

Mateusz CHOJNACKI¹
Andrzej SOBCZYK¹
Paweł WALCZAK¹

SYMULACJA MOŻLIWOŚCI ODZYSKU ENERGII W UKŁADZIE HYDRAULICZNYM KOPARKI

Celem pracy było stworzenie modelu napędu układu roboczego wybranej koparki, na podstawie którego przeprowadzane były badania symulacyjne związane z odzyskiem energii w hydraulicznym układzie napędowym. W tym celu należało zbudować model 3D, odzwierciedlający wybrany rzeczywisty model koparki w dowolnym oprogramowaniu do modelowania 3D. Następnie powstały model 3D należało zaimplementować do oprogramowania SimulationX firmy ITI, w którym to został stworzony hydrauliczny układ sterowania powstałego modelu 3D. Podstawowym zagadnieniem było zbudowanie najprostszego hydraulicznego układu sterowania, który w kolejnych etapach był rozbudowywany o dodatkowe elementy w celu poprawienia sprawności energetycznej układu.

1. WSTĘP

Głównym celem pracy było wykazanie możliwości rekuperacji energii w hydraulicznym układzie napędu i sterowania koparki, w szczególności z uwzględnieniem mechanizmu wysięgnika oraz ramienia koparki. Uwagę poświęcono szczególnie tym elementom ze względu na ich masę oraz czynny udział przy ruchu opuszczania osprzętu koparki w czasie pracy maszyny. Ma to znaczący wpływ na ilość energii zgromadzonej w określonej objętości cieczy pod ciśnieniem, jaką w przypadku tych dwóch mechanizmów można odzyskać przy ruchu opuszczania osprzętu koparki [4].

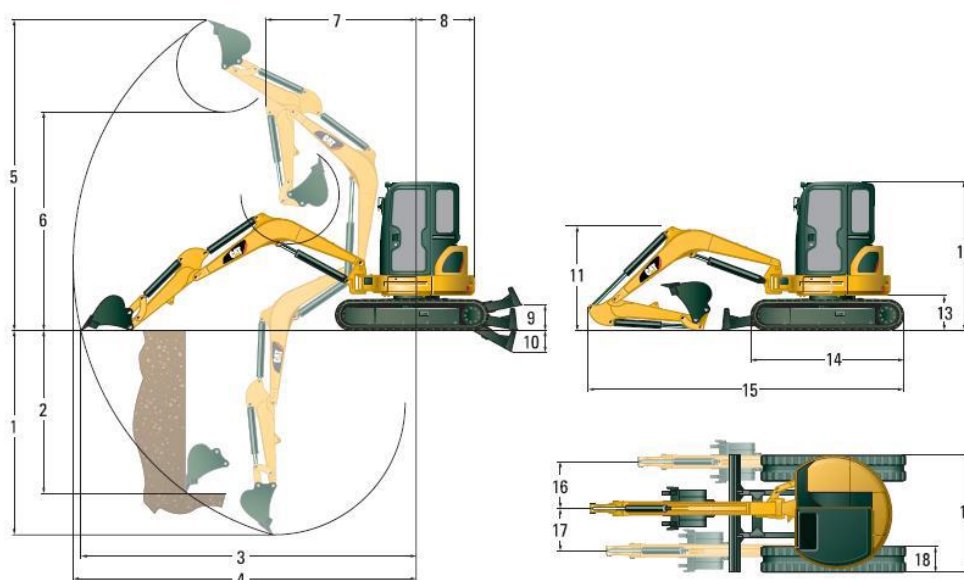
Mechanizm łyżki nie był rozpatrywany pod kątem odzysku energii, ponieważ praktycznie nie bierze on czynnego udziału przy ruchu opuszczania – operator dojeżdżając do powierzchni roboczej utrzymuje łyżkę w pozycji otwartej. Istotnym etapem pracy, był dobór odpowiednich akumulatorów dla każdego z mechanizmów [1] oraz zastosowanie odpowiedniego sterowania przepływem zgromadzonej energii w celu jej ponownego wykorzystania [5].

¹ Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki, Instytut Konstrukcji Maszyn, Kraków, Polska

* E-mail: sobczyk@mech.pk.edu.pl

2. MODEL KOPARKI

W celu stworzenia układu hydraulicznego wraz z całym modelem koparki w programie SimulationX [7], należało zbudować model 3D koparki, którą należało zaimportować do programu w celu dokonywania symulacji. W tym celu wybrana została już istniejąca koparka należąca do gamy produktów firmy Caterpillar. Jako wzór do stworzenia modelu 3D posłużono się modelem CAT 303.5E CR. Jest to jedna z najmniejszych koparek oferowanych przez tą firmę [8]. Pomimo niewielkich rozmiarów jest to w pełni funkcjonalna koparka, tak jak pozostała gama większych modeli firmy CAT. Model ten charakteryzuje się większą stabilnością pomimo konstrukcji o małym promieniu obrotu. Większa stabilność zapewnia wyższą wydajność i uniwersalność w zakresie możliwości używania cięższego osprzętu roboczego oraz opcjonalnego długiego ramienia.



