



Optymalizacja układu hydraulicznego prasy do brykietów

Zygmunt Domagała - Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Legnicy

Michał Stosiak - Politechnika Wrocławska

Waldemar Sradomski - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: Przemysł przetwórstwa drzewnego zmagają się z zagospodarowaniem odpadów takich jak wióry, trociny itp. W większości przypadków jest to pełnowartościowy materiał jednak mający bardzo poważną wadę - niską gęstość. Zagęszczenie materiału drobnoziarnistego następuje w urządzeniach zwanych brykieciarkami. W rozdziale przedstawiono analizę istniejącej brykieciarki pod kątem optymalizacji układu hydraulicznego. W pierwszej kolejności rozważono analizę statyczną istniejącego napędu. Następnie ułożono model matematyczny oraz symulacyjny. Przeprowadzone badania symulacyjne wskazały kierunek modernizacji napędu hydraulicznego.

Słowa kluczowe: napęd hydrauliczny, trociny, brykieciarka

Optimization of the hydraulic system of the briquette press

Abstract: Nowadays shavings and sawdust are hard to utilize for wood processing industry, shavings and sawdust are full blown materials with serious disadvantage – low density. The compacting of fine-grained material takes place in briquetting presses. In the chapter a briquetting press hydraulic system optimization was presented. First, the static analysis of the existing hydraulic drive was considered. The mathematical and simulation models were provided. The conducted simulation tests showed the direction of modernization of the hydraulic drive.

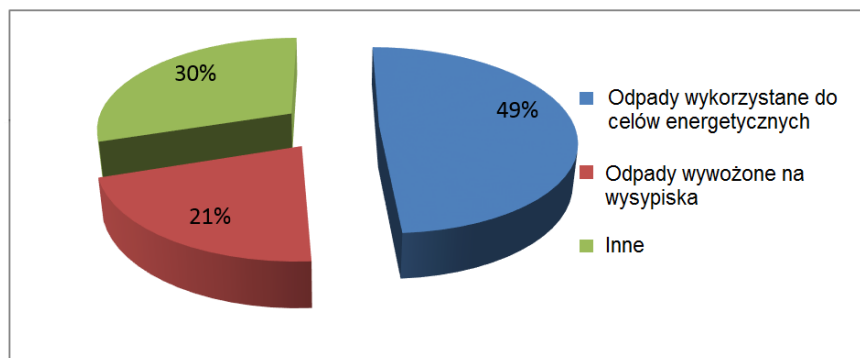
Key words: hydraulic drive, sawdust, briquetting press

1. Wprowadzenie

Oszczędzanie energii, efektywność energetyczna maszyn i urządzeń, zmniejszenie emisji (CO_2) to terminy, z którymi spotykamy się coraz częściej.

W dzisiejszej gospodarce coraz większy nacisk kładzie się na ekologię, prawne restrykcje narzuca Unia Europejska, która nakłada na kraje członkowskie limity emisji dwutlenku węgla (CO_2). Dlatego niezmiernie ważne jest zagospodarowanie odpadów roślinnych między innymi do celów energetycznych. Dzięki temu uzyskujemy zerowy bilans emisji. Oprócz tego spalanie biomasy jest mniej szkodliwe dla środowiska niż spalanie paliw kopalnych ze względu na mniejszą ilość w spalinach tlenków azotu (NO_x) i dwutlenku siarki (SO_2).

Ilość odpadów drzewnych szacuje się w Polsce na około 3 miliony ton rocznie, z czego tylko około 49% jest zagospodarowywana do celów energetycznych. Z kolei zbiory słomy zbóż i rzepaku można corocznie szacować w Polsce na ponad 30 milionów ton, z czego tylko nieznaczny procent wykorzystywany jest w przemyśle paszowym lub do innych celów [1].



Rys. 1. Stopień zagospodarowania odpadów drzewnych w Polsce [1]

Na rysunku 1 widać, że duża część odpadów nie jest zagospodarowana. Najbardziej oczywistym rozwiązaniem jest spalanie biomasy. Jednak zużytkowanie jej do celów energetycznych jest dość kłopotliwe. Najistotniejszym problemem jest jej mała gęstość, przez co transport jest kosztowny a duża wilgotność obniża jej wartość opałową.

Trudności z bezpośrednim wykorzystaniem biomasy można pokonać przez jej przetworzenie np. brykiety. Ta metoda podnosi jednak koszty, albowiem brykiety trzeba wytworzyć.

Najwygodniejszą formą spalania trocin, jak i innych odpadów pochodzenia roślinnego jest brykiety. Brykiety charakteryzują się następującymi zaletami [3]:

- brykiety można spalać we wszystkich istniejących piecach,
- podczas spalania 1 m³ brykietów o gęstości około 1000 kg/m³ można uzyskać średnio od 2,58 do 3,44 MWh energii, podczas gdy przy spalaniu 1 m³ trocin czy wiórów można uzyskać średnio od 0,65 do 1,29 MWh,
- parokrotnie zmniejsza się powierzchnia magazynowania,
- brykiety mogą być przechowywane przez długi czas,
- parokrotnie większa gęstość brykietów w porównaniu z wiórami czy trocinami, przez co istotnie zmniejszają się koszty transportu,
- spalanie brykietów jest bezpieczne i nie grozi wybuchem,
- zwiększa się komfort obsługi.

