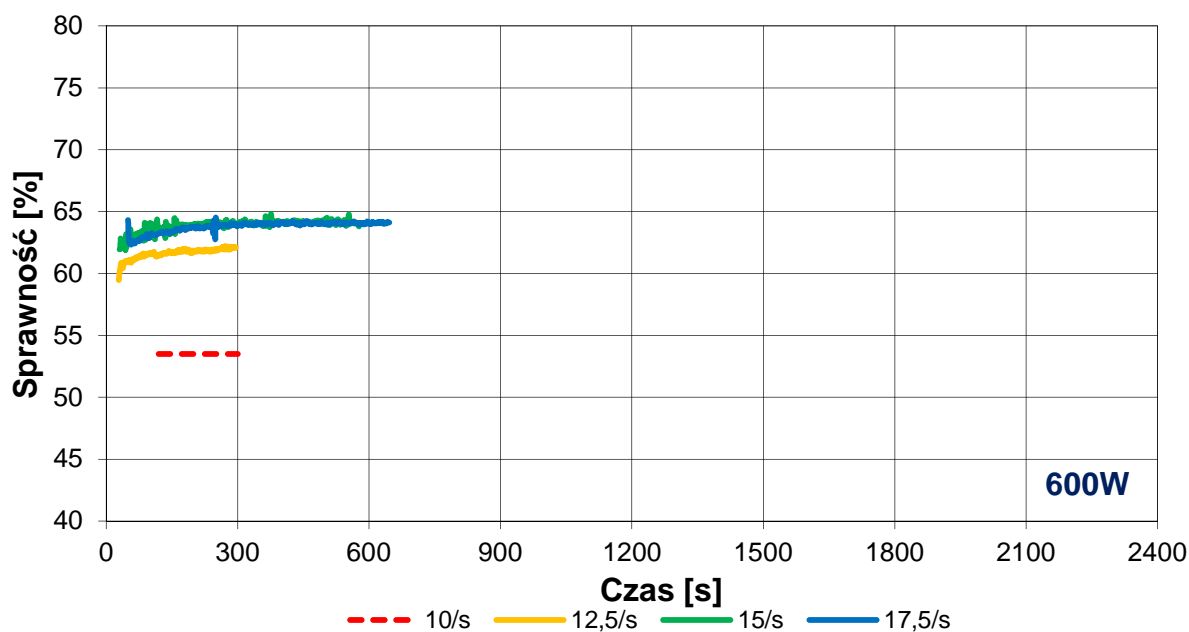
Wykres 5.28. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



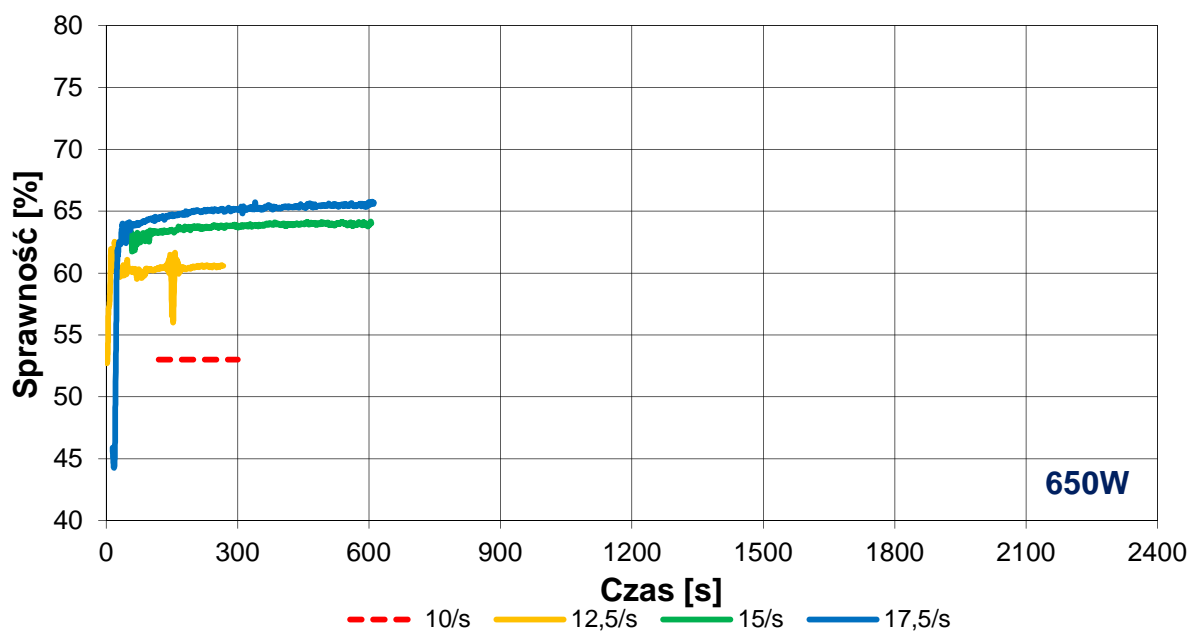
Wykres 5.29. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.30. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Wykres 5.31. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$



Wykres 5.32. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=650\text{ W}$

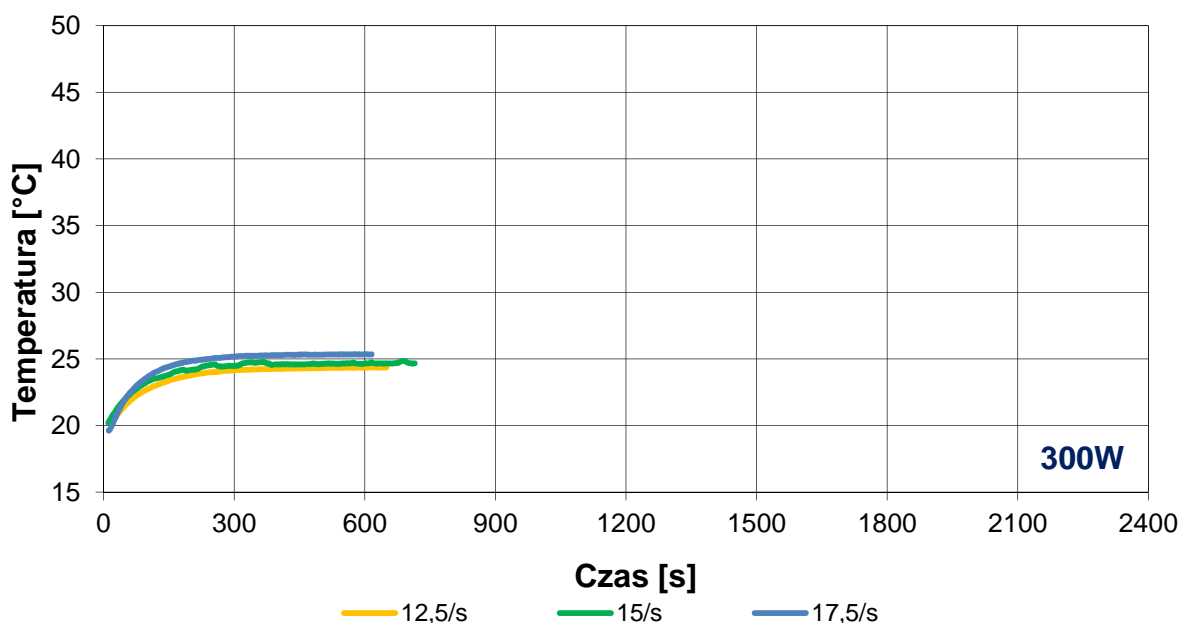
Sprawność układu mierzona była równocześnie z temperaturą. Dla prędkości obrotowej 10 obr/s zarejestrowano jedynie kilka punktów pracy, na podstawie których wyznaczono orientacyjną sprawność. Prędkość obrotowa w przypadku tego czynnika ma zmienny wpływ na sprawność układu. Dla mniejszych mocy wraz ze wzrostem prędkości

obrotowej sprawność układu maleje, a przy większych mocach powyżej 600 W sytuacja się odwraca. Powodem takiego stanu jest, procentowy udział oporu który musi pokonać silnik wirujący w oleju i nałożenie się tego wpływu na pozostałe warunki pracy. Układ mechaniczny wraz ze wzrostem mocy uzyskuje większe sprawności natomiast opór wynikający z pracy w danym czynniku pozostaje na stałym poziomie i zależy od prędkości obrotowej. Jest on procentowo wyższy dla mniejszych mocy.

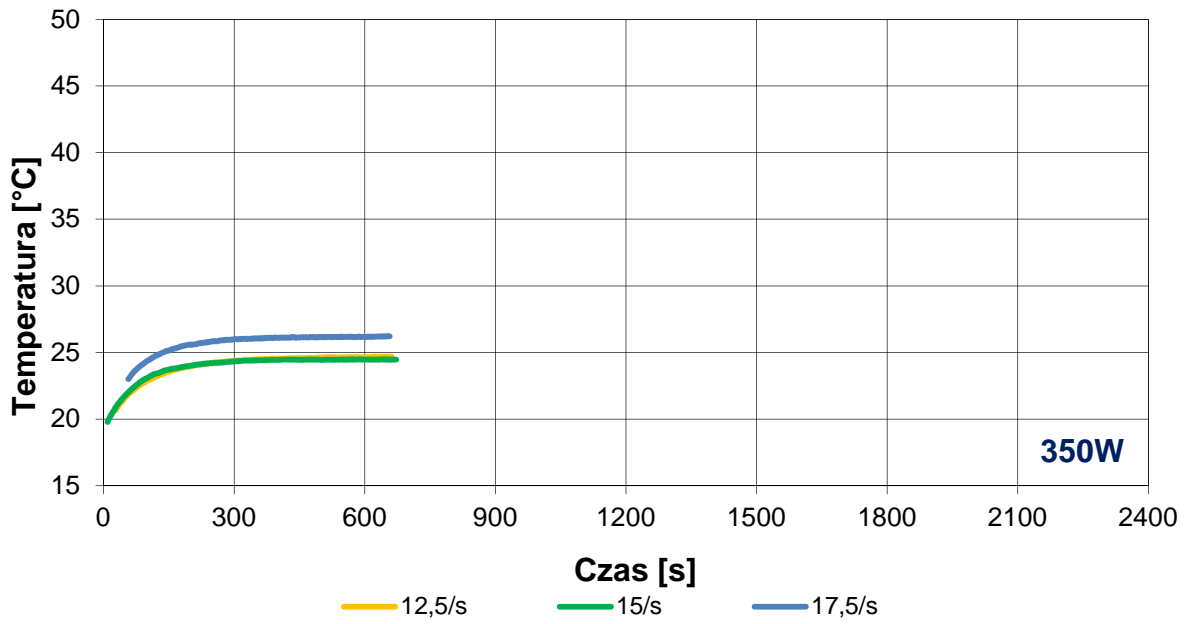
### 5.3. Silnik chłodzony olejem o większej lepkości

Pędnik został wypełniony olejem Castrol o dużej lepkości i mniejszej gęstości w porównaniu do oleju Statoil. W tabeli 4.1 jest opisywany jako olej o większej lepkości. Wszystkie pozostałe założenia pracy napędu zostały powtórzone. Przeprowadzono pomiary dla takich samych stanów pracy.

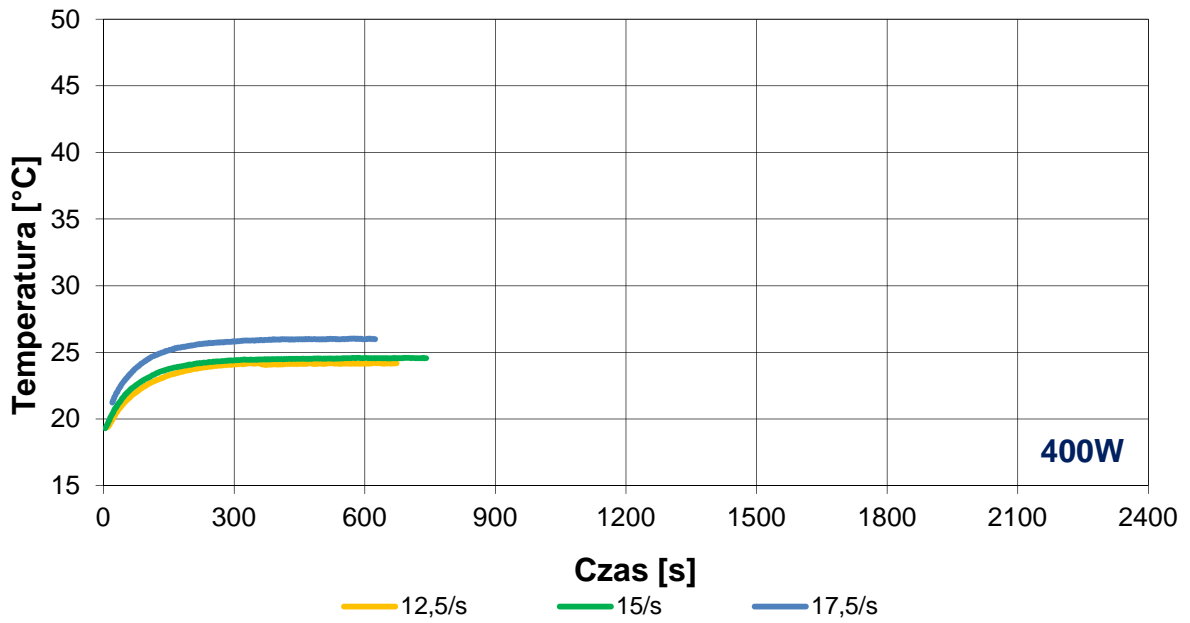
#### 5.3.1. Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



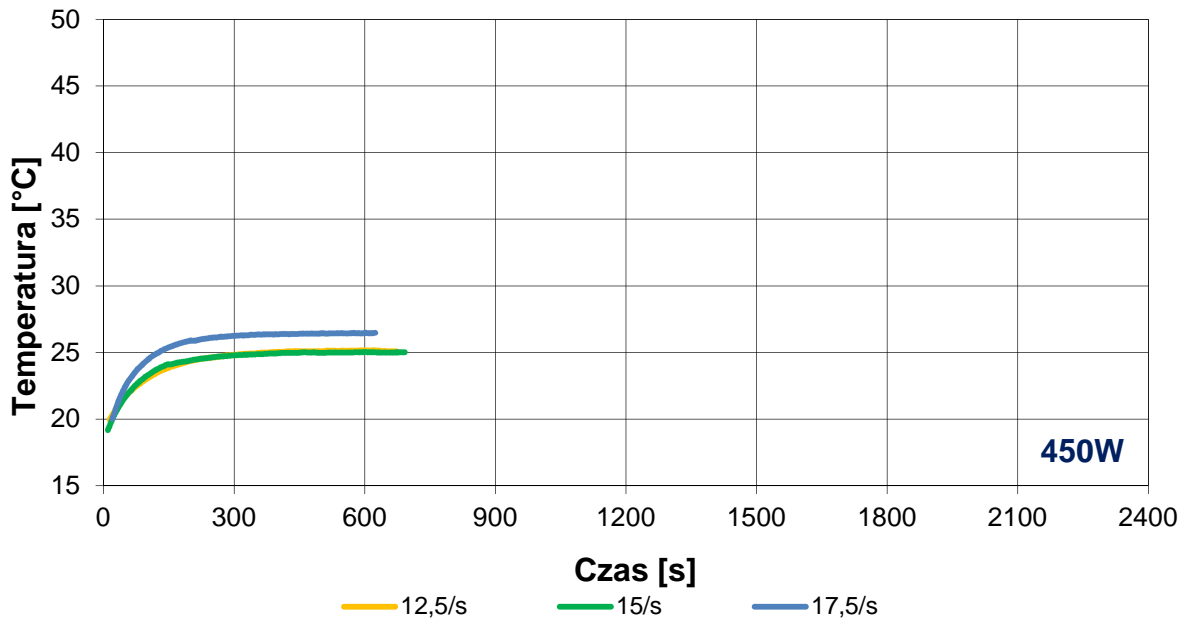
Wykres 5.33. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$



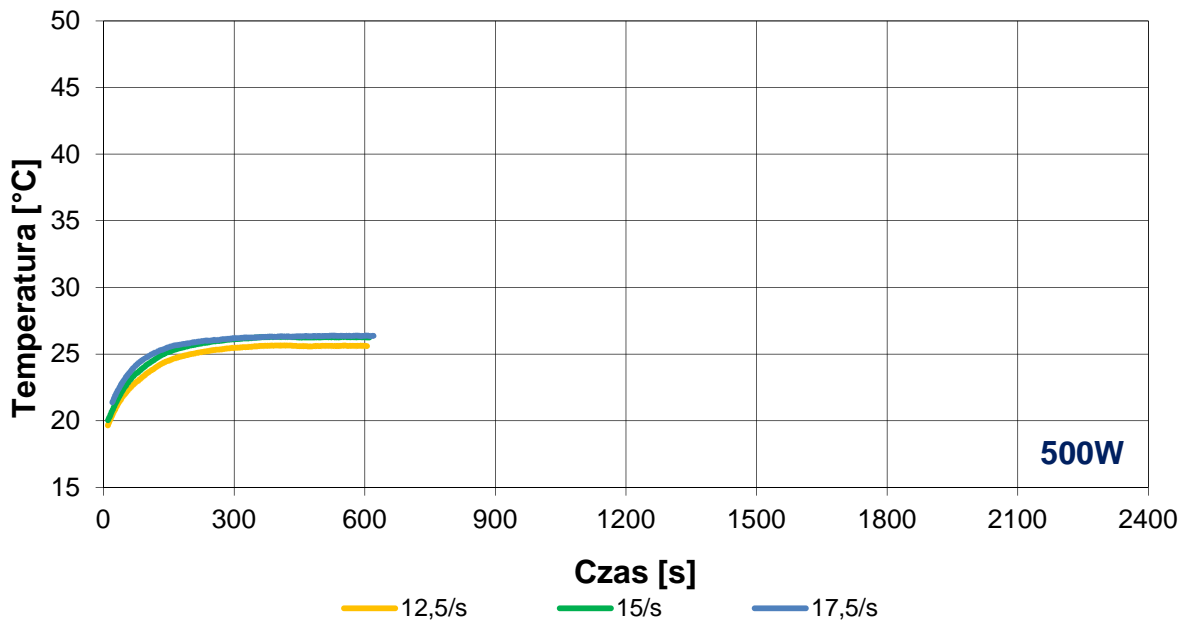
Wykres 5.34. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$



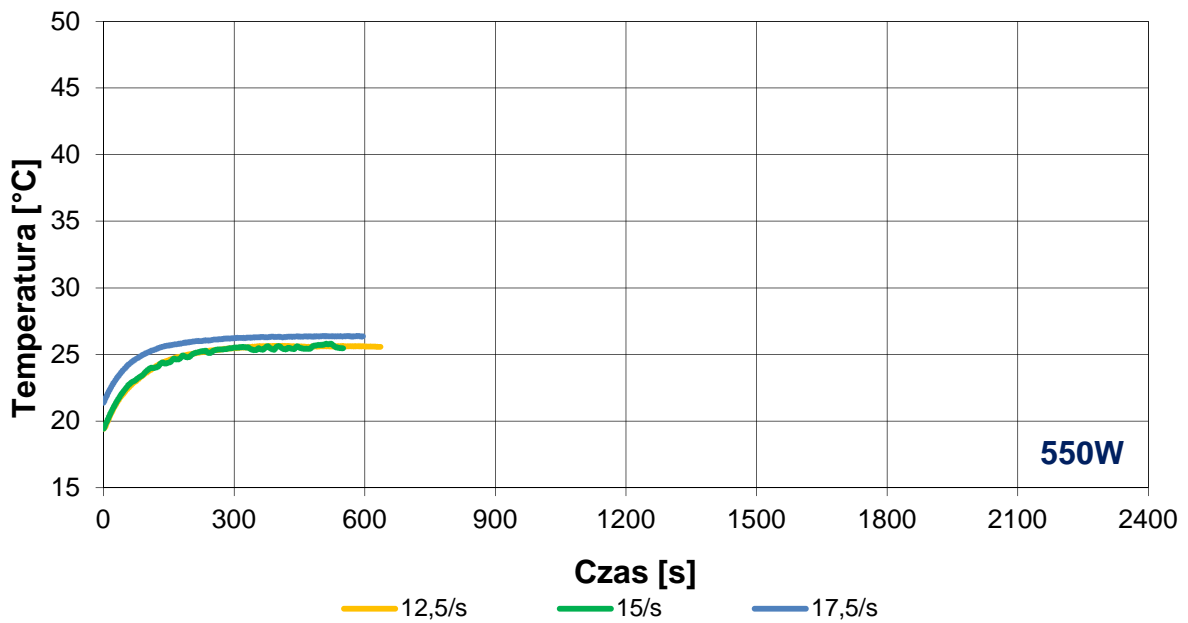
Wykres 5.35. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



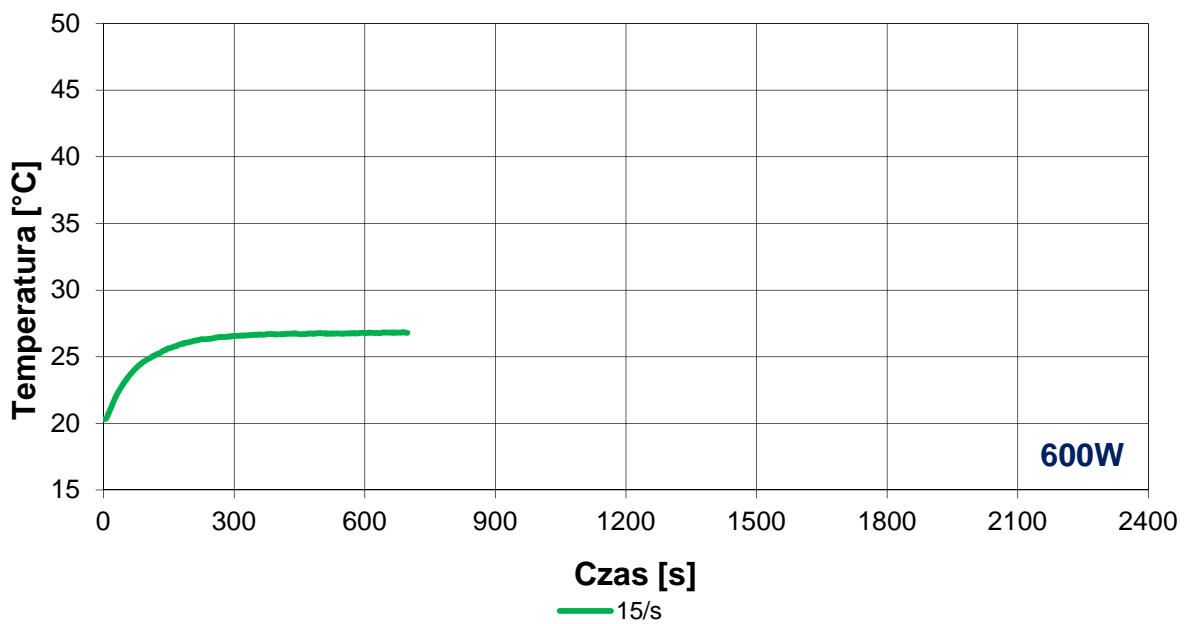
Wykres 5.36. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