Rys. 1. Wymiary elementów wykonawczych koparki CAT 303.5E CR [8]

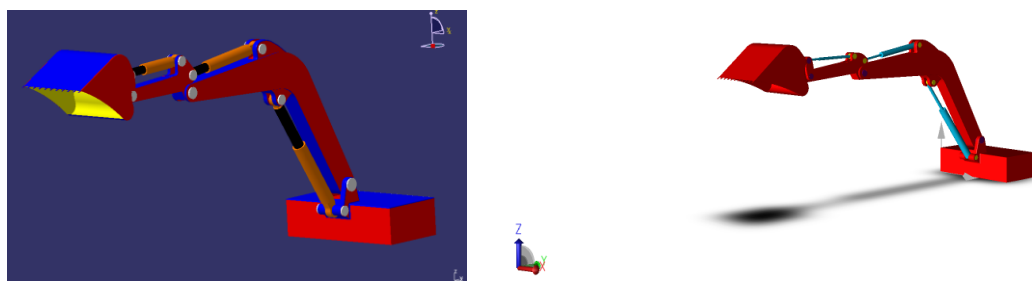
Fig. 1. Dimensions of excavator CAT 303.5 CR [8]

Tabela 1. Wymiary elementów wykonawczych koparki CAT 303.5E CR [8]

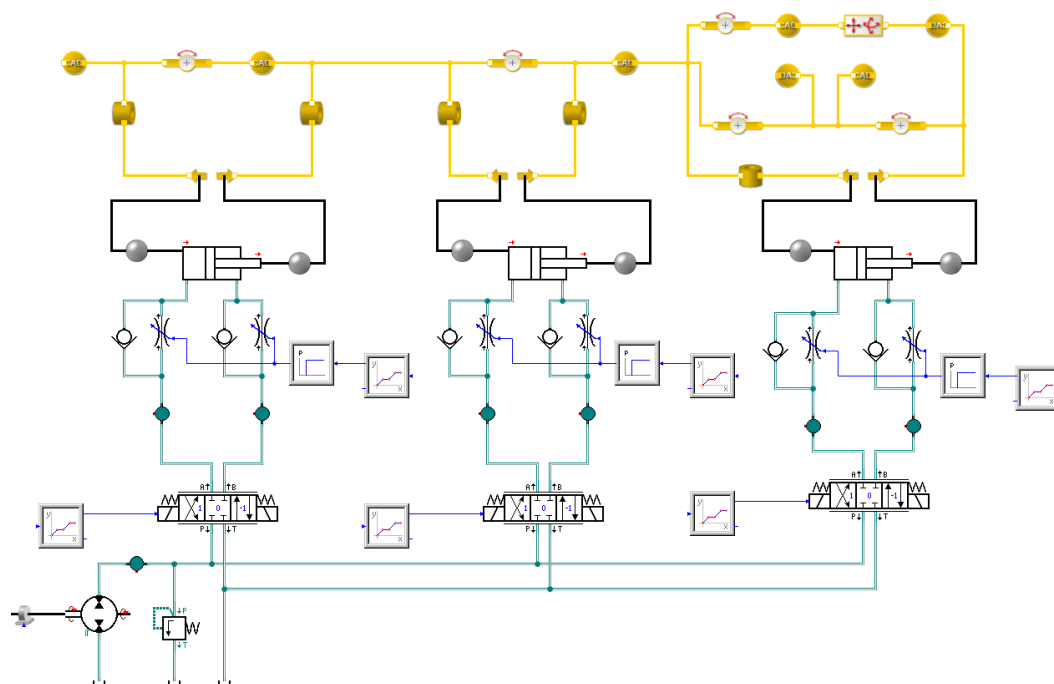
Table 1. Dimensions of excavator CAT 303.5 CR [8]

No.	Standard range [mm]	Max. range [mm]	No.	Standard range [mm]	Max. range [mm]
1	2880	3180	11	1420	1650
2	2320	2470	12	2500	2500
3	5060	5320	13	565	565
4	5200	5440	14	2220	2220
5	4920	5030	15	4730	4790
6	3520	3640	16	765	765
7	2060	2180	17	670	670
8	890	890	18	300	300
9	400	400	19	1780	1780
10	470	470			

Na podstawie danych katalogowych poszczególnych wymiarów elementów oraz zasięgu elementów, w programie DraftSight ustalono skalę obiektu, następnie na podstawie skali i rzeczywistych wymiarów koparki zaprezentowanych w katalogu, wykonane zostały poszczególne mechanizmy koparki. Następnie stworzone mechanizmy zostały połączone w programie Catia V5R19 tworząc pełny model 3D osprzętu koparki. Po wykonaniu modelu koparki w programie Catia, stworzono analogiczny model koparki w programie SimulationX wraz z układem hydraulicznym umożliwiającym sterowanie modelem. Ze względu na to, że program SimulationX nie posiada możliwości importowania całych modeli wykonanych w programach do modelowania 3D, budowę modelu tworzący etapami, importując i łącząc każdy z elementów wchodzących w skład całego mechanizmu osobno. Taki sposób tworzenia modelu wynika z konieczności uwzględnienia więzów kinematycznych dla poszczególnych ogniw układu mechanizmu koparki.