Wartość opałowa trocin suchych wynosi 17 MJ/kg, a słomy „szarej” 15 MJ/kg. Dla porównania średnia wartość opałowa węgla kamiennego wydobywanego w Polsce wynosi 23 MJ/kg. Tak więc słoma i trociny są cennym biopaliwem. Przy czym wilgotność surowca musi być możliwa mała, ponieważ wartość opałowa spada wraz ze zwiększającą się wilgotnością materiału.

1.1. Parametry procesowe wpływające na proces brykietownia

Do najważniejszych parametrów wpływających na proces brykietownia należą: wilgotność materiału, temperatura procesu, wielkość cząsteczek materiału, właściwości materiału i oczywiście parametry konstrukcyjne brykietciarki.

Ponadto znajdująca się w brykietowanym materiale roślinnym lignina w warunkach zwiększonego ciśnienia i temperatury topi się, dzięki czemu można otrzymać produkt o zwiększonej wytrzymałości. Temperatura wystarczająca do rozmiękczenia ligniny to 80°C, ale optymalna jest temperatura powyżej 150°C [5]. Przy tej temperaturze brykiety zachowują swój kształt w czasie magazynowania i transportu.



Zmniejszenie wielkości cząstek powoduje:

- wzrost gęstości i wytrzymałości kinetycznej aglomeratu,
- wzrost wydajności,
- spadek energochłonności.

Obecnie najczęściej spotykane sposoby w formowania brykietu to:

- zagęszczanie w komorze zamkniętej,
- zagęszczanie w komorze otwartej.

W procesie brykietowania w komorze zamkniętej, zagęszczanie materiału następuje głównie pod wpływem oporu jaki stawia dno komory prasującej. W tej metodzie żadaną gęstość brykietu można uzyskać przez regulację skoku stempla w stosunku do stałej objętości porcji prasowanego materiału lub od ilości zsypywanego materiału do komory przy stałym skoku.

Obecnie najbardziej rozpowszechnioną metodą jest prasowanie w komorze otwartej. Wynika to z zasadniczych zalet do których można zaliczyć: prostszą budowę układu roboczego, większą wydajność i łatwość w dozowaniu surowca.

W rozdziale przedstawiono wynik pracy polegającej na optymalizacji układu hydraulicznego istniejącej prasy, której podstawowym kryterium był czas cyklu technologicznego. W tym przypadku wynosi on 5 sekund.

2. Przedmiot badań

Na rysunku 2 przedstawiono schemat części roboczej układu hydraulicznego prasy. Kompletny układ hydrauliczny prasy składa się z trzech podukładów. Pierwszy z nich to podukład siłownika wstępnego, drugi to podukład siłownika formy, a trzeci podukład siłownika głównego. W procesie formowania brykietu praca pierwszego i trzeciego podukładu wpływa w sposób istotny na czas trwania cyklu.

Cały zespół napędzany jest wielotłoczkową pompą PV180 wyposażoną w sterownik stałej mocy. Pompa napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 30 kW.

Istotnym elementem w analizie układu hydraulicznego jest czas cyklu technologicznego. Celem prowadzonych prac było ograniczenie czasu cyklu technologicznego poniżej 5 sekund. W analizowanym podukładzie pompa posiada nominalną wydajność $Q_p = 270 \text{ dm}^3/\text{min}$, filtr dokładny ma przepustowość do $500 \text{ dm}^3/\text{min}$, natomiast przez zawór przelewowy może przepłynąć nawet $400 \text{ dm}^3/\text{min}$ przy ciśnieniu 26 MPa. Wyjątkiem jest rozdzielacz 4WE10- E15/G24NZLL, przez który może przepłynąć $160 \text{ dm}^3/\text{min}$.

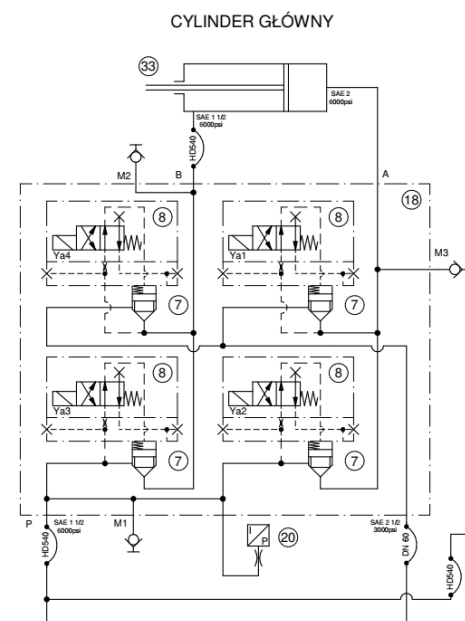
Na podstawie charakterystyk poszczególnych elementów orientacyjna suma Δp ciśnienia na linii zasilającej dla nominalnych przepływów wynosi:

$$\Delta p_{\text{filtra}} = 0,45 \text{ MPa} = 4,5 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 270 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Delta p_{\text{rozdz.}} = 1,75 \text{ MPa} = 17,5 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 160 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Delta p_{\text{rurociągu}} = 0,73 \text{ bar} - \text{ dla przepływu } 160 \text{ dm}^3/\text{min}.$$

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{\text{filtra}} + \Delta p_{\text{rozdz.}} + \Delta p_{\text{rurociągu}} = 4,5 \text{ bar} + 17,5 \text{ bar} + 0,1 \text{ bar} = 22,73 \text{ bar}.$$



Rys. 2. Schemat układu hydraulicznego prasy

Jak widać straty ciśnienia na linii zasilania w podukładzie siłownika wstępnego są niewielkie. Największe występują w rozdzielaczu a to dlatego, że przepustowość jego wynosi jedynie $160 \text{ dm}^3/\text{min}$. W rzeczywistości są one jeszcze mniejsze ponieważ ciśnienie załadunku $p_{\text{zał}}$ wynosi 140 bar. Jeżeli do $p_{\text{zał}}$ dodamy $\Sigma\Delta p$ to na króćcu tłocznym pompy może wystąpić maksymalne ciśnienie 162,73 bar. W takim przypadku wydajność pompy Q_p wynosi $65 \text{ dm}^3/\text{min}$. Natomiast czas wysuwu t_1 siłownika wstępnego przedstawia tabela 1.

