

**RAFAŁ CZOK**

Streszczenie rozprawy doktorskiej

**WŁAŚCIWOŚCI TRAKCYJNE POJAZDU  
Z NAPEDEM  
PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNYM**

**Promotor:**

**Dr hab. inż. Sebastian Brol, prof. PO**

## 1. Różnicowanie literaturowe

Układy napędowe zasilane sprężonym gazem wykorzystywane są dość rzadko jako trakcyjne, układy hydrauliczne częściej, natomiast łączenie takich rozwiązań jest mało znane, szczególnie w nietypowym połączeniu przedstawionym w tej pracy. Układ ten wykorzystuje konwersję energii sprężonego gazu na energię hydrauliczną, a ta z kolei służy do generowania energii mechanicznej. Korzysta się tu z konwerterów energii, a to rodzi jednocześnie cztery skutki: może prowadzić do redukcji ilości cieczy roboczej (a więc i jej masy) w stosunku do rozwiązań klasycznych o tym samym zasięgu, pozwolić na napęd wysokosprawnym silnikiem hydraulicznym zamiast pneumatycznym, umożliwić odzysk energii [35, 36, 84], a także umożliwić korzystanie z energii albo zasobnika bądź z energii zgromadzonej w konwerterze, bądź w sposób selektywny.

Badania opisane w pracy [78] przedstawiają efekty różnych algorytmów sterowania jednostki pneumatyczno-hydraulicznej. Wskazują one na możliwość polepszenia sprawności konwersji energii z pneumatycznej przez hydrauliczną na mechaniczną, a w konsekwencji także polepszenie podaży momentu napędowego. Co więcej zauważono, że skuteczność sterowania zależy mocno od parametrów konstrukcyjnych układu pneumatyczno-hydraulicznego (PH), jednak analizy tych właśnie aspektów nie dokonano. Otwiera to zatem pole do badań nad wpływem konstrukcji jednostki napędowej pneumatyczno-hydraulicznej wg koncepcji [98] na własności pojazdu napędzanego takim układem napędowym. W świetle powyższego pojawia się bowiem pytanie: czy układ napędowy, korzystający z jednostki napędowej pneumatyczno-hydraulicznej może uzyskać własności trakcyjne, które pozwalają na jego aplikację w pojeździe. W poniższej tabeli 1 zestawiono rozwiązania układów napędowych z wybranymi charakterystykami, która daje informacje o potencjale aktualnie stosowanych rozwiązań układów napędowych.

Tabela 1 Zestawienie rozwiązań układów napędowych z wybranymi charakterystykami

Rozwiązanie układu napędowego z:	Gęstość energii względem masy/objętości [MJ/kg] / [MJ/dm <sup>3</sup> ]	Gęstość mocy [kW/kg]	Ilość zgromadzonej energii w zasobniku [MJ]	Szacowany zasięg [km]	Zastosowanie i inne
Silnikiem spalinowym	42/42	50 – 150	1600 – 4000	1000	Głównie samochody osobowe, sprawność rzędu $\eta \approx 0,4$
Silnikiem elektrycznym	1/2	100 – 250	110 – 430	300	Głównie samochody osobowe, sprawność rzędu $\eta \approx 94$ ,
silnikiem hydraulicznym z zasobnikiem pneumatyczno-hydraulicznym	0,1/2	200 – 650	0,03 – 0,089	3	Głównie pojazdy ciężarowe typu śmieciarki, sprawność rzędu $\eta \approx 0,9$
silnikiem pneumatycznym	0,1/2	20 – 50	0,03 – 0,15	6 – 90	Sprawność $\eta = 0,2 \div 0,8$ w zależności od konstrukcji silnika i ciśnienia (im niższe tym sprawność wyższa)

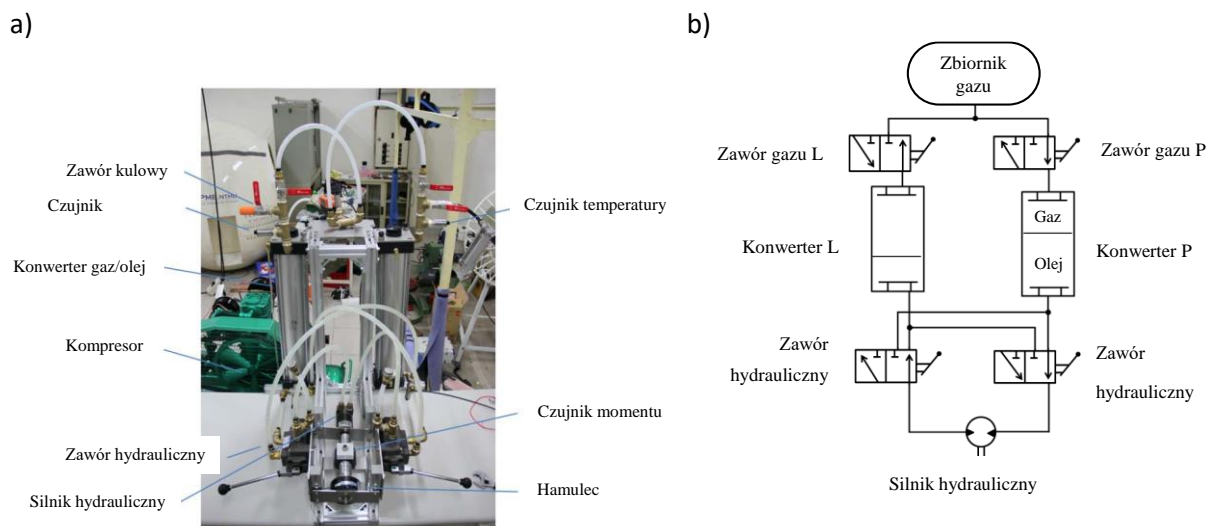
Zatem można stwierdzić że układy pneumatyczno-hydrauliczne posiadają potencjał do konkurencji z układami wykorzystującymi pochodne paliw kopalnych. Maksymalna gęstość mocy układów PH kończy się tam gdzie rozpoczyna się gęstość mocy układów z wykorzystaniem paliw kopalnych (to jest  $1 \cdot 10^6$  W/kg). Należy też zwrócić uwagę, że pojazdy z silnikiem spalinowym,

użytkowane w ruchu miejskim, w trakcie godzin szczytu, zazwyczaj będą eksploatowane w najmniej sprawnym przedziale ich paramentów pracy (tu można założyć że zostaje wykorzystany jedynie  $1 \cdot 10^6$  W/kg). Zatem układy PH mogą konkurować z układami spalinowymi, ale w zakresie gęstości mocy do około  $1 \cdot 10^6$  W/kg. Powyżej tej wartości układy spalinowe wykazują wyższą gęstość mocy, sięgająca do  $10 \cdot 10^6$  W/kg.