Wykres 5.37. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.38. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



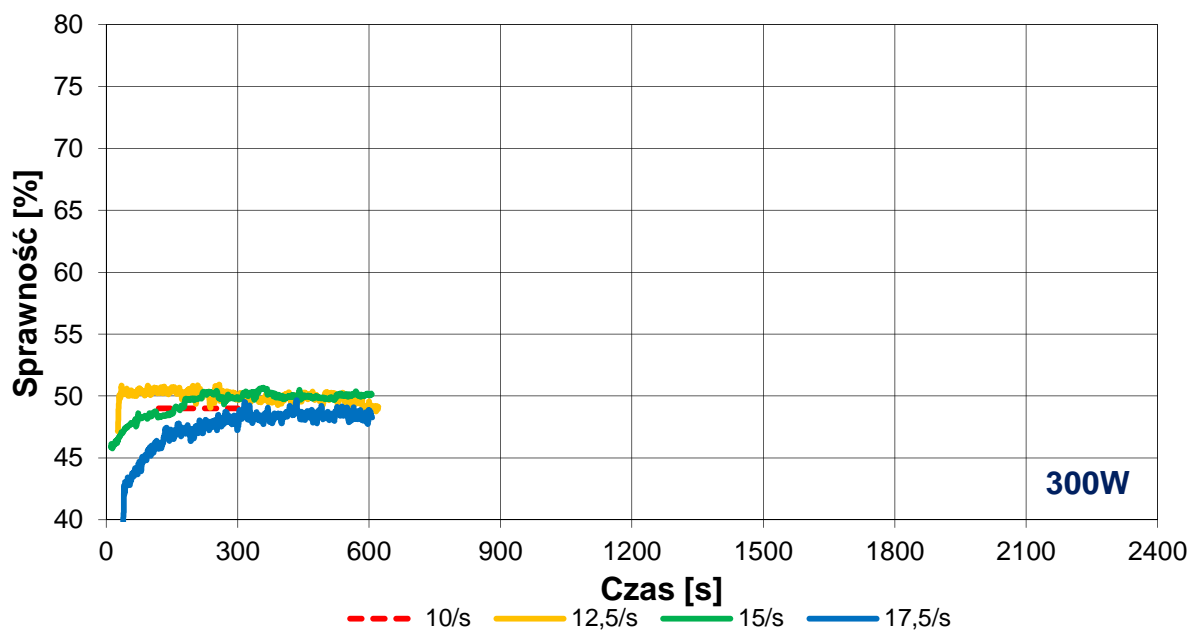
Wykres 5.39. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$

Pomiary temperatur układu chłodzonego olejem o dużej lepkości prowadzone były do ustabilizowania się temperatury. Stan ten uzyskiwany był za każdym razem przed upływem 15 minut czasu pracy. Jak widać z wykresów wraz ze wzrostem prędkości

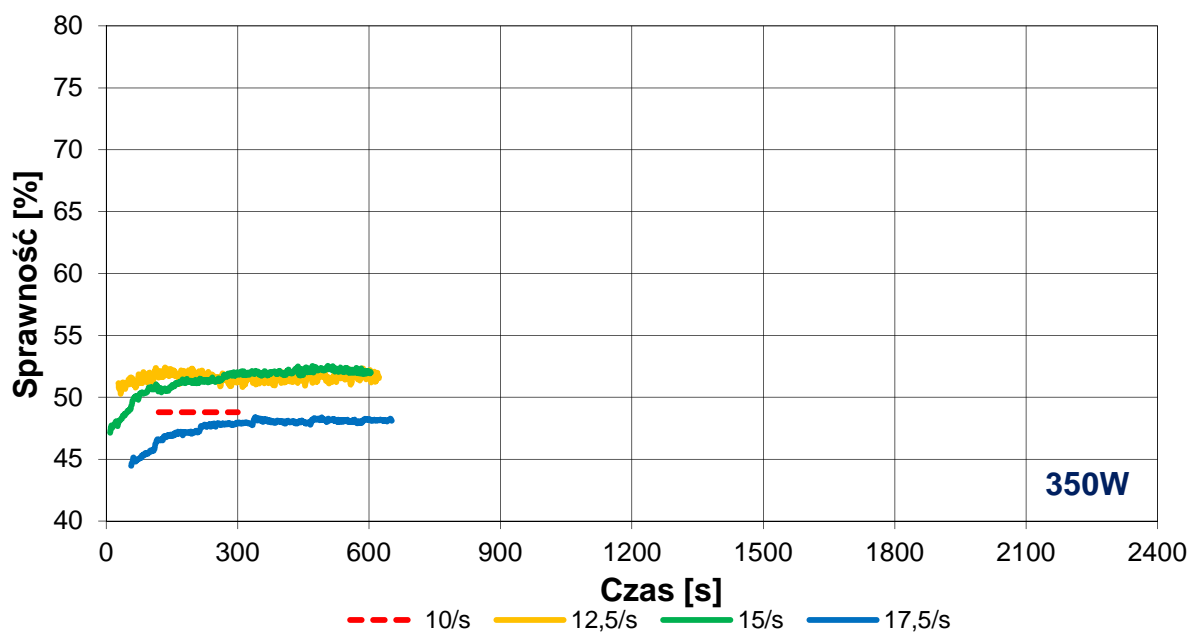


obrotowych rośnie temperatura silnika prawdopodobnie w wyniku zwiększenia prędkości liniowej na obwodzie wirnika silnika i wzrostem oporów ruchu. Wraz ze wzrostem mocy wykresy temperatur przyjmują wyższe wartości nie przekraczając poziomu  $27^{\circ}\text{C}$ . Ze względu na bardzo złą charakterystykę pracy układu w oleju o dużej lepkości nie zarejestrowano pełnego przebiegu pomiaru dla mocy  $P=600\text{W}$  oraz  $P=650\text{W}$ . Są to wyniki szczątkowe. Silnik miał duże trudności w utrzymaniu stabilnych warunków pracy.

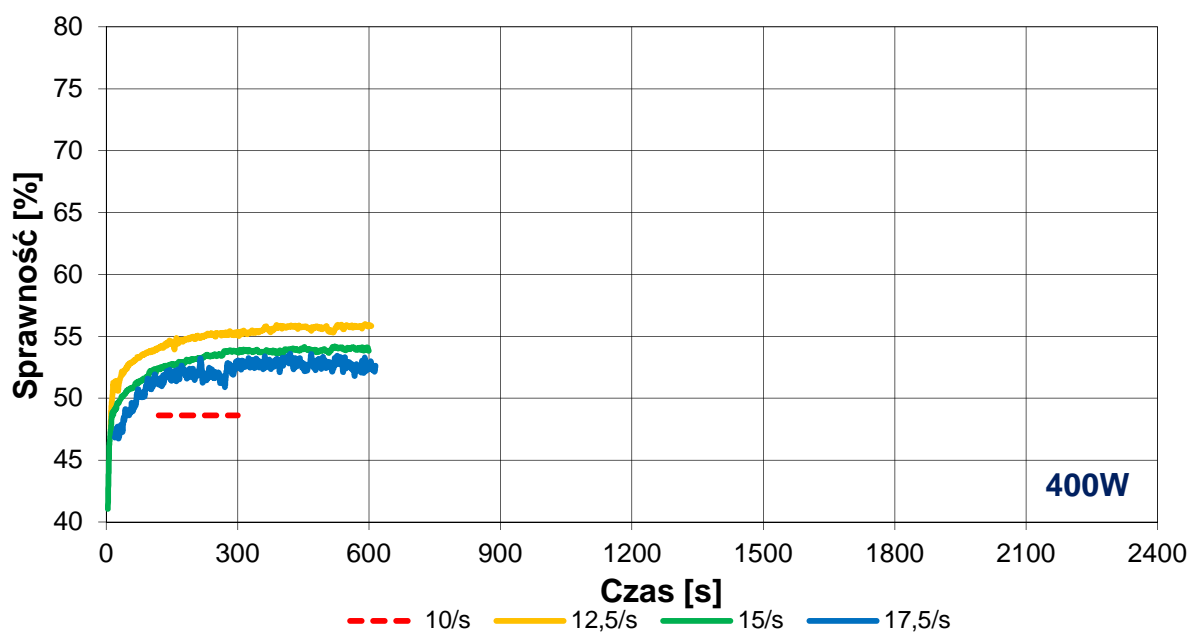
### 5.3.2. Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



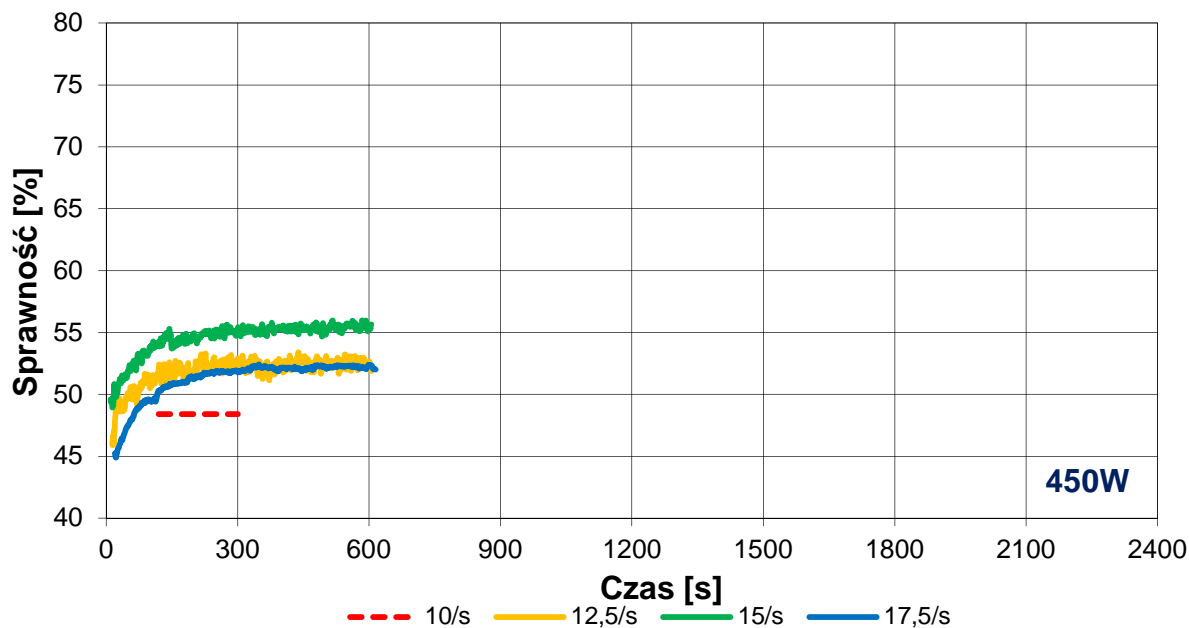
Wykres 5.40. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=300\text{ W}$



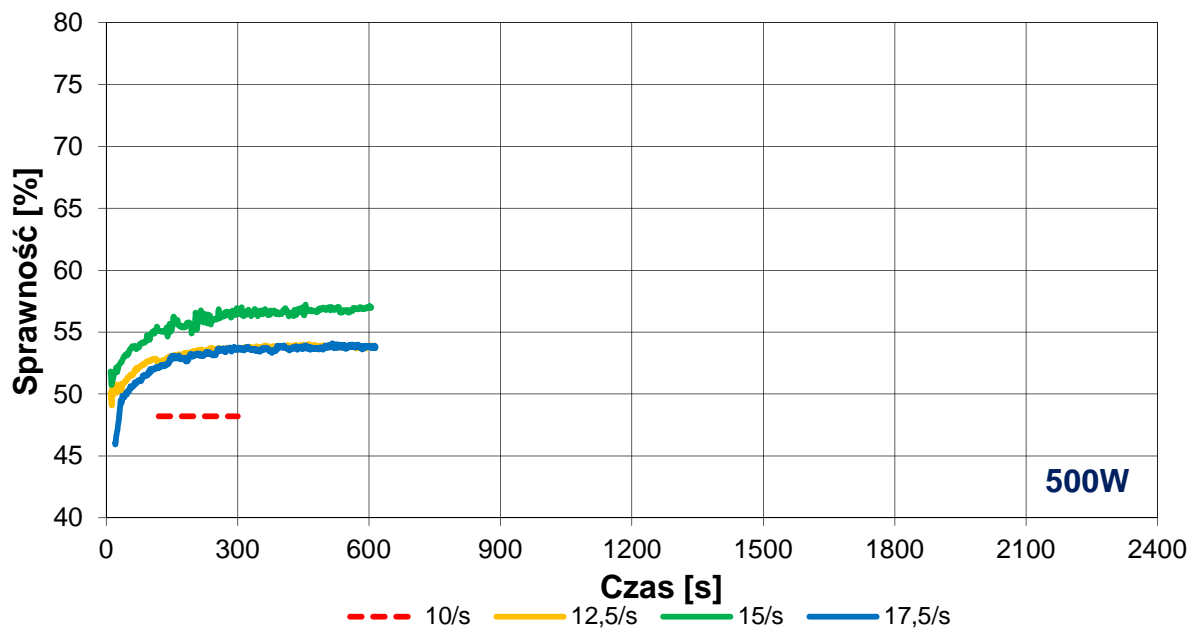
Wykres 5.41. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=350\text{ W}$



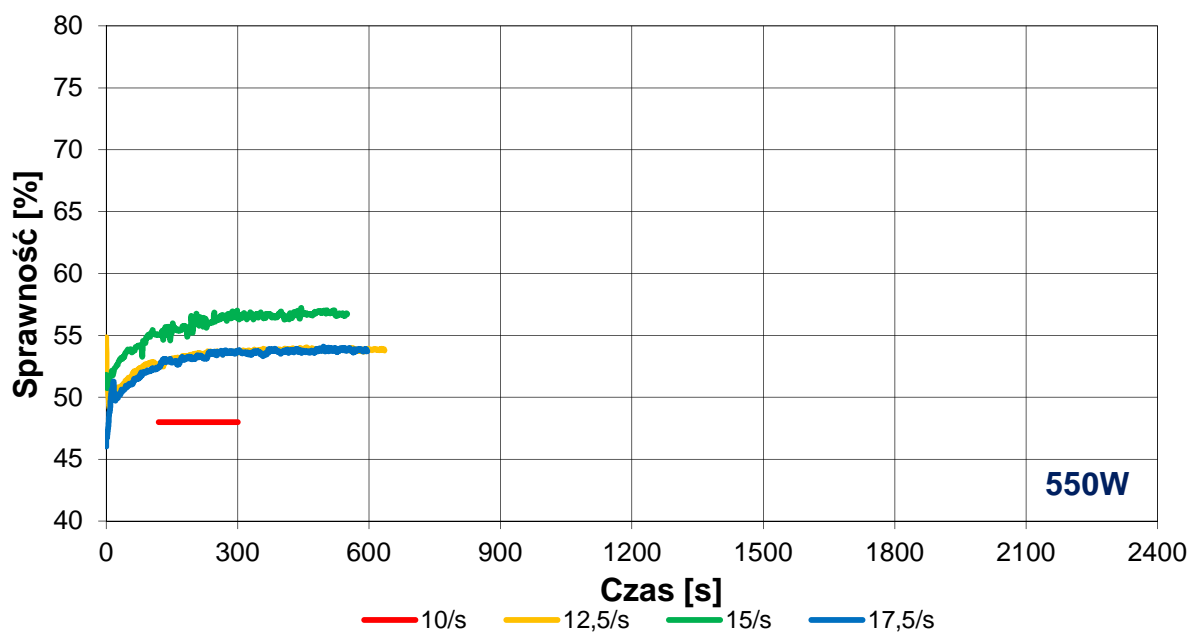
Wykres 5.42. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=400\text{ W}$



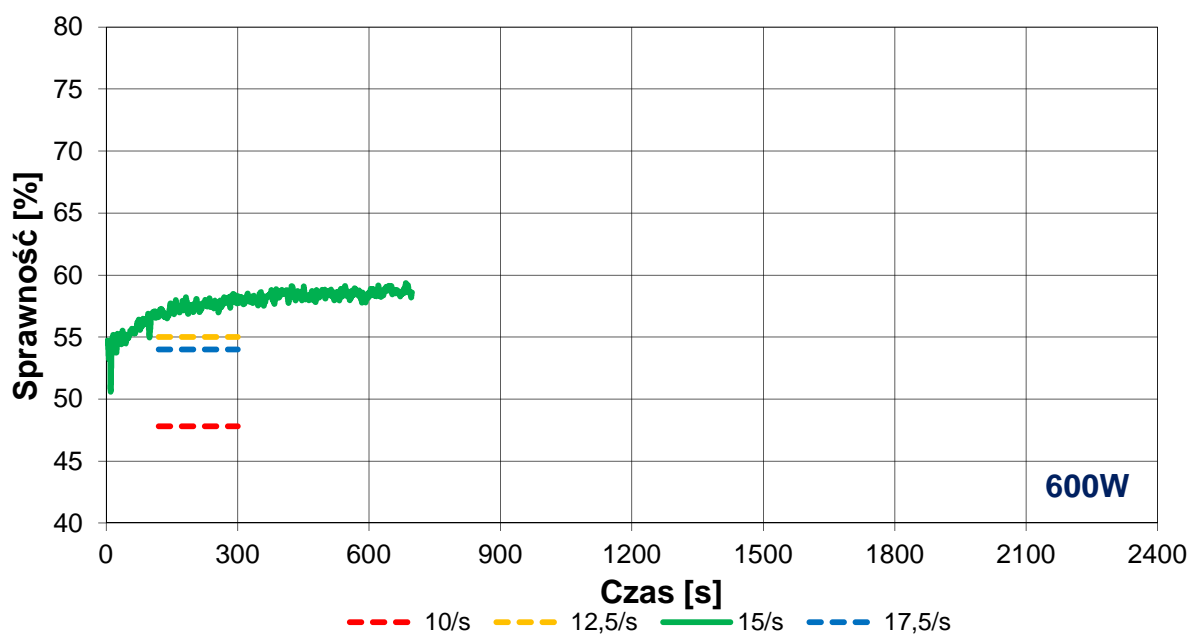
Wykres 5.43. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=450\text{ W}$



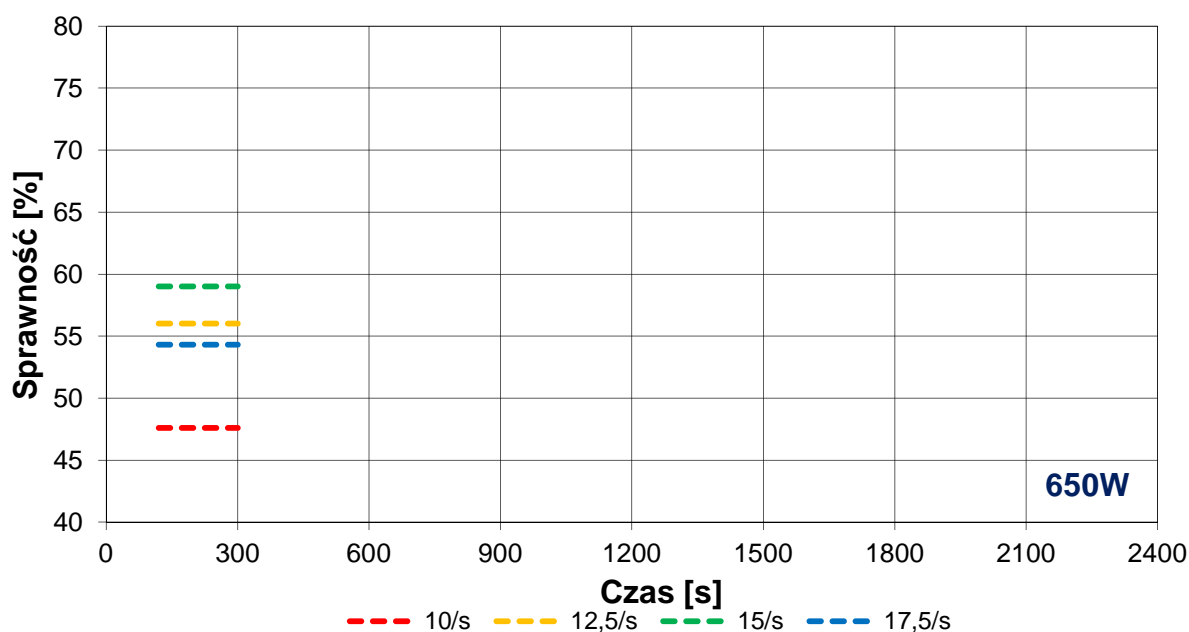
Wykres 5.44. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.45. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Wykres 5.46. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=600\text{ W}$



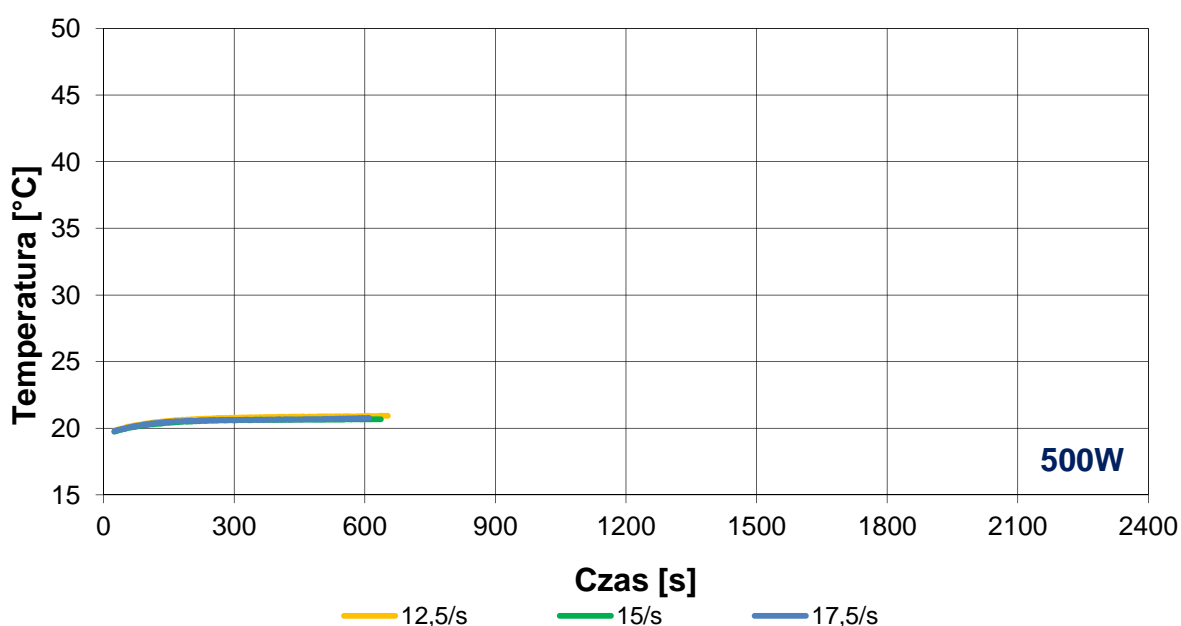
Wykres 5.47. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=650\text{ W}$

Sprawność układu mierzona była równocześnie z temperaturą. Dla prędkości obrotowej 10 obr/s ponownie zarejestrowano jedynie kilka punktów pracy, na podstawie których wyznaczono orientacyjną sprawność. Prędkość obrotowa w przypadku tego czynnika ma zmienny wpływ na sprawność układu. Dla wszystkich stanów obciążeń układu wraz ze wzrostem prędkości obrotowej początkowo rośnie natomiast dla 17,5 obr/s znowu maleje. Powodem takiego stanu jest opór, który musi pokonać silnik wirujący w oleju. Olej ten ma prawie dziesięciokrotnie wyższy współczynnik lepkości kinetycznej w stosunku do wcześniej badanego oleju i procentowy udział strat wynikających z oporów generowanych przez olej jest wyższy. Jest on zależny od prędkości obrotowej. Cały układ napędowy pomijając opory czynnika chłodzącego uzyskuje wyższe sprawności zwiększając moc i prędkość obrotową natomiast nakładając na to straty oporów ruchu w oleju uzyskujemy przedstawiony przebieg. Udział strat mechanicznych przekracza zyski płynące ze zwiększenia prędkości obrotowej i sprawność ogólna maleje. Przedstawiony stan tłumaczy również występowanie wyższych temperatur dla prędkości 17,5 obr/s. Większy opór wymaga przepływu wyższej wartości prądu przez sterownik uzwojenie w celu uzyskania określonej mocy mechanicznej.