Rys. 2. Model 3D koparki stworzony w programie Catia V5R19 (po lewej) i w SimulationX (po prawej)
Fig. 2. 3D model of excavator created in the Catia V5R19 (left) and SimulationX (right)



Rys. 3. Układ hydrauliczny koparki wraz ze schematem połączeń kinematycznych poszczególnych ogniw
Fig. 3. Excavator hydraulic and kinematic system of excavator CAT 303.5 CR

Na rysunku 3 przedstawiono model układu hydraulicznego wraz z układem połączeń kinematycznych poszczególnych ogniw tego samego modelu koparki stworzony w programie SimulationX.

3. AKUMULATORY

Kolejnym etapem pracy było dobranie akumulatorów. Wyboru dokonano na podstawie zmierzonych oraz wyliczonych parametrów potrzebnych do ustalenia wielkości i rodzaju akumulatorów[1]. Dla obu rozpatrywanych mechanizmów zastosowano membranowe akumulatory gazowe, wykorzystujące azot, jako gaz do akumulowania i rozładowania zgromadzonej energii. Dla hydraulicznego układu wysięgnika pojemność akumulatora wyniosła $6,2\text{dm}^3$, natomiast dla hydraulicznego układu ramienia pojemność akumulatora wyniosła $1,5\text{dm}^3$. Dla układu wysięgnika wyliczona pojemność akumulatora wynosiła $V_{ak} = 6,11\text{dm}^3$, natomiast dla układu ramienia wyliczona pojemność akumulatora wynosiła $V_{ak} = 1,14\text{dm}^3$. Pojemności akumulatorów dobrane zostały na podstawie katalogów firmy Ponar Wadowice.

4. KONCEPCJE

W trakcie badań pojawiły się dwie koncepcje wykorzystania zgromadzonej energii. Pierwsza, jaką zastosowano w przypadku hydraulicznego układu wysięgnika polegała na tym, że odzyskana energia posłużyła do zasilania siłownika pomocniczego. Zastosowanie dodatkowego siłownika, wymagałoby przebudowy układu kinematycznego koparki, jednak taki sposób wykorzystania odzyskanej energii poprzez zastosowanie dodatkowego siłownika, odciąża energetycznie siłownik główny [5].

Na rysunku 4 przedstawiono wykresy ciśnień siłownika ramienia oraz siłownika pomocniczego. Z charakterystyki siłownika pomocniczego odczytać można, że wartość ciśnienia, z jaką siłownik pomocniczy wspomaga pracę siłownika głównego jest w granicach od 2,5MPa do maksymalnie 9,6MPa. Wyznaczając średnią wartość ciśnień siłownika pomocniczego otrzymujemy $p = 6\text{MPa}$. Siłownik pomocniczy odciąża siłownik główny blisko w 20%. Pamiętać jednak należy, że wartość ta obowiązuje tylko dla układu hydraulicznego sterującego ruchem osprzętu koparki. W rzeczywistym układzie, który jest znacznie bardziej rozbudowany i zawiera również układ hydrauliczny sterowania obrotem, jazdą koparki wartość ta znacząco spadnie i powinna oscylować w granicach 8 % [2]. Jest to i tak doskonały wynik, ponieważ biorąc pod uwagę cały okres eksploatacji koparki, odciążenie układu głównego powoduje spadek zużycia paliwa, co w praktyce przekłada się na zaoszczędzone pieniądze i dla właściciela koparki jest jednym z najważniejszych parametrów związanych z jej eksploatacją.

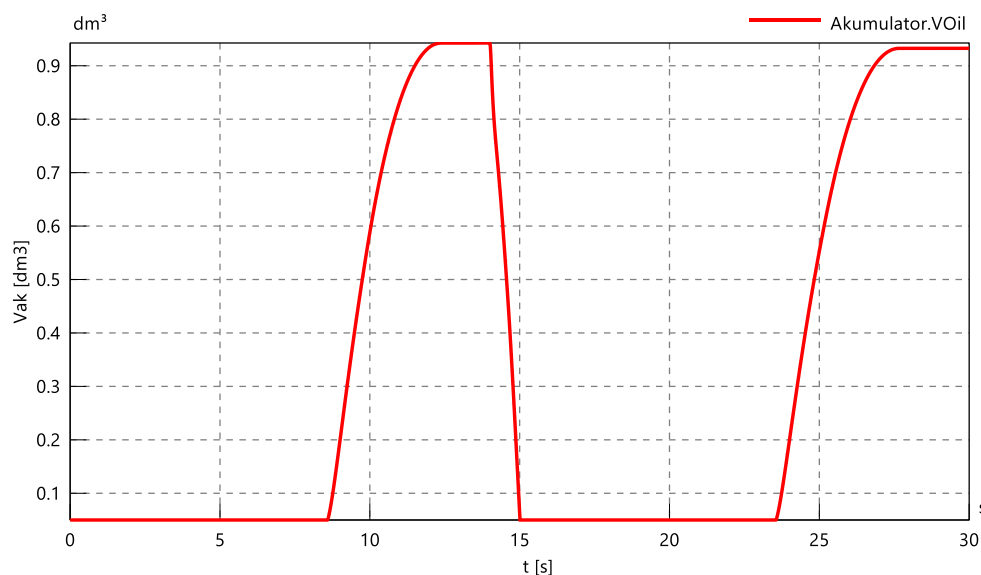
Zastosowanie dwóch siłowników do ruchu w układzie hydraulicznym ramienia, może pozwolić na zmniejszenie geometryczne siłowników, jednak związane to będzie również ze zmniejszeniem ilości energii, jaka może zostać odzyskana. Zastosowany