## 2. Właściwości trakcyjne pojazdów z napędem pneumatyczno-hydraulicznym

Ta specyficzna „hybryda układów” lub (formalnie układ napędowy pneumatyczno-hydrauliczny) powstała w wyniku spostrzeżenia autorów pracy [97, 98], że układy napędowe pneumatyczne i hydrauliczne mają wzajemnie uzupełniające się właściwości. Układ pneumatyczny z silnikiem pneumatycznym nie zapewnia nawet „w miarę stałej” sprawności konwersji energii pneumatycznej na mechaniczną. Analiza tego problemu wykazała, że powodem tej niskiej sprawności są zarówno konstrukcje silników ( $\eta_{\max}=80\%$ , ale tylko przy niektórych parametrach przepływu powietrza), parametry układu pneumatycznego oraz rodzaj gazu i jego parametry cieplne i przepływowe, które mocno wpływają na sprawność konwersji energii pneumatycznej na mechaniczną. Natomiast układy hydrauliczne i silniki hydrauliczne charakteryzują się znacznie wyższą sprawnością w stosunku do rozwiązań pneumatycznych jednak stosowanie zasilania zasobnikowego jest utrudnione i wiąże się ze znacznym dodaniem masy i objętości układu do konstrukcji pojazdu. Z drugiej strony zasilanie zasobnikowe układów pneumatycznych jest łatwe do zrealizowania. Z tych powodów podjęto próbę uzyskania wyższej sprawności konwersji energii pneumatycznej na mechaniczną w stosunku do układów *stricte* pneumatycznych i hydraulicznych. Zamierza się to osiągnąć za pomocą bardziej złożonego układu pneumatyczno-hydraulicznego, stosując w części końcowej układ hydrauliczny i wykorzystując silnik hydrauliczny.

Konwersja energii w układzie pneumatyczno-hydraulicznym (PH) [98] odbywa się w konwerterach (rys.1.), które pracują cyklicznie, naprzemiennie przetłaczając między sobą skończoną objętość cieczy hydraulicznej. Teoretyczna skuteczność konwersji energii sprężonego gazu w energię hydrauliczną wg [98] jest funkcją ciśnienia i na jej podstawie określono maksymalną sprawność konwersji, którą wyliczono na równą  $\eta=78\%$  dla  $p=4 \cdot 10^5$  Pa i  $\eta=63\%$  dla  $p=9 \cdot 10^5$  Pa. Aby potwierdzić tę teoretyczną ocenę, przygotowano prototyp pneumatyczno-hydraulicznego układu napędowego.



Rys. 1 Fotografia (a) i schemat (b) jednostki pneumatyczno-hydrauliczna zaprezentowana przez Shaw i inn [98]

Autorzy wykazali, że zgodnie z wcześniejszymi obliczeniami sprawność układu pneumatyczno-hydraulicznego jest wyższa przy niższym ciśnieniu  $\eta=78\%$  dla  $p=4 \cdot 10^5$  Pa i  $\eta=63\%$   $p=9 \cdot 10^5$  Pa, oraz jest wyższa od układów pneumatycznych. Sprawność całkowita układu

pneumatyczno – hydraulicznego (PH) była na poziomie blisko 50% dla najniższej prędkości obrotowej (tj. 200 obr./min). Dla najwyższej prędkości obrotowej silnika hydraulicznego (tj. 500 obr./min) sprawność jest niższa i wynosi 28,4%. Wartość tak określonej sprawności uwzględnia sprawność silnika hydraulicznego.

Praca Mroza i Broła [76, 78] dostarczyła wielu nowych informacji dotyczących pracy układu przy wyższych przepływach i ciśnieniach niż pokazano to u Shawa. Mróz i Broł badali algorytmy sterowania i zwrócili uwagę na to, że oryginalny algorytm sterowania wg [98] pozwala tylko w pewnym stopniu wpływać na stany przejściowe podczas przełączania konwerterów (a te stany wpływają istotnie na moment, moc i prędkość maksymalna silnika hydraulicznego). Co więcej negatywne skutki przełączania przepływu cieczy w konwerterach polegające na zmniejszeniu się różnicy ciśnień pomiędzy nimi wydłużają się wraz z prędkością obrotową wału silnika. A to prowadzi do zaburzenia charakterystyki momentu całego układu. Wydaje się więc, że zmniejszenie wpływu tego rodzaju niekorzystnych zjawisk na właściwości trakcyjne można dokonać na drodze celowych zmian konstrukcji i parametrów elementów składowych układu konwersji energii. Jednak zarówno wpływ poszczególnych elementów konstrukcyjnych nie został przebadany jak również nie zostały podane reguły i zasady, którymi powinien się kierować konstruktor projektując tego typu układ napędowy. Ten obszar nie został jeszcze przebadany i będzie on eksplorowany w tej pracy.

Autorzy [96] kontynuują pracę nad pneumatyczno-hydraulicznym układem napędowym, wykorzystując go do napędu pojazdu. To skłania do syntetycznego porównania układów napędowych wyposażonych w znane jednostki napędowe.

Tabela 2 Potencjalne właściwości trakcyjne układu pneumatyczno - hydraulicznego

Właściwość	Zaleta	Wada
Zasilanie zasobnikowe	Niska masa	Niska gęstość energii
	Zasięg limitowany parametrami pracy p i V zbiornika	Duża objętość potrzebna do zabudowy elementu
	Możliwość ładowania zasobnika gazem z konwertera	
Konwersja energii z P na H	Spowolnienie procesu rozprężania gazu ze zasobnika ułatwienie wymiany ciepła	Wymagane wyższe ciśnienie niż w przemysłowych układach pneumatycznych
	Duża gęstość energii	
	Wpływ algorytmu sterowania na kształtowanie charakterystyki momentu i mocy oraz sprawność	
Naprzemienna praca konwerterów	Niska masa cieczy hydraulicznej	Kłopotliwe przełączanie kierunku przepływu
	Możliwość rekuperacji energii z dużą gęstością energii	
	Symetria gęstości energii podczas ładowania i pracy układu P-H	
	Prędkość maksymalna limitowana parametrami przepływowymi konwerterów	
	Przyspieszenie limitowane konfiguracją elementów przepływowych układu	
Zastosowanie silnika hydraulicznego	Charakterystyka mocy i momentu podobna do oryginalnej silnika pod warunkiem zapewnienia wymaganego ciśnienia i	
	Zależność przebiegu mocy i momentu od podaży ciśnienia i przepływu z układu konwerterowego	
Duża gęstość mocy	Korzystne w zespołach napędowych hybrydowych	

### 3. Cel i teza pracy

Celem niniejszej pracy jest:

1. Zbadanie wpływu doboru parametrów wybranych elementów konstrukcyjnych jednostki pneumatyczno – hydraulicznej (JPH) na wybrane właściwości trakcyjne pojazdu. W szczególności dotyczy to parametrów:
  - 1.1. Objętości zbiornika głównego
  - 1.2. Zaworów pneumatycznych.
  - 1.3. Parametrów geometrycznych konwerterów.

2. Zbadanie wpływu budowy i konfiguracji podsystemów pneumatycznego i hydraulicznego (JPH) na sprawność jednostki pneumatyczno-hydraulicznej (JPH) pod kątem wpływu:
  - 2.1. Różnicy ciśnień gazu pomiędzy zbiornikiem głównym i konwerterami.
  - 2.2. Ciśnienia gazu w konwerterach.
3. Wyjaśnienie przyczyn, określenie skutków oraz ustalenie sposobów przeciwdziałania zjawiskom dławienia i duszenia konwertera za pomocą w kontekście wybranych parametrów trakcyjnych pojazdu.
4. Zbadanie metodami symulacyjnymi i eksperymentalnymi wybranych właściwości trakcyjnych prototypowego pojazdu wyposażonego w autorski układ pneumatyczno-hydrauliczny
5. Zbadanie sprawności ogólnej prototypowego pojazdu w różnych fazach ruchu takich jak:
  - 5.1. Ruch pojazdu ze stałą prędkością.
  - 5.2. Ruch przyspieszony.
6. Opracowanie algorytmu doboru parametrów elementów (JPH) ze względu na założone właściwości trakcyjne pojazdu oraz zjawiska duszenia konwertera i dławienia konwertera.