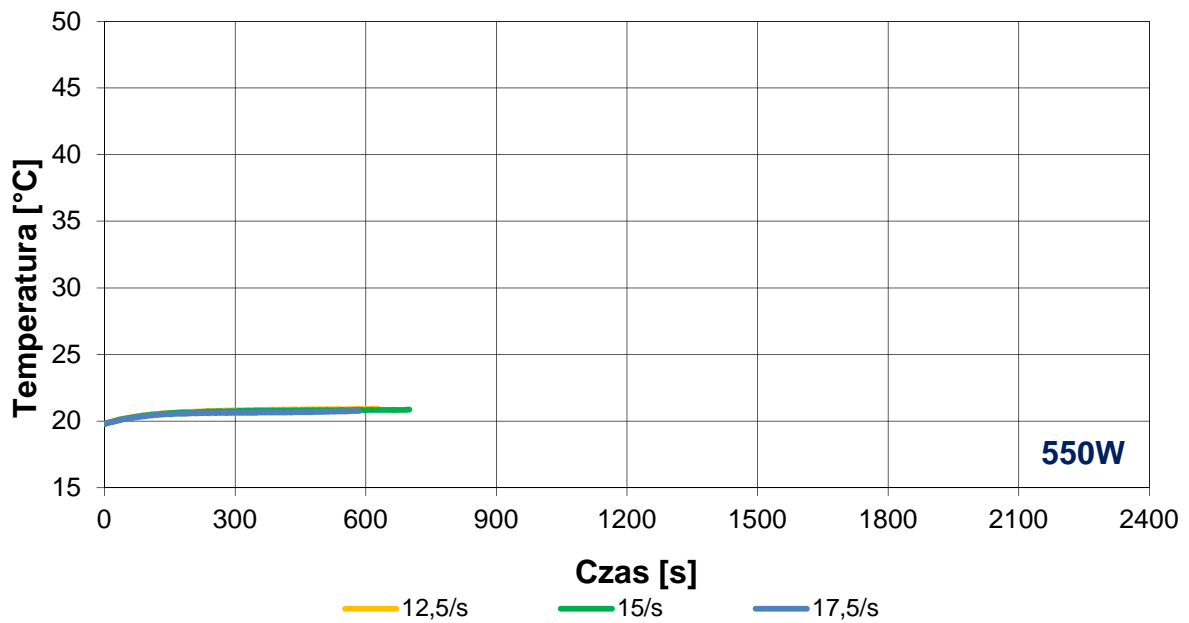
## 5.4. Silnik chłodzony wodą

Pędnik został wypełniony wodą słodką. Wszystkie pozostałe założenia pracy napędu zostały powtórzone. Przeprowadzono pomiary dla takich samych stanów pracy ale jedynie dla mocy 500 W oraz 550 W. Ze względu na szkodliwy wpływ na łożyska kulkowe silnika (wypłukanie smaru) nie przeprowadzono badań z użyciem wody w pełnym zakresie pracy pędnika.

### 5.4.1. Wykresy temperatury silnika w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



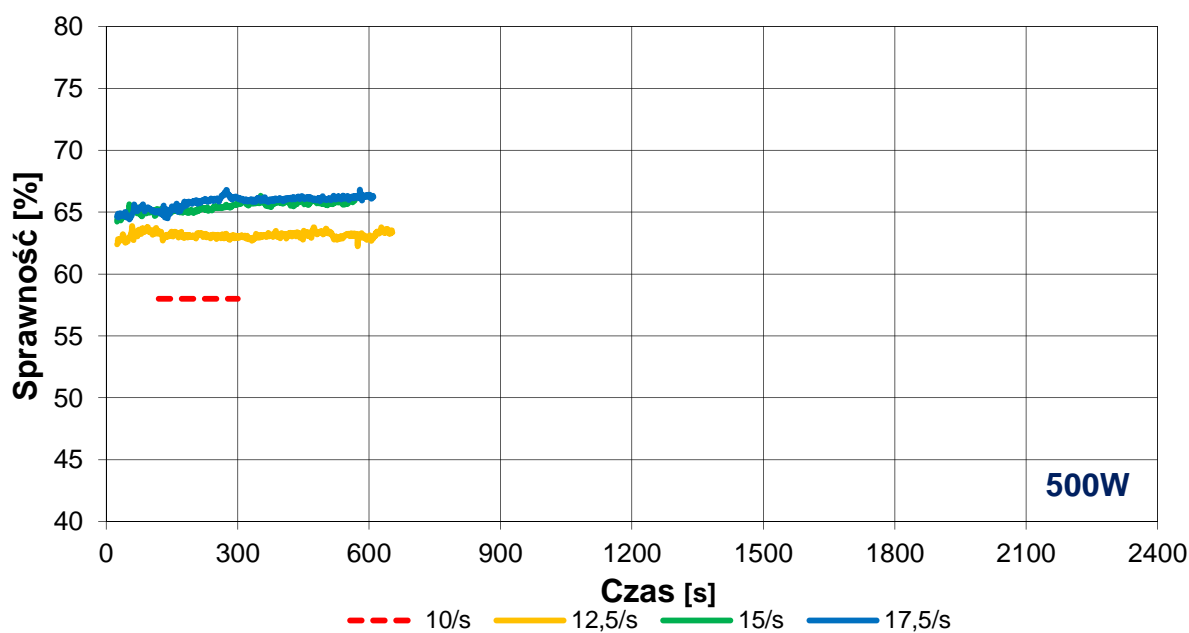
Wykres 5.48. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



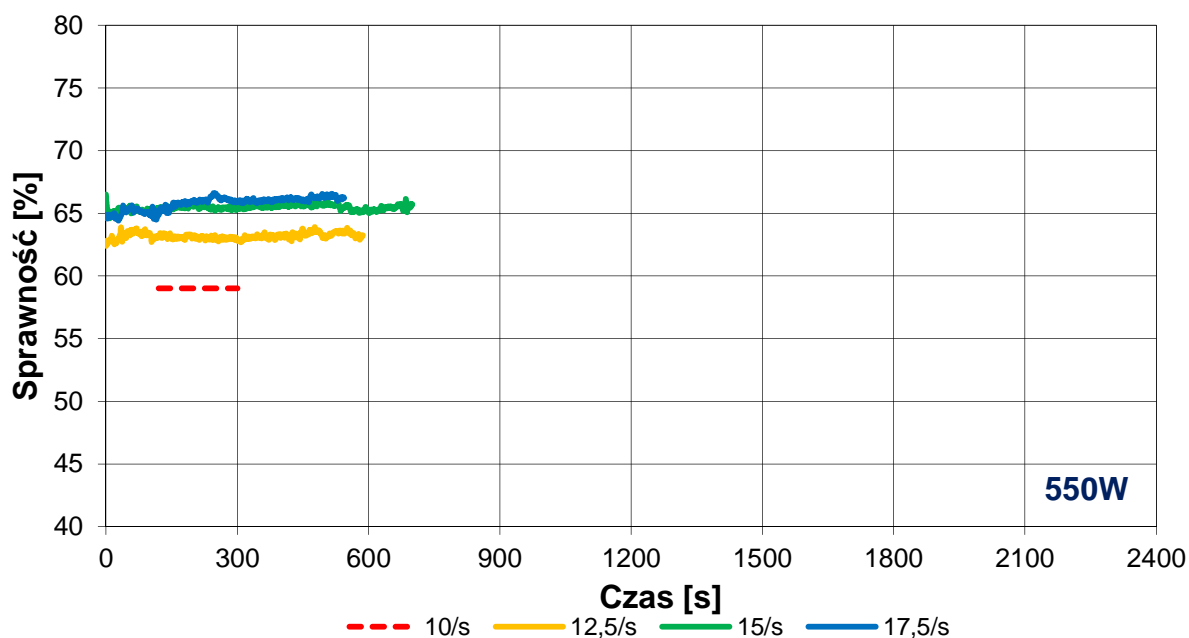
Wykres 5.49. Wyniki pomiarów zmiany temperatury silnika w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$

Pomiary temperatur układu chłodzonego wodą prowadzone były do ustabilizowania się temperatury. Stan ten uzyskiwany był za każdym razem przed upływem 10 minut czasu pracy. Jak widać z wykresów zakres pomiarowy był za mały aby określić wpływ stanów pracy na temperaturę silnika. Jednak na podstawie tych dwóch przypadków można zauważyć że w przypadku chłodzenia wodą wpływ prędkości obrotowej na uzyskiwane temperatury jest niewielki i wszystkie wykresy się pokrywają.

#### 5.4.2. Wykresy sprawności układu w czasie dla różnych prędkości obrotowych i wartości obciążenia



Wykres 5.50. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=500\text{ W}$



Wykres 5.51. Wyniki pomiarów zmiany sprawności układu napędowego w czasie, dla różnych prędkości obrotowych, przy obciążeniu mocą  $P=550\text{ W}$



Sprawność układu mierzona była równocześnie z temperaturą. Dla prędkości obrotowej 10 obr/s ponownie zarejestrowano jedynie kilka punktów pracy, na podstawie których wyznaczono orientacyjną sprawność. Prędkość obrotowa w przypadku pracy w wodzie ma podobny wpływ na sprawność jak w przypadku powietrza. Dla wszystkich stanów obciążeń układu wraz ze wzrostem prędkości obrotowej sprawność wzrasta. Woda ma najmniejszy współczynnik lepkości kinematycznej ze wszystkich badanych czynników a jednocześnie największą gęstość.

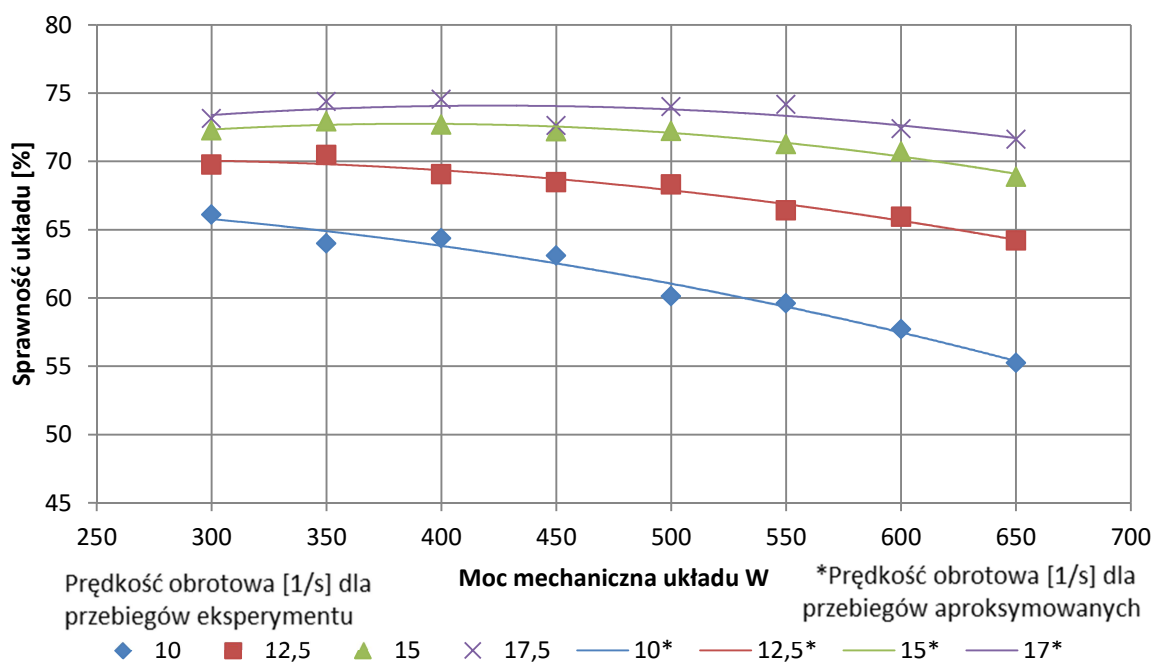
## 6. Opis matematyczny

Opis matematyczny dotyczy przebiegu sprawności całego układu napędowego w zależności od mocy mechanicznej (w zakresie 300W-650W), prędkości obrotowej śruby (w zakresie 10obr/s do 17,5obr/s) oraz własności fizycznych czynnika chłodzącego (lepkość kinematyczna oraz gęstość). Sprawność układu została wyznaczona dla poszczególnych stanów pracy jako wartość średnia po ustabilizowaniu się parametrów pracy.

### 6.1. Aproksymacja przebiegów parametrów zmierzonych

Wartości sprawności zarejestrowane podczas pomiarów zostały przeanalizowane i postanowiono aproksymować ich przebieg doprowadzając do opisu zależności sprawności w funkcji prędkości obrotowej. Na samym początku wyznaczono wielomiany drugiego stopnia aproksymujące zależności sprawności układu od mocy mechanicznej. Do tego celu posłużyły formuły statystyczne zawarte w oprogramowaniu Excel, służące do wyznaczania krzywej metodą najmniejszych kwadratów. Duża podatność tej metody na dane odstające w przedstawionym toku obliczeń nie była problemem. Zarejestrowane przebiegi nie posiadały takich elementów.

#### 6.1.1. Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem.



Wykres 6.1. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w powietrzu

$$\eta = A_i P^2 + B_i P + C_i$$

Równanie 1.

Tabela 6.1 Wartości obliczonych współczynników  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  z równania 1 opisującego rozkład sprawności. Praca silnika w powietrzu.

10/s		12,5/s		15/s		17,5/s	
$A_P$	-4,0280E-05	$A_P$	-3,8229E-05	$A_P$	-5,3540E-05	$A_P$	-4,5960E-05
$B_P$	8,5858E-03	$B_P$	1,9745E-02	$B_P$	4,1586E-02	$B_P$	3,8831E-02
$C_P$	6,6821E+01	$C_P$	6,7568E+01	$C_P$	6,4675E+01	$C_P$	6,5880E+01

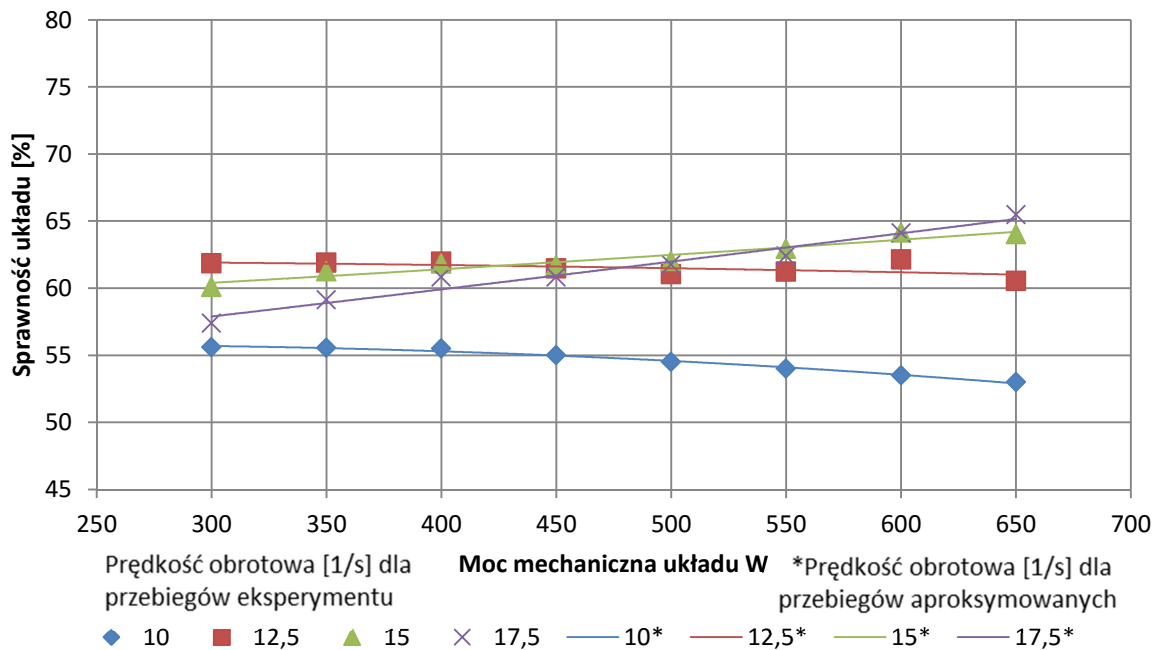
Źródło: Opracowanie własne

Tabela 6.2. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 1 oraz współczynników z tabeli 6.1. Praca silnika w powietrzu.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	65,77	64,89	63,81	62,53	61,04	59,36	57,47	55,38
12,5/s	70,05	69,80	69,35	68,71	67,88	66,86	65,65	64,25
15/s	72,33	72,67	72,74	72,55	72,08	71,35	70,35	69,09
17,5/s	73,39	73,84	74,06	74,05	73,81	73,33	72,63	71,70

Źródło: Opracowanie własne

### 6.1.2. Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości.



Wykres 6.2. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości

Tabela 6.3. Wartości obliczonych współczynników  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  z równania 1 opisującego rozkład sprawności.  
Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

10/s		12,5/s		15/s		17/s	
$A_{O1}$	$-1,6071E-05$	$A_{O1}$	$-3,0072E-06$	$A_{O1}$	$3,0620E-06$	$A_{O1}$	$2,0677E-06$
$B_{O2}$	$7,3036E-03$	$B_{O2}$	$2,9239E-04$	$B_{O2}$	$7,9585E-03$	$B_{O2}$	$1,8800E-02$
$C_{O3}$	$5,4949E+01$	$C_{O3}$	$6,2094E+01$	$C_{O3}$	$5,7736E+01$	$C_{O3}$	$5,2064E+01$

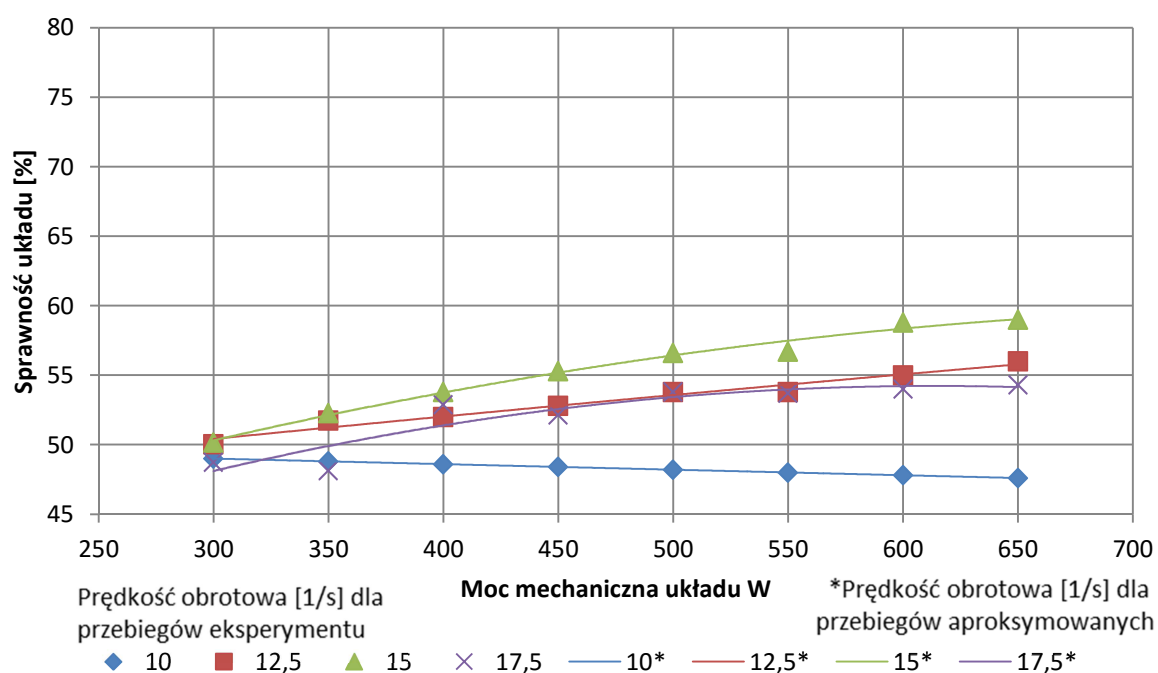
Źródło: Opracowanie własne

Tabela 6.4 Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 1 oraz współczynników z tabeli 6.3  
Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	55,69	55,54	55,30	54,98	54,58	54,10	53,55	52,91
12,5/s	61,91	61,83	61,73	61,62	61,49	61,34	61,19	61,01
15/s	60,40	60,90	61,41	61,94	62,48	63,04	63,61	64,20
17,5/s	57,89	58,90	59,91	60,94	61,98	63,03	64,09	65,16

Źródło: Opracowanie własne

### 6.1.3. Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o większej lepkości.



Wykres 6.3. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o większej lepkości.

Tabela 6.5. Wartości obliczonych współczynników  $A_i$ ,  $B_i$ ,  $C_i$  z równania 1 opisującego rozkład sprawności.

Praca silnika w oleju o większej lepkości.