dodatkowy siłownik posiada możliwość zasilania również z układu, w przypadku gdy zgromadzona energia w akumulatorze nie wystarczyłaby do zasilania siłownika. Na podstawie wykresów przedstawionych w pracy, dotyczących ładowania i rozładowania akumulatora stwierdzić można, że maksymalna ilość odzyskanej cieczy to $0,93\text{dm}^3$. Odzyskana energia w pełni wykorzystywana jest do zasilania pomocniczego siłownika.



Rys. 4. Charakterystyki ciśnień siłownika wysięgnika i siłownika pomocniczego

Fig. 4. Pressure characteristics of boom cylinder and auxiliary actuator

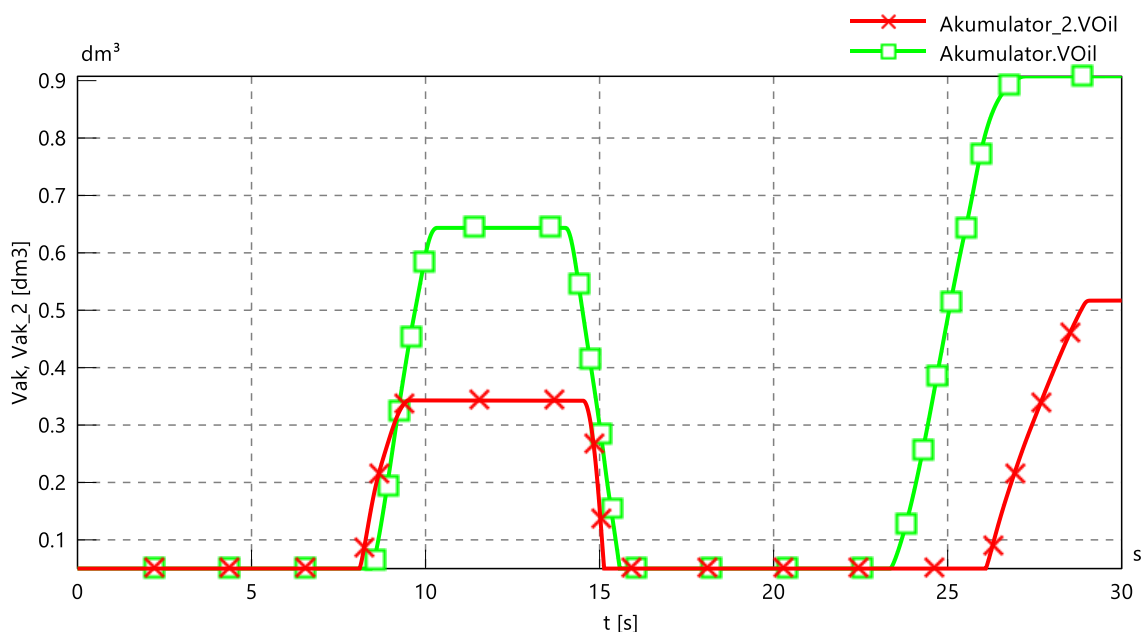


Rys. 5. Charakterystyka ładowania i rozładowania akumulatora dla dwóch cykli pracy

Fig. 5. Characteristics of charging and discharging the hydraulic accumulator for two work cycles

Druga koncepcja zastosowana w przypadku hydraulicznego układu sterowania ramienia to ponowne wykorzystanie odzyskanej energii, do zasilania siłownika

pomocniczego wysięgnika. Charakterystyki ładowania i rozładowania akumulatora potwierdzają, że taka koncepcja wykorzystania energii może się sprawdzić w praktyce, szczególnie w momencie, gdy energia zgromadzona w akumulatorze wysięgnika jest zbyt mała by w pełni wspomóc pracę siłownika pomocniczego. Wówczas dodatkowa energia do zasilenia siłownika pomocniczego może pochodzić z akumulatora ramienia. W przypadku hydraulicznego układu sterowania ramienia w jednym cyklu pracy maksymalnie odzyskać można $0,56\text{dm}^3$ co można odczytać z wykresu przedstawionego na rysunku 6.