TEZA PRACY:

MOŻLIWE JEST ZWIĘKSZENIE SPRAWNOŚCI UKŁADU NAPĘDOWEGO  
PNEUMATYCZNO-HYDRAULICZNEGO POPRZECZ ZMIANĘ JEGO KONSTRUKCJI ORAZ  
RACJONALNY DOBÓR PARAMETRÓW KOMPONENTÓW UKŁADU

#### 4. Zakres pracy

Zakres pracy obejmuje:

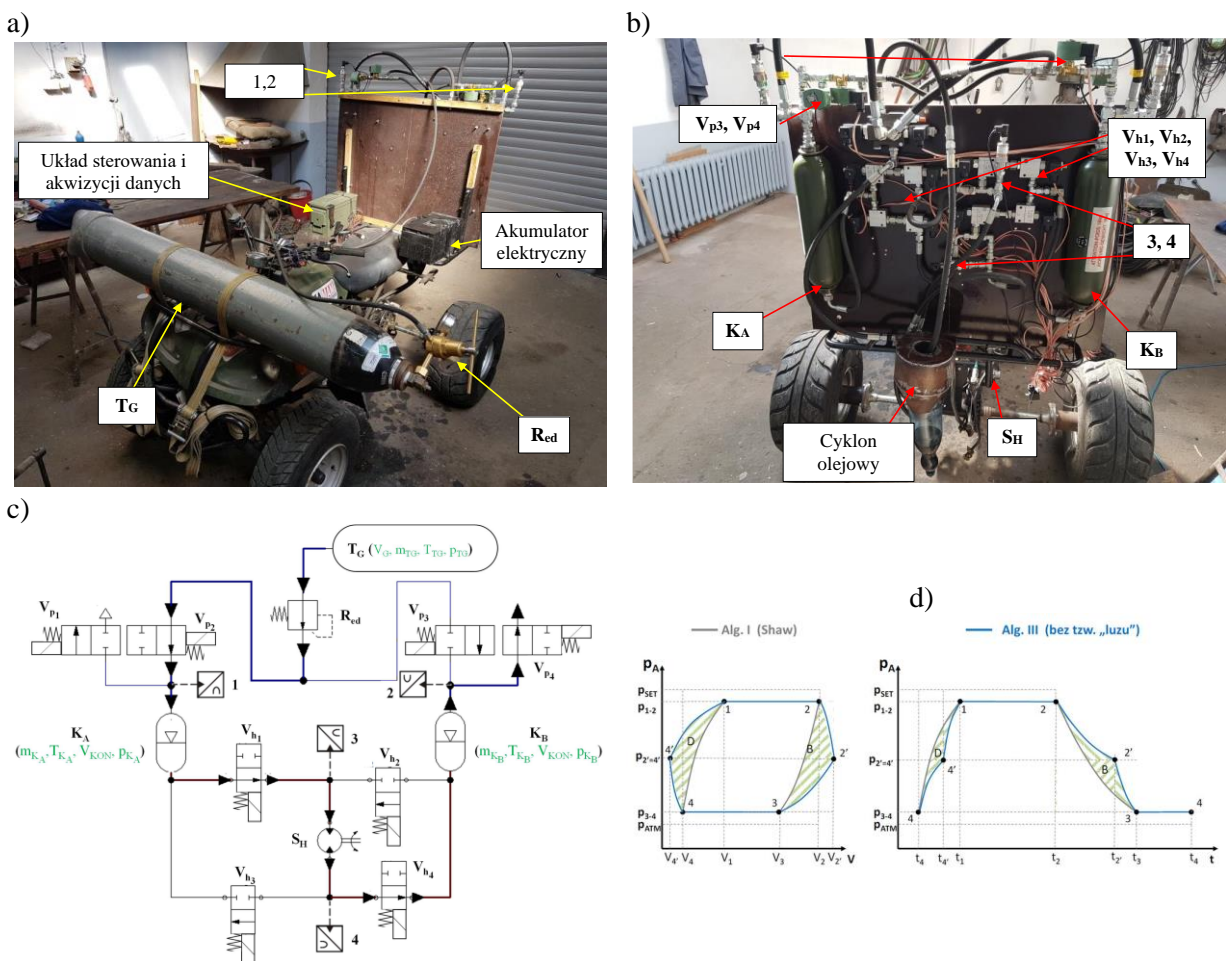
1. Rozeznanie literaturowe na temat układów napędowych pojazdów, różnych sposobów ich zasilania, a także ich właściwości trakcyjnych.
  - 1.1. Analiza działania układu napędowego zaprezentowanego przez Shaw i inni [98] (konstrukcja podlegająca zmianom).
  - 1.2. Przedstawienie rozwiązań dotyczących potencjału tego rozwiązania w kontekście właściwości trakcyjnych pojazdu wyposażonego w JPH.
2. Przyjęcie tezy naukowej pracy.
3. Przyjęcie założeń i opracowanie modelu matematycznego JPH, określenie przebiegu zjawisk występujących podczas pracy układu napędowego, a zwłaszcza tych, towarzyszących procesom termodynamicznym zachodzących podczas rozprężania gazu w układzie JPH.
4. Przyjęcie założeń i opracowanie modelu symulacyjnego JPH w programie MatLAB Simulink na podstawie modelu matematycznego, w celu przygotowania prototypu
5. Budowa oryginalnego prototypu wyposażonego w jednostkę pneumatyczno-hydrauliczną.
6. Badania symulacyjne obejmujące:
  - 6.1. Badanie wpływu objętości i ciśnienia zbiornika głównego na zasięg i sprawność pojazdu.
  - 6.2. Badanie wpływu zaworów pneumatycznych na sprawność całkowitą oraz wybrane wyróżniki charakteryzujące pracę układu napędowego w odniesieniu do zmian momentu, chwilowego ciśnienia w konwerterach, prędkości pojazdu, i przyspieszenia.
  - 6.3. Badanie wpływu parametrów pracy konwerterów na sprawność całkowitą oraz wybrane wyróżniki charakteryzujące pracę układu napędowego w odniesieniu do zmian momentu, chwilowego ciśnienia w konwerterach, prędkości pojazdu, i przyspieszenia.
7. Badania eksperymentalne z wykorzystaniem prototypu: stanowiskowe i drogowe obejmujące:
  - 7.1. Wpływ różnicy ciśnień gazu pomiędzy zbiornikiem głównym i konwerterami na sprawność całkowitą oraz zasięg pojazdu.
  - 7.2. Wpływ chwilowego ciśnienia gazu w konwerterach na sprawność całkowitą oraz wybrane wyróżniki charakteryzujące pracę układu napędowego w odniesieniu do zmian momentu, chwilowego ciśnienia w konwerterach, prędkości pojazdu, i przyspieszenia.
  - 7.3. Określenie skutków zjawiska dławienia i duszenia konwertera w kontekście wybranych parametrów trakcyjnych pojazdu.
  - 7.4. Zbadanie sprawności ogólnej prototypowego pojazdu w ruchu przyspieszonym i ze stałą prędkością z uwagi na:
    - 7.4.1. Parametry pracy konwertera.

7.4.2. Różnicę ciśnień między zbiornikiem głównym i konwerterami.

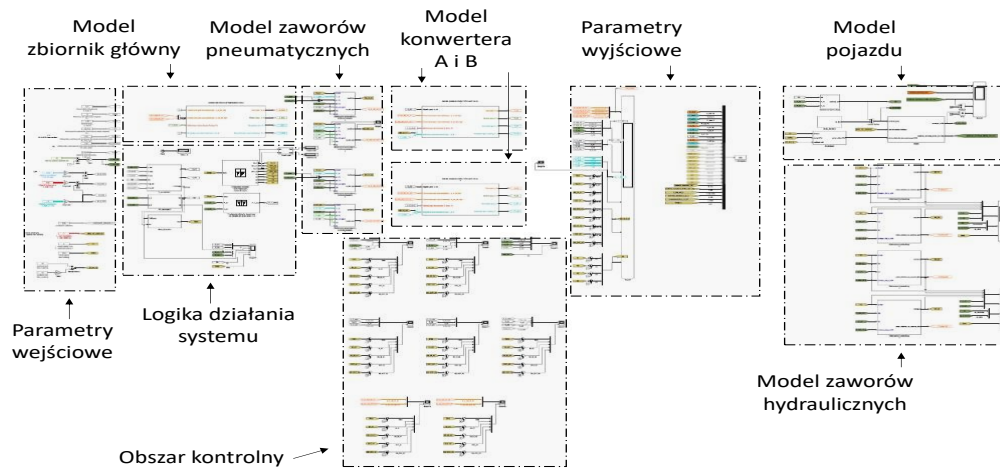
8. Analiza wyników badań.
  - 8.1. Wyjaśnienie przyczyn zjawiska dławienia i duszenia konwertera.
9. Opracowanie algorytmu ustalania parametrów elementów składowych JPH uwzględniających:
  - 9.1. Sposoby przeciwdziałania zjawiskom dławienia i duszenia konwertera.
  - 9.2. Uzyskanie założonych własności trakcyjnych pojazdu.
10. Sformułowanie wniosków, naukowych, użytkowych oraz przeznaczonych do wykorzystania w pracach konstrukcyjnych nad JPH.

## 5. Prototyp

Prowadzono jednocześnie badania symulacyjne oraz drogowe. Badania drogowe realizowano wykorzystując do tego celu autorski prototyp pojazdu z pneumatyczno-hydraulicznym układem napędowym (rys.2.), natomiast badania symulacyjne wykonano posługując się oprogramowaniem Matlab/Simulink (rys.3.).



Rys. 2. Zdjęcie prototypu z JPH a) widok ogólny, b) widok na JPH, c) schemat działania, d) obieg pV zamknięty i p w funkcji czasu dla algorytmu Shaw i algorytmu III

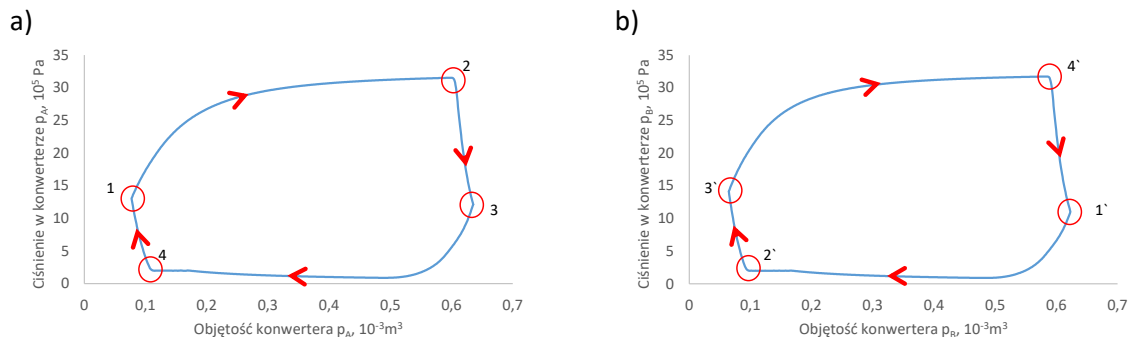


Rys. 3. Model symulacyjny

### Charakterystyki do oceny właściwości trakcyjnych pojazdu z napędem PH

Do oceny działania układu PH, zarówno podczas badań drogowych jak i symulacyjnych zaproponowano charakterystyki zmiany ciśnienia sprężonego gazu względem objętości konwertera. Na rysunku 4 przedstawiono obieg w układzie pV, z zaznaczonymi punktami zmiany stanu zaworów hydraulicznych i pneumatycznych.

Od punktu 1 do punktu 2 na krzywej na rys. 4.a., konwerter jest napełniany gazem, a lustro cieczy obniża się. W tym samym czasie, w drugim konwerterze sprężony gaz jest wypuszczany do atmosfery. W wyniku tego, lustro cieczy w konwerterze, podwyższa się od punktu 1' do 2' (rys.4.b.). Od punktu 2 do punktu 3 napełnianie gazem zostaje przerwane (przeciwny konwerter w międzyczasie zostaje napełniony gazem 2' do 3' aż do wyrównania ciśnień pomiędzy konwerterami).

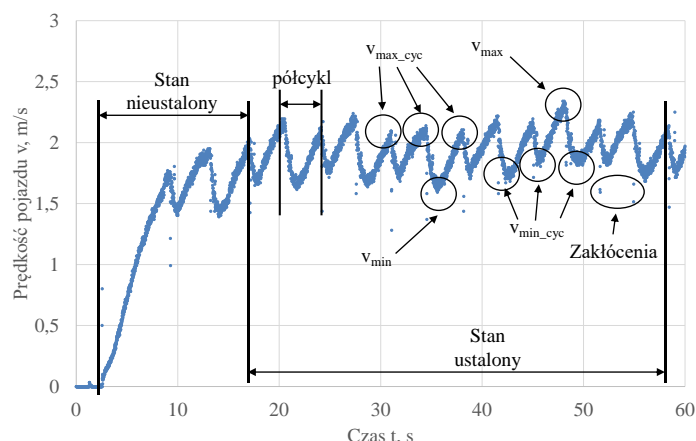


Rys. 4. Cykl obiegu pV z zaznaczonymi punktami zmiany stanu sterowania dla a) konwertera „napełnianego” b) opróżnianego

Następnie układ sterowania zmienia kierunek przepływu cieczy roboczej – przepływ z konwertera B do konwertera A. Po zmianie kierunku przepływu, konwerter A zostaje opróżniony z sprężonego gazu (punkt 3 do 4 na rys.4.a.) a konwerter B wykonuje w tym czasie pracę od punktu 3' do 4'(rys.4.b.). Następnie konwerter B upuszcza sprężony gaz (punkt 4' do 1' rys.4.b.), a konwerter A zostaje napełniony gazem aż do wyrównania ciśnień pomiędzy konwerterami (punkt 4 do 1 rys.4.a.).

### Wskaźniki do oceny właściwości trakcyjnych pojazdu z JPH

W oparciu o rys.5., zaproponowano wskaźniki trakcyjnych pojazdu z JPH zestawione w tabeli 3. Na rys.5. zaznaczono stan ustalony i nieustalony, wskazano półcykl pracy JPH (służy on do określenia okresu, w którym JPH wykonuje pracę). Zaznaczono wartość minimalną i maksymalną prędkości w stanie ustalonym ( $v_{min}$  i  $v_{max}$ ) określając maksymalną i minimalną prędkość jaką uzyskano podczas badań dla stanu ustalonego. Wskazane wartości prędkości minimalnej i maksymalnej ale dla poszczególnych półcykli ( $v_{min\_cyc}$  i  $v_{max\_cyc}$ ) z zakresu ewaluacji pozwalają na obliczenie prędkości średniej i różnicy prędkości w półcyklu. Wskazano także zakłócenia występujące podczas odczytu danych z urządzeń pomiarowych, które pominięto (potraktowano je po analizie jako błąd grubo).