Czasy wysuwu siłownika wstępnego w funkcji ciśnienia na króćcu pompy

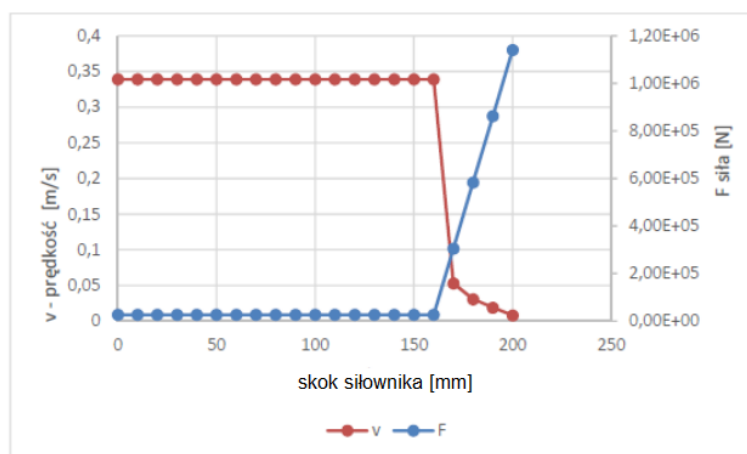
Tabela 1

Ciśnienie p na króćcu pompy [bar]	Ciśnienie $p_{\text{zał}}$ w siłowniku [bar]	Wydajność pompy Q_p [dm^3/min]	Czas wysuwu t_1 [s]	Skok siłownika wstępnego [mm]
162,73	140	65,2	1,52	330
150	128	72,05	1,38	330
130	108	88,2	1,12	330
162	140	65,2	1,24	270
150	128	72,05	1,13	270
130	108	88,2	0,92	270

Jak widać z tabeli 1, że im niższe ciśnienie załadunku to krótszy czas wysuwu siłownika wstępnego. Obliczenia były przeprowadzone dla ustalonego maksymalnego skoku siłownika h_1 oraz dla stałej wartości obciążenia. W rzeczywistości obciążenie na analizowanym siłowniku zmienia się wraz z jego wysuwem.

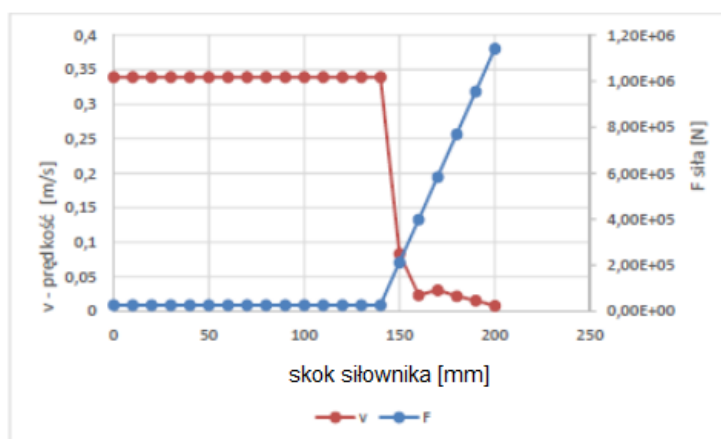
Najistotniejszym elementem tego podukładu jest siłownik główny, który charakteryzuje się dwoma tłokami roboczymi o różnych średnicach. W czasie pracy pierwszy wysuwa się tłok o mniejszej średnicy. Ma on za zadanie zmniejszyć objętość trocin. Po osiągnięciu skoku około 140 mm ciśnienie w układzie osiąga wartość 260 bar i wtedy zaczyna się włączać do pracy tłok o większej średnicy. Prędkość wysuwu tłoka maleje, ale wzrasta siła działająca na brykiet.

Podukład siłownika wstępnego ma za zadanie wyrzucić na trociny wstępny nacisk, by uformować bryłę brykietu. W pierwszej fazie ruchu siłownika głównego bryła ta przesuwana jest w kierunku formy. Opory ruchu w tym przypadku są niewielkie, a więc ciśnienie ma małą wartość, regulator stałej mocy pompy powoduje, że wydajność jest największa. W miarę wysuwu siłownika opór zaczyna wzrastać, ciśnienie w siłowniku rośnie, wydajność pompy maleje. Najlepiej ilustruje to rysunek 3.