10/s		12,5/s		15/s		17/s	
$A_{O_2}$	-1,6499E-20	$A_{O_2}$	-3,1190E-06	$A_{O_2}$	-3,7810E-05	$A_{O_2}$	-6,2238E-05
$B_{O_2}$	-4,0000E-03	$B_{O_2}$	1,8285E-02	$B_{O_2}$	6,0824E-02	$B_{O_2}$	7,6364E-02
$C_{O_2}$	5,0200E+01	$C_{O_2}$	4,5208E+01	$C_{O_2}$	3,5463E+01	$C_{O_2}$	3,0799E+01

Źródło: Opracowanie własne

Tabela 6.6. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 1 oraz współczynników z tabeli 6.5

Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	49,00	48,80	48,60	48,40	48,20	48,00	47,80	47,60
12,5/s	50,41	51,23	52,02	52,80	53,57	54,32	55,06	55,78
15/s	50,31	52,12	53,74	55,18	56,42	57,48	58,35	59,02
17,5/s	48,11	49,90	51,39	52,56	53,42	53,97	54,21	54,14

Źródło: Opracowanie własne

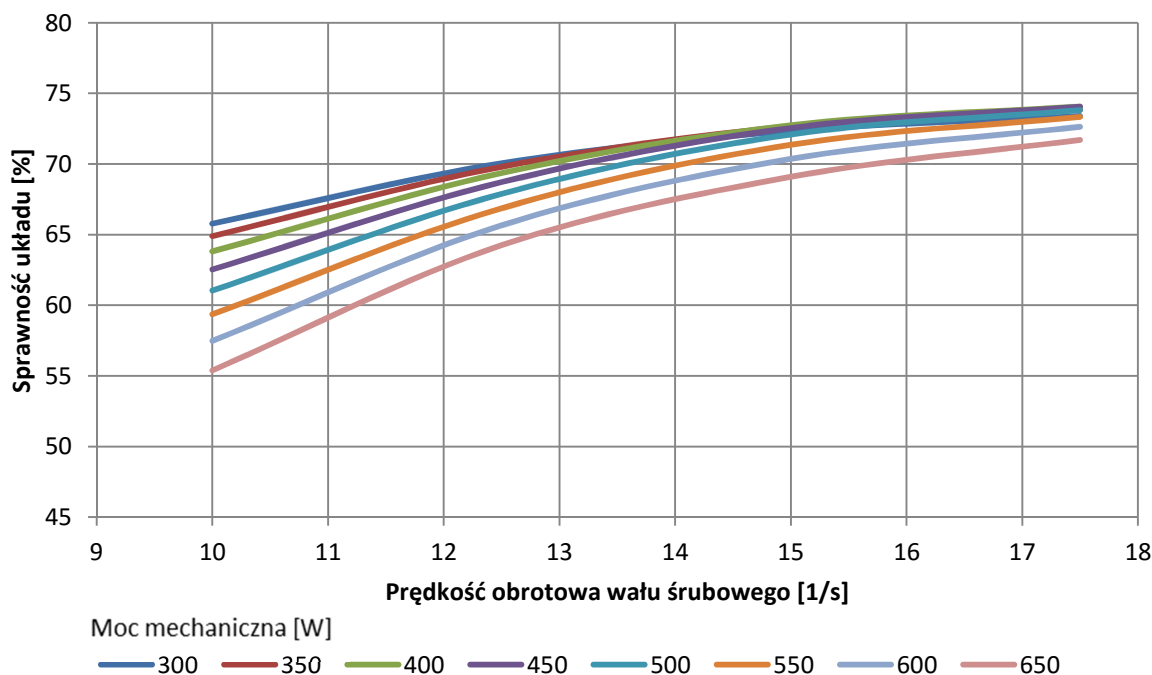
#### 6.1.4. Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.

W przypadku pracy układu chłodzonego wodą dokonano pomiaru tylko dla dwóch wartości mocy w związku z czym pominięto ten krok w trakcie aproksymacji. Wartości pomierzone zostały wykorzystane w kolejnym kroku.

## 6.2. Interpolacja przebiegów sprawności wielomianami trzeciego stopnia

Drugim krokiem było opisanie powstałych wykresów sprawności za pomocą wielomianu trzeciego stopnia. Wielomian opisuje zależność sprawności  $\eta$  od prędkości obrotowej  $n$ . Dla każdej mierzonej mocy mechanicznej oraz czynnika chłodzącego dobrano odpowiednie współczynniki wielomianu.

### 6.2.1. Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem.



Wykres 6.4. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w powietrzu. Dane z tabeli 6.2.

$$\eta = D_i n^3 + E_i n^2 + F_i n + G_i$$

Równanie 2.

Tabela 6.7. Wartości obliczonych współczynników  $D_i$ ,  $E_i$ ,  $F_i$ ,  $G_i$  z równania 2 opisującego rozkład sprawności. Praca silnika w powietrzu.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
$D_p$	0,0083	0,0034	0,0007	0,0002	0,0017	0,0055	0,0113	0,0194
$E_p$	-0,4712	-0,2914	-0,1990	-0,1941	-0,2767	-0,4466	-0,7041	-1,0490
$F_p$	9,1490	7,2057	6,4157	6,7789	8,2954	10,9652	14,7883	19,7646
$G_p$	13,1007	18,5319	18,8272	13,9866	4,0103	-11,1019	-31,3500	-56,7338

Źródło: Opracowanie własne

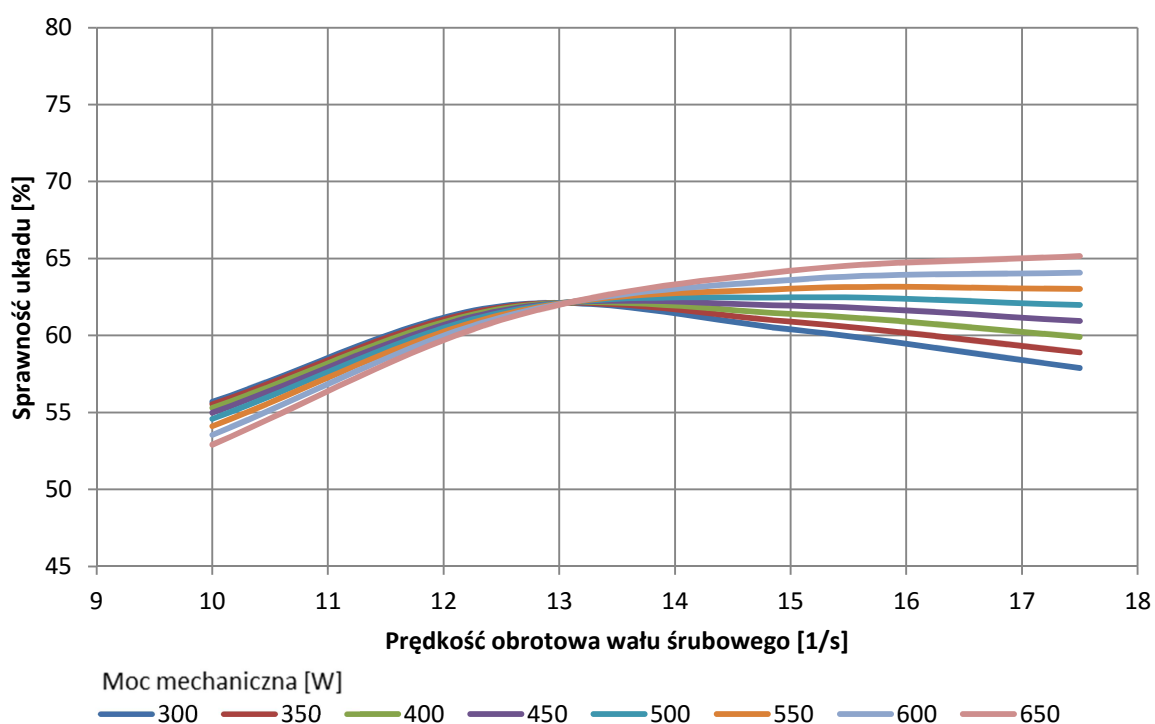
Tabela 6.8. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 2 oraz współczynników z tabeli 6.7.

Praca silnika w powietrzu.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	65,77	64,89	63,81	62,53	61,04	59,36	57,47	55,38
12,5/s	70,05	69,80	69,35	68,71	67,88	66,86	65,65	64,25
15/s	72,33	72,67	72,74	72,55	72,08	71,35	70,35	69,09
17,5/s	73,39	73,84	74,06	74,05	73,81	73,33	72,63	71,70

Źródło: Opracowanie własne

### 6.2.2. Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości.



Wykres 6.5. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości. Dane z tabeli 6.4.

Tabela 6.9. Wartości obliczonych współczynników  $D_i$ ,  $E_i$ ,  $F_i$ ,  $G_i$  z równania 2 opisującego rozkład sprawności. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
$D_{O1}$	0,0718	0,0656	0,0595	0,0533	0,0471	0,0410	0,0348	0,0286
$E_{O1}$	-3,3104	-3,0390	-2,7702	-2,5041	-2,2406	-1,9798	-1,7217	-1,4662
$F_{O1}$	49,6007	45,8705	42,2277	38,6723	35,2043	31,8238	28,5306	25,3248
$G_{O1}$	-181,0634	-164,9052	-149,4317	-134,6426	-120,5382	-107,1183	-94,3829	-82,3321

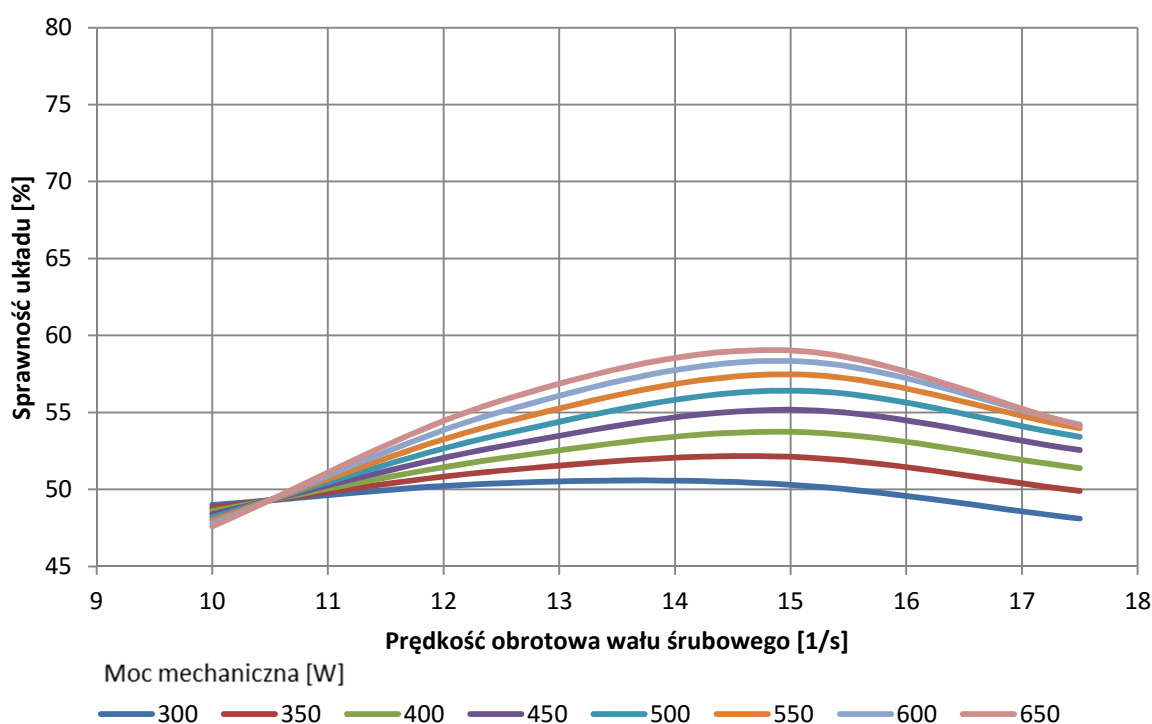
Źródło: Opracowanie własne

Tabela 6.10. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 2 oraz współczynników z tabeli 6.9. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	55,69	55,54	55,30	54,98	54,58	54,10	53,55	52,91
12,5/s	61,91	61,83	61,73	61,62	61,49	61,34	61,19	61,01
15/s	60,40	60,90	61,41	61,94	62,48	63,04	63,61	64,20
17,5/s	57,89	58,90	59,91	60,94	61,98	63,03	64,09	65,16

Źródło: Opracowanie własne

### 6.2.3. Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o większej lepkości.



Wykres 6.6. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o większej lepkości. Dane z tabeli 6.6.

Tabela 6.11. Wartości obliczonych współczynników  $D_i$ ,  $E_i$ ,  $F_i$ ,  $G_i$  z równania 2 opisującego rozkład sprawności. Praca silnika w oleju o większej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
$D_{O_2}$	-0,0062	-0,0169	-0,0253	-0,0316	-0,0356	-0,0373	-0,0369	-0,0342
$E_{O_2}$	0,1094	0,5095	0,8134	1,0210	1,1323	1,1473	1,0660	0,8884
$F_{O_2}$	0,4512	-4,0682	-7,2779	-9,1778	-9,7679	-9,0481	-7,0186	-3,6793
$G_{O_2}$	39,7067	55,3838	65,3614	69,6395	68,2181	61,0971	48,2767	29,7567

Źródło: Opracowanie własne

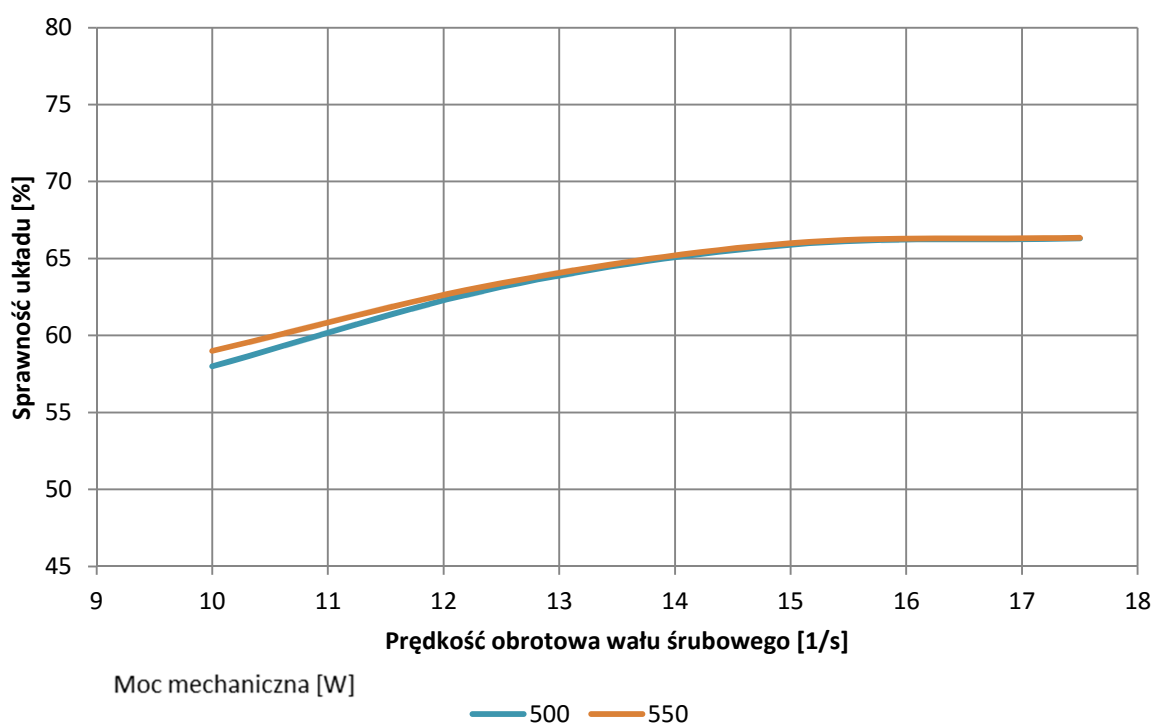


Tabela 6.12. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 2 oraz współczynników z tabeli 6.11. Praca silnika w oleju o większej lepkości.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	49,00	48,80	48,60	48,40	48,20	48,00	47,80	47,60
12,5/s	50,41	51,23	52,02	52,80	53,57	54,32	55,06	55,78
15/s	50,31	52,12	53,74	55,18	56,42	57,48	58,35	59,02
17,5/s	48,11	49,90	51,39	52,56	53,42	53,97	54,21	54,14

Źródło: Opracowanie własne

#### 6.2.4. Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.



Wykres 6.7. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w wodzie.

Tabela 6.13. Wartości obliczonych współczynników  $D_i$ ,  $E_i$ ,  $F_i$ ,  $G_i$  z równania 2 opisującego rozkład sprawności. Praca silnika w wodzie.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
D	-	-	-	-	0,0009	-0,0048	-	-
E	-	-	-	-	-0,2256	0,0360	-	-
F <sub>w</sub>	-	-	-	-	6,8147	2,7800	-	-
G	-	-	-	-	11,5600	32,4000	-	-

Źródło: Opracowanie własne

Tabela 6.14. Wartości obliczonych sprawności na podstawie równania 2 oraz współczynników z tabeli 6.13.

Praca silnika w wodzie.

	300W	350W	400W	450W	500W	550W	600W	650W
10/s	-	-	-	-	58,00	59,00	-	-
12,5/s	-	-	-	-	63,16	63,40	-	-
15/s	-	-	-	-	65,90	66,00	-	-
17,5/s	-	-	-	-	66,30	66,35	-	-

Źródło: Opracowanie własne

### 6.3. Wprowadzenie do zależności mocy mechanicznej

Każdy z współczynników  $D_i$ ,  $E_i$ ,  $F_i$  oraz  $G_i$  z Równanie 2 został opisany wielomianem drugiego stopnia zależnym od mocy mechanicznej  $P$  dzięki czemu w ramach jednego czynnika chłodzącego powstała jedna zależność dla sprawności  $\eta$ .

$$D_i = H_{D_i}P^2 + I_{D_i}P + J_{D_i}$$

$$E_i = H_{E_i}P^2 + I_{E_i}P + J_{E_i}$$

$$F_i = H_{F_i}P^2 + I_{F_i}P + J_{F_i}$$

$$G_i = H_{G_i}P^2 + I_{G_i}P + J_{G_i}$$

Równanie 3.

Pozwoliło to rozwinąć równanie do poniższej postaci zależnej od prędkości  $n$  obrotowej i mocy mechanicznej  $P$ .

$$\eta = (H_{D_i}P^2 + I_{D_i}P + J_{D_i})n^3 + (H_{E_i}P^2 + I_{E_i}P + J_{E_i})n^2 + (H_{F_i}P^2 + I_{F_i}P + J_{F_i})n + (H_{G_i}P^2 + I_{G_i}P + J_{G_i})$$

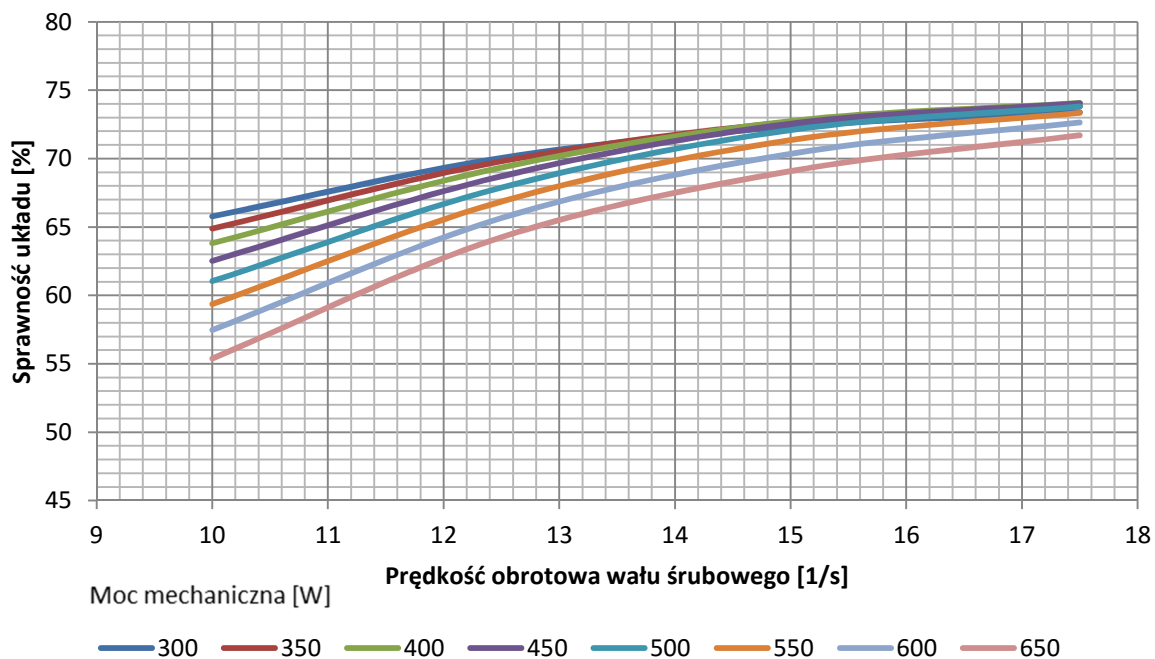
Równanie 4.

#### 6.3.1. Przestrzeń pędnika wypełniona powietrzem.

Tabela 6.15. Wartości obliczonych współczynników  $H_{D_i}$ ,  $H_{E_i}$ ,  $H_{F_i}$ ,  $H_{G_i}$ ,  $I_{D_i}$ ,  $I_{E_i}$ ,  $I_{F_i}$ ,  $I_{G_i}$ ,  $J_{D_i}$ ,  $J_{E_i}$ ,  $J_{F_i}$ ,  $J_{G_i}$  z równań 3 oraz 4 opisujących rozkład sprawności w zależności od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w powietrzu.