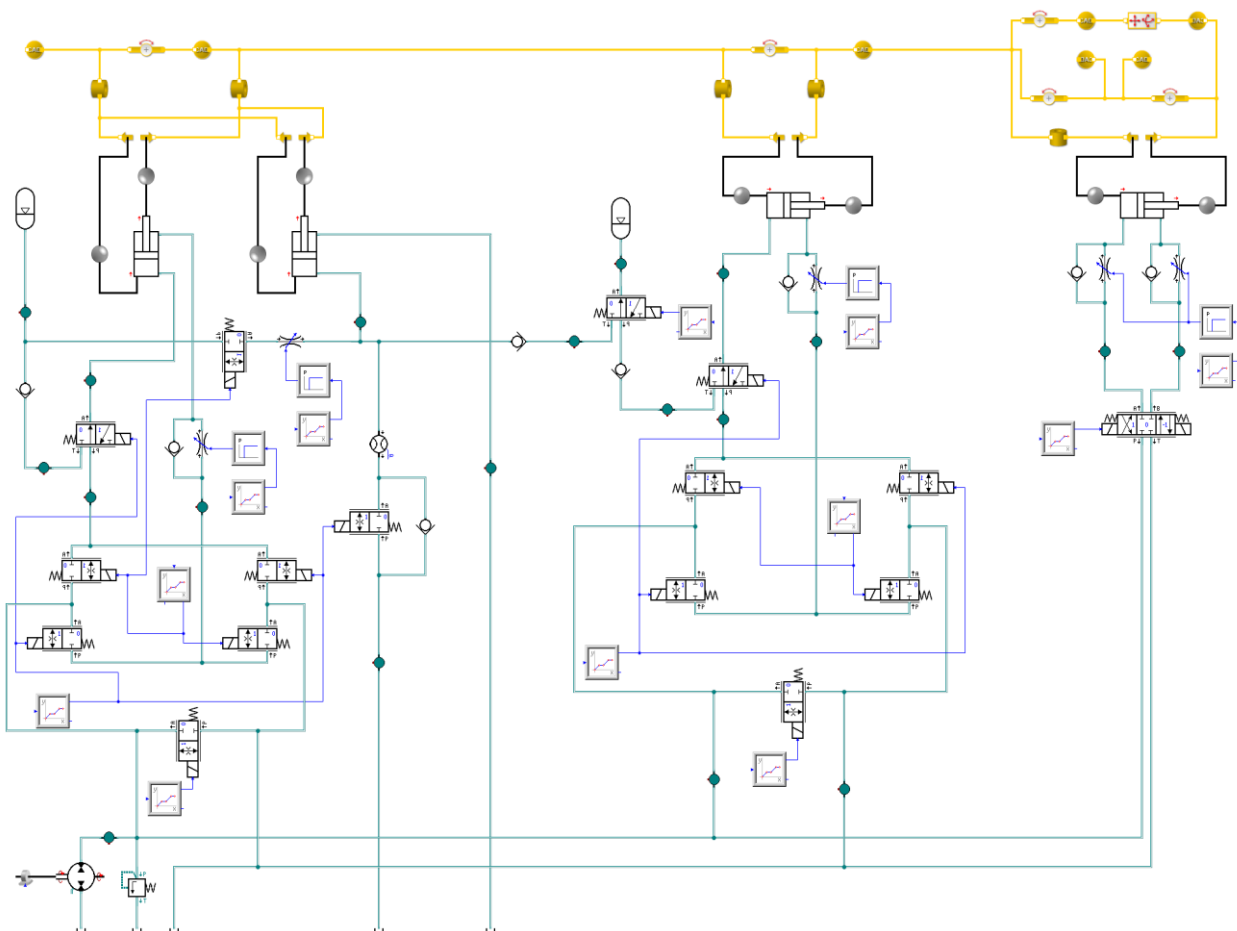


Rys. 6. Charakterystyki ładowania i rozładowania obu akumulatorów
 Fig. 6. The characteristics of the charging and discharging of both accumulators

Na podstawie tego samego wykresu stwierdzić można, że w przypadku, gdy w akumulatorze ramienia (akumulator) nie znajduje się maksymalna porcja energii, ponieważ osprzęt koparki nie został opuszczony z maksymalnego jej położenia lub operator dopiero rozpoczyna pracę, więc osprzęt dojeżdża tylko do poziomu gruntu, zgromadzona energia w akumulatorze ramienia (akumulator_2) jest wykorzystywana do zasilania siłownika pomocniczego wysięgnika. Układ hydrauliczny odzysku energii związany z ramieniem koparki zbudowany został w analogiczny sposób jak układ odzysku związany z wysięgnikiem koparki. Siłownik ramienia zasilany jest z układu hydraulicznego, by po zakończeniu cyklu oddać zgromadzoną energię do akumulatora. Odbywa się to za pomocą wysterowania rozdzielacza akumulatora.