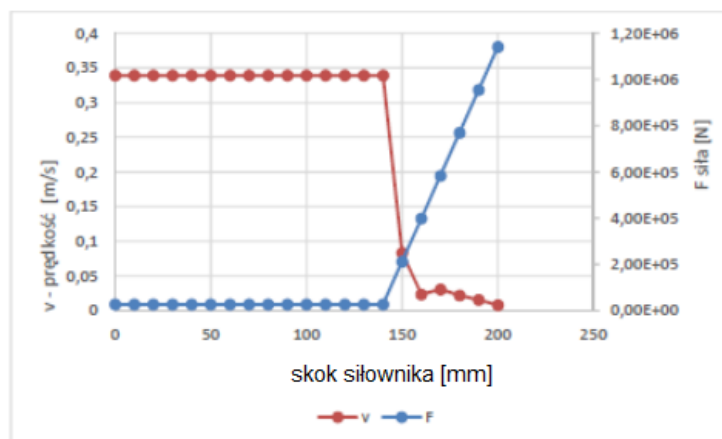


Rys. 3. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm skok bez obciążenia $h = 170$ mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t = 2,78$ s

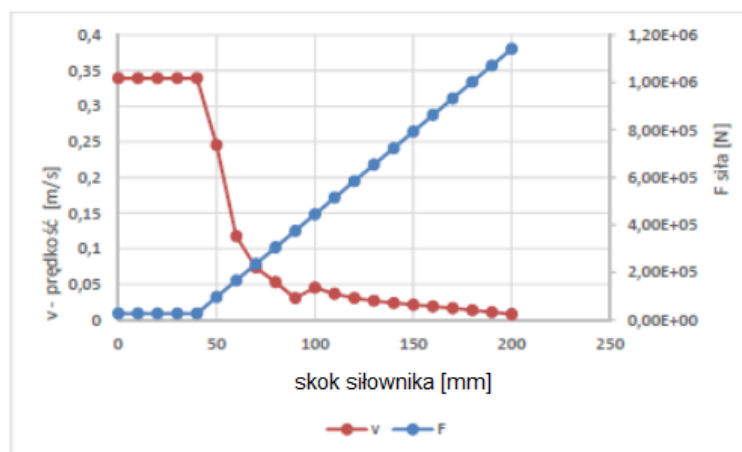
Uwzględniając czas przytrzymania zgniotu przez siłownik wstępny – $t_z = 0,3$ s, czas wysuwu siłownika wstępnego – $t_1 = 1,12$ s, czas wysuwu tłoków siłownika głównego – $t = 2,78$ s oraz czas powrotu siłownika głównego – $t_p = 0,72$ s, uzyskuje się całkowity czas cyklu, wynoszący 4,92 s. Na rysunkach 4-6 przedstawiono zmiany siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka w funkcji jego skoku dla różnych czasów wysuwów tłoka siłownika głównego.



Rys. 4. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm skok bez obciążenia $h = 150$ mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 3,66$ s



Rys. 5. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 5,215$ s, skok bez obciążenia $h = 150$ mm



Rys. 6. Wykres siły na tłoku siłownika głównego oraz prędkości tłoka przy założonym skoku 200 mm. Czas wysuwu tłoków siłownika głównego $t_w = 7,1$ s, skok bez obciążenia $h = 50$ mm

Wyniki tych obliczeń przedstawiono w tabeli 2. Zestawiono w niej czasy cyklu dla różnych wartości skoku siłownika głównego bez obciążenia (tłok o mniejszej średnicy) oraz dwóch wartości skoków siłownika wstępnego 330 mm oraz 270 mm. W tym przypadku wybrano najkrótsze czasy. Z zestawienia wynika, że osiągnięcie czasu cyklu tworzenia brykietu w ciągu 5 s jest bardzo trudne. Tym bardziej, że nie są znane wiarygodne dane dotyczące charakteru obciążenia siłowników w czasie tworzenia brykietu.

Z obliczeń statycznych wynikają następujące wnioski:

Zakładając stałą prędkość tłoka/stałą wydajność pompy, dla założonej średnicy tłoka $d = 230$ mm, którego to powierzchnia wynosi $A = 0,0415$ m² i czasu wysuwu $t = 5$ sek, skok tłoka wynosi 200 mm, to prędkość wysuwu tłoka wynosi 0,04 m/s. Aby zapewnić taką prędkość wydajność pompy powinna wynosić $Q_p = 99,7$ dm³/min, a niezbędna moc silnika napędowego powinna wynosić $P = 53,18$ kW.

Jeżeli natomiast skok siłownika będzie wynosić 300 mm, to prędkość wysuwu tłoka wynosi 0,06 m/s a wydajność pompy powinna wynosić $Q_p = 149,57$ dm³/min. Dane te oczywiście mogą ulec zmianie w przypadku zastosowania innego typu siłownika.



Całkowity czas cyklu roboczego

Tabela 2

czas wysuwu tłoków siłownika głównego t_w [s]	skok siłownika głównego [mm]	skok siłownika głównego bez obciążenia (tłok o mniejszej średnicy) [mm]	czas powrotu siłownika głównego [s]	czas przytrzymania zgniotu przez siłownik wstępny [s]	Czas wysuwu siłownika wstępnego t_1 [s]	całkowity czas cyklu wynosi [s]
2,78	200	170	0,72	0,3	1,12 (0,92)	4,92 (4,72)
3,66	200	150	0,72	0,3	1,12 (0,92)	5,8 (5,6)
5,215	200	100	0,72	0,3	1,12 (0,92)	7,355 (7,155)
7,1	200	50	0,72	0,3	1,12 (0,92)	9,24 (9,04)

W takim przypadku problemem jest jednak ustalenie czasu działania poszczególnych tłoków w procesie technologicznym, jak szybko przyrasta obciążenie w procesie kształtowania brykieta, oraz to jak zmienia się gęstość trocin? Problem ten rozwiązano poprzez badania symulacyjne.