	$D_p$	$E_p$	$F_p$	$G_p$
H	4,2937E-07	-1,7490E-05	2,3065E-04	-1,0272E-03
I	-3,7628E-04	1,4965E-02	-1,8879E-01	7,7628E-01
J	8,2543E-02	-3,3866E+00	4,5027E+01	-1,2734E+02

Źródło: Opracowanie własne



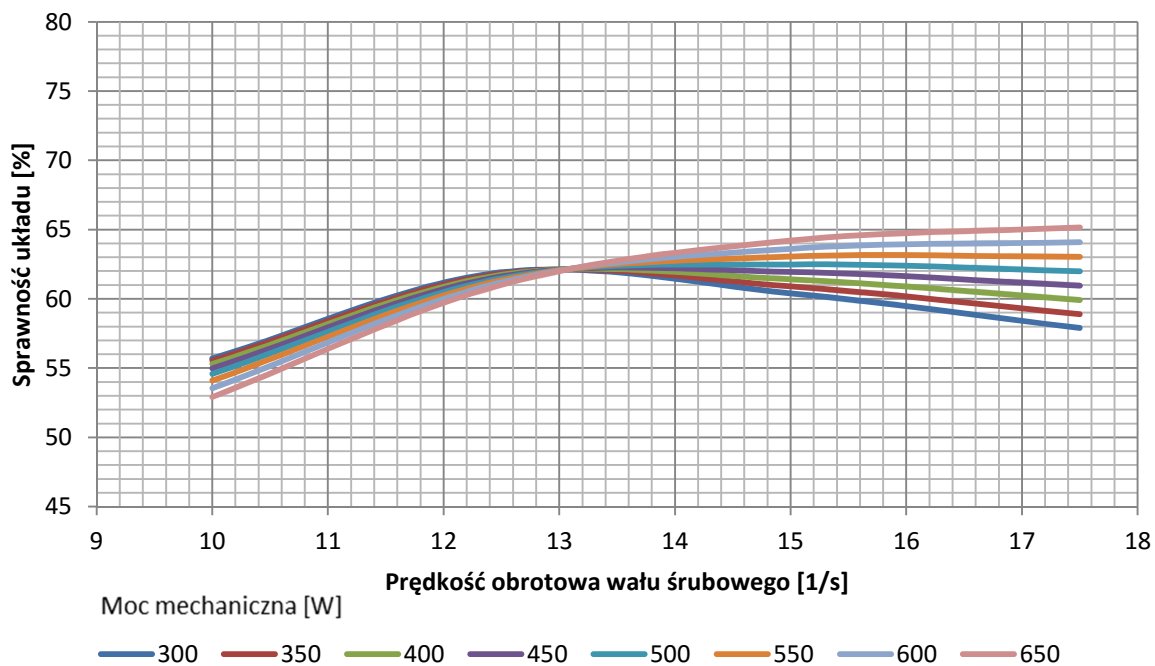
Wykres 6.8. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w wodzie. Na podstawie równania 4 i tabeli 6.15.

### 6.3.2. Przestrzeń pędnika wypełniona olejem o mniejszej lepkości.

Tabela 6.16. Wartości obliczonych współczynników  $HD_i$ ,  $HE_i$ ,  $HF_i$ ,  $HG_i$ ,  $ID_i$ ,  $IE_i$ ,  $IF_i$ ,  $IG_i$ ,  $JD_i$ ,  $JE_i$ ,  $JF_i$ ,  $JG_i$  z równań 3 oraz 4 opisujących rozkład sprawności w zależności od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	$D_{O1}$	$E_{O1}$	$F_{O1}$	$G_{O1}$
H	$-7,2939E-10$	$-5,3226E-07$	$1,7480E-05$	$-1,3691E-04$
I	$-1,2269E-04$	$5,7749E-03$	$-8,5965E-02$	$4,1216E-01$
J	$1,0866E-01$	$-4,9950E+00$	$7,3817E+01$	$-2,9239E+02$

Źródło: Opracowanie własne



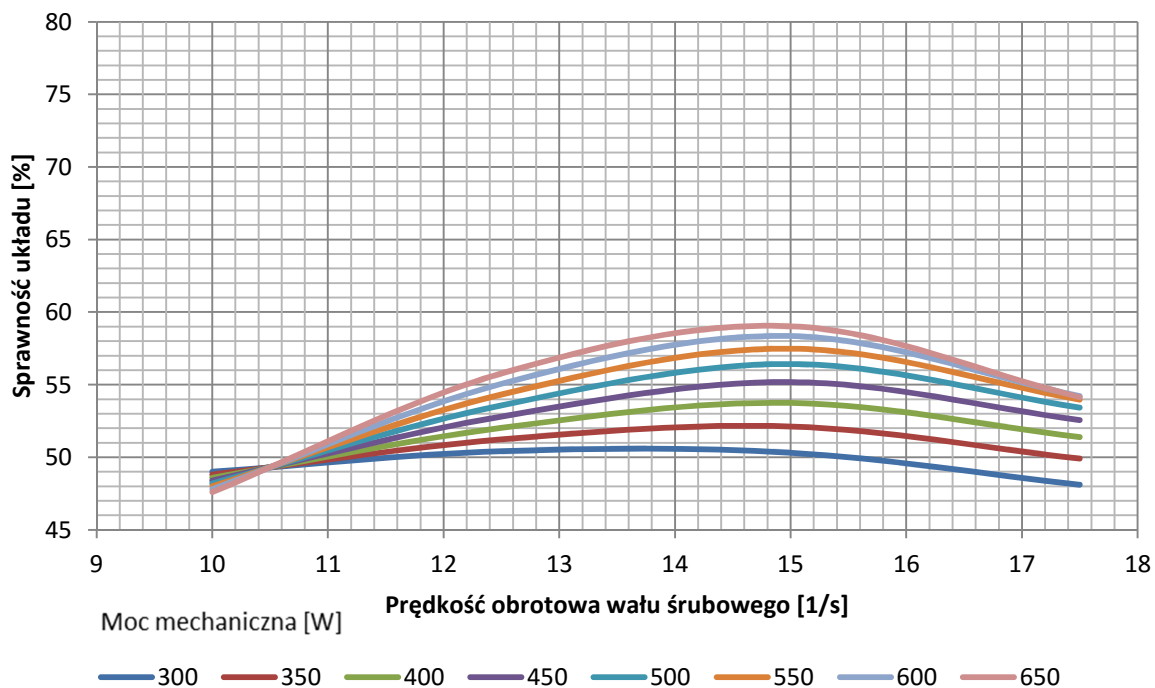
Wykres 6.9. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w wodzie. Na podstawie równania 4 i tabeli 6.16.

### 6.3.3. Przestrzeń pędnika wypełniona większej lepkości.

Tabela 6.17. Wartości obliczonych współczynników  $HD_i$ ,  $HE_i$ ,  $HF_i$ ,  $HG_i$ ,  $ID_i$ ,  $IE_i$ ,  $IF_i$ ,  $IG_i$ ,  $JD_i$ ,  $JE_i$ ,  $JF_i$ ,  $JG_i$  z równań 3 oraz 4 opisujących rozkład sprawności w zależności od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o większej lepkości.

	$D_{O_2}$	$E_{O_2}$	$F_{O_2}$	$G_{O_2}$
H	$4,4622E-07$	$-1,9259E-05$	$2,6196E-04$	$-1,1399E-03$
I	$-5,0404E-04$	$2,0522E-02$	$-2,6066E-01$	$1,0545E+00$
J	$1,0490E-01$	$-4,3139E+00$	$5,5074E+01$	$-1,7405E+02$

Źródło: Opracowanie własne



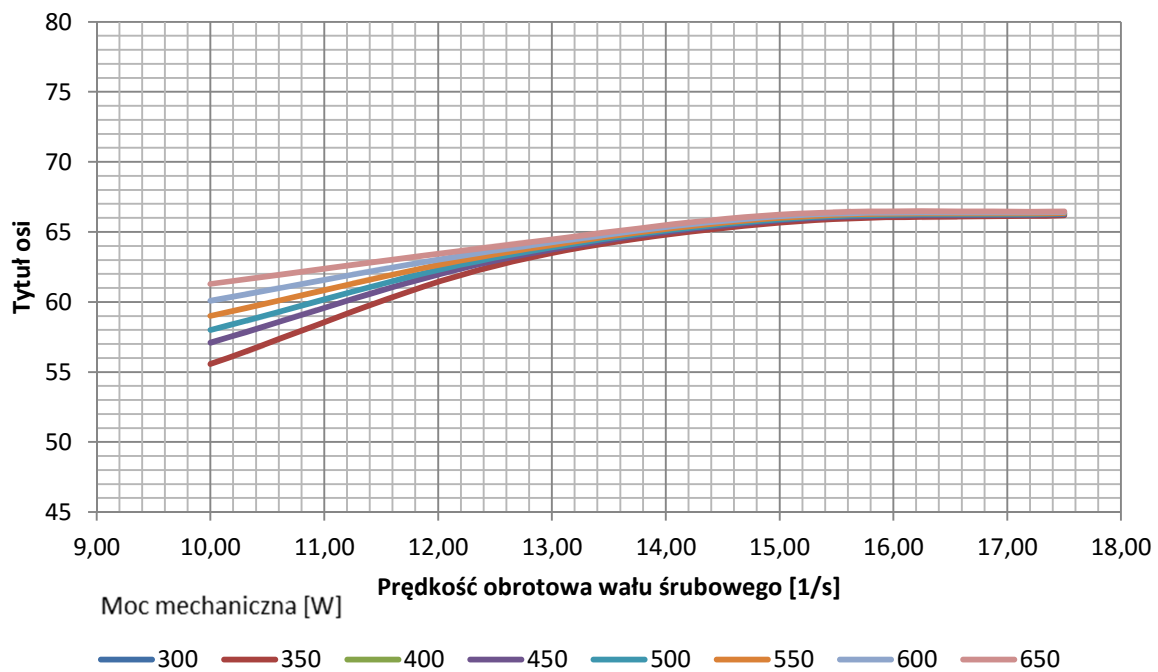
Wykres 6.10. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w wodzie. Na podstawie równania 4 i tabeli 6.17.

#### 6.3.4. Przestrzeń pędnika wypełniona wodą.

Tabela 6.18. Wartości obliczonych współczynników  $H_{Di}$ ,  $HE_i$ ,  $HF_i$ ,  $HGi$ ,  $ID_i$ ,  $IE_i$ ,  $IF_i$ ,  $IG_i$ ,  $JD_i$ ,  $JE_i$ ,  $JF_i$ ,  $JG_i$  z równań 3 oraz 4 opisujących rozkład sprawności w zależności od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w oleju o mniejszej lepkości.

	$D_w$	$E_w$	$F_w$	$G_w$
H	$-1,0768E-07$	$4,9829E-06$	$-7,6851E-05$	$3,9695E-04$
I	$4,7460E-18$	$-1,8692E-16$	$2,5442E-15$	$-1,0598E-14$
J	$2,7774E-02$	$-1,4713E+00$	$2,6027E+01$	$-8,7678E+01$

Źródło: Opracowanie własne



Wykres 6.11. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej. Praca silnika w wodzie. Na podstawie równania 4 i tabeli 6.18.

#### 6.4. Wprowadzenie do zależności gęstości i lepkości czynnika chłodzącego

Wyrazy  $H_{Di}$ ,  $H_{Ei}$ ,  $H_{Fi}$ ,  $H_{Gi}$ ,  $I_{Di}$ ,  $I_{Ei}$ ,  $I_{Fi}$ ,  $I_{Gi}$ ,  $J_{Di}$ ,  $J_{Ei}$ ,  $J_{Fi}$ ,  $J_{Gi}$  z równania 4 opisano funkcją liniową zależną od logarytmu naturalnego z zależności opartej na lepkości kinematycznej  $\nu_k$  (mm<sup>2</sup>/s) oraz gęstości czynnika  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>), w którym pracował silnik. Zależność ta została dobrana empirycznie starając się dopasować uzyskiwane przebiegi do wartości zmierzonej.

$$H_{Di} = a_{HD} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{HD}$$

$$I_{Di} = a_{ID} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{ID}$$

$$J_{Di} = a_{JD} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{JD}$$

$$H_{Ei} = a_{HE} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{HE}$$

$$I_{Ei} = a_{IE} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{IE}$$

$$J_{Ei} = a_{JE} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{JE}$$

$$H_{Fi} = a_{HF} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{HF}$$

$$I_{Fi} = a_{IF} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{IF}$$

$$J_{Fi} = a_{JF} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{JF}$$

$$H_{Gi} = a_{HG} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{HG}$$

$$I_{Gi} = a_{IG} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{IG}$$

$$J_{Gi} = a_{JG} \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right) + b_{JG}$$

Równanie 5.

Po podstawieniu opisanych powyżej współczynników do równania 4 otrzymano poniższą zależność.



$$\eta = \left( \left( a_{H_D} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{H_D} \right) P^2 + \left( a_{I_D} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{I_D} \right) P + \left( a_{J_D} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{J_D} \right) \right) n^3$$

$$+ \left( \left( a_{H_E} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{H_E} \right) P^2 + \left( a_{I_E} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{I_E} \right) P + \left( a_{J_E} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{J_E} \right) \right) n^2$$

$$+ \left( \left( a_{H_F} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{H_F} \right) P^2 + \left( a_{I_F} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{I_F} \right) P + \left( a_{J_F} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{J_F} \right) \right) n$$

$$+ \left( \left( a_{H_G} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{H_G} \right) P^2 + \left( a_{I_G} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{I_G} \right) P + \left( a_{J_G} \ln \left( v_k \rho^{\left(1 + \frac{v_k}{250}\right)} \right) + b_{J_G} \right) \right)$$

Równanie 6.

Wartości obliczonych współczynników  $\mathbf{a}_i$  oraz  $\mathbf{b}_i$  przedstawiono poniżej. Zostały one wyznaczone w trakcie poszukiwań zależności z równania 5.

Tabela 6.19. Wartości obliczonych współczynników  $a_{H_D} \dots b_{J_G}$  z równania 5 opisujących współczynniki z równania 4 przedstawiającej rozkład sprawności w zależności od prędkości obrotowej i mocy mechanicznej.

$\mathbf{a}_{H_D} =$	1,0446 E-08	$\mathbf{b}_{H_D} =$	8,9903 E-08
$\mathbf{a}_{I_D} =$	-1,5410 E-05	$\mathbf{b}_{I_D} =$	-10,0443 E-05
$\mathbf{a}_{J_D} =$	2,8904 E-03	$\mathbf{b}_{J_D} =$	52,7757 E-03
$\mathbf{a}_{H_E} =$	-5,1511 E-07	$\mathbf{b}_{H_E} =$	-30,5037 E-07
$\mathbf{a}_{I_E} =$	6,5045 E-04	$\mathbf{b}_{I_E} =$	39,7095 E-04
$\mathbf{a}_{J_E} =$	-0,1152 E+00	$\mathbf{b}_{J_E} =$	-2,4179 E+00
$\mathbf{a}_{H_F} =$	7,6437 E-06	$\mathbf{b}_{H_F} =$	33,7542 E-06
$\mathbf{a}_{I_F} =$	-8,4068 E-03	$\mathbf{b}_{I_F} =$	-51,8554 E-03
$\mathbf{a}_{J_F} =$	1,2803 E+00	$\mathbf{b}_{J_F} =$	37,4982 E+00
$\mathbf{a}_{H_G} =$	-3,3841 E-05	$\mathbf{b}_{H_G} =$	-14,6677 E-05
$\mathbf{a}_{I_G} =$	3,3771 E-02	$\mathbf{b}_{I_G} =$	23,1330 E-02
$\mathbf{a}_{J_G} =$	-5,0597 E+00	$\mathbf{b}_{J_G} =$	-121,0109 E+00

Źródło: Opracowanie własne

Dla uproszczenia równania 6 wprowadzono zmienną  $\lambda$  opisującą zależność opartą na własnościach fizycznych czynnika chłodzącego.

$$\lambda = \ln \left( \nu_k \rho^{(1 + \frac{\nu_k}{250})} \right)$$

*Równanie 7.*

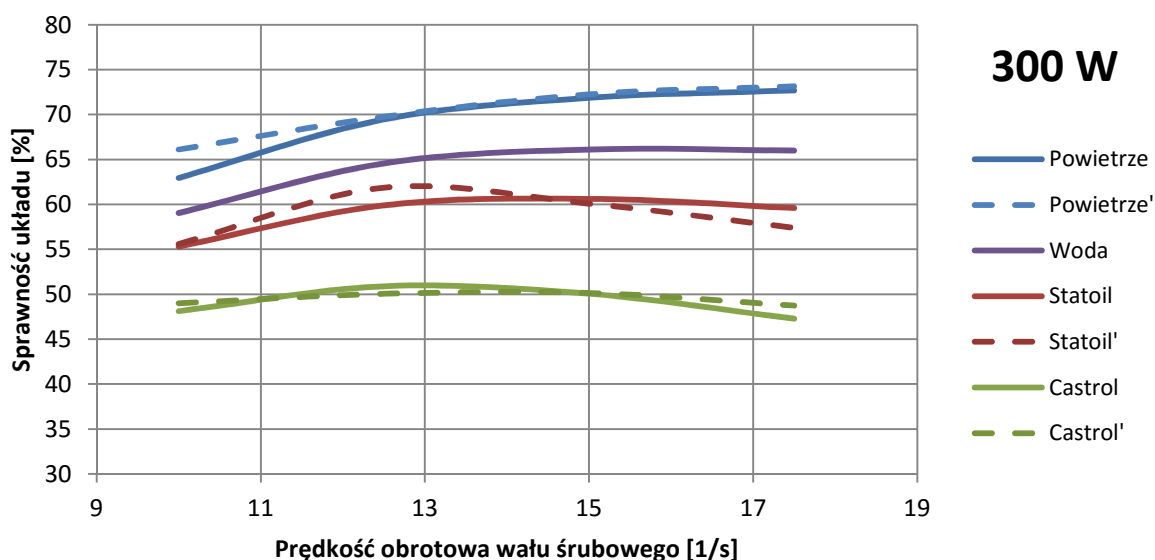
Po podstawieniu zmiennej  $\lambda$  do równania 6 otrzymujemy ostateczną postać funkcji opisującej sprawność układu  $\eta$  w zależności od mocy mechanicznej  $P(W)$ , prędkości obrotowej wału śrubowego  $n$  (obr/s) oraz własności czynnika wypełniającego pędnik lepkości kinematycznej  $\nu_k$  (mm<sup>2</sup>/s) oraz gęstości czynnika  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>).

$$\begin{aligned} \eta = & [(1,0446\lambda + 8,9903)10^{-8}P^2 - (1,5410\lambda + 10,0443)10^{-5}P + (2,8904\lambda + 52,7757)10^{-3}]n^3 \\ & + [-(5,1511\lambda + 30,5037)10^{-7}P^2 + (6,5045\lambda + 39,7095)10^{-4}P - (0,1152\lambda + 2,4179)]n^2 \\ & + [(7,6437\lambda + 33,7542)10^{-6}P^2 - (8,4068\lambda + 51,8554)10^{-3}P + (1,2803\lambda + 37,4982)]n \\ & + [-(3,3841\lambda + 14,6677)10^{-5}P^2 + (3,3771\lambda + 23,1330)10^{-2}P - (5,0597\lambda + 121,0109)] \end{aligned}$$

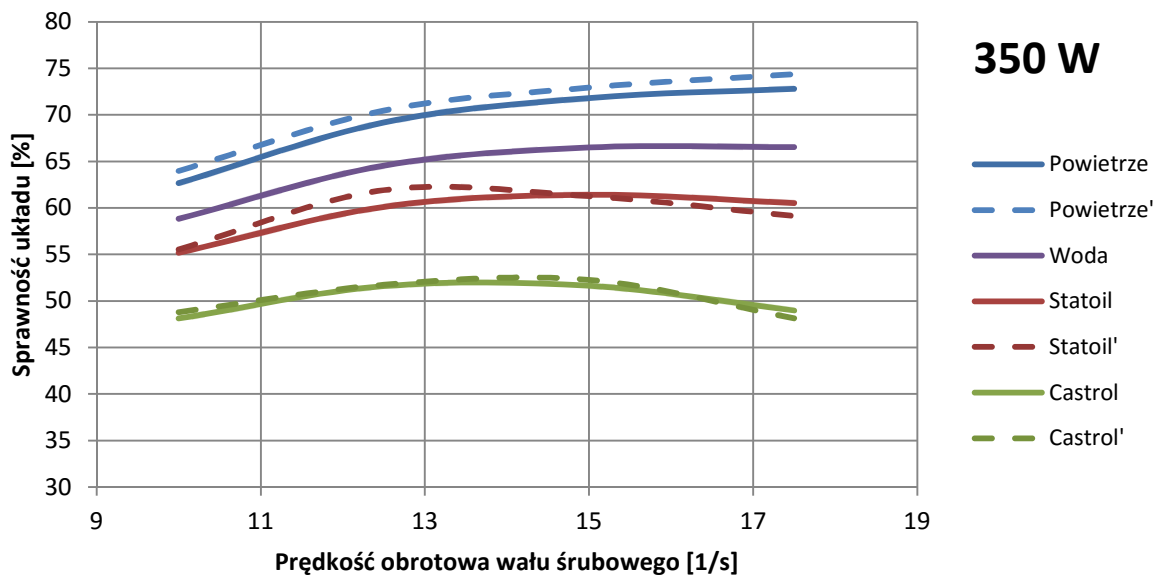
*Równanie 8.*

## 7. Porównanie wyników

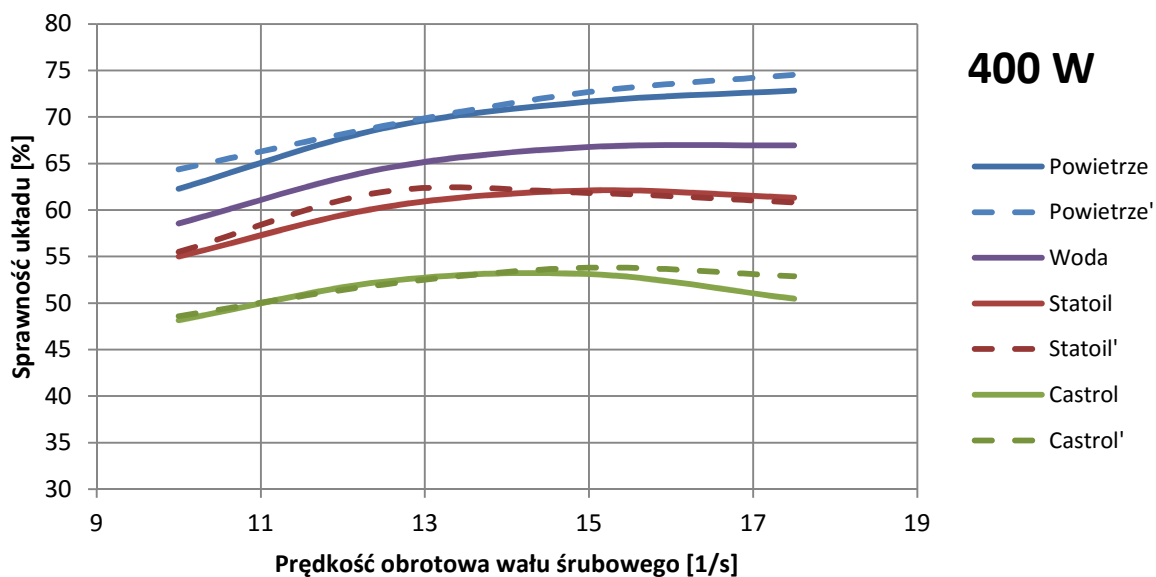
Na poniższych wykresach przedstawiono zestawienie porównujące sprawność układu pracującego w różnych czynnikach chłodzących dla określonych mocy mechanicznych. Na wykresach linie przerywane określają sprawność układu zmierzoną na stanowisku pomiarowym, natomiast linie ciągłe przedstawiają wynik uzyskany dzięki zaproponowanej zależności matematycznej. Wartości pomierzone dla wody występują jedynie dla mocy 500W oraz 550W.



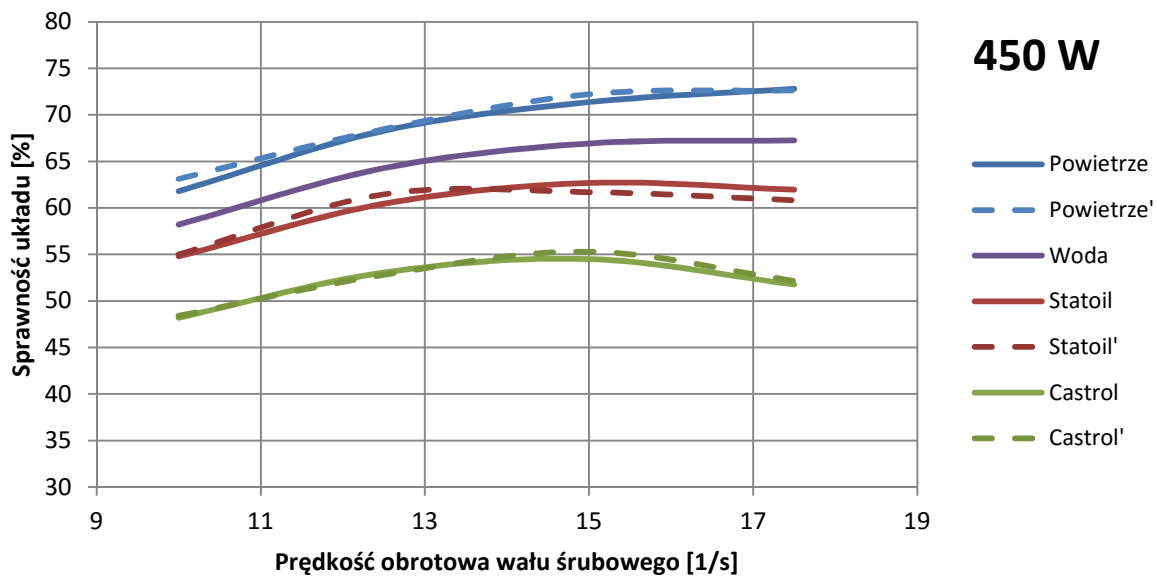
Wykres 7.1. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 300W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.



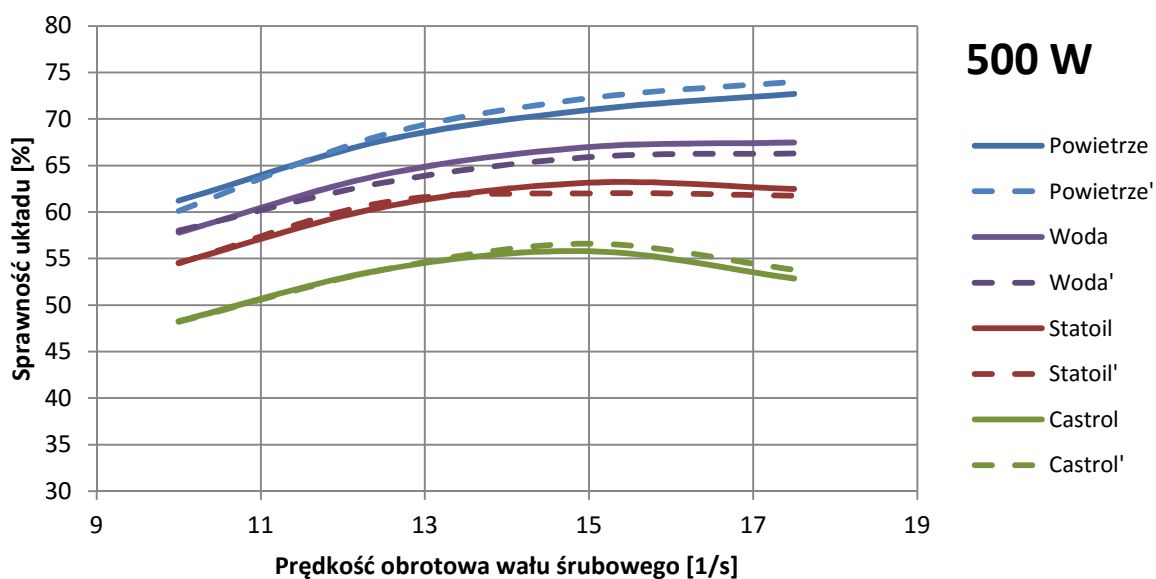
Wykres 7.2. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 350W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.



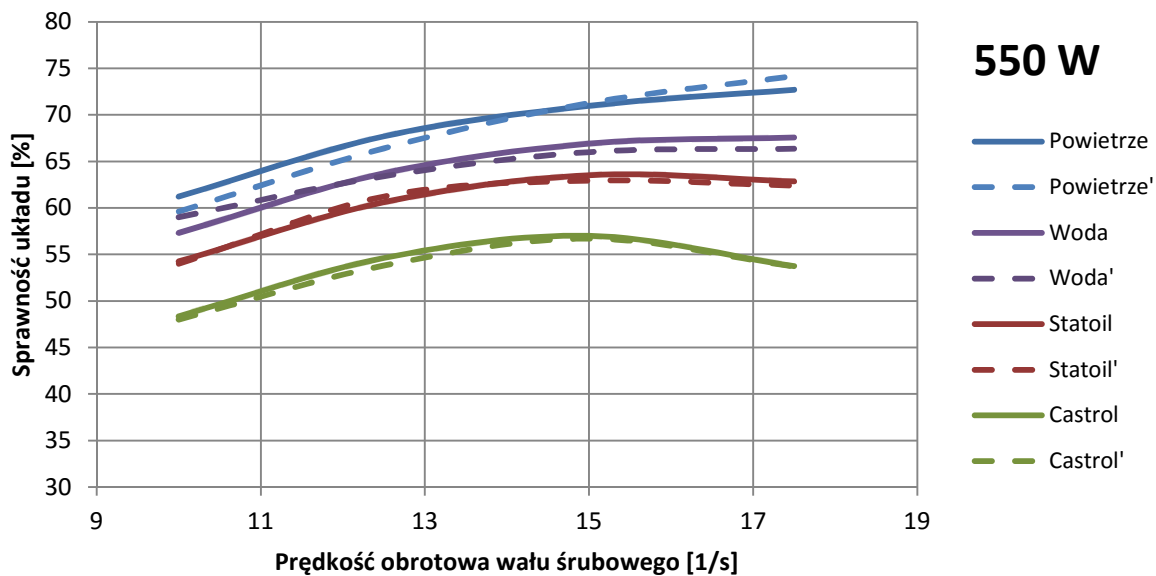
Wykres 7.3. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 400W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.



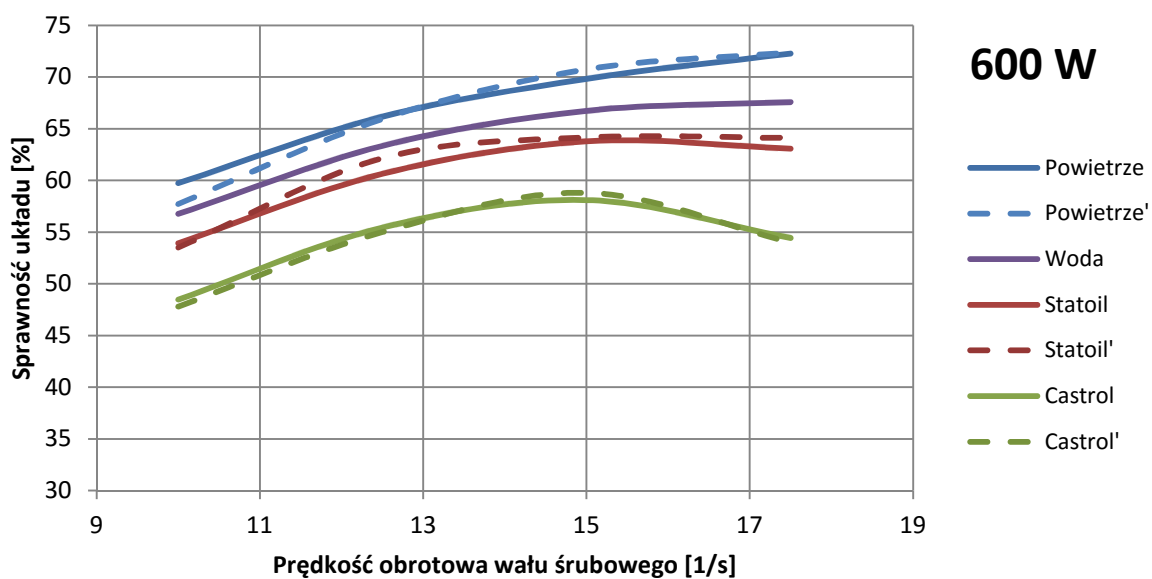
Wykres 7.4. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 450W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.



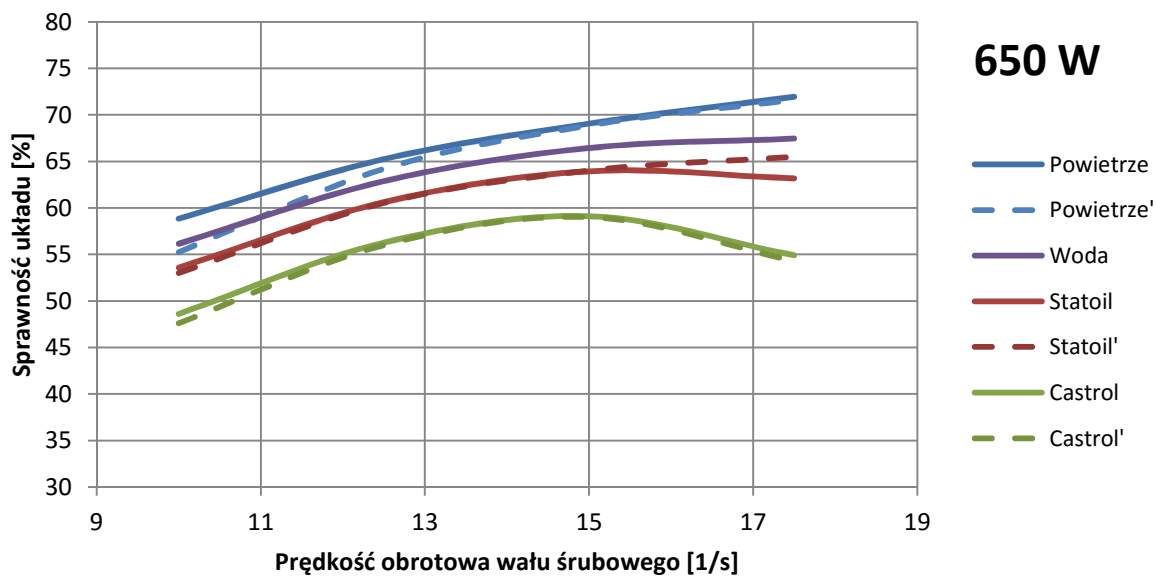
Wykres 7.5. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 500W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.



Wykres 7.6. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 550W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.

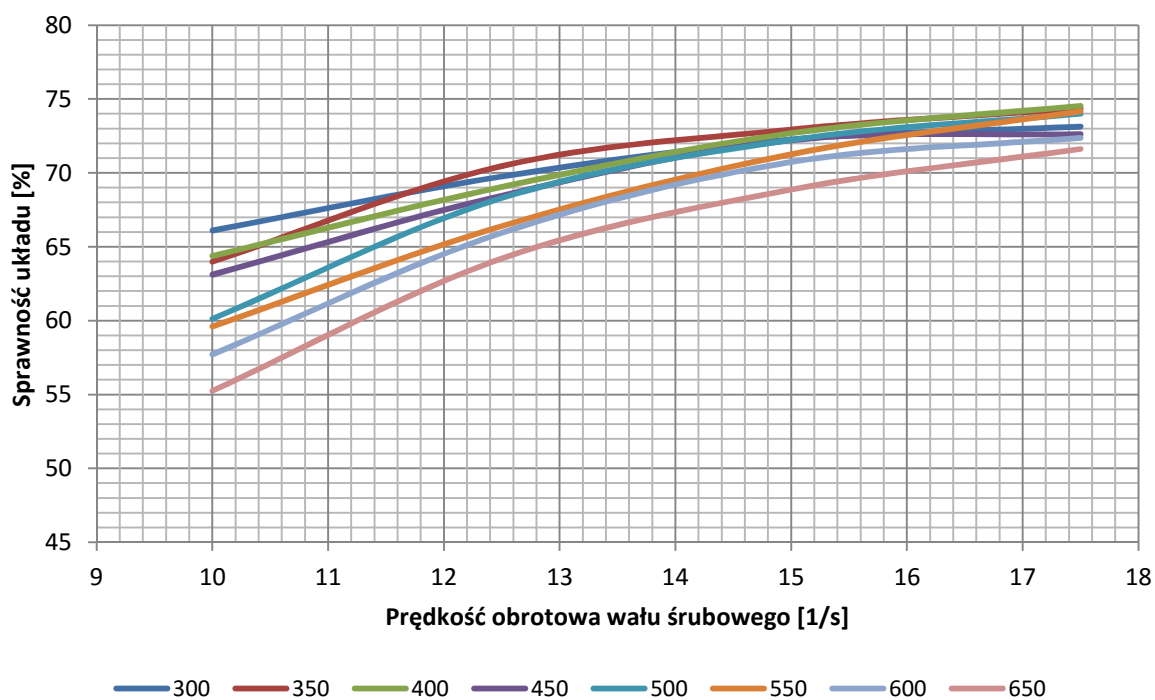


Wykres 7.7. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 600W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.

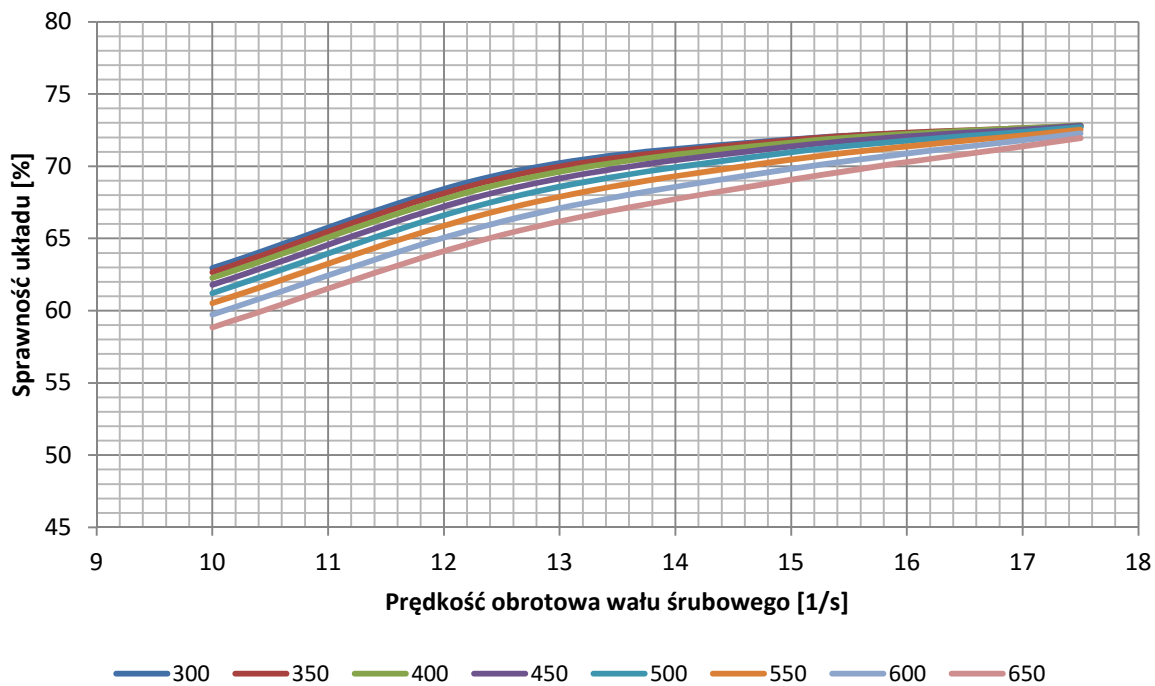


Wykres 7.8. Zależność sprawności układu od prędkości obrotowej, oraz własności czynnika wypełniającego pędnik dla mocy mechanicznej 650W. Linie przerywane oznaczają wyniki pomiaru. Linie ciągłe przedstawiają wyniki obliczeń na podstawie równania 8.

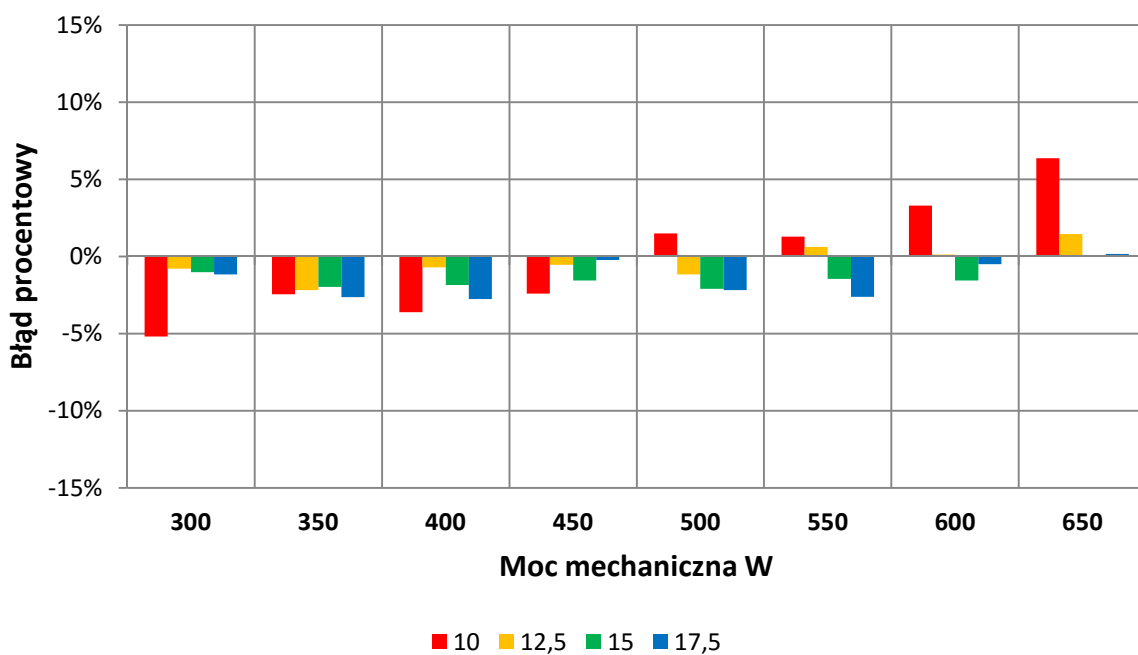
### 7.1. Silnik chłodzony powietrzem



Wykres 7.9. Sprawności układu na podstawie pomiarów, dla silnika pracującego w powietrzu.



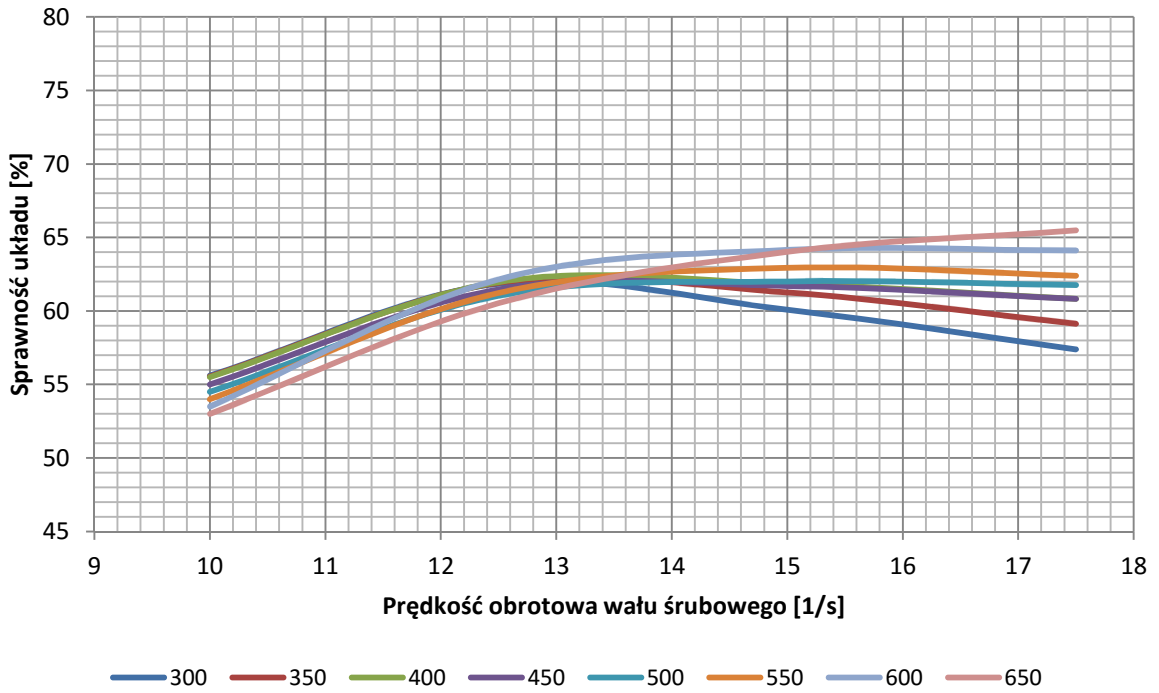
Wykres 7.10. Sprawności układu na podstawie obliczeń, dla silnika pracującego w powietrzu.



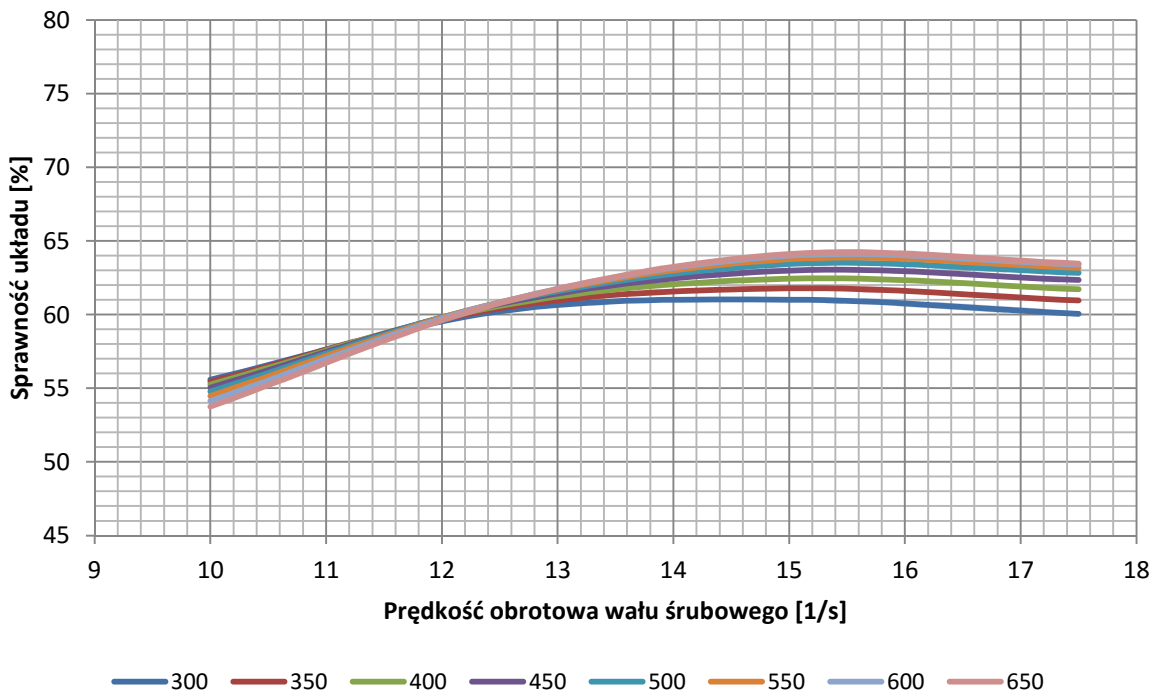
Wykres 7.11. Błąd procentowy wartości sprawności obliczonych względem uzyskanych pomiarów, dla silnika pracującego w powietrzu.



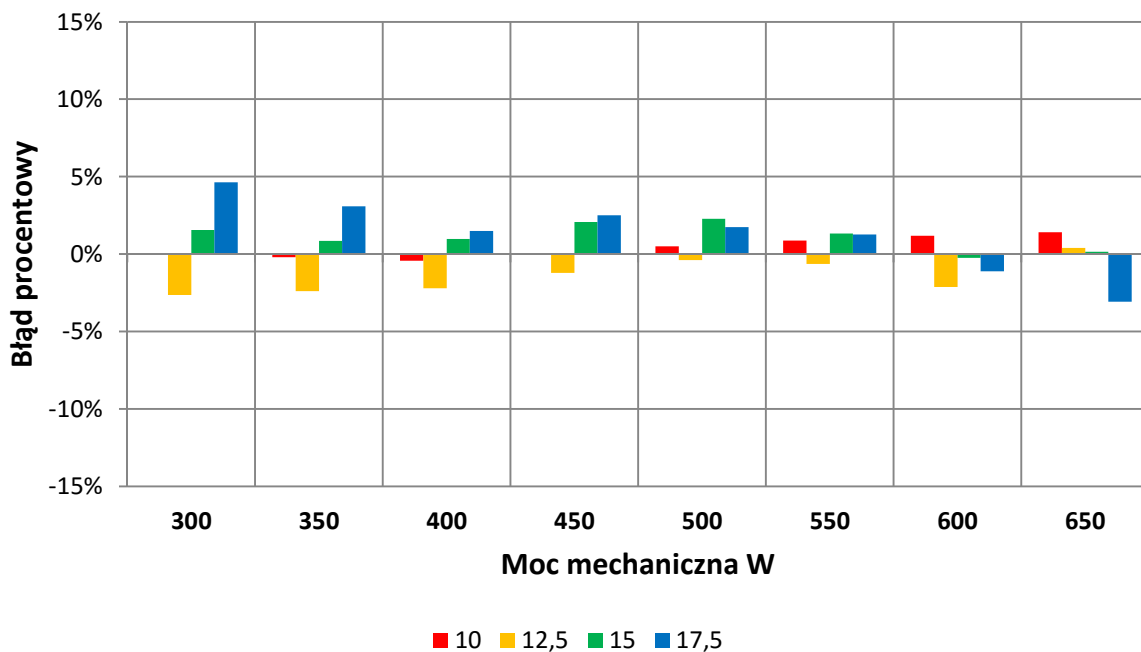
## 7.2. Silnik chłodzony olejem o mniejszej lepkości



Wykres 7.12. Sprawności układu na podstawie pomiarów, dla silnika pracującego w oleju o mniejszej lepkości.

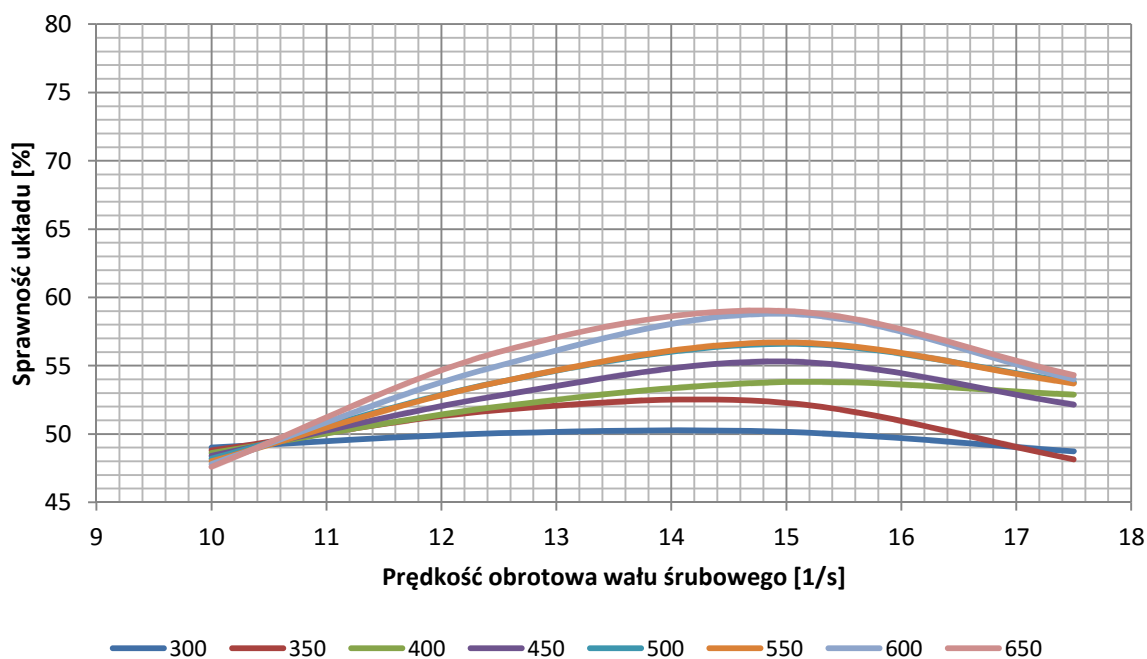


Wykres 7.13. Sprawności układu na podstawie obliczeń, dla silnika pracującego w oleju o mniejszej lepkości.

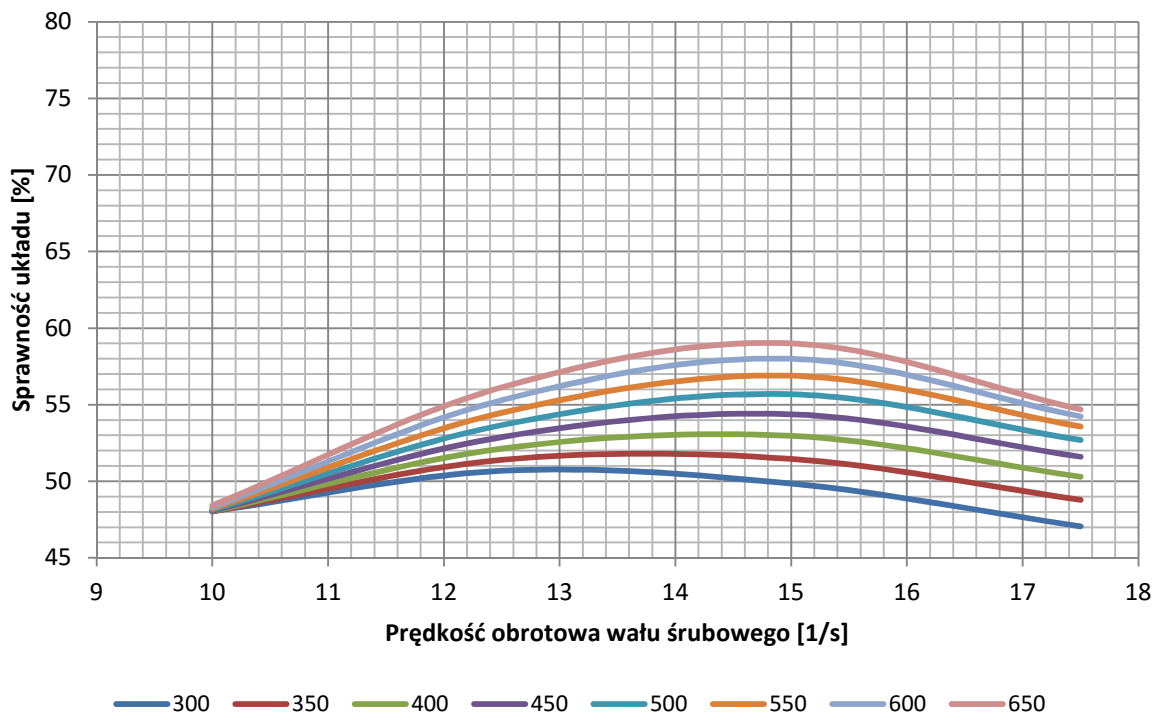


Wykres 7.14. Błąd procentowy wartości sprawności obliczonych względem uzyskanych pomiarów, dla silnika pracującego w oleju o mniejszej lepkości.

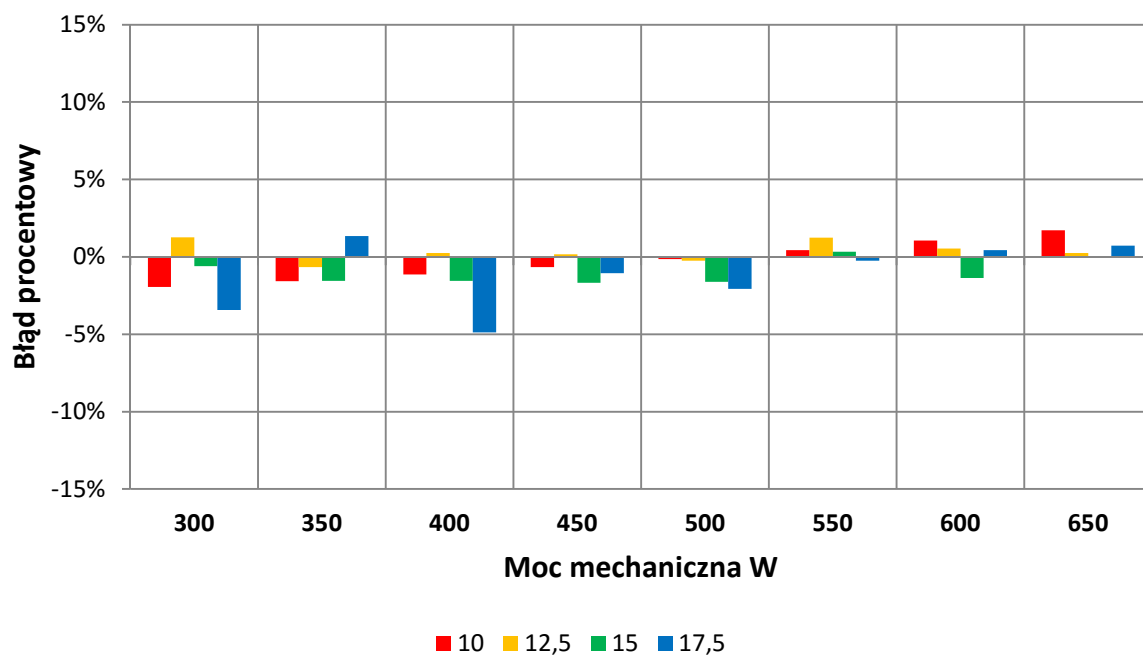
### 7.3. Silnik chłodzony olejem o wyższej lepkości



Wykres 7.15. Sprawności układu na podstawie pomiarów, dla silnika pracującego w oleju o większej lepkości.

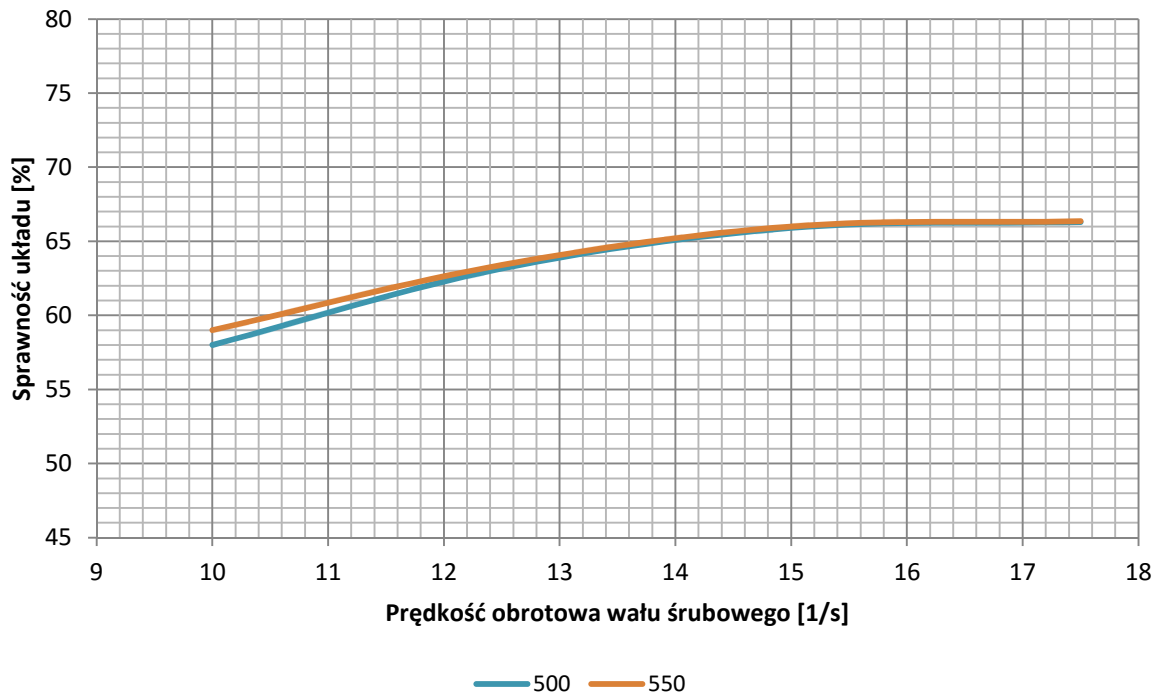


Wykres 7.16. Sprawności układu na podstawie obliczeń, dla silnika pracującego w oleju o większej lepkości.

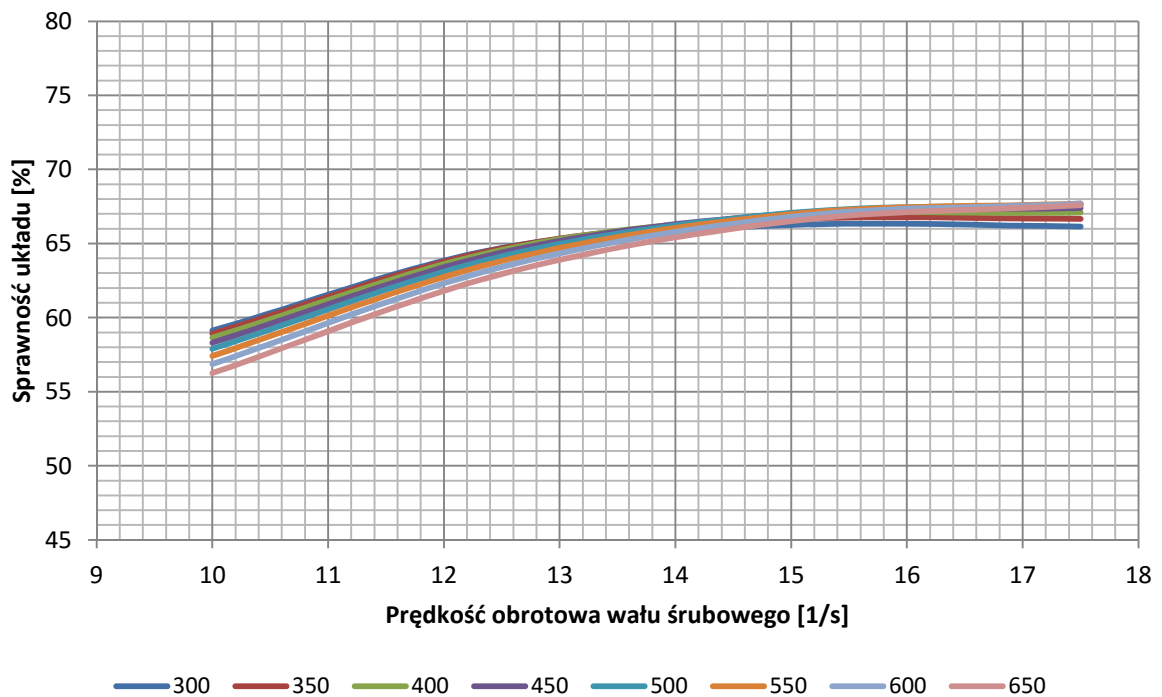


Wykres 7.17. Błąd procentowy wartości sprawności obliczonych względem uzyskanych pomiarów, dla silnika pracującego w oleju o większej lepkości.

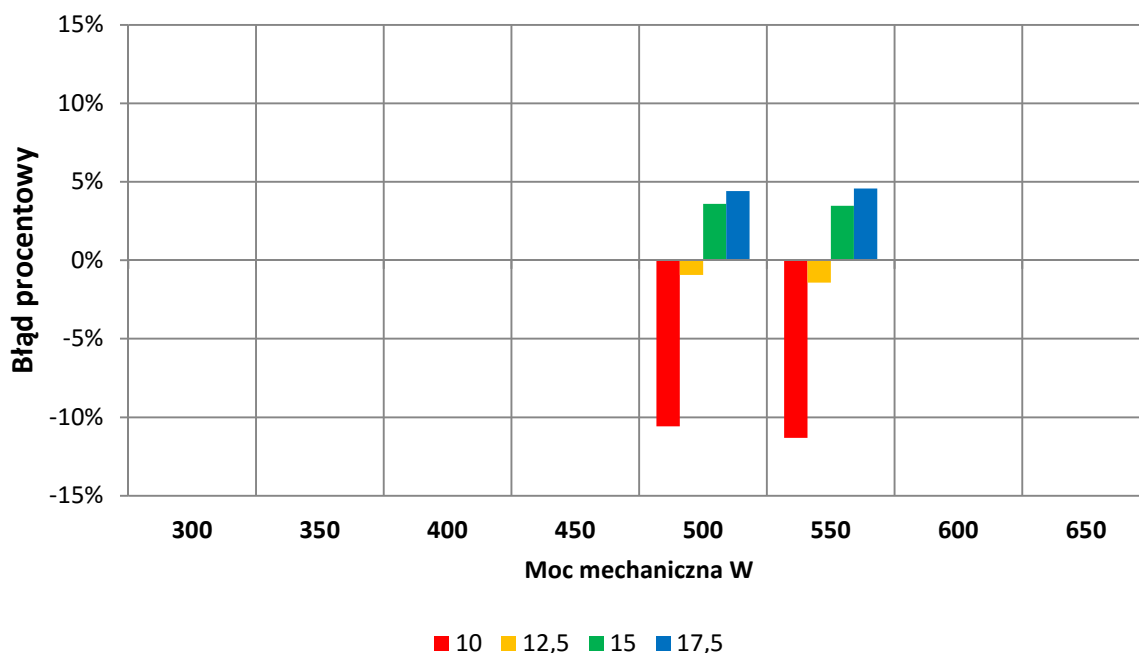
## 7.4. Silnik chłodzony wodą



Wykres 7.18. Sprawności układu na podstawie pomiarów, dla silnika pracującego w wodzie.



Wykres 7.19. Sprawności układu na podstawie obliczeń, dla silnika pracującego w wodzie.



Wykres 7.20. Błąd procentowy wartości sprawności obliczonych względem uzyskanych pomiarów, dla silnika pracującego w wodzie.

Wykresy przedstawiają porównanie wyników otrzymanych na podstawie badań oraz tych uzyskanych w ramach obliczeń. Maksymalny błąd procentowy wynosi 11,3% w przypadku pracy silnika w wodzie dla prędkości obrotowej 10obr/s czyli warunków pracy niestabilnej. Dla wyższych wartości prędkości obrotowej wyniki te są korzystniejsze. Średni błąd procentowy przeprowadzonych obliczeń wynosi odpowiednio 1,8% dla powietrza, 1,4% dla oleju o mniejszej lepkości, 1,1% dla oleju o większej lepkości oraz 5% w przypadku pracy w wodzie. Zależność starano się tak ułożyć aby możliwie dokładnie odwzorowała zastosowanie wszystkich badanych czynników.

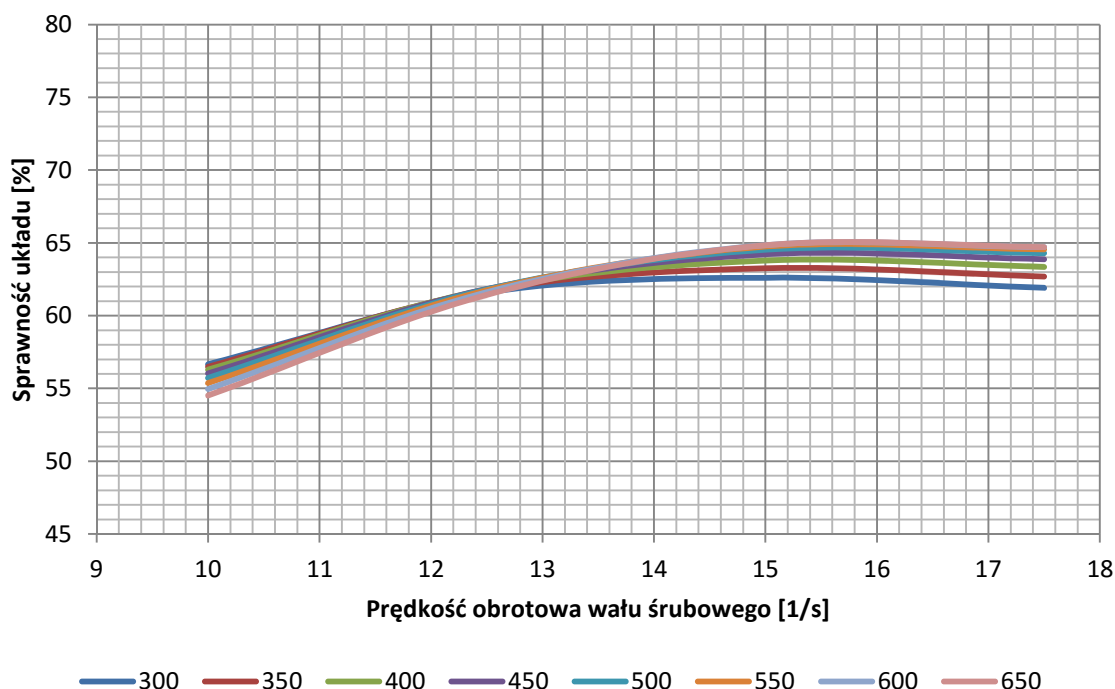
## 8. Uwagi i wnioski końcowe.

