

JERZY KUŹNIK

Katedra Automatykacji
Procesów Przemysłowych

PNEUMATYCZNE REGULATORY I ICH OBSZARY NASTAWIALNOŚCI

Streszczenie. W artykule podano kryteria doboru regulatorów i pojęcia określające możliwość uzyskania odpowiednich nastaw. Przedstawiono stosowane struktury pneumatycznych regulatorów PID i porównano je ze względu na ograniczenie nastaw i interakcję. Opiszono sposoby zmiany zakresu proporcjonalności. Przedstawiono nowe rozwiązanie regulatora PID produkowanego przez PAP Falencia.

Mimo rozwoju elektronicznych urządzeń automatyki, pneumatyczne układy regulacji są nadal chętnie stosowane ze względu na ich niewątpliwe zalety, jak: prostota budowy, łatwa konserwacja, bezpieczeństwo pracy, niezawodność, duże siły i duże prędkości uzyskiwane na siłownikach, łatwość kształtowania odpowiednich własności dynamicznych (regulatory P, PI, PD, PID), możliwość uzyskania dużych czasów całkowania i różniczkowania. Podstawową wadą układów pneumatycznych jest natomiast konieczność dokładnego oczyszczenia powietrza zasilającego.

Przy doborze regulatora do konkretnego zadania regulacyjnego należy kierować się następującymi kryteriami:

1. Pewność działania.
2. Dokładność działania.
3. Możliwość uzyskiwania odpowiednich nastaw czasu całkowania T_I , czasu różniczkowania T_D i zakresu proporcjonalności X_p .

Pewność działania zależy w pewnym stopniu od wybranej przez producenta struktury oraz zasady działania (porównanie przesunięć, momentów względnie sił), lecz przede wszystkim wynika z jakości materiałów i jakości wykonania.

Dokładność działania dla regulatorów PI oraz PID jest określona dokładnością porównania między wartością regulowaną a wartością zadaną w węźle sumacyjnym regulatora. Oprócz tego dąży się do możliwie małej wartości uchybu statycznego zależnej od tego jak idealne jest działanie całkujące regulatora. Dokładność działania regulatora zależy od sposobu wykonania zmiany zakresu proporcjonalności i podobnie jak poprzednio od jakości materiałów i wykonania.

Przy określeniu możliwości uzyskiwania odpowiednich nastaw T_J , T_D oraz X_p należy rozróżnić trzy pojęcia [1]:

Zakres nastaw jest to dający się uzyskać w danym regulatorze przedział zmienności T_J , T_D , X_p . Na ogół przedział ten wynosi 1:30 względnie 1:100. W regulatorach pneumatycznych zakres ten zależy od konstrukcyjnego wykonania członów dynamicznych (przy T_J oraz T_D) i od sposobu wykonania zmian zakresu proporcjonalności X_p .

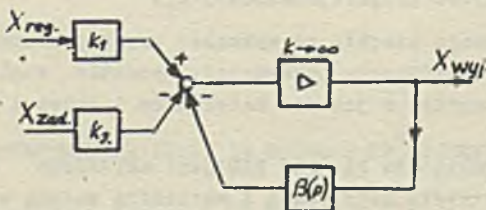
Ograniczenie nastaw polega na tym, że w danym regulatorze nie można nastawić jednocześnie dowolnych wartości jego parametrów, mimo że leżą one w swych zakresach. Najczęściej występuje to przy nastawach czasów całkowania i różniczkowania, których wartości muszą spełniać odpowiednią nierówność np. $T_J > 4T_D$.

Zależność nastaw (interakcja) polega na tym, że w regulatorze nie da się znaleźć pojedynczych elementów (np. oporów pneumatycznych), które by oddzielnie nastawiały wartości X_p , T_J oraz T_D . Na ogół jeden nastawiany element wpływa na dwie lub nawet wszystkie trzy nastawy regulatora.