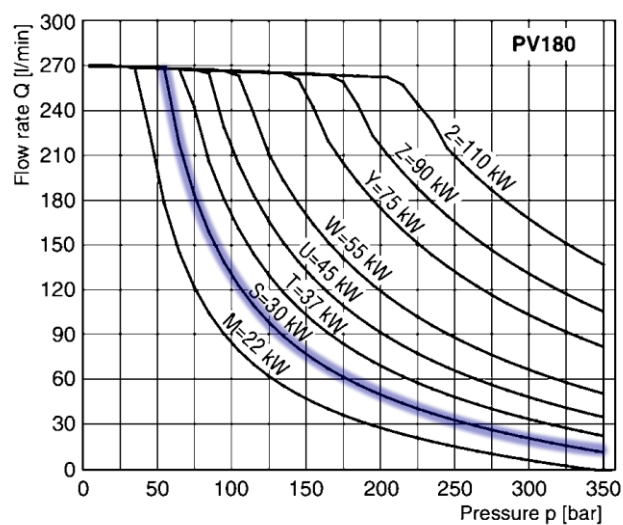
3. Budowa modelu matematycznego

Model matematyczny powstał w oparciu o założenia upraszczające, które reprezentują obiekt rzeczywisty z wymaganą dokładnością. Dla hydraulicznego napędu prasy zostały przyjęte następujące założenia upraszczające [2]:

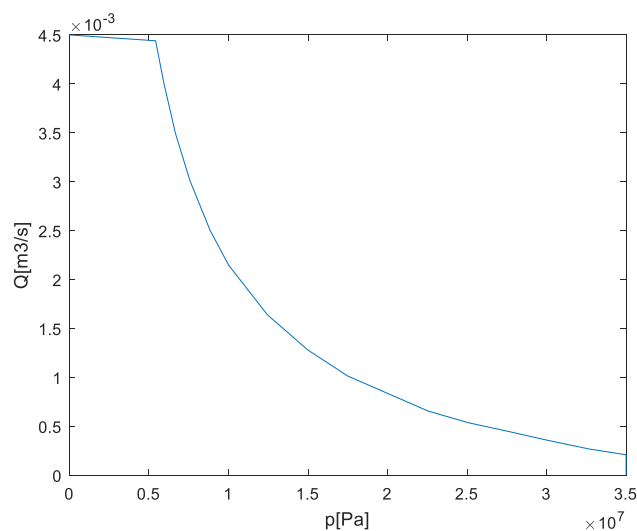
- ciśnienie w układzie jest zawsze wyższe od ciśnienia atmosferycznego,
- przyjęto, że gęstość, lepkość i moduł sprężystości cieczy roboczej nie zmieniają się w czasie pracy układu, ponadto lepkość i gęstość cieczy roboczej nie zmienia się w funkcji ciśnienia,
- założono, że między powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche,
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja,
- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w układzie,
- ciśnienie w lini zlewowej ma wartość stałą $p_3 = \text{const}$.
- ze względu na wstępny – rozpoznawczy charakter badań przyjęto stałe wartości sprawności.

Model pompy wyporowej

Korzystając z możliwości systemu Matlab/SIMULINK równania pompy zostały zastąpione charakterystyką interpolowaną.



Rys. 7. Charakterystyka pompy z katalogu



Rys. 8. Charakterystyka pompy interpolowana

Równanie sił działających na siłownik [6]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + f \dot{x} + p_{out} A_2 = p_s A_1 + F(t) \quad (1)$$

gdzie:

A_1 – powierzchnia tłoka,

A_2 – powierzchnia tłoka strona tłoczyska,

p_s – ciśnienie zasilające siłownik,

p_{out} – ciśnienie wyjściowe siłownika,

f – współczynnik tarcia.

Równanie przepływu w cylindrze siłownika [4]

$$G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) = A \frac{dx}{dt} + \frac{V_0 + xA}{E_c} \frac{dp_s}{dt} \quad (2)$$

gdzie:

G_d – przewodność zaworu

P_p – ciśnienie pompy

A – powierzchnia tłoka

V_0 – objętość początkowa (w przewodach)

E_c – zastępczy moduł ściśliwości cieczy zawartej pomiędzy zaworem a siłownikiem

Po przekształceniu równanie to przyjmuje postać:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{E_c}{V_0 + xA} \left(-A \frac{dx}{dt} + G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) \right) \quad (3)$$

Równanie przepływu pompy [4]

$$Q_p = \frac{V_p}{E_p} \frac{dp_p}{dt} + G_d \sqrt{|p_p - p_s|} \text{sign}(p_p - p_s) + Q_z \quad (4)$$

gdzie:

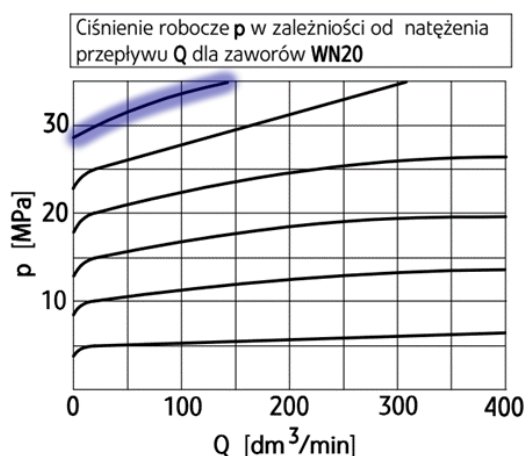
Q_z – natężenie przepływu przez zawór bezpieczeństwa,

E_p – zastępczy moduł ściśliwości cieczy zawartej pomiędzy pompą a zaworem,

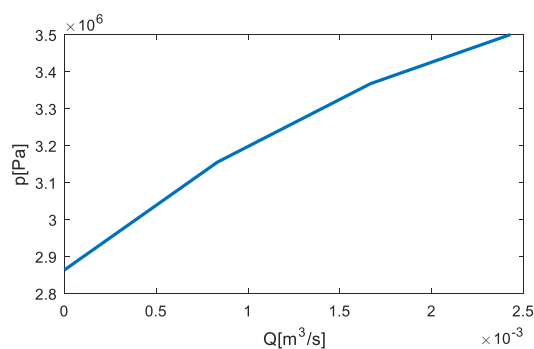
V_p – objętość cieczy od pompy do zaworu.