### 8.1. Podsumowanie.

Przedstawione w pracy badania eksperymentalne i numeryczne wykazują, że jest możliwe uzyskanie w miarę dokładnego opisu matematycznego zjawisk zachodzących w pracującym układzie napędowym małej jednostki pływającej. Dokładność tego opisu jest wystarczająca aby pozwolić na porównanie wpływu zastosowanych parametrów pracy oraz czynnika chłodzącego na sprawność układu napędowego.

Badania eksperymentalne przeprowadzone zostały na specjalnie do tego celu przygotowanym stanowisku pomiarowym. Wykazały one, że ogromny wpływ na trwałość i sprawność układu napędowego ma zastosowany czynnik chłodzący (jego lepkość i gęstość).

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów udało się stworzyć zależność matematyczną opisującą sprawność układu pracującego w określonym czynniku z określoną mocą i prędkością obrotową. Zależność jest źródłem informacji o zjawiskach jakie pojawiają się w trakcie pracy układu. Można dzięki niej z dość dużą dokładnością określić sprawność układu po umieszczeniu silnika w zadanym czynniku.

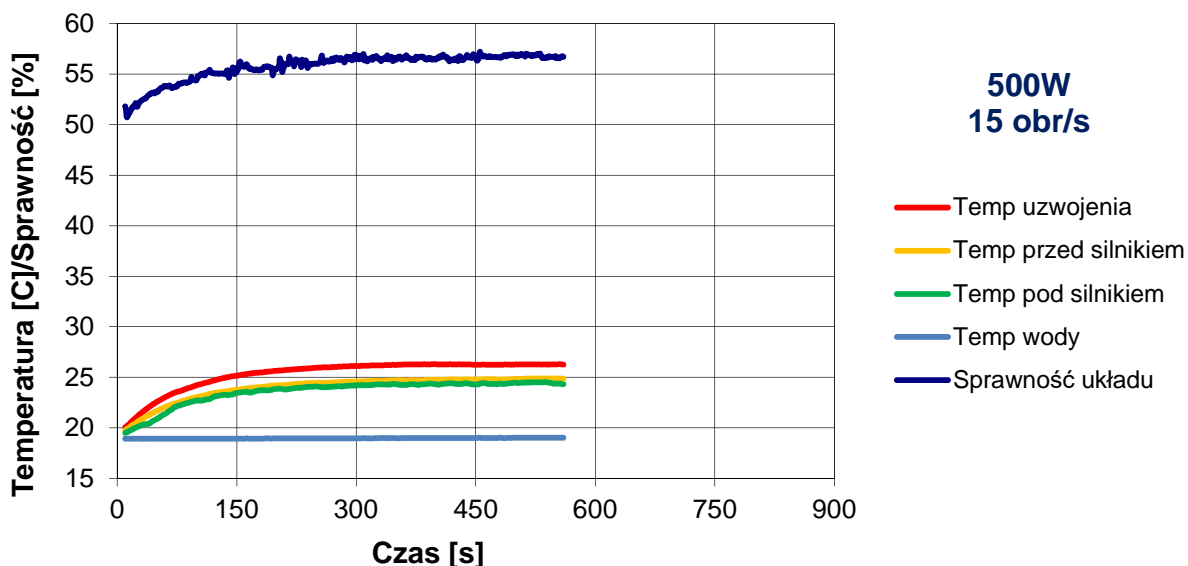


Wykres 8.1. Sprawności układu na podstawie obliczeń, dla silnika pracującego w oleju STATOIL SPINWAY XA 5.

Przykładowy wynik obliczeń wykorzystujących równanie 8 przedstawia wykres 8.1. Obliczenia wykonano dla oleju STATOIL SPINWAY XA 5 którego lepkość i gęstość jest nieco mniejsza od badanego czynnika (oleju o mniejszej gęstości) i wynosi dla 20°C odpowiednio: lepkość kinematyczna – 10 mm<sup>2</sup>/s, oraz gęstość – 871 kg/m<sup>3</sup>. Wzrost sprawności sięga w tym przypadku do 2,5 %. Dzięki analizie otrzymanych wyników można również określić prędkość obrotową wału zapewniającą najwyższą sprawność. Prędkość ta powinna wynosić około 15,5 obr/s

Procentowy udział strat generowanych przez czynnik chłodzący jest zależny od prędkości obrotowej oraz lepkości, która zależy z kolei od temperatury czynnika. Moc przenoszona przez układ ma tutaj względny wpływ. Rzutuje ona na wielkość strat generowanych przez uzwojenie a co za tym idzie jego temperaturę. Temperatura z kolei ma wpływ na lepkość czynnika co wpływa znowu na straty. Zastosowanie czynnika o większej gęstości i lepkości wymaga dostarczenia do układu większej mocy elektrycznej. Oprócz strat wywołanych oporem ruchu, pojawia się przez to wzrost strat elektrycznych generowanych przez sterownik oraz uzwojenie silnika.

Korzystne jest podniesienie temperatury do wyższego ale jeszcze bezpiecznego poziomu dzięki czemu redukuje się straty w wyniku zmniejszenia lepkości czynnika. Efekt ten jest dobrze widoczny na wykresach sprawności (wykres 8.2). Wraz z upływem czasu sprawność wzrasta wraz z podnoszeniem i stabilizacją się temperatury.

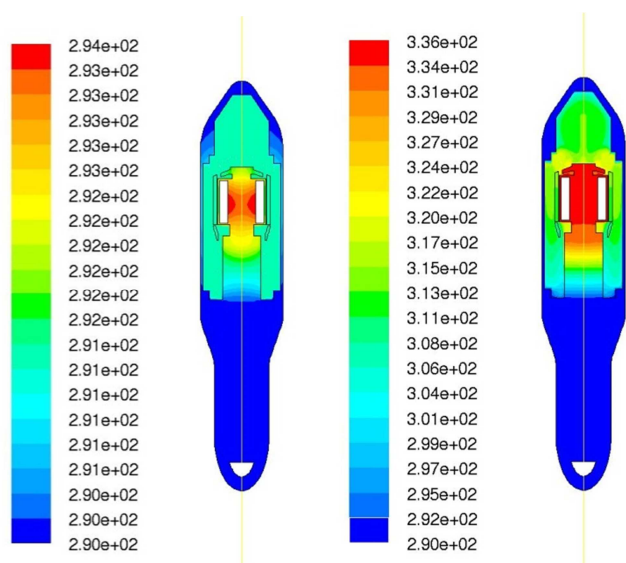


Wykres 8.2. Wyniki pomiarów sprawności oraz zmiany temperatury silnika oraz czynnika chłodzącego w czasie, dla prędkości obrotowej 15 obr/s, przy obciążeniu mocą P=500 W. Praca w oleju o większej lepkości.

Z doświadczeń prowadzonych w warunkach rzeczywistych wynika, że silnik pracujący w zamkniętej przestrzeni bez wydajnego układu chłodzącego bardzo szybko

osiąga temperaturę, która doprowadza do nieodwracalnych zmian w magnesach wirnika. Natomiast silnik pracujący w odpowiednio dobranym oleju bez problemu może być obciążany w całym zakresie jego pracy. Należy się przy tym jednak liczyć z dodatkowymi stratami na które wpływa „układ chłodzenia”.

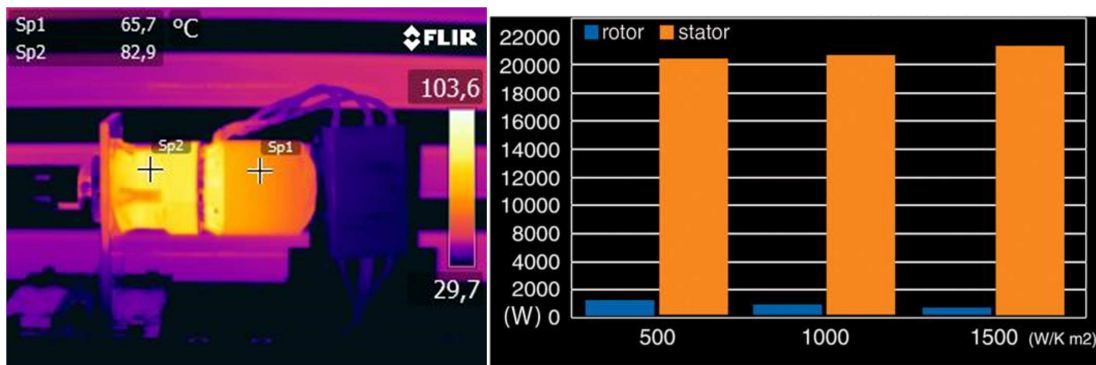
Prowadzone badania pozwoliły również potwierdzić wykonane w ramach pracy magisterskiej obliczenia i prognozy uzyskiwanych temperatur wewnątrz gondoli tego samego pędnika (rys. 8.1). Uzwojenie silnika podczas pracy w oleju rozgrzewa się do 21°C a w powietrzu do 63°C co z dużą dokładnością pokrywa się z uzyskanymi wynikami podczas badań.



Rys. 8.1. Wyniki obliczeń numerycznych rozkładu temperatury w °K wewnątrz pędnika gondolowego po lewej silnik pracujący w oleju o niższej lepkości. Po prawej silnik pracujący w powietrzu [25].

Mimo wad, które niesie za sobą wprowadzenie czynnika generującego straty, rozwiązanie takie jest korzystne z punktu widzenia żywotności tak pracujących urządzeń. Potwierdzeniem tego jest szereg testów i eksperymentów przeprowadzonych podczas międzynarodowych regat łodzi zasilanych energią słoneczną. Przeprowadzone badania wykazują również potwierdzenie, korzystnego wpływu zastosowania magnesów trwałych na spadek temperatury i strat powstałych w wirniku silnika (rys. 8.2). Największa część strat odprowadzana jest z uzwojenia stojana silnika.





Rys. 8.2. Po lewej - temperatura silnika BLDC o mocy 6kW i przekładni planetarnej pracujących na stanowisku pomiarowym. Po prawej - wykres przedstawiający strumień ciepła przepływający przez uzwojenia statora oraz wirnik w silniku z magnesami trwałymi dla różnych mocy. [41]

## 8.2. Perspektywy badawcze

Badany układ oraz stanowisko pomiarowe ma duży potencjał badawczy. Wiele parametrów, które z pewnością mają wpływ na sprawność układu, pozostały niezmiennie w dotychczas przeprowadzonych próbach. Niektóre z nich zostaną uwzględnione dokładniej w kolejnych badaniach. Są to przede wszystkim :

- kształt wirnika oraz stojana;
- wpływ uszczelnienia i osobnego układu smarowania zastosowanej przekładni planetarnej.;

Biorąc pod uwagę kierunki rozwoju układów napędowych pojazdów, w tym pływających, coraz częściej będziemy spotykać silniki elektryczne o dużych mocach i małych rozmiarach. Niesie to za sobą problemy których część została przedstawiona w trakcie prowadzonych badań. Dzięki stałemu udziałowi studentów i pracowników Wydziału Oceanotechniki i Okrętownictwa w międzynarodowych regatach łodzi zasilanych energią słoneczną autor może ciągle konfrontować nowe rozwiązania z warunkami eksploatacji, często bardzo wygórowanymi.



*Rys. 8.3. Łódź solarna Politechniki Gdańskiej na trasie wyścigu w Holandii.*

## 9. Bibliografia

- [1] P. Urbański, Dwa wieki napędu mechanicznego statków., Gdańsk: Wydawnictwo "Marpress", 1997.
- [2] *Popular Science Monthly*, 1933.
- [3] A. V. Andryushin, S. Hänninen i T. Heideman, "Azipod" Azimuth Thruster for large capacity arctic transport ship with high ice category Arc7. Ensuring of operability and operating strength under severe ice conditions, Espoo, 2013.
- [4] A. K. Ådnanes, *Maritime Electrical Installations And Diesel Electric Propulsion*, Oslo: ABB, 2003.
- [5] J. F. Hansen i R. Lysebo, *Electric propulsion for LNG Carriers*, LNG Jurnal, 2004.
- [6] H. Pestana, *Future trends of electrical propulsion and implication to ship design*, Martech, 2014.
- [7] J. F. Hansen i F. Wendt, *History and State of the Art in Commercial Electric Ship Propulsion, Integrated Power Systems, and Future Trends*, tom 103, New York: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2015.
- [8] B. Guellard, X. de Montgros, P. Pallu de la Barriere, G. Wolfensberger i P. d'Oliveira, *An overview of electric and solar boats market in France*, Barcelona, 2013.
- [9] R. Kurimo, *Sea trial experience of the first passenger cruiser with podded propulsors*, Amsterdam: , 1998.
- [10] R. O'Rourke, *Electric-Drive Propulsion for U.S. Navy Ships: Background and Issues for Congress*, The Library of Congress, 2000.
- [11] K. Corzine i S. Lu, „Comparison of hybrid propulsion drive schemes,” w *Electric Ship Technologies Symposium, 2005 IEEE*, , 2005.
- [12] J. Apsley, A. Villasenor, M. Barnes, A. Smith, S. Williamson, J. Schuddebeurs, P. Norman, C. Booth, G. M. Burt i J. McDonald, „Propulsion drive models for full electric marine propulsion system,” w *Electric Machines Drives Conference 2007 IEMDC 07*, 2007.
- [13] R. Bucknall and K. Ciaramella, „On the conceptual design and performance of a matrix converter for marine electric propulsion,” w *Power Electronic IEEE Transactions*, 2010.

- [14] Materiały firmy ABB, „www.abb.com”.
- [15] G. Schirripa Spagnolo, D. Papalio i M. A., *Eco friendly Electric Propulsion Boat*, 2011.
- [16] M. Morandin, S. Bolognani, P. Campostrini, A. Ferrari i M. Guarnieri, „Electric Waterborne Public Transportation in Venice: a Case Study,” Padova, 2015.
- [17] C. S. Postiglione, D. A. F. Collier, B. S. Dupczak, M. L. Heldwein i A. J. Perin, „Propulsion system for an all electric passenger boat employing permanent magnet synchronous motors and modern power electronics,” *Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion*, ESARS, 2012.
- [18] W. Litwin, W. Leśniewski i J. Kowalski, „Multi-source-supplied parallel hybrid propulsion of the inland passenger ship STA.H. Research work on energy efficiency of a hybrid propulsion system operating in the electric motor drive mode,” *Polish Maritime Research*, 2013.
- [19] P. Dymarski, M. Grygorowicz, W. Leśniewski i W. Litwin, „Projekt i badania jednostki pływającej zasilanej energią słoneczną,” *Napędy i Sterowanie*, 2010.
- [20] Materiały firmy FISCHERPANDA, „www.fischerpanda.de”.
- [21] D. Duda i W. Litwin, „The catamarans George and Energa Solar.,” *Polish Maritime Research*, 2007.
- [22] K. Niklas i W. Lesniewski, „Długodystansowy pojazd wodny napędzany energią słoneczną "Solar-Energa",” w *Problemy Naukowo-Techniczne w Wyczynowym Sporcie Żeglarskim*, 2006.
- [23] Dutchsolarchallenge, „Przepisy i Materiały regat,” [www.dutchsolarchallenge.nl](http://www.dutchsolarchallenge.nl).
- [24] T. Gorter, *Design consideration of a solar racing boat: propeller design parameters as a result of PV system power.*, 2015.
- [25] C. Dymarski i W. Leśniewski, „Numerical investigations of the engine cooling system in a small power vessel propulsion system,” *Polish Maritime Research*, 2008.
- [26] W. Litwin i W. Leśniewski, „Ekologiczne zasilanie i napędy małych statków i łodzi,” *Napędy i sterowanie*, 2008.
- [27] W. Leśniewski, „Badanie problemów występujących w projektowaniu i eksploatacji elektrycznych pędników azymutalnych,” w *Problemy Naukowo-Techniczne w Wyczynowym Sporcie Żeglarskim*, 2010.

- [28] W. Litwin i W. Leśniewski, „Napęd i zasilanie hybrydowe niewielkich jednostek pływających,” *Napędy i sterowanie*, 2013.
- [29] D. Giulivo, G. Sulligoi i A. Tassarolo, *Electric motors and drives for modern ship thruster propulsion: Design and system integration issues*, Bologna: Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2010.
- [30] T. Freire, D. M. Sousa i P. J. Costa Branco, *Aspects of Modeling an Electric Boat Propulsion System*, Irkutsk Listvyanka, 2010.
- [31] S. Bolognani, A. Faggion i L. Sgarbossa, „High Efficiency Multi-Drive System for a Hybrid Electric Catamaran with Submersed PM Synchronous Motor.,” 2008.
- [32] C. A. Y. H. Reusser, „Full electric ship propulsion based on a flying capacitor converter and an induction motor drive,” w *Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion*, ESARS, 2015.
- [33] L. Bergh i U. Helldén, *Electrical systems in pod propulsion*, Göteborg: , 2007.
- [34] J. L. Kirtley, A. Banerjee i S. Englebretson, *Motors for Ship Propulsion*, : , 2015.
- [35] R. O'Rourke, *Electric-Drive Propulsion for U.S. Navy Ships: Background and Issues for Congress*, : , 2000.
- [36] T. Janowski, B. Kondratowicz-Kucewicz i G. Wojtasiewicz, *Nadprzewodnikowe maszyny elektryczne w napędach jednostek pływających*, Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne Nr 83, 2009.
- [37] Materiały firmy MASTERVOLT, „[www.mastervoltpolska.pl](http://www.mastervoltpolska.pl)”.
- [38] Materiały firmy Rolls-Royce, „[www.rolls-royce.com](http://www.rolls-royce.com)”.
- [39] P. Yedamale, „Brushless DC (BLDC) Motor Fundamentals.,” *Microchip Technology*, 2003.
- [40] Materiały firmy Schottel, „[www.schottel.de](http://www.schottel.de)”.
- [41] Materiały firmy TEMA, „[www.tema.hr](http://www.tema.hr)”.
- [42] Materiały firmy HEINZMANN, „[www.heinzmann.com](http://www.heinzmann.com)”.
- [43] J. Müller, *New Concepts for Electrically Driven Pod Systems*, , 2004.
- [44] K. Krykowski, Silnik PM BLDC w napędzie elektrycznym analiza, właściwości, modelowanie, Gliwice: Wydawnictwo politechniki Śląskiej, 2011.
- [45] Materiały firmy APEX DRIVE, „[www.apexdrivelabs.com](http://www.apexdrivelabs.com)”.
- [46] Materiały firmy AGNI MOTORS, „[www.agnimotors.com](http://www.agnimotors.com)”.

- [47] T. Janowski i G. Wojtasiewicz, *Nadprzewodnikowe Maszyny Elektryczne*, : , 2008.
- [48] B. S. Dupczak, A. J. Pernin, M. L. Heldwein, C. A. Martins i J. Cros, *PMSM Specification and Design for an Electrical Boat Propulsion System*, Sao Paulo: , 2012.
- [49] Materiały firmy Scana , „www.scana.no”.
- [50] Materiały firmy ELECTRO MOTRO YACHTS, „www.elcomotoryachts.com”.
- [51] Materiały firmy KRAEUTLER, „www.kraeutler.at”.
- [52] Materiały firmy VETUS, „www.vetus.nl”.
- [53] Materiały firmy ASMO MARINE, „www.asmomarine.com”.
- [54] Materiały firmy WHISPERPROP, „www.whisperprop.de”.
- [55] Materiały firmy TORQEEDO, „www.torqeedo.com”.
- [56] Materiały firmy SILENTDYNAMICS, „www.silentdynamics.de”.
- [57] J. Müller, *New Concepts for Electrically Driven Pod Systems*, DYNAMIC POSITIONING CONFERENCE, 2002.
- [58] Materiały firmy WATTANDSEA, „www.wattandsea.com”.
- [59] Materiały firmy APEX DYNAMICS, „www.apexdyna.pl”.
- [60] T. Glinka, *Mikromaszyny elektryczne wzbudzone magnesami trwałymi.*, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1995.
- [61] K. Kiczyński i T. Wróbel, „Współczesne zastosowania silników bezszczotkowych prądu stałego,” *Wiadomości Elektrotechniczne*, pp. 267-274, 1997.
- [62] R. Krishnan, „Electric motor drives, modeling, analysis and control,” *Prentice Hall*, 2001.
- [63] J. Miller T., „Brushless permanent and reluctance motor drives.,” *Clarendon Press*, 1989.
- [64] The Naval Architect, *Cruise Liner Technology*, The Naval Architect, 2004.
- [65] K. Laukia, E. Ranki, U. Rosqvist i P. Salmi, „Ship propulsion arrangement”. 2002.
- [66] ABB, *Azipod® XO2100 and XO2300 Product introduction*, ABB, 2012.
- [67] A. Sikora i A. Zielonka, „Ograniczenie strat mocy w silniku BLDC wynikających z pulsacji prądu zasilania,” *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne*, 2011.
- [68] Materiały z budowy jednostek solarnych prowadzonych na Politechnice Gdańskiej, „www.solarboats.eu”.

- [69] Materiały firmy Modelmotors, „www.modelmotors.cz”.
- [70] P. Bogusz, M. Korkosz, A. Mazurkiewicz i J. Prokop, „Badania silnika BLDC przeznaczonego do lotniczego napędu hybrydowego.” *Zeszyty Problemowe - Maszyny Elektryczne*, 2010.
- [71] A. Sikora, A. Zielonka i T. Rudnicki, „Porównanie nagrzewania silnika BLDC w zależności od sposobu zasilania,” *Zeszyt Problemowe - Maszyny Elektryczne*, 2013.
- [72] J. Zou, W. Qi, Y. Xu, F. Xu, Y. Li i J. Li, „Design of Deep Sea Oil-Filled Brushless DC Motors Considering the High Pressure Effect,” w *IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS*, 2012.
- [73] J. Evans, „Air vs oil filled sewage pump motors,” [www.pumped101.com](http://www.pumped101.com).
- [74] Materiały firmy STATOIL, „www.statoil.pl”.
- [75] Materiały firmy CASTROL, „www.castrol.pl”.
- [76] C. Zwysig, S. Round i J. Kolar, *Analytical and Experimental Investigation of a Low Torque, Ultra-High Speed Drive System*, IEEE, 2006.