Rys. 5. wybrany przebieg prędkości pojazdu w czasie dla stanu niestabilnego i ustalonego z zaznaczonymi wskaźnikami do oceny prędkości pojazdu

Tabela 3 wskaźniki przyjęte do oceny prędkości i sposób ich obliczenia

Wskaźnik	Sposób obliczenia	komentarz
$v_{max}$	$v_{max} = v_{max}$	Prędkość maksymalna, odpowiada maksymalnej wartości mierzonej prędkości, w zakresie obszaru ewaluacji
$v_{min}$	$v_{min} = v_{min}$	Prędkość minimalna, odpowiada minimalnej wartości mierzonej prędkości, w zakresie obszaru ewaluacji
$\Delta v_{cyc}$	$\Delta v_{cyc} = v_{max\_cyc} - v_{min\_cyc}$	Różnica prędkości w cyklu odpowiada różnicy pomiędzy wartością minimalnej prędkości w danym półcyklu do końcowej maksymalnej wartości obliczanego półcyklu
$v_{sr}$	$v_{sr} = \frac{\frac{(v_{max\_cyc\_1} + \dots + v_{max\_cyc\_4})}{4} + \frac{(v_{min\_cyc\_1} + \dots + v_{min\_cyc\_4})}{4}}{2}$	
$v_{sr}$ – wartość średniej prędkości jest określona na podstawie wartości średniej dla prędkości poszczególnych wartości średniej prędkości danego półcyklu		

Do obliczenia wskaźników do oceny przyspieszenia posłużono się tym samym podejściem jak w przypadku wskaźników zaproponowanych dla prędkości. W tabeli 4 określono wskaźniki maksymalnego i minimalnego przyspieszenia ( $a_{max}$  i  $a_{min}$ ) w obszarze ewaluacji. Różnicę przyspieszenia określono z wartości maksymalnego i minimalnego przyspieszenia w półcyklu ( $a_{max\_cyc}$ ,  $a_{min\_cyc}$ ). Wartość średniego przyspieszenia ( $a_{sr}$ ) wyznaczono z wartości średniej przyspieszenia minimalnego ( $a_{min\_cyc}$ ) i wartości średniej maksymalnego przyspieszenia ( $a_{max\_cyc}$ ).

Tabela 4 wskaźniki przyjęte do oceny przyspieszenia i sposób ich obliczenia

Wskaźnik	Sposób obliczenia	komentarz
$a_{max}$	$a_{max} = a_{max}$	Przyspieszenie maksymalne, odpowiada maksymalnej wartości przyspieszenia, w zakresie obszaru ewaluacji
$a_{min}$	$a_{min} = a_{min}$	Przyspieszenie minimalna, odpowiada minimalnej wartości przyspieszenia, w zakresie obszaru ewaluacji
$\Delta a_{cyc}$	$\Delta a_{cyc} = a_{max\_cyc} - a_{min\_cyc}$	Różnica przyspieszenia w cyklu odpowiada różnicy pomiędzy wartością minimalnej a maksymalnej wartości przyspieszenia w obszarze ewaluacji
$a_{sr}$	$a_{sr} = \frac{\frac{(a_{max\_cyc\_1} + \dots + a_{max\_cyc\_4})}{4} + \frac{(a_{min\_cyc\_1} + \dots + a_{min\_cyc\_4})}{4}}{2}$	
$a_{sr}$ – wartość średniego przyspieszenia jest określona na podstawie wartości średniej dla przyspieszenia poszczególnych wartości średniego przyspieszenia danego półcyklu w obszarze ewaluacji		

Wskaźniki do oceny zmian ciśnienia w układzie PH określono w tabeli 5. Wyznaczono obszar ewaluacji, podobnie jak dla prędkości pojazdu.



Tabela 5 wskaźniki przyjęte do oceny ciśnienia i sposób ich obliczenia

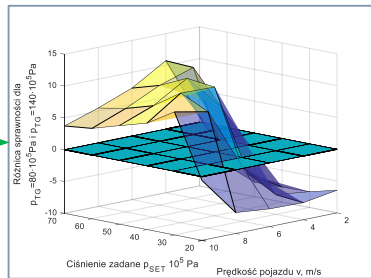
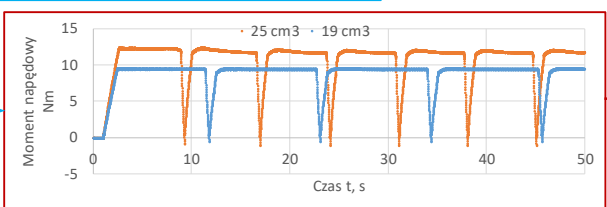
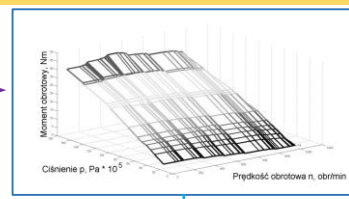
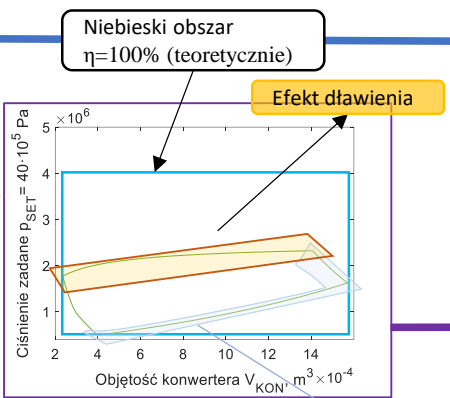
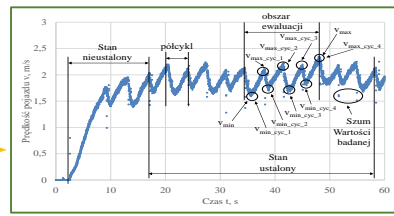
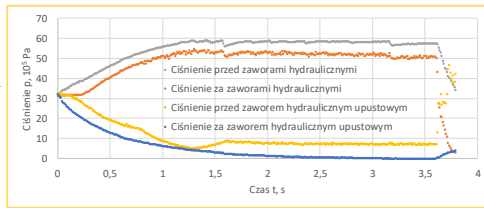
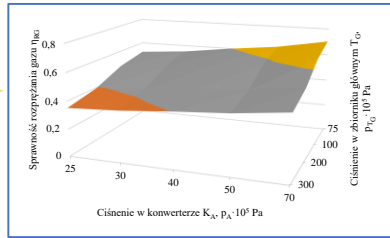
<b>Wskaźnik</b>	<b>komentarz</b>
$(p_{set} - p)_{min\_cyc}$	Najmniejsza różnica między $p_A$ lub $p_B$ i $p_{set}$ w cyklu (jeśli jest 0 nie ma duszenia)
$(p - p_{atm})_{min\_cyc}$	Najmniejsza różnica między $p_A$ lub $p_B$ i $p_{atm}$ w cyklu (jeśli jest 0 nie ma dławienia)
$\Delta p_{cyc\_max}$	Maksymalna różnica ciśnień między konwerterami $p_A$ i $p_B$ skorygowane o współczynnik $w_k$
$\Delta p_{cyc\_min}$	Minimalna różnica ciśnień między konwerterami $p_A$ i $p_B$ skorygowane o współczynnik $W_k$

Podsumowując poniżej, na rys.6. przedstawiono schemat blokowy przetwarzania i analizy danych.

Dane (pomiarowe, wnioski, obserwacje)

- $V_{TG}$
- $P_{TG}$
- $P_A$
- $P_B$
- $w_K$
- $V_{Kon}$
- $V_{P^*}$
- $V_{R^*}$
- $V_K$
- $H_{lon}$
- $\omega$

Przetwarzanie



Analiza

Parametr	Składnik, parametr, możliwe występowanie	Uwagi
$M_s$	$M_S +, M_S -, M_S = 0$	występowanie ujemnego momentu napędowego
P	$P +, P -, P = 0$	Występowanie ujemnej mocy
$v_{max}$		Maksymalna prędkość
$v_{min}$		Minimalna prędkość
$\Delta v_{cyc}$	$\Delta v_{cyc} = v_{max\_cyc} - v_{min\_cyc}$	Różnica prędkości w cyklu
$v_{sr}$		Średnia prędkość
$a_{max}$		Maksymalne przyspieszenie
$a_{min}$		Minimalne przyspieszenie
$\Delta a_{cyc}$	$\Delta a_{cyc} = a_{max\_cyc} - a_{min\_cyc}$	Różnica przyspieszenia w cyklu
$a_{sr}$		Średnie przyspieszenie
$(p_{set} - p)$ $P_{min\_cyc}$		Najmniejsza różnica w cyklu dla duszenia
$(p - P_{atm})_{min\_cyc}$		Najmniejsza różnica w cyklu dla dławienia
$\Delta p_{cyc\_max}$		Maksymalna różnica ciśnień pomiędzy konwerterami
$\Delta p_{cyc\_min}$		Minimalna różnica ciśnień pomiędzy konwerterami

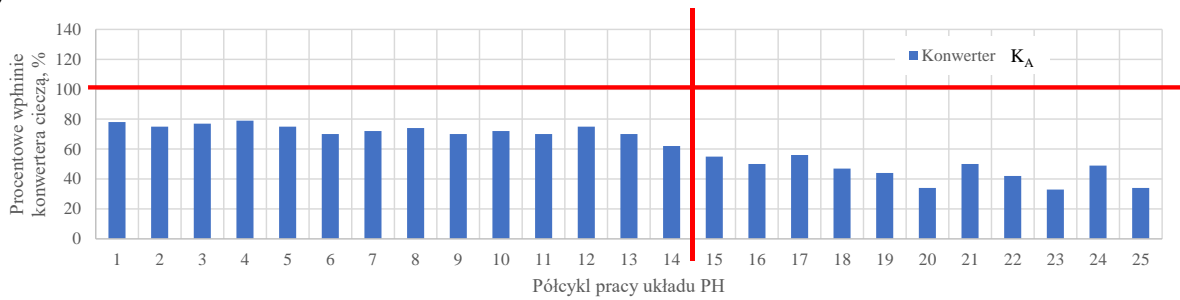
Rys. 6. Schemat blokowy przetwarzania i analizy danych z JPH

## 6. Wyniki badań

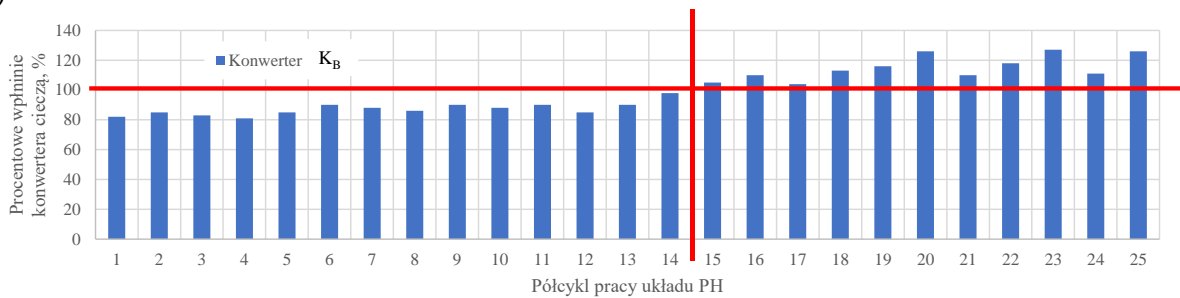
### 1. Badania symulacyjne i próby drogowe.

Podczas badań drogowych, zauważono skutki desynchronizacji układu PH. Zjawisko to polega na tym, że objętość cieczy, przepływającej pomiędzy konwerterami, nie jest sobie równa dla kolejnych półcykli pracy układu PH. Oznacza to, że następujące po sobie półcykle, powodują przepływ różnych objętości cieczy. Wykonując około 25 powtórzeń półcykli (rys.7.), zaobserwowano, że wartości zadanej objętości początkowej  $V_P$  i wartości objętości początkowej rzeczywistej są różne.

a)



b)

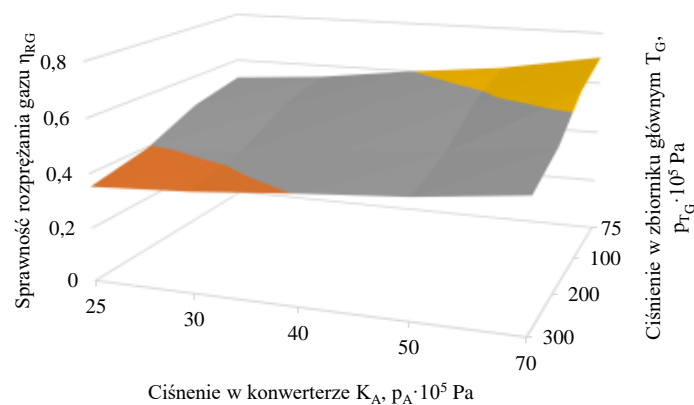


Rys. 7. Wypełnienie konwertera kolejno następującego półcyklu pracy układu PH

Realizując kolejne półcykle, różnica pomiędzy tymi objętościami rośnie powoli, z prawie losowym przyrostem. Natomiast dla mniejszej liczby półcykli (do 14 półcykli, rys.7.), desynchronizację uznano za pomijalnie małą (w zakresie od 1 do 8 % różnicy objętości początkowej  $V_P$ ), i nie wpływała w znaczący sposób na uzyskane wyniki.

### 2. Proces rozprężania gazu ze zbiornika głównego $T_G$ do konwertera $K_A$ .

Rozprężanie adiabatyczne gazu powoduje obniżenie sprawności układu pneumatycznego, szczególnie przy dużych różnicach ciśnień (rys.8.).

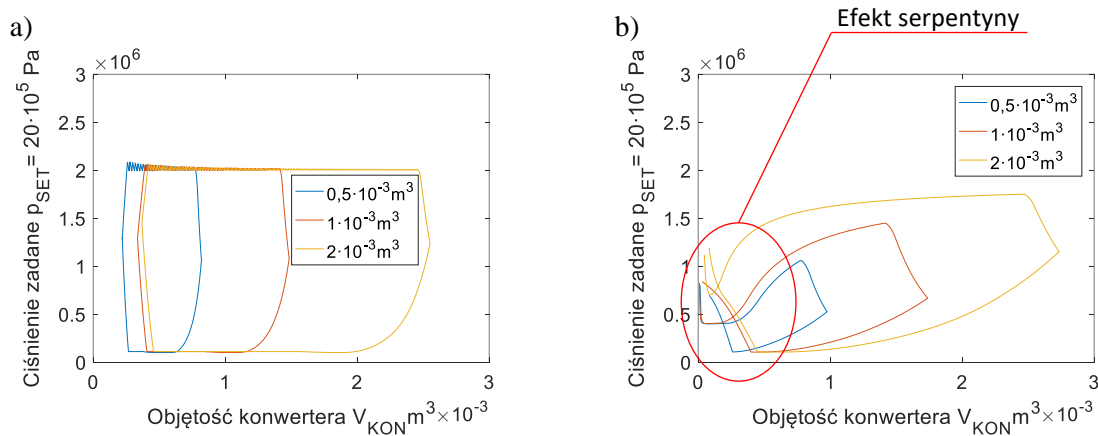


Rys. 8. Sprawność rozprężania gazu  $\eta_{RG}$  ze zbiornika głównego  $T_G$  do konwertera  $K_A$

Ze względu na sprawność ogólną układu PH, korzystnie jest eksploatować taki układ przy jak najniższych ciśnieniach panujących w zbiorniku głównym. Gdy w zbiorniku głównym panuje ciśnienie  $p_{TG}=75 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , a ciśnienie zadane w konwerterze jest  $p_A=70 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ , sprawność przemiany wynosi  $\eta_{RG}=70\%$ . Dla tego samego ciśnienia  $p_A$  i ciśnienia  $p_{TG}=300 \cdot 10^5 \text{ Pa}$  w zbiorniku głównym  $T_G$  sprawność przemiany wynosi zaledwie  $\eta_{RG}=35\%$ .

#### 4. Efekt serpentyny

Podczas badań zaobserwowano zjawisko które nazwano „efektem serpentyny”. Zjawisko to charakteryzuje się tym, że w chwili przełączenia się układu PH pomiędzy półcyklami pracy, dochodzi do nieoczekiwanych zmian przebiegu w stosunku do kształtu typowego, a pokazanego na rys. 9a. Na rys.9.b. zaznaczono efekt serpentyny w układzie pV. Dla porównania na rys.9.a. przedstawiono spodziewany przebieg dla niższej prędkości pojazdu ( $v=2\text{m/s}$ ).



Rys. 9. Wpływ objętości konwertera na obwiednię w układzie pV dla wybranych 3 objętości dla:

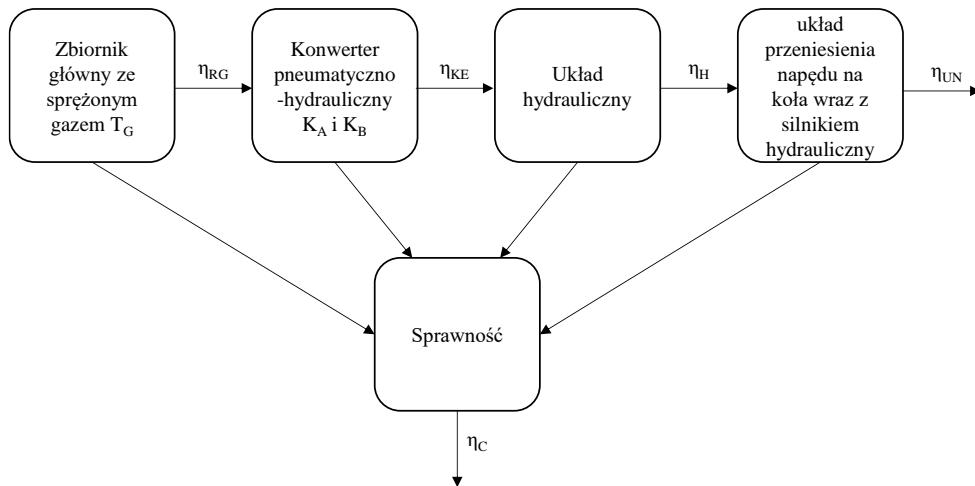
a) prędkości  $v=2\text{m/s}$  i ciśnieniu zadanym  $p_{SET}=20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

b) prędkości  $v=10\text{m/s}$  i ciśnieniu zadanym  $p_{SET}=20 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Efekt serpentyny występuje wtedy, gdy gaz napływający do konwertera nie uzyskuje ciśnienia zadanego  $p_{SET}$ , lustro cieczy roboczej w konwerterze napełnianym obniża się zbyt szybko, co wynika z prędkości, a dalej prędkości przepływu. By zapobiec takiemu zjawisku, należy zwiększyć współczynnik  $K_V$  zaworów pneumatycznych na taki, który zapewnia dostatecznie duży przepływ gazu roboczego do konwertera. ponadto zapewnić ciśnienie mierzone w konwerterze  $p_A$  na takie aby było bliskie ciśnieniu zadanemu  $p_{SET}$  oraz zapewnić taką prędkość pojazdu, by nie przekraczała maksymalnego przepływu cieczy roboczej  $Q$  w układzie pneumatyczno-hydraulicznym (PH). Te 3 czynniki określono jako kluczowe dla wyeliminowania zjawiska serpentyny i oznaczono jako 3KC.

#### 5. Sprawność

Ze względu na złożoność jednostki pneumatyczno-hydraulicznej (JPH), posłużono się schematem przedstawionym na rysunku 10 do zobrazowania oddziaływania poszczególnych podukładów na siebie. Rozprężający się gaz ze zbiornika głównego  $T_G$  napełnia konwerter PH gazem o ciśnieniu  $p_A$  z sprawnością  $\eta_{RG}$  przepływając poprzez zawory pneumatyczne. Następnie w konwerterze  $K_A$  (lub  $K_B$  w zależności od punktu pracy) gaz wywiera nacisk na lustro cieczy wypychając ją z konwertera do układu hydraulicznego z sprawnością  $\eta_{KE}$ . Układ hydrauliczny kieruje ciecz hydrauliczną do silnika hydraulicznego  $S_H$ , gdzie następuje konwersja różnicy ciśnień i przepływu cieczy roboczej na moment napędowy. Następnie poprzez układ przeniesienia napędu (o sprawności  $\eta_{UN}$ ), na koła pojazdu oddziałuje siła napędowa, wprawiając pojazd w ruch. Iloczyn poszczególnych sprawności, określa sprawność całkowitą  $\eta_C$  pojazdu.

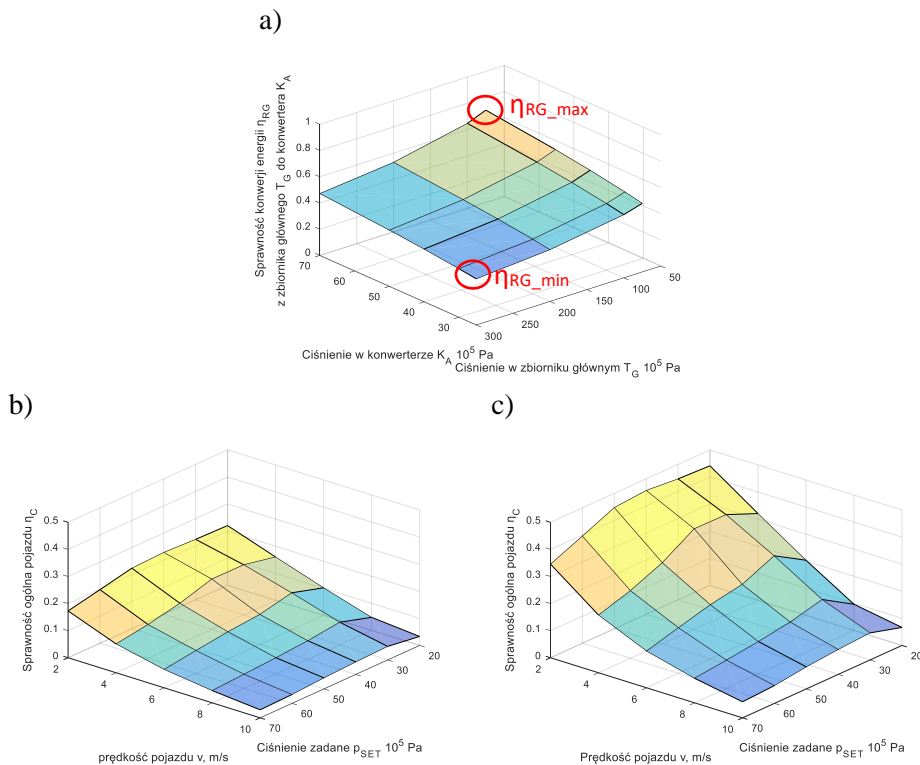


Rys. 10. Schemat poszczególnych podukładów i wskazanie sprawności całkowitej JPH

W rozpatrywanej jednostce pneumatyczno-hydraulicznej (JPH) występuje szereg zjawisk i zależności na siebie oddziaływujących. Sprawność takiego układu należy rozpatrywać jako sprawności poszczególnych elementów, a następnie jako sprawność ogólną, co przedstawiono za pomocą zależności (1).

$$\eta_C = \eta_{RG} \cdot \eta_{KE} \cdot \eta_H \cdot \eta_{UN} \quad (1)$$

W zależności od parametrów pracy układu pneumatyczno-hydraulicznego (PH) (ciśnienie zadane  $p_{SET}$ , objętość konwertera, prędkość pojazdu, objętość zbiornika głównego itd.), sprawność  $\eta_C$  będzie się zmieniała. Na rysunku 11.a. przedstawiono sprawność konwersji energii  $\eta_{RG}$  podczas rozprężania gazu ze zbiornika głównego  $T_G$  do konwertera  $K_A$ .



Rys. 11. Sprawność konwersji energii podczas rozprężania gazu z zbiornika głównego  $T_G$  do konwertera  $K_A$  w funkcji ciśnienia zadane w konwerterze  $K_A$  i ciśnienia w zbiorniku głównym  $T_G$ . a) sprawność ogólna pojazdu z uwzględnieniem punktu minimalnej sprawności konwersji energii z zbiornika głównego  $T_G$  do konwertera  $K_A$ . Sprawność ogólna pojazdu z uwzględnieniem punktu b) maksymalnej i c) minimalnej sprawności konwersji energii z zbiornika głównego  $T_G$  do konwertera  $K_A$

Na rysunku 11.a. wskazano miejsca minimalnej i maksymalnej sprawności. Następnie, skrajne wartości sprawności rozprężania gazu uwzględniono do reprezentacji sprawności całkowitej. Rysunek 11.b. i c. odpowiadają minimalnej i maksymalnej sprawności układu. Dla rysunku 11.b. i c, wykorzystano te same parametry pracy układu, z pominięciem sprawności  $\eta_{RG}$ , która przyjmuje skrajne wartości. Jak można zauważyć, zmiana sprawności rozprężania gazu, w znacznym stopniu zmienia sprawność układu jednostki pneumatyczno-hydraulicznej (JPH). Wartość maksymalnej sprawności dla rysunku 11.b. odpowiada sprawności w najniższym zakresie dla rysunku 11.c. Zatem poszczególne obszary JPH mają znaczenie i wzajemnie oddziałują na siebie.

## 7. Wybrane wnioski

Po przeprowadzeniu badań, zaobserwowano następujące zjawiska i prawidłowości:

1. Występowanie „efektu dławienia” podczas napełniania konwertera sprężonym gazem. Wynika to z niemożności uzyskania ciśnienia zadanego  $p_{SET}$  podczas napełniania konwertera sprężonym gazem, podczas wypływu cieczy z konwertera do układu hydraulicznego. Ciecz wypływa szybciej niż napływa gaz, przez to powstaje „efekt dławienia”.
2. Występowanie efektu „duszenia” podczas opróżniania konwertera ze sprężonego gazu. Efekt występuje podczas opróżniania konwertera ze sprężonego gazu przy zbyt dużym napływie cieczy roboczej do konwertera.
3. Objętość początkowa  $V_P$  wpływa na górną część pola pracy obiegu w układzie pV (krzywe napełnienia konwertera sprężonym gazem) i na czas potrzebny do uzyskania ciśnienia zadanego  $p_{SET}$ .
4. Objętość końcowa  $V_K$  wpływa na dolną część pola pracy obiegu w układzie pV (krzywe opróżniania konwertera z sprężonego gazu) i zapobiega możliwości napowietrzenia się cieczy w układzie hydraulicznym podczas pracy.
5. Objętość  $V_P$  i  $V_K$  konwertera musi być równa i podczas pracy układu PH wykonywana praca jest symetryczna (podczas napełniania przestrzeni  $V_P$  gazem do ciśnienia  $p_{SET}$  w konwerterze  $K_A$ , w konwerterze  $K_B$  przestrzeń  $V_K$  zostaje wypełniona cieczą roboczą i jednocześnie konwerter  $K_B$  zostaje opróżniony z sprężonego gazu). W innym przypadku dochodzi do zapowietrzenia układu hydraulicznego ( $V_P > V_K$ ), bądź do wycieku cieczy hydraulicznej przez układ pneumatyczny ( $V_P < V_K$ ).
6. Konwersja energii gazu na energię hydrauliczną w konwerterze może odbywać się z sprawnością do 90% ale pod warunkiem zachowania:
  - a. niskiego ciśnienia w zbiorniku głównym  $T_G$ ,
  - b. manipulacji objętościami  $V_P$  i  $V_K$ ,
  - c. niskiej prędkości przepływu cieczy roboczej,
  - d. ogrzania rozprężającego się gazu poprzez dostarczenie dodatkowego ciepła z zewnątrz.
7. Efekt skalowania jest procesem złożonym i zależy od wielu czynników. Tak jak wykazano to w pracy, gdzie przy tym samym ciśnieniu roboczym i strumieniu przepływu cieczy roboczej uzyskuje się inne wartości prędkości obrotowej i momentu napędowego dla dwóch różnych silników hydraulicznych o różnej chłonności.

## 8. Wybrana literatura

- [35] Czok R.: Analiza możliwości odzysku energii w pojeździe roboczym, Zeszyty Naukowe Politechnika Opolska : Mechanika, 2015,
- [36] Czok R.: Możliwości odzysku energii podczas pracy wózka widłowego, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej. Seria Mechanika, 2016, vol. 358, nr 107, s.29-32
- [76] Mróz P., Bról S.: Sequential control strategy of pneumatic-hydraulic drive, Proceedings of the institute of vehicles 2(111)/2017, Warsaw University of technology – Faculty of automotive and construction machinery engineering, Lipiec 2017, Warszawa, 95-103,
- [78] Mróz P.: Wpływ algorytmu sterowania na charakterystyki pneumatyczno-hydraulicznej jednostki napędowej, rozprawa doktorska, 2019

- [84] Pawelski Z.: Modelowanie i obliczanie napędu hydrobusu, Monografie, Łódź (2000),
- [96] Shaw D., Chih DAI S.: Design of a Vehicle Driven by Compressed Air with Two Hydraulic Motors, CMSMS 2018, ISBN 978-1-60595-562-9
- [97] Shaw D., Dail S. C.: Design and test of a compressed air driven hydraulic motor system with compress air booster, Earth and Environmental Science 188 (2018) 012009,
- [98] Shaw D., Jyun-Jhe Yu, Chieh Ch.: Design of a Hydraulic Motor System Driven by Compressed Air, Energies 2013, 6, 3149-3166; doi:10.3390/en6073149