Zawór przelewowy

Znając charakterystykę zaworu podaną przez producenta (rys. 9a), w modelu symulacyjnym jego pracę zasymulowano w postaci przedstawionej na rysunku 9b).



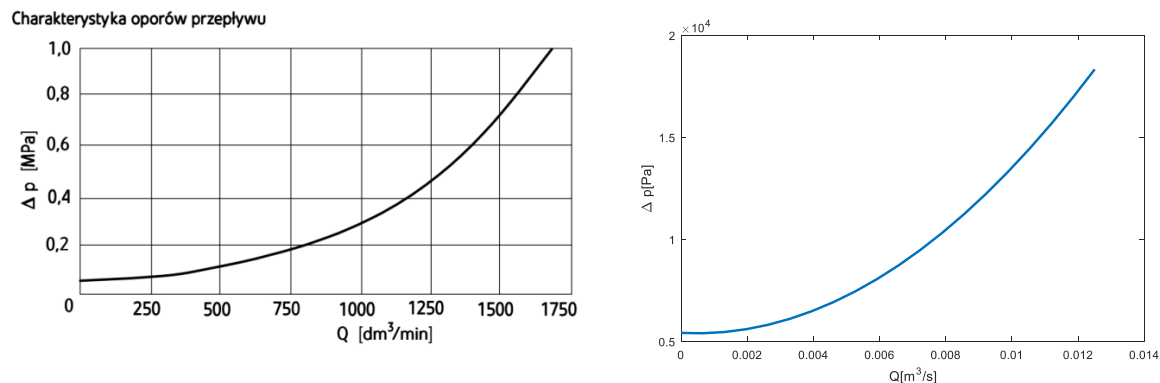
Rys. 9a) Charakterystyka zaworu przelewowego



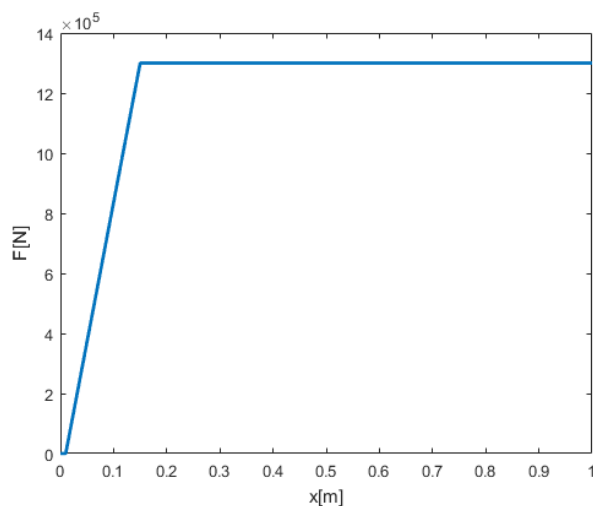
Rys. 9b) Przyjęta charakterystyka zaworu przelewowego

Zawór logiczny URZS 40

Podobnie, jak w zaworze przelewowym skorzystano z charakterystyki $\Delta p = f(Q)$ zaworu logicznego przedstawionego przez producenta rysunku 10.



Rys. 10. Charakterystyka strat ciśnienia w funkcji natężenia przepływu zaworu logicznego URZS 40



Rys. 11. Jeden z wariantów przyjętego obciążenia

4. Model symulacyjny

Do badań symulacyjnych wykorzystano pakiet MATLAB Simulink.

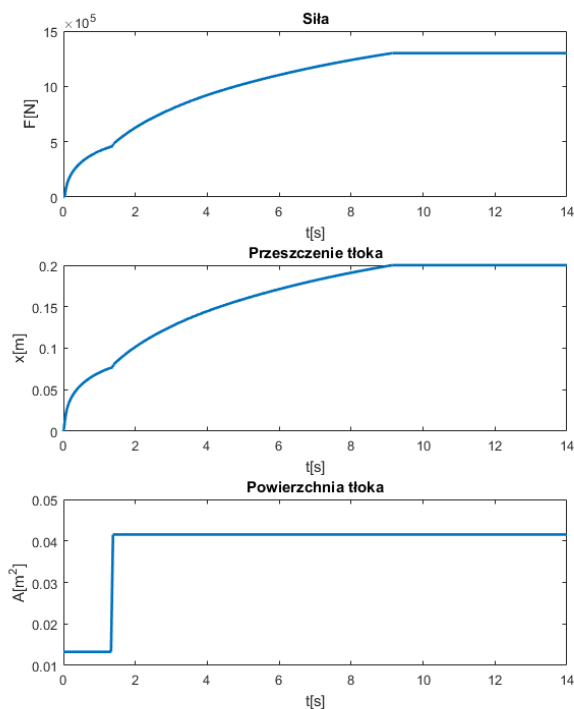
4.1. Program badań

Przyjęto następujący program badań symulacyjnych:

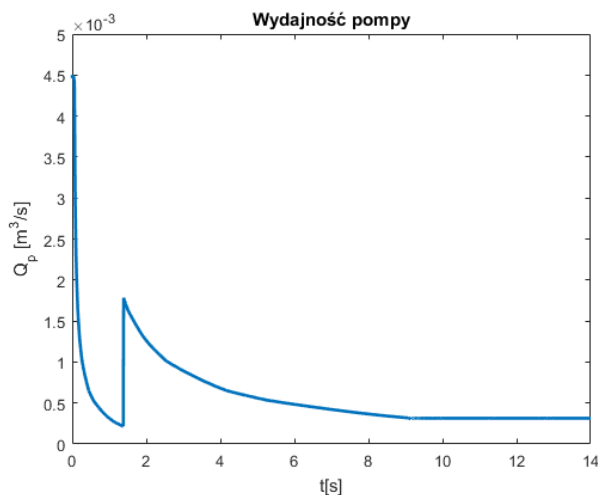
- wpływ mocy silnika elektrycznego na pracę układu,
- wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu,
- wpływ ciśnienia maksymalnego na pracę układu,
- zmiana struktury układu roboczego,
- różne powierzchnie tłoków siłowników.

4.2. Wyniki badań

Na rysunku 12 przedstawiono przebieg siły, przesunięcia tłoków siłownika oraz zmianę powierzchni tłoka w funkcji czasu zgodnie z obciążeniem przedstawionym na rysunku 11, natomiast rysunek 13 ilustruje zmianę wydajności pompy w funkcji czasu.



Rys. 12. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika



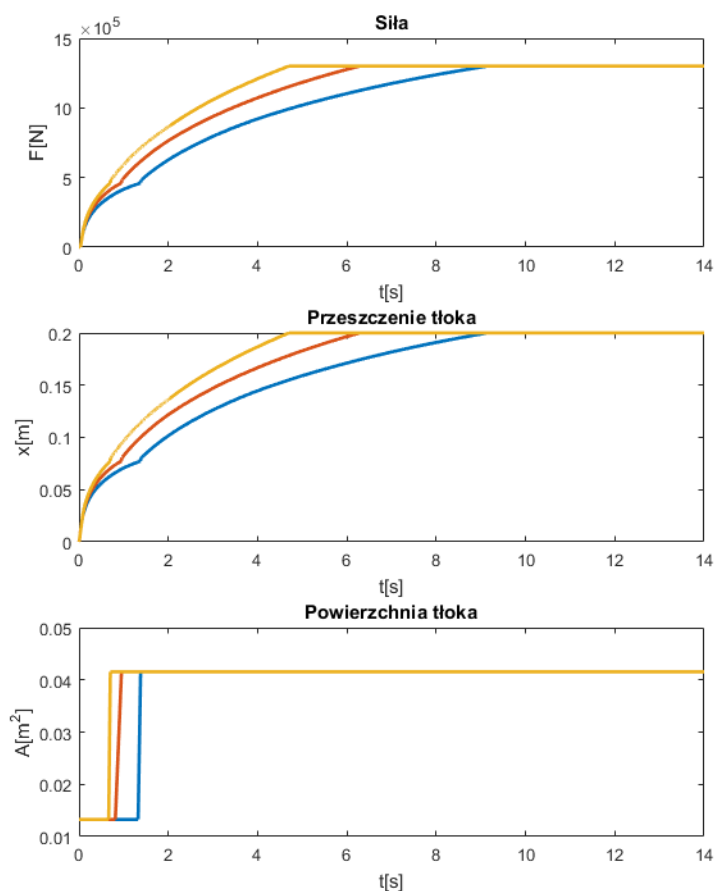
Rys. 13. Zmiana wydajności pompy

Z rysunków wynika, że założoną siłę układ hydrauliczny osiąga jednak dopiero po 9 s. W tym samym czasie siłownik wysuwa się na odległość 200 mm. Przegięcie które widać na przebiegu siły i wysunięcia siłownika, związane jest ze zmianą średnicy tłoka siłownika głównego w czasie cyklu roboczego.

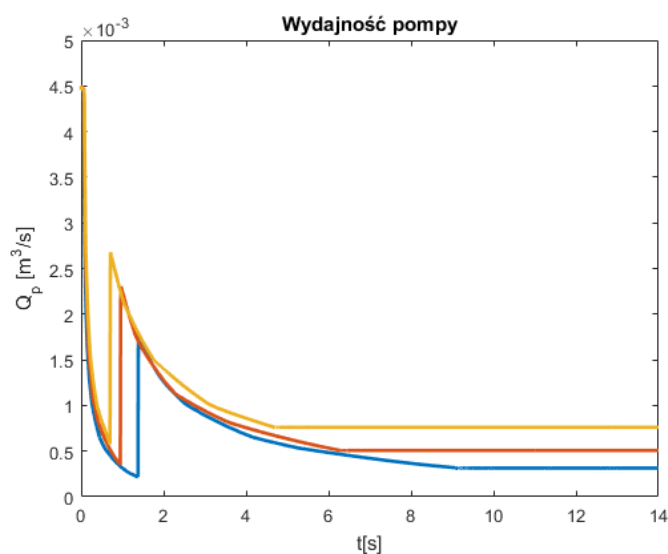
Na rysunku 13 przedstawiono zmianę wydajności pompy w czasie pracy. W miarę wzrostu obciążenia na tłoku siłownika o mniejszej średnicy wydajność pompy maleje (zgodnie z charakterystyką). Po około 1,6 s następuje chwilowy wzrost wydajności pompy. Związany jest on z włączeniem się tłoka siłownika o większej średnicy. Powoduje to chwilową obniżkę wartości ciśnienia. Jednak po chwili obciążenie a tym samym ciśnienie wzrasta, a to powoduje obniżenie wydajności pompy i spadek prędkości ruchu siłownika.

4.3. Wpływ mocy silnika elektrycznego na pracę układu

Na rysunkach 14 i 15 przedstawiono przebiegi analizowanych wielkości dla różnych elektrycznych silników napędowych. I tak kolor żółty oznacza moc silnika wynoszącą $P = 45$ kW, kolor czerwony $P = 37$ kW, a kolor niebieski $P = 30$ kW.



Rys. 14. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika dla różnych mocy silnika napędowego

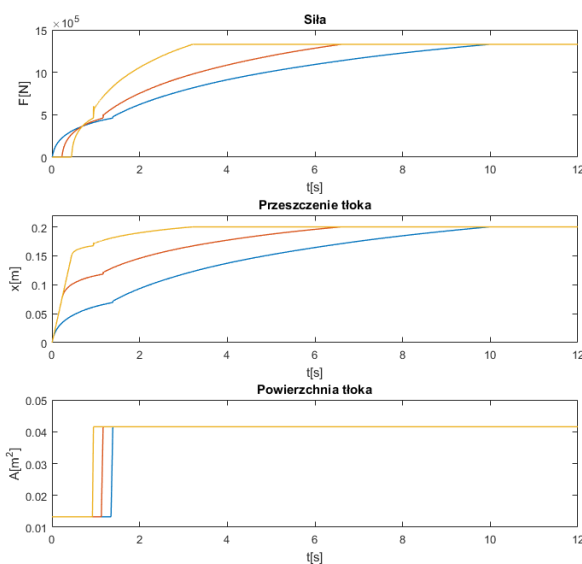


Rys. 15. Zmiana wydajności pompy różnych P silnika napędowego

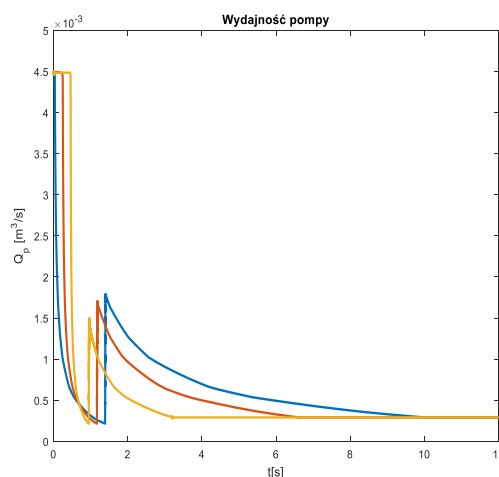
Z wykresów tych wynika, że zastosowanie do pompy hydraulicznej silnika napędowego o mocy 45 kW spełnia założenia projektu jeżeli chodzi o czas cyklu.

4.4. Wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu zasilanego silnikiem 30 kW

Jak już wspomniano szybkość przyrostu obciążenia jest dużą niewiadomą. Wynika ona z rodzaju drewna, z którego powstają trociny, jego wilgotności oraz ziarnistości. Dlatego postanowiono przebadać wpływ charakterystyki obciążenia na pracę układu. Na rysunkach 16 i 17 przedstawiono analizowane przebiegi.



Rys. 16. Przebiegi siły, przemieszczenia (wysuw) tłoka, zmiana powierzchni tłoka siłownika dla różnych charakterystyk obciążenia



Rys. 17. Zmiana wydajności pompy różnych charakterystyk obciążenia

Jak widać materiał, z którego robione są brykiety ma istotny wpływ na czasy cykli roboczych. Czasy cyklu roboczego zmieniają się od 3 do 10 s.

5. Wnioski i spostrzeżenia

Na podstawie przeprowadzonych badań można wysnuć następujące wnioski:

- Projektowany układ działa poprawnie i jego struktura nie budzi zastrzeżeń.
- Osiągnięcie założonego czasu cyklu roboczego możliwe jest do zrealizowania m.in. poprzez zwiększenie mocy zainstalowanego silnika elektrycznego. W takim przypadku pojawić może się ograniczenie związane z dostępną mocą dyspozycyjną gwarantowaną przez dostawcę energii elektrycznej.
- Istotnym parametrem jest skład, struktura i wilgotność trocin, które determinują czas cyklu roboczego.
- Wnioski i spostrzeżenia należy podeprzeć badaniami eksperymentalnymi, w którym mierzony byłby szybkość przyrostu obciążenia. Otrzymana charakterystyka zweryfikowałaby model symulacyjny.

Literatura

1. Borowski G.: Wykorzystanie brykietowania do zagospodarowania odpadów, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2011.
2. Domagała Z.: Modelowanie i symulacja zjawisk zachodzących w zmechanizowanej obudowie ścianowej, *Maszyny Górnicze* 4/2009.
3. Hejft R.: Ciśnieniowa aglomeracja materiałów roślinnych, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Białystok 2002.
4. Kollek W.: Podstawy projektowania napędów i sterowań hydraulicznych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
5. Mroziński A.: Wykorzystanie brykiciarek hydraulicznych do aglomerowania Biomasy i odpadów na cele energetyczne, Białystok.
6. Strzyżek S.: Napęd hydrostatyczny, Tom I Elementy, Tom II Układy. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.