Zwrócić również należy uwagę na przebudowę rozdzielaczy i zastosowanie dodatkowego połączenia między kanałami „P” i „T”, co również przyczyniło się to zmniejszenia strat energetycznych układu napędu koparki. Przebudowa ta wynikała przede wszystkim z braku odpowiedniego typu rozdzielacza w bibliotece programu SimulationX. Jak można zauważyć na wykresach przedstawionych na rysunku 8 zastosowanie dodatkowego połączenia pomiędzy kanałami „P” i „T”, dla układu

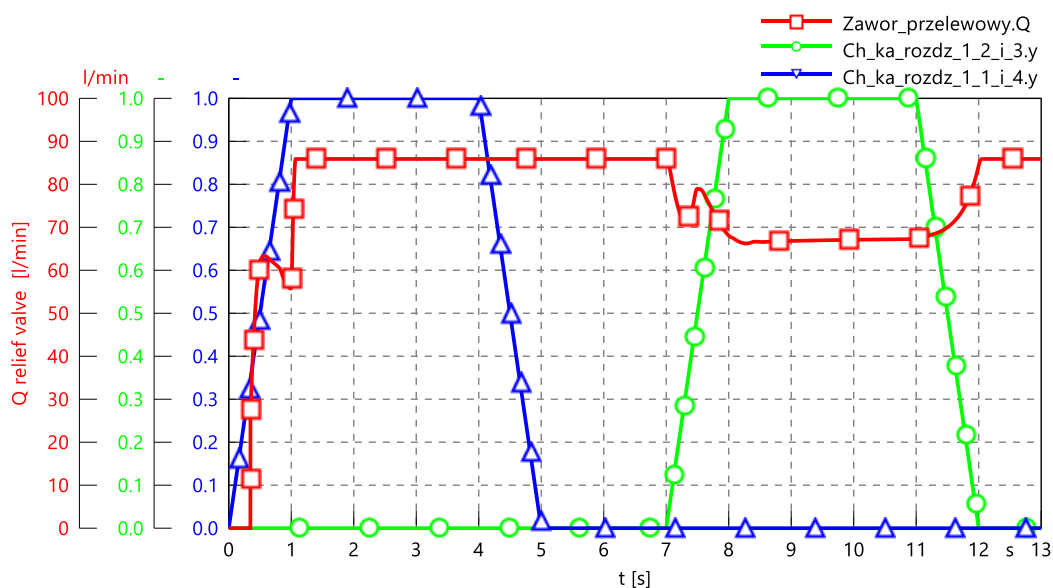
wysięgnika, znacznie zmniejszyło straty energii. W przypadku braku tego rodzaju połączenia straty energii utrzymywały się na poziomie 70 – 90 l/min przez cały okres cyklu pracy. W momencie, gdy dodatkowe połączenie pomiędzy kanałami „P” i „T”, wynikające z modyfikacji budowy rozdzielacza zostało uaktywnione, to straty zostały znacznie zmniejszone i wynosiły odpowiednio 20 l/min przez ok. 3s cyklu pracy układu oraz 2 l/min przez okres 2s cyklu układu. W pozostałych przypadkach przepływ przez zawór przelewowy wynosił 0 l/min, czyli straty energii nie wystąpiły.



Rys. 7. Układ hydrauliczny koparki wraz ze schematem połączeń kinematycznych poszczególnych ogniw po przebudowie układu hydraulicznego

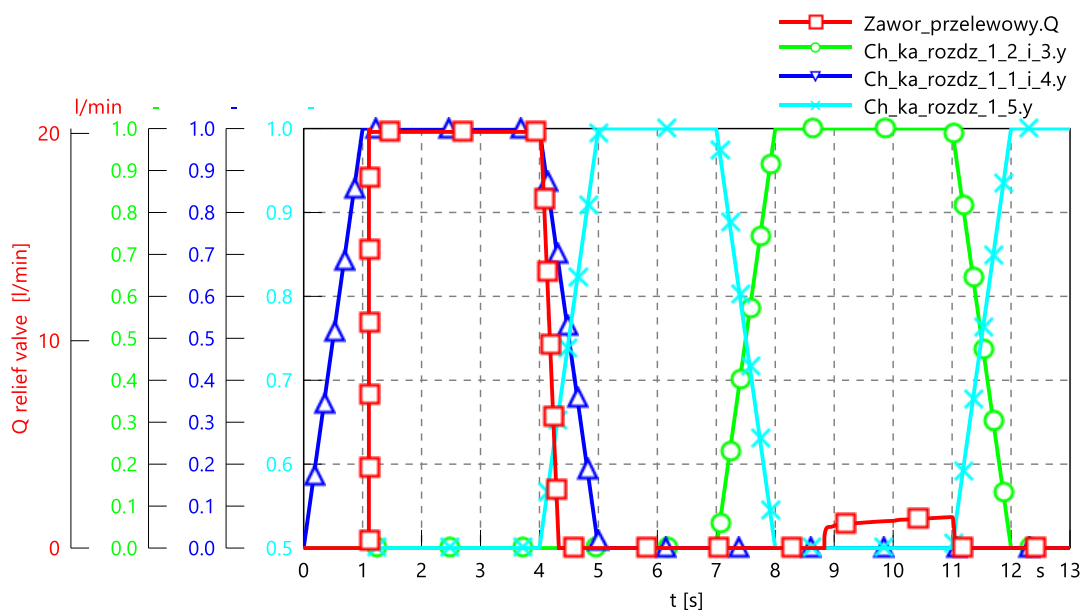
Fig. 7. Hydraulic and kinematic system of Excavator after CAT 303.5 CR after modernization

Dla układu ramienia również odnotowano zmniejszenie strat. Obrazują to wykresy przedstawione na rysunkach 10 i 11. Na podstawie przedstawionych charakterystyk odczytać można, że dodatkowy zawór łączący kanały „P” i „T” spowodował zniwelowanie powstałych strat. W przypadku braku tego rodzaju połączenia straty energii utrzymywały się na poziomie 50 – 110 l/min w czasie, gdy zawór powinien działać, lecz na potrzeby symulacji został wyłączony. W momencie, gdy dodatkowe połączenie pomiędzy kanałami „P” i „T” wynikające z modyfikacji budowy rozdzielacza zostało uaktywnione, strat w okresie działania zaworu nie odnotowano.



Rys. 8. Charakterystyka przelewowa zaworu przelewowego wraz z charakterystyką otwarcia rozdzielacza po przebudowie, lecz z nieaktywnym zaworem łączącym kanały „P” i „T”

Fig. 8. Characteristic of relief valve with characteristic of opening modernized directional control valve distributor, but with inactive valve connecting channels "P" and „T”

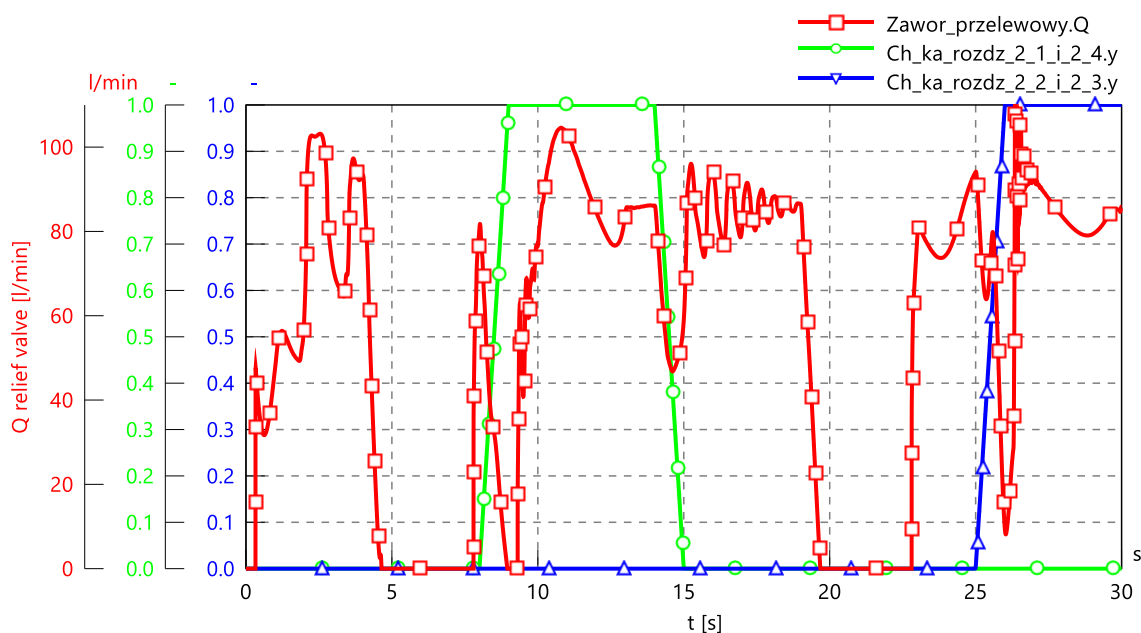


Rys. 9. Charakterystyka przelewowa zaworu przelewowego wraz z charakterystyką otwarcia rozdzielacza po przebudowie, z aktywnym zaworem łączącym kanały „P” i „T”

Fig. 9. Characteristic of relief valve with characteristic of opening modernized directional control valve distributor, but with active valve connecting channels "P" and „T”

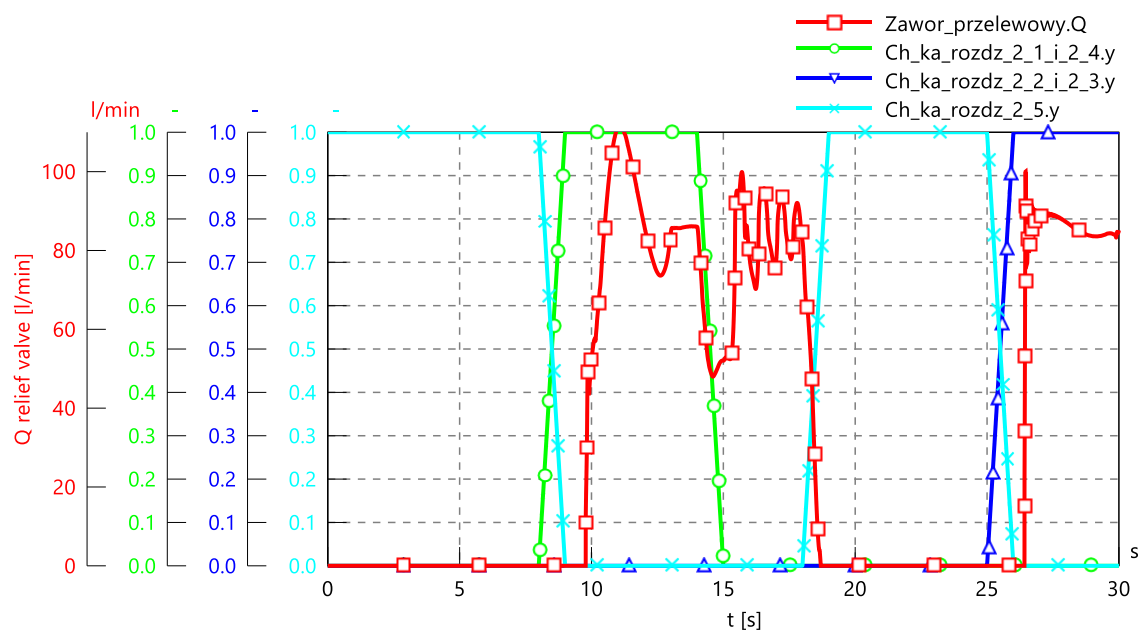
W momencie gdy dodatkowy zawór nie działał przepływ przez zawór przelewowy znajdował się w granicach 0 – 110 l/min. Należy jednak pamiętać, że pracował wówczas układ hydrauliczny wysięgnika, dlatego nie można było włączyć zaworu łączącego kanały

„P” i „T” układu ramienia, by zapewnić poprawne działanie układu hydraulicznego wysięgnika.



Rys. 10. Charakterystyka zaworu przelewowego wraz z charakterystyką otwarcia rozdzielacza po przebudowie, lecz z nieaktywnym zaworem łączącym kanały „P” i „T”

Fig. 10. Characteristic of relief valve with characteristic of opening modernized directional control valve distributor, but with inactive valve connecting channels "P" and „T”



Rys. 11. Charakterystyka zaworu przelewowego wraz z charakterystyką otwarcia rozdzielacza po przebudowie, lecz z aktywnym zaworem łączącym kanały „P” i „T”

Fig. 11. Characteristic of relief valve with characteristic of opening modernized directional control valve distributor, but with active valve connecting channels "P" and "T"

5. PODSUMOWANIE

Podsumowując wyniki symulacji, uzyskane zaproponowanym modelem, przedstawione w pracy rozwiązania zmniejszają straty energetyczne układu. Jest to wynikiem zmniejszenia zużycia paliwa, co wiąże się z obniżeniem kosztów eksploatacji maszyny roboczej, jak również ze zmniejszeniem emisji spalin. Wielu producentów z branży maszyn roboczych, jak i z branży motoryzacji dąży do zmniejszenia kosztów związanych ze zużyciem paliwa, przy jednoczesnym zachowaniu lub wydłużeniu trwałości urządzenia lub podzespołów. Szczególnie w przypadku maszyn roboczych, rekuperacja energii znajduje coraz to szersze zastosowanie, co poświadczają liczne badania w jednostkach naukowych oraz prezentowana coraz to nowsza literatura, opisująca zagadnienie odzysku energii [2],[3]. Pamiętać należy, że prezentowane badania w programie SimulationX przeprowadzane były jedynie dla teoretycznego obiektu. Praktyczne zastosowanie tego typu rozwiązań wymaga przeprowadzenia również badań praktycznych.

LITERATURA

- [1] GARBACIK A., 1997, *Studium projektowania układów hydraulicznych*, Wydawnictwo - Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Kraków.
- [2] GAWLIK A., SOBCZYK A., WALCZAK P., 2014, *System odzysku energii w pojazdach z napędem hydrostatycznym*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 2/24.
- [3] POBĘDZA J., 2014, *Układ rekuperacji energii w mechanizmie obrotu koparki*, Mat. XIV konferencji PRMR, Zakopane.
- [4] SOBCZYK A., 2011, *Improvment of hydraulic system efficiency by means of energy recuperation*, Wydawnictwo PK, Kraków.
- [5] STRYCZEK S., 2005, *Napęd hydrostatyczny – układy*, tom II, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa.
- [6] SZYDELSKI, Z., 1980, *Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych*, Wydawnictwo Naukowo – Techniczne, Warszawa.
- [7] ITI SimulationX User manual, 2012, ITI GmbH.
- [8] http://polska.cat.com/maszyny/koparki-hydrauliczne/minikoparki-hydrauliczne/303_5e-cr.

SIMULATION OF ENERGY RECOVERY SYSTEM IN HYDRAULIC EXCAVATOR

The objective of this study was to create a model of the selected excavator, from which will be carried out simulation studies associated with energy recovery in the hydraulic control system. To do this, a 3D model was built, which will be based on the actual excavator model in any program for 3D modelling. Then, the resulting 3D model was implemented to the ITI software, which is called SimulationX. In this program was created hydraulic control system of the resulting 3D model. The main issue is to build the simplest hydraulic control system that in the next stages will be expanded to include additional elements in order to improve the energy efficiency of the system.

Keywords: *energy recovery, hydraulic excavator, 3D modelling, simulation*