

Andrzej **SZAFRANIEC**

UKŁAD CHŁODZENIA WIELOZADANIOWEJ PLATFORMY GAŠIENICOWEJ

Streszczenie: W artykule przedstawiono nowe rozwiązanie układu chłodzenia napędu podwozia pojazdu gašienicowego. Opisano genezę tematu, najważniejsze elementy projektu i wyniki badań. Omówione rozwiązanie zostało zaprojektowane w OBRUM sp. z o.o.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, układ chłodzenia, wentylator układu chłodzenia, chłodnica.

1. OMÓWIENIE STOSOWANYCH ROZWIĄZAŃ

Układy napędowe ciężkich wojskowych pojazdów gašienicowych są układami dużej mocy, w granicach, 500 do 1200kW. Muszą one spełniać cały szereg dodatkowych wymagań w stosunku do pojazdów cywilnych.

Szczególnie odpowiedzialnym podzespołem jest układ chłodzenia, pracujący w warunkach daleko odbiegających od warunków, w jakich funkcjonują układy w zwykłych pojazdach samochodowych.

Standardem jest praca w silnym zapyleniu, w temperaturach dochodzących do 50°C, a dodatkowo układ znajduje się pod pancierzem pojazdu. Stąd nie można wykorzystać prędkości pojazdu (i otaczającego powietrza) do celów chłodzenia. Jednocześnie jest to jedno ze słabszych ogniw opancerzenia. Od pojazdu wymaga się zdolności do pływania lub głębokiego brodzenia (w całkowitym zanurzeniu) przy jak najkrótszym czasie przygotowania wozu. Wymiary układu nie powinny być zbyt duże, ze względu na ograniczony gabaryt pojazdu. Sprzeczne te wymagania prowadzą do stosowania wentylatorów, a właściwie dmuchaw, o bardzo wysokich obrotach, a więc hałaśliwych, o znacznym poborze mocy silnika.

Pobór mocy przez układ chłodzenia dochodzi do 20% mocy silnika a głośność wentylatorów osiąga poziom 110 dB(A).

Generalnie, stosowane są dwa typy układów chłodzenia: układy wentylatorowe i eżekcyjne. Napęd wentylatora najczęściej jest mechaniczny, z przekładni silnika. Spotyka się również napędy elektryczne (np. w pojeździe niemieckim PUMA).

Zwykle zaletą układów eżekcyjnych jest niski pobór mocy silnika (przepływ powietrza przez chłodnice wymuszany jest efektem eżekcyjnym wytwarzanym przez wydmuchiwane spaliny), stąd wyższy efektywny współczynnik mocy jednostkowej pojazdu, liczony jako stosunek mocy silnika netto do masy pojazdu. (Przez moc silnika netto rozumie się moc silnika na wale pomniejszoną o moce napędów urządzeń pomocniczych – pomp, wentylatorów, prądnic, sprzężarek itp.).

Wadą rozwiązania jest z kolei większy gabaryt chłodnic (ze względu na mały ciąg eżektorów i mniejszą prędkość przepływu powietrza przez chłodnice), praktycznie brak możliwości przeprawy podwodnej i spory poziom hałasu (gwizd). Spotyka się również opinie

o zbyt niskiej efektywności chłodzenia eżekecyjnego w podwyższonych temperaturach otoczenia.

Układy wentylatorowe oferują większe możliwości sterowania. Zwykle, mechaniczny napęd wentylatora wymusza usytuowanie układu chłodzenia bezpośrednio przy silniku. W stosowanych obecnie układach typu „power pack”, najczęściej chłodnice z wentylatorami umieszczone są nad silnikiem, co jest jedną z przyczyn podwyższania wysokości pojazdu.

Pewne perspektywy w tym względzie otwierają rozwiązania z obcym (nie mechanicznym) napędem wentylatorów. Łączą one zalety wentylacji mechanicznej i eżekektorowej.

2. PODSTAWOWE ZAŁOŻENIA UKŁADU CHŁODZENIA

Główne cele do osiągnięcia przy budowie nowego układu chłodzenia były następujące:

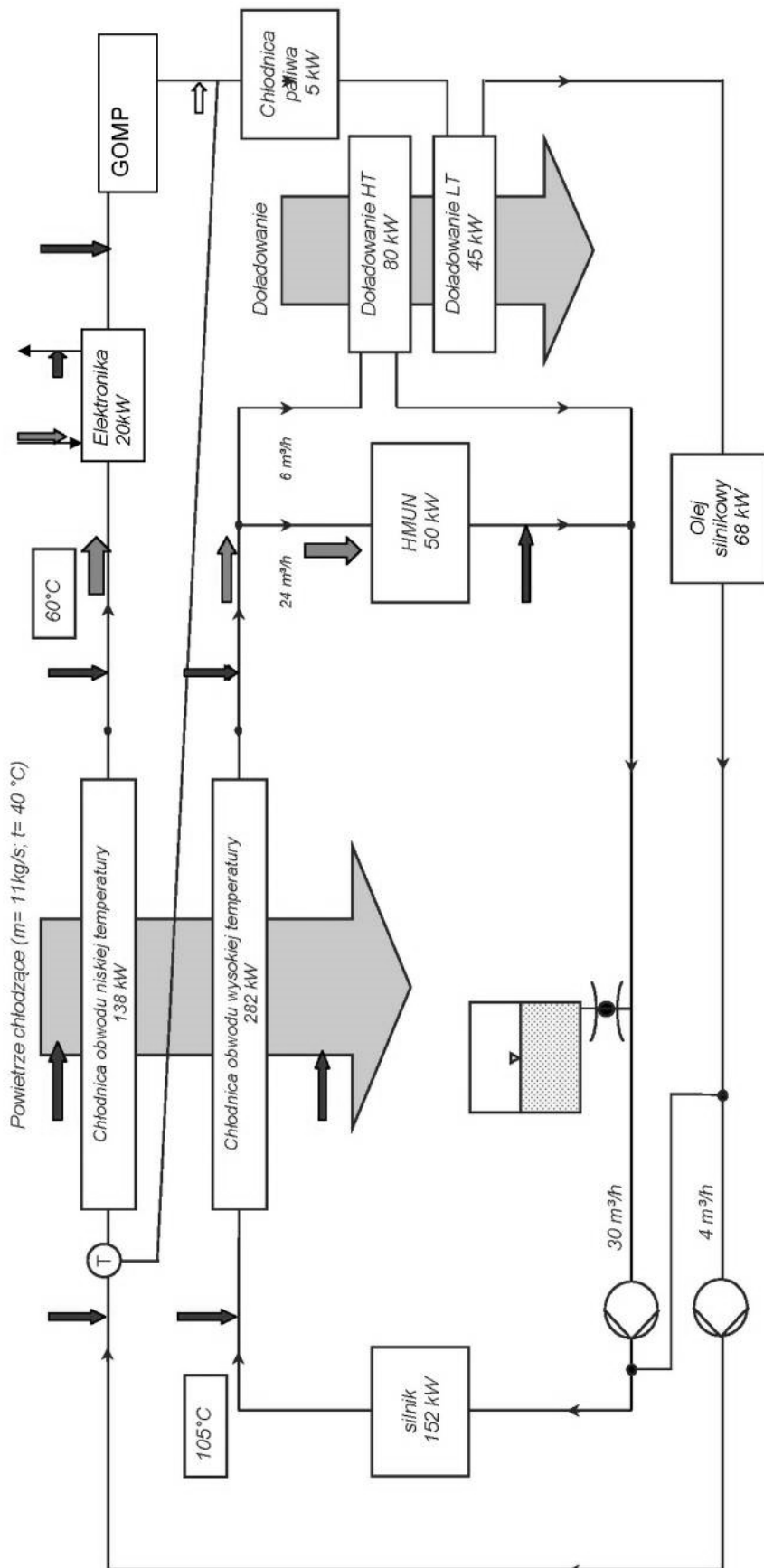
- pełna wydajność (moc silnika) przy temperaturze zewnętrznej, co najmniej 40°C,
- minimalizacja zapotrzebowania mocy do napędu wentylatorów układu (założono 5% mocy silnika – uzyskano 7%),
- likwidacja procesu przygotowania układu do pokonywania głębokiej przeprawy wodnej,
- obniżenie poziomu hałasu,
- obniżenie śladu termalnego wozu.

3. UKŁAD CHŁODZENIA

3.1 Schemat cieplny

Najważniejsze elementy układu były przedmiotem projektu z obliczeniami teoretycznymi. Wykonany model został następnie zweryfikowany po wykonaniu w procesie prób i badań.

Schemat obiegu cieplnego, jak i parametry podstawowych podzespołów wynikały z potrzeby dostosowania układu chłodzenia do typu silnika. Przystawiono go na rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu chłodzenia

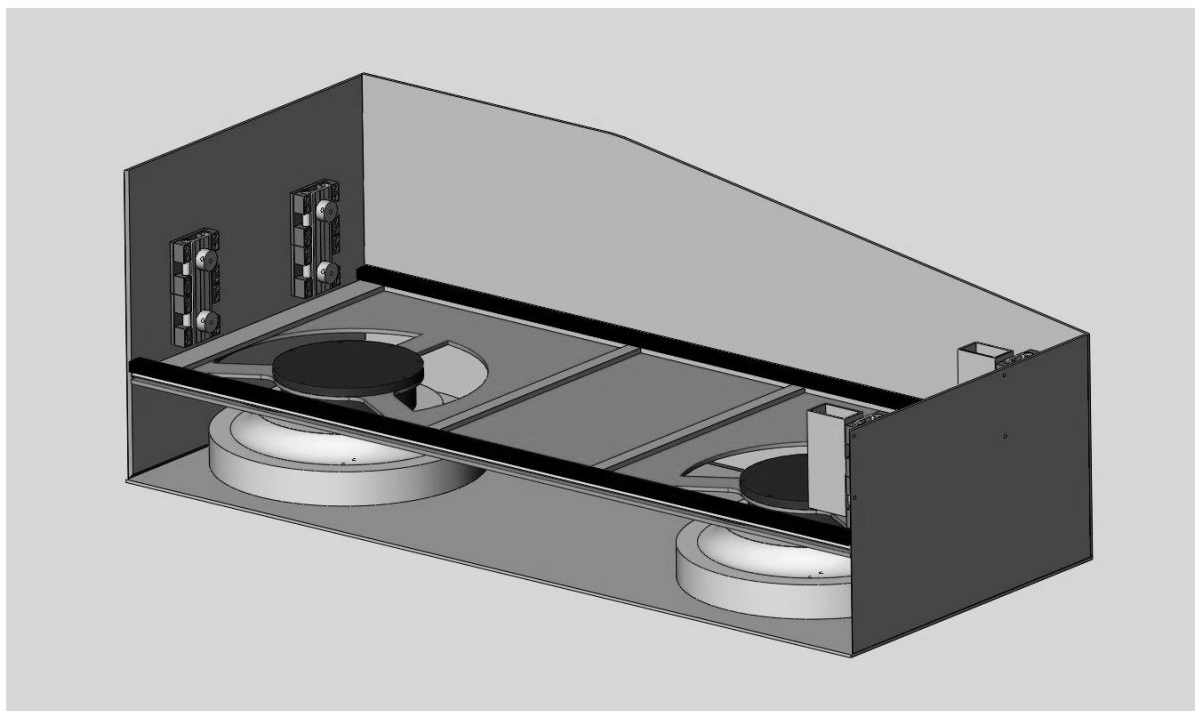
Układ chłodzenia zaprojektowano do obsługi silnika **MTU typ 8V199** skojarzonego z planetarną skrzynią biegów (HMUN), polskiej produkcji, posiadającą sprzęgło hydrokinetyczne oraz bezstopniowy, hydrauliczny mechanizm skrzętu (GOMP).

Układ składa się z dwóch obwodów chłodzenia wodnego silnika: obwodu niskiej temperatury LT i wysokiej temperatury HT, o maksymalnej mocy cieplnej odpowiednio: 138kW i 232kW. Każdy z nich obsługiwany jest oddzielną pompą (rys. 1). Jako płyn chłodzący stosuje się 50% roztwór glikolu w wodzie. Na zewnątrz pojazdu znajdują się tylko dwie chłodnice powietrza (LT i HT). Pozostałe czynniki chłodzone są pośrednio, płynem z obwodów silnika. Ich chłodnice znajdują się wewnątrz pojazdu. Dotyczy to obu stopni intercoolera (chłodnice powietrza doładowania), chłodnicy oleju silnikowego, chłodnicy paliwa (zintegrowanej z silnikiem) oraz chłodnicy oleju przekładni (oznaczonej HMUN), mechanizmu skrzętu (GOMP) i wymiennika pośredniego obwodu chłodzenia aparatury (elektronika).

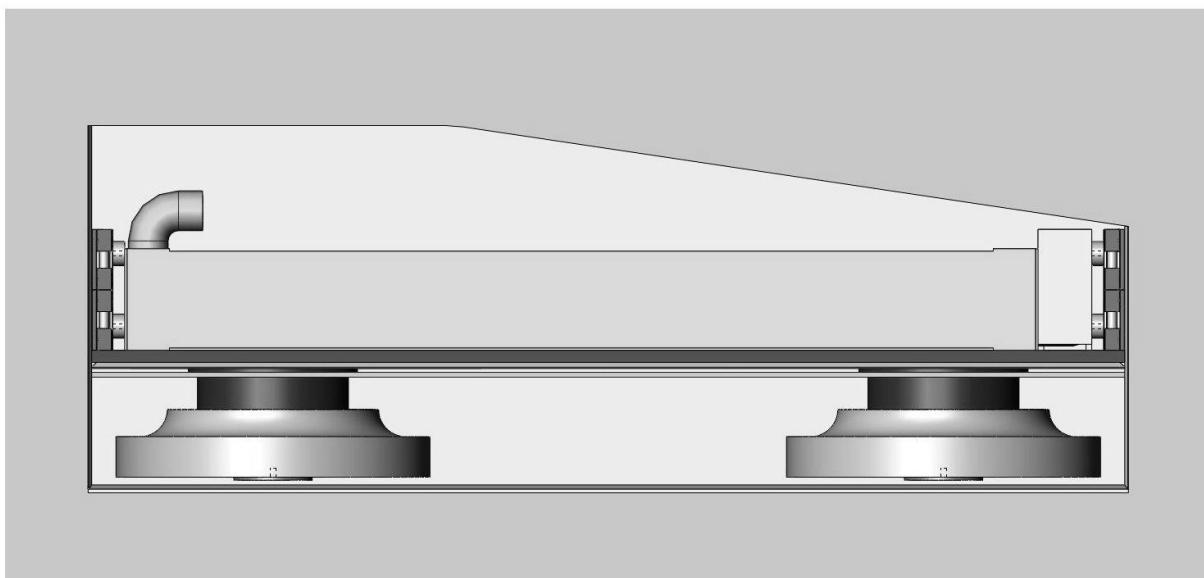
Należało więc zaprojektować obie chłodnice głównie powietrzno – wodne, wymienniki płytowe olejowo – wodne dla przekładni i mechanizmu skrzętu, wymiennik woda – woda dla obwodu chłodzenia oraz dobrać pompę układu chłodzenia elektroniki. O ile moc chłodnic powietrznych była narzucona przez producenta silnika, o tyle pozostałe moce chłodnic należało obliczyć.

3.2 Rozmieszczenie chłodnic głównych powietrze – woda na pojeździe

W nowym rozwiązaniu, chłodnice główne umieszczono na burcie, z prawej strony pojazdu. Ponieważ zasadniczym celem projektu było doprowadzenie do maksymalnego obniżenia mocy traconej na napęd wentylatorów chłodzenia, układ przepływu powietrza jest bardzo prosty: wentylatory promieniowe zasysają powietrze przez chłodnice i wyrzucają je na bok pojazdu (rys. 2 i rys. 3).

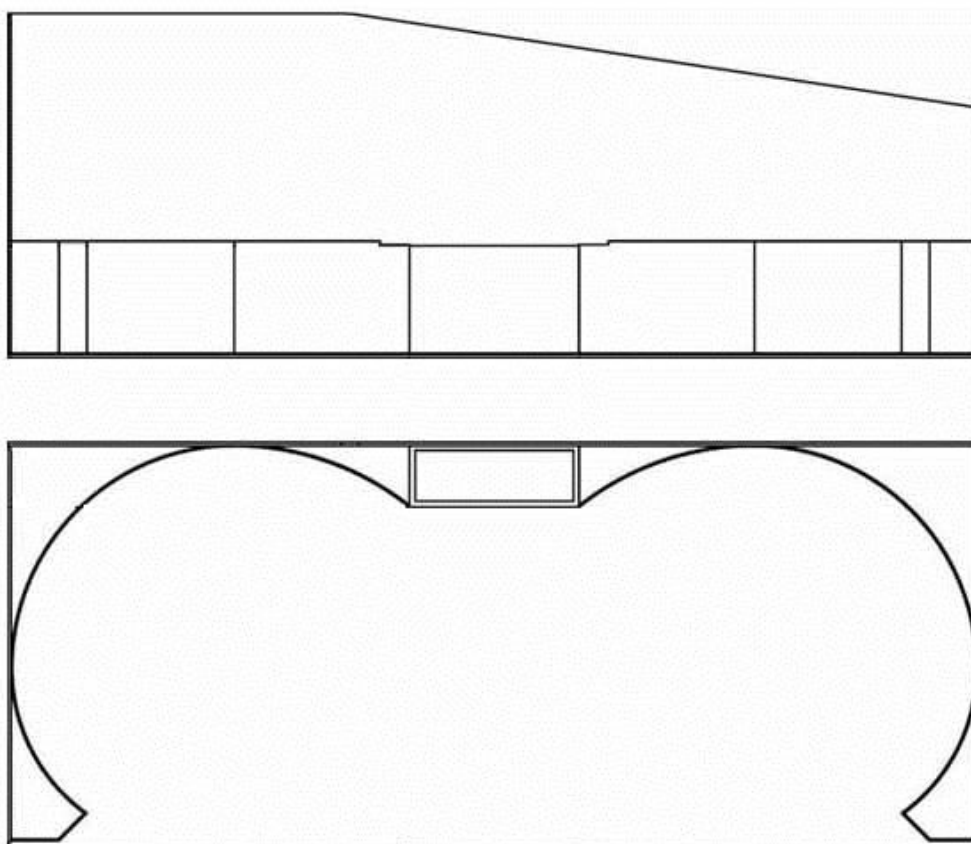


Rys. 2. Komora chłodnicy z wentylatorami



Rys. 3. Chłodnica i wentylatory

Kształt komór, w których pracują wentylatory przedstawia rys. 4. Wentylatory obracają się w przeciwnych kierunkach. Obie przestrzenie wentylatorów rozdziela tłumik układu wydechowego tak, by strumień powietrza intensywnie mieszały się ze spalinami (co znakomicie powinno obniżyć sygnaturę termiczną pojazdu).



Rys. 4. Kształt komór chłodnic głównych

3.3 Obliczenia chłodnic głównych

Danymi wyjściowymi są: moce cieplne chłodnic, wydajność pomp czynnika chłodzącego, dopuszczalny opór hydrauliczny rdzenia, temperatura czynnika chłodzącego (dane producenta silnika), założona temperatura powietrza chłodzącego, własności czynnika chłodzącego.

Rezultatem obliczeń są: wymiary i typ rdzenia chłodniczego.

Obliczenia mają charakter iteracyjny:

- szacowanie prędkości powietrza chłodzącego na rdzeniu,
- założenie przyrostu temperatury powietrza na rdzeniu,
- obliczenie powierzchni rdzenia i wydatku powietrza (wartość potrzebna do doboru wentylatorów),
- dobór typu i wymiarów rdzenia ($a \times b \times h$) (na podstawie danych producenta rdzeni),
- obliczenia szczegółowych parametrów chłodnicy,
- korekty i powrót do wartości wejściowych.

Proces ten wykonano przy udziale potencjalnego przyszłego producenta chłodnic. W konkretnym przypadku był to Nissens Polska sp. z o.o. Zdecydowano się ostatecznie na wykonanie jednej zespolonej chłodnicy dla obu układów HT i LT. Rys. 5. przedstawia wykonaną chłodnicę, a na rys. 6 przedstawiono ostateczne wyniki obliczeń zespolonej chłodnicy na oryginalnym formularzu firmy.



Rys. 5. Widok zmontowanej chłodnicy

		LT		HT			
COMPANY:							
QUOTATION NO.:							
COOLER TYPE		WATER/AIR		WATER/AIR			
SYSTEM (BL=Plate & bar, SK=Shell)		BL		BL			
Tube width		3	mm	4,44	mm		
Fin type		21		21			
Core-height		1370	mm	1370	mm	1510	mm
Core-width requested / actual		310 / 304	mm	400 / 395	mm	699	mm
Core-depth		160	mm	160	mm	160	mm
Turbolator type		NT		NT			
Number of passes		2		1			
Tube wall thickness, requested		0,5	mm	0,5	mm		
Side plate thickness, requested		3,0	mm	3,0	mm		
Long bar width, requested		6,0		6,0			
Short bar width, requested		11,0		11,0			
Material: Aluminium, painted grey							
WATER (50% Glycole)							
Heat rejection sensible / total		133,0 / 133,0	kW	282,0 / 282,0	kW		
Flow		67,0	l/min	500,0	l/min		
Velocity		0,236	m/s	0,503	m/s		
Cp		3,55	kJ/kg°C	3,61	kJ/kg°C		
Density		1,03	kg/l	1,02	kg/l		
Temperature inlet		88,0	°C	105,0	°C		
Temperature outlet		55,48	°C	95,81	°C		
		VG 46	2,6	VG 46	8		
Pressure drop (by 1 cSt)		0,46	bar	0,59	bar		
Max. operating pressure / Test pressure		3,0 / 4,5	bar	3,0 / 4,5	bar		
AMBIENT AIR							
Total airflow		4,49	m³/s	5,49	m³/s	9,99	m³/s
Air speed		10,95	m/s	10,31	m/s		
Density		1,03	kg/m³	0,98	kg/m³		
Ambient temperature		42,2	°C	42,2	°C		
Temperature increase before the cooler		0	°C	0,0	°C		
Air outlet temperature (average)		70,7	°C	94,4	°C		
Pressure drop (static)		1054	Pa	1054	Pa	1054,0	Pa
The calculations is based on standard conditions		19,6		10,8			
Actual performance must be measured after installation of prototype							

Rys. 6. Wyniki obliczeń firmy Nissens

Wyniki obliczeń dotyczą sytuacji ekstremalnej, tzn. stan ustalony, przy pełnej mocy silnika, przy temperaturze zewnętrznej powietrza 42.2°C

Nowoczesny rdzeń chłodnicy charakteryzuje się wyjątkowo małym oporem przepływu, zarówno od strony powietrza, jak i roztworu chłodzącego. Rurki rdzenia wyposażone są w turbulizatory. Efektywność wymiany ciepła (obciążenie cieplne chłodnicy) jest ok. 20 % wyższa od chłodnic w tradycyjnych rozwiązaniach.

3.4 Dobór wentylatorów

Z założeń wymiany ciepła wynika również wydatek powietrza chłodzącego - ok. 10m³/s. Należało dalej obliczyć konieczny spręż i moc silnika wentylatora. Wymiary wirnika wentylatora i innych elementów kanałów powietrznych są konsekwencją ww. parametrów (spręż i wydatek).

Ze względów konstrukcyjnych powinno się zastosować dwa wentylatory pracujące równolegle, o symetrycznych wirnikach i przeciwnych obrotach. Pewne pojęcie o rozwiązaniu dają rys. 2, rys. 3 i rys. 4.

Spręż pojedynczego wentylatora jest sumą strat przepływu, tzn.: straty wlotowej do chłodnicy, straty na pokonanie oporu chłodnicy, straty wlotowej wentylatora, strat w samym wentylatorze oraz straty wylotowej.

Z wymienionych strat najtrudniejszą do oszacowania jest strata wylotowa, ze względu na niejednorodne pole prędkości powietrza wypływającego.

Wielkość poszczególnych strat określa się ogólnie stosowaną zależnością:

$$\Delta p = \xi (\rho v^2 / 2)$$

Gdzie:

- Δp – strata ciśnienia (Pa)
- ξ - współczynnik strat
- ρ - gęstość powietrza (kg/m^3)
- v - prędkość powietrza (m/s).

Stratę wlotową obliczono, przyjmując $\xi=1$, i prędkość powietrza 11m/s (rys. 6.), opór chłodnicy (rys. 6.) wynosi 1054Pa. Pozostałe straty należało oszacować. Stratę wylotową oszacowano na podstawie średniej prędkości wylotowej (34m/s) z uwzględnieniem niejednorodności pola prędkości wylotowej na ok. 1000Pa.

Wentylator powinien zapewnić wystarczający spręż, by pokonać opory przepływu.

Ostatecznie do projektu wirnika przyjęto parametry wejściowe:

Wydatek	$Q = 5\text{m}^3/\text{s}$
Spręż	$\Delta p = 2800\text{Pa}$
Obroty	$n = 4000\text{min}^{-1}$

Tak niskie założone obroty wynikały z dążenia do obniżenia hałasu wentylatorów (Wyniki specjalistycznych badań wskazują, że hałas zależy od prędkości na łopatkach w piątej potęgze).

Moc przekazywana do czynnika (powietrze) wynosi:

$$N_i = Q \Delta p$$

W rozpatrywanym przypadku jest to 14kW.

Po uwzględnieniu oczekiwanej sprawności wentylatora, nominalną moc silnika elektrycznego oszacowano na poziomie 20 kW. Biorąc pod uwagę ograniczenia konstrukcyjne, nie można było oczekiwać sprawności na wyższym poziomie.

Takie dane przekazano projektantom wirnika wentylatora (firma Wiropol sp. z o.o) oraz silnika elektrycznego (KOMEL Katowice).

Na rys. 7. przedstawiono wirnik wentylatora.

W układzie pracują dwa wentylatory. Wirnik drugiego wentylatora jest lustrzanym odbiciem pierwszego, ponieważ wentylatory obracają się w przeciwne strony.

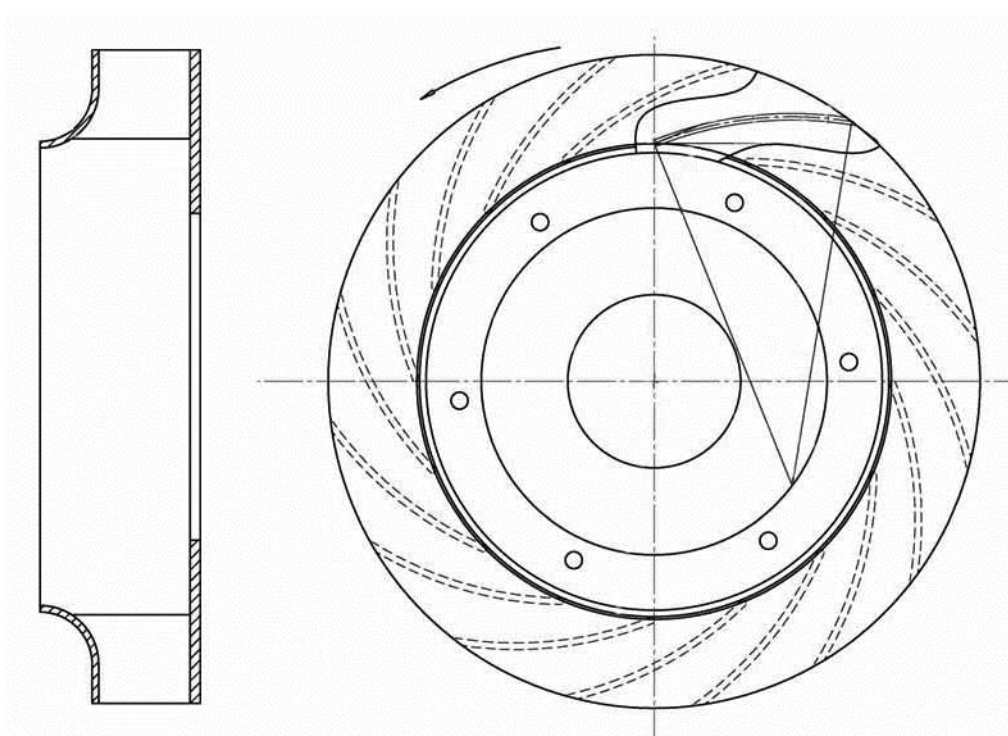
Napęd wentylatorów mógłby być realizowany na drodze mechanicznej, przy pomocy silników elektrycznych lub hydraulicznych. Ze względów konstrukcyjnych (umieszczenie wentylatorów na burcie) pozostały tylko możliwości napędu hydraulicznego i elektrycznego. Wybór zależy od koncepcji ogólnej pojazdu.

W opisywanym przypadku do napędu wentylatorów zastosowano silniki elektryczne trójfazowe, w wykonaniu specjalnym. Silniki te powinny spełniać następujące wymagania:

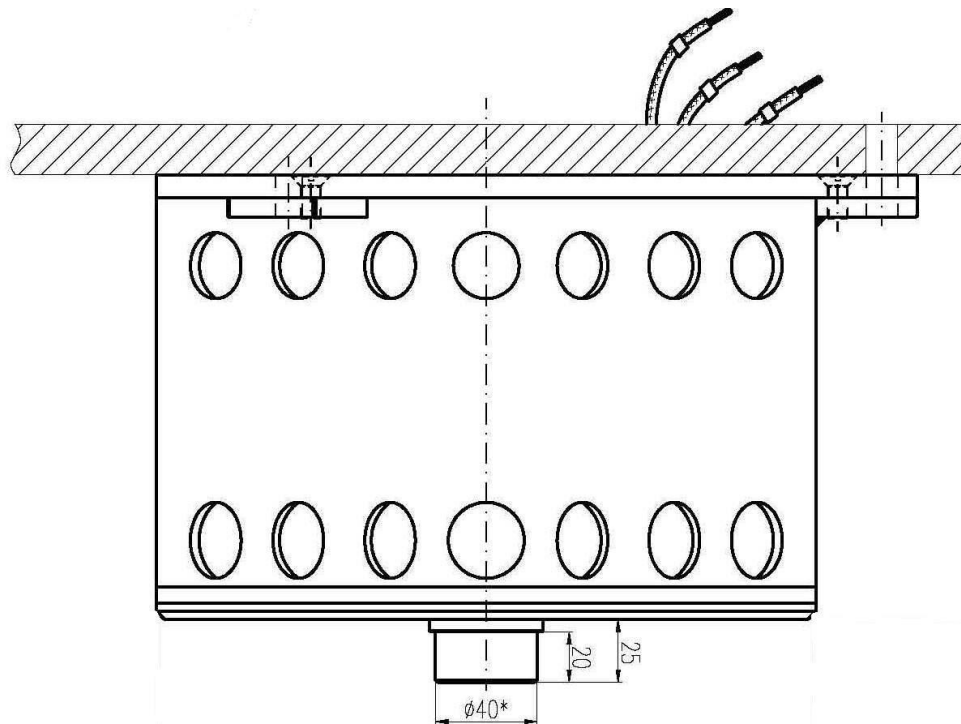
- obroty zmienne, sterowane od wartości minimalnej (500 min^{-1}) do 4000 min^{-1}
- odporność na zanurzenie w wodzie (4m)
- możliwie małe gabaryty.

Ze względu na wybór wersji trójfazowej, ostatniego warunku nie spełniono.

Na rys. 8. przedstawiono silnik elektryczny napędu wentylatora.



Rys. 7. Wirnik wentylatora



Rys. 8. Silnik napędu wentylatora – widok

Pojedynczy wirnik wentylatora zasilany silnikiem elektrycznym jw. zbadano na kanale pomiarowym w celu potwierdzenia założonych parametrów. Pomiar wykazały, że charakterystyka odbiega od oczekiwanej w granicach 20%. Jest to rezultat zbyt dużego dławienia przepływu na wlocie na wirnik przez silnik elektryczny. Silnik przesłania kanał wlotowy o połowę, co nie tylko zwiększa wydatnie stratę na wlocie do wentylatora, ale zakłóca przepływ w samym wentylatorze. Próby z wirnikiem poszerzonym, o skorygowanej geometrii, też nie okazały się w pełni zadowalające, mimo pewnej poprawy wydajności.

3.5 System regulacji – sterowanie układem chłodzenia

Brak połączenia mechanicznego między układem napędowym a wentylatorem otwiera nowe możliwości odnośnie sterowania temperaturą układu chłodzenia.

Koncepcja regulacji temperatury silnika jest oparta o sterowanie prędkością obrotową wentylatorów układu chłodzenia. O ile chłodnica główna, w układzie niskiej temperatury (LT) (obsługująca wymiennik oleju silnikowego), posiada własny termostat, o tyle chłodnica podstawowego obiegu wysokiej temperatury (HT) już go nie posiada.

Proces sterowania temperaturą wygląda więc, w uproszczeniu, następująco:

- przy uruchomieniu silnika, wentylatory nie pracują, ale czynnik przepływa przez chłodnicę HT. Chłodnica LT jest odcięta termostatem. Czynnik obwodu HT również nie jest chłodzony, ponieważ brak jest przepływu powietrza,
- po przekroczeniu temperatury minimalnej płynu chłodzącego, (gdy termostat obwodu LT zaczyna się otwierać), wentylatory uruchamiane są z prędkością obrotową minimalną,
- po osiągnięciu temperatury eksploatacyjnej, prędkość obrotowa wentylatorów jest regulowana tak, by na wyjściu z chłodnicy głównej, utrzymywać stałą temperaturę zasilania silnika.

Możliwy jest również ręczny tryb ustawiania obrotów silnika.

4. WYNIKI BADAŃ, WNIOSKI

Poza pomiarem charakterystyk wentylatora, układ chłodzenia był testowany na specjalnym stanowisku stacjonarnym. Ukompletowany silnik główny został połączony z przekładnią, obciążoną obustronnie maszynami dynamometrycznymi (hamownicami). Układ pozwalał na symulację pracy silnika w warunkach jazdy na poszczególnych biegach i w warunkach skrętu.

Pomiarom podlegały następujące parametry:

- temperatury czynnika chłodzącego we wszystkich gałęziach obwodów chłodzenia,
- wydajności płynu w obwodach HT i LT,
- prędkość powietrza i temperatury powietrza,
- obroty wentylatorów,
- moc i obroty silnika,
- podciśnienie powietrza doładowania,
- ciśnienie spalin wylotowych,
- ciśnienie i temperatura paliwa.

W kolejnej fazie badań układ chłodzenia zamontowano na pojeździe modelowym i poddano próbom trakcyjnym.

W wyniku badań stwierdzono:

- generalnie, koncepcja układu jest słuszna, przepływy i temperatury nie odbiegają znacząco od wartości założonych,
- szczegółowa analiza uzyskanych wyników pozwoliła sformułować zalecenia do wprowadzenia w dalszym etapie rozwoju konstrukcji.

Zaleceniami tymi są wytyczne konstrukcyjne:

- wentylatory powinny być napędzane silnikami o mniejszych gabarytach. Konieczne będzie wprowadzenie, w miejsce silników trójfazowych, silników o magnesach trwałych (lub silników hydraulicznych). Konsekwencją jest wymóg zastosowania dwóch falowników o mniejszej mocy w miejsce jednego,
- należy zwiększyć wydajność chłodnicy oleju przekładni. Pomiary wykazały, że opory przepływu powinny być mniejsze. Szacunkowe obliczenia wskazują na celowość zastosowania wymiennika tego samego typu, ale o przekroju zwiększonym o ok. 20%,
- rozdzielić układ chłodzenia aparatury od układu LT silnika. Zlikwidować wymiennik „elektronika” na rys. 1, a w jego miejsce wprowadzić dodatkową chłodnicę powietrze – czynnik chłodzący aparaturę.

5. LITERATURA

- [1] Edmund Tuliszka. Sprężarki, dmuchawy i wentylatory. Warszawa 1976.
- [2] Nowoczesne technologie systemów uzbrojenia. Praca zbiorowa pod redakcją Zygmunta Mierczyka. WAT. Warszawa 2008.
- [3] Marian Holota, Bartosz Stachura. Wielozadaniowa platforma bojowa. Zeszyty naukowe WSOWL nr 1/2011

[4] http://www.army-technology.com/projects/puma_tracked/, 2011 r.

COOLING SYSTEM OF MULTIFUNCTIONAL COMBAT PLATFORM

Abstract: In this paper the new solution of the cooling system applied into multifunctional combat platform has been presented. Genesis of the system, calculations, design and test results has been described.

Key words: internal combustion engine, cooling system, cooling system fan, cooler.

Recenzent: dr inż. Zbigniew RACZYŃSKI – OBRUM sp. z o.o., Gliwice.

W artykule wykorzystano wyniki projektu rozwojowego finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w Warszawie o numerze O R00 0030 05.