Interakcja oraz ograniczenie nastaw zależą od struktury regulatora. Z punktu widzenia użyteczności regulatora interakcja jest mniejszą wadą niż ograniczenie nastaw. Na ogół jednak zależność nastaw idzie w parze z ograniczeniem i dopiero wtedy jest istotnym mankamentem.

Jak widać, przy ocenie jakości regulatora wg dwóch pierwszych kryteriów użytkownik może się opierać na danych katalogowych oraz na opinii o jakości regulatorów produkowanych przez dane firmy. Natomiast ocenę możliwości uzyskania odpowiednich nastaw można przeprowadzić znając strukturę regulatora.

Przy budowie wszystkich regulatorów pneumatycznych wykorzystuje się wzmacniacz o bardzo dużym wzmocnieniu objęty ujemnym sprzężeniem zwrotnym (rys. 1).



Rys. 1

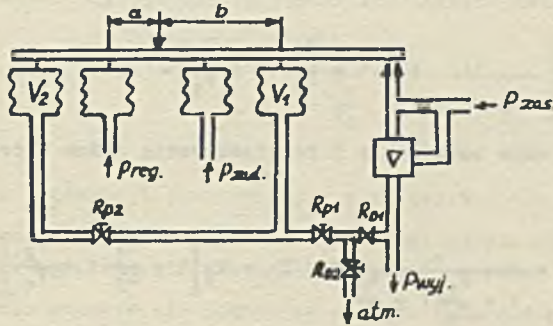
W zależności od tego jakie wielkości porównuje się w węzle sumacyjnym rozróżnia się regulatory działające na zasadzie porównania przemieszczeń, momentów i sił. W zależności od rodzaju funkcji przejścia $\beta(p)$ uzyskuje się różne własności dynamiczne regulatora P, PD, PI, PID.

Rozpatrzmy teraz struktury regulatorów pneumatycznych PID.

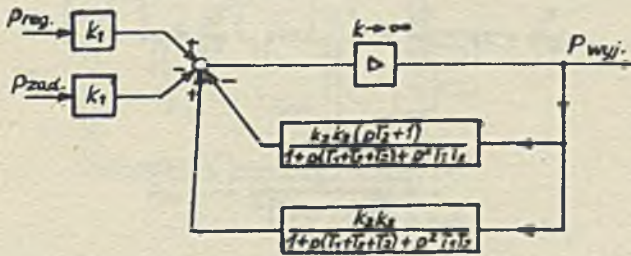
1. Szeregowo połączone człony inercyjne w gałęzi sprzężenia zwrotnego regulatora.

Schemat takiego regulatora przedstawia rys. 2.

Na podstawie tego schematu można narysować schemat blokowy przedstawiony na rys. 3.



Rys. 2



Rys. 3

Na schemacie tym:

$$k_1 = a \cdot S_{ef}; \quad k_2 = b \cdot S_{gf}; \quad k_3 = \frac{R_{D2}}{R_{D1} + R_{D2}}$$

$$T_1 = R_{p1} \cdot \frac{V_1}{R \cdot T}; \quad T_2 = R_{p2} \cdot \frac{V_2}{R \cdot T}; \quad T_3 = R_{p1} \cdot \frac{V_2}{R \cdot T}$$

Ze schematu tego wynika funkcja przejścia:

$$K(p) = \frac{k_1}{k_2 \cdot k_3} \left\{ 1 + \frac{T_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \right\} \left\{ 1 + \frac{pT_1}{1 + \frac{pT_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right)} + \frac{1}{pT_2 \left[1 + \frac{pT_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \right]} \right\} \quad (1)$$

Z funkcji przejścia widać, że w regulatorze tym występuje interakcja; nastawy czasu całkowania i różniczkowania wpływają na siebie nawzajem. Interakcję tę można określić współczynnikiem interakcji

$$\Delta = 1 + \frac{T_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right).$$

Z zależności na czas całkowania i różniczkowania można określić ograniczenia nastaw

$$T_D = \frac{T_1}{1 + \frac{T_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)}; \quad T_J = T_2 \left[1 + \frac{T_1}{T_2} \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)\right].$$

Oznaczając

$$\frac{V_2}{V_1} = \varepsilon; \quad \frac{T_1}{T_2} = x \quad \text{oraz} \quad \frac{T_D}{T_J} = y,$$

otrzymuje się

$$y = \frac{x}{[1+x(1+\varepsilon)]^2}. \quad (2)$$

Z zależności (2) można określić maksymalną wartość stosunku

$$y = \frac{T_D}{T_J}$$

Wynosi ona

$$y_{\max} = \left(\frac{T_D}{T_J}\right)_{\max} = \frac{1}{4(1+\varepsilon)} = \frac{1}{4\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)}. \quad (3)$$

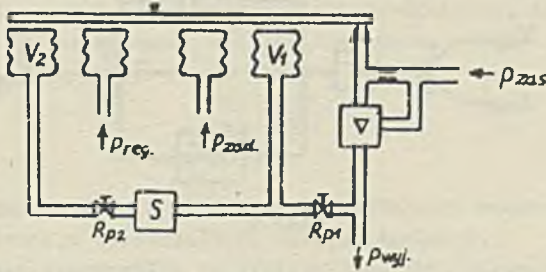
Widać więc, że ograniczenie nastaw jest tu bardzo duże i zależne od stosunku pojemności $\frac{V_2}{V_1}$ komory całkowania i różniczkowania. Jest to zrozumiałe, bo im większy jest ten stosunek, tym większa jest wzajemna obciążalność obu połączonych szeregowo elementów inercyjnych.

2. Szeregowo połączone człony inercyjne w gałęzi sprzężenia zwrotnego rozdzielone separatorem (rys. 4)

Dla takiej struktury funkcja przejścia regulatora jest następująca:

$$K(p) = V \left(1 + \frac{T_1}{T_2} \right) \left[1 + \frac{pT_1}{1 + \frac{T_1}{T_2}} + \frac{1}{pT_2 \left(1 + \frac{T_1}{T_2} \right)} \right] \quad (4)$$

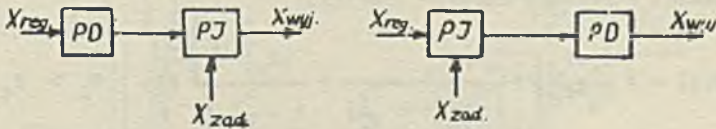
Tu współczynnik interakcji jest mniejszy i wynosi $A = 1 + \frac{T_1}{T_2}$, bo nie ma tu wzajemnej obciążalności obydwu elementów inercyjnych. Podobnie także mniejsze jest tu ograniczenie nastaw. Maksymalny stosunek $\frac{T_D}{T_J}$ wynosi $\frac{1}{4}$. Tej struktury nie stosuje się jednak ze względu na możliwość powstania dodatniego sprzężenia zwrotnego przy nieidealnym działaniu separatora.



Rys. 4

3. Szeregowe połączenie członów PD-PI lub PI-PD

Schematycznie struktury te przedstawia rys. 5.



Rys. 5

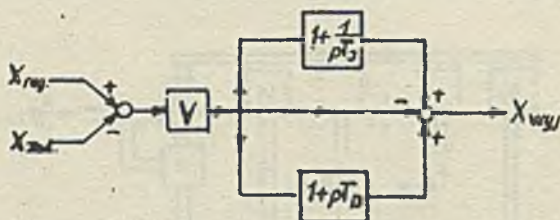
Człon PD w tych rozwiązaniach jest członem 1D, tzn. wzmożenie części proporcjonalnej jest stałe i wynosi 1. Jeżeli rozpatrzeć wpływy ograniczeń oraz występowanie przesterowań, to z tego punktu widzenia lepsza jest struktura PI-PD. W strukturze PD-PI szumy są silniej przenoszone i są różne własności dynamiczne kanałów od wartości regulowanej i od wartoś-

oi zadanej. Struktura ta może być korzystniejsza przy regulacji procesów o ruchu cyklicznym, gdy w określonych odcinkach czasu obwód regulacyjny musi szybko i bez przeregulowań wchodzić na swoją wartość zadaną [3]. Funkcja przejścia oraz współczynnik interakcji jak i ograniczenie nastaw są identyczne jak w strukturze z p. 2.

4. Równoległe połączenie członu proporcjonalnego, całkującego i różniczkującego (rys. 6)

Funkcja przejścia takiego regulatora

$$K(p) = V \left(1 + \frac{1}{T_I p} + T_D p \right). \quad (5)$$



Rys. 6

Jak widać, nie występuje tu interakcja i ograniczenie nastaw. Jest to jednak okupione znacznym skomplikowaniem urządzenia. Dlatego regulatory o tej strukturze są budowane tylko przez nieliczne firmy.

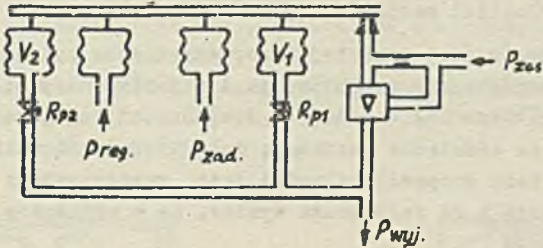
5. Struktura ze sprzężeniem zwrotnym w postaci dwóch członów inercyjnych działających przeciwsobnie (rys. 7)

Dla takiej struktury funkcja przejścia

$$K(p) = V \frac{T_1 + T_2}{T_2 - T_1} \left[1 + \frac{1}{pT_2 \left(1 + \frac{T_1}{T_2} \right)} + \frac{pT_1}{1 + \frac{T_1}{T_2}} \right] \quad \text{dla } T_2 > T_1. \quad (6)$$

Współczynnik interakcji wynosi tu $A = 1 + \frac{T_1}{T_2}$, natomiast ograniczenie nastaw $T_1 \geq 4T_D$. Struktura ta jest bardzo rzadko stosowana ze względu na możliwość uzyskania dodatniego sprzężenia zwrotnego, np. wskutek małego nanieczyszczenia kapilary R_{p1} przy niedużej różnicy między stałymi czasowymi T_1 i T_2 .

Poza tym, ponieważ w wyrażeniu na wzmożenie regulatora występuje różnica stałych czasowych T_1 i T_2 , więc małe zmiany tych stałych czasowych



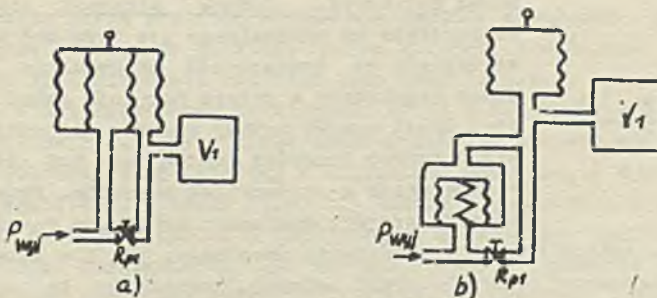
Rys. 7

wywołują duże zmiany wzmożenia. I tak, np. jeżeli w układzie regulacji nastawimy regulator PID wg kryterium Zieglera-Nicholsa, tzn. $T_J = 0,5 T_{kr}$ oraz $T_D = 0,12 T_{kr}$ to stosunek stałych czasowych

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{2}{3}.$$

Wtedy przy zwiększeniu T_1 o 20% nastąpi zwiększenie wzmożenia regulatora o 80% co spowoduje niestabilność układu regulacji.

W praktycznych wykonaniach regulatora PID, aby uniknąć przenoszenia szumów przez regulator, działanie różniczkujące wykonuje się w ten sposób, by zapewnić małe, sztywne, ujemne sprzężenie zwrotne (rys. 8).



Rys. 8

Stałe czasowe obiektu są na ogół duże i dlatego duże muszą być także stałe czasowe w sprzężeniach regulatora. Dlatego takie wykonanie różniczkowania nie powoduje pogorszenia działania układu regulacji, bo wytłumia tylko drgania wysokiej częstotliwości.

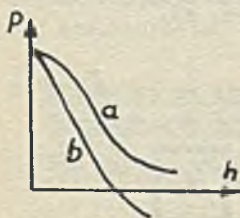
Pozostają jeszcze do omówienia sposoby zmiany zakresu proporcjonalności w regulatorach pneumatycznych. Obecnie najczęściej stosuje się dwa sposoby zmiany zakresu proporcjonalności:

1. Umieszczenie dzielnika ciśnienia w sprzężeniu zwrotnym.
2. Zmiana długości ramion.

Pierwszy sposób jest częściej stosowany i może być użyty zarówno w regulatorach z porównaniem momentów jak i z porównaniem sił. Ponieważ kanał sprzężenia zwrotnego nie decyduje o dokładności regulatora, więc regulatory z dzielnikiem ciśnienia posiadają dużą dokładność działania. Taki sposób zmiany zakresu proporcjonalności jest przedstawiony na rys. 2. Z funkcji przejścia tego regulatora wynika, że w wyrażeniu na wzmocnienie występuje oznymnik

$$K = \frac{k_1}{k_2 \cdot k_3} = \frac{a}{b \cdot k_3} \quad (7)$$

Stąd widać, że minimalne wzmocnienie regulatora (maksymalny zakres proporcjonalności) jest przy $k_3 = 1$ i jest ograniczone długością ramion (powierzchnią efektywną membran w regulatorach z porównaniem sił). Natomiast maksymalne wzmocnienie regulatora jest ograniczone z powodu nieidealnego działania dzielnika ciśnienia. Na rys. 9 (krzywa a) przedstawiono charakterystykę takiego dzielnika. Z rysunku widać, że ciśnienie p nie dochodzi do zera, bo praktycznie opór pneumatyczny R_{D2} nie może osiągnąć wartości zero. Z tego powodu minimalna wartość współczynnika k_3 musi być większa

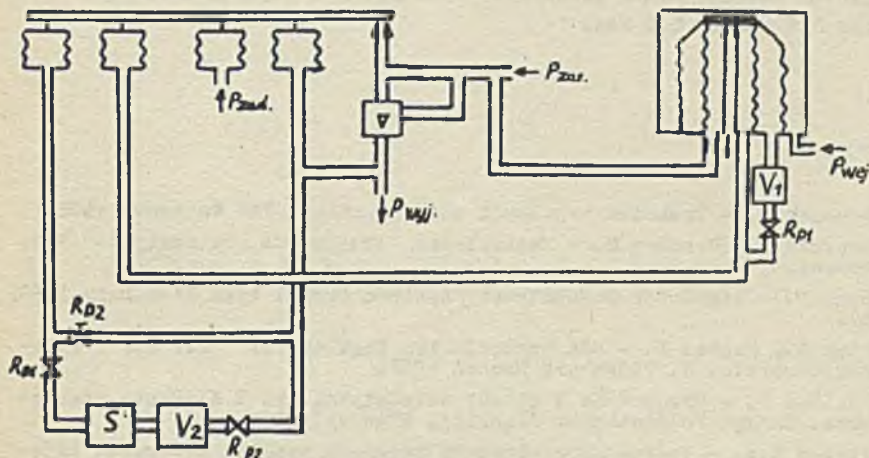


Rys. 9

od zera. Aby uniknąć tego ograniczenia stosuje się dzielnik ciśnienia z efektem eżektorowym (rys. 9 - krzywa b). Wtedy maksymalne wzmocnienie regulatora można zwiększyć. Jednak stosunek maksymalnego wzmocnienia do minimalnego nie może być zbyt duży, ze względu na konieczność zapewnienia stabilnej pracy regulatora w pełnym zakresie zmian wzmocnienia. Drugi sposób zmiany zakresu proporcjonalności przez zmianę długości ramion może być stosowany w regulatorach z porównaniem momentów. Przy zmianie zakresu proporcjonalności następuje tu równoczesna zmiana wzmocnienia w kanałach sprzężenia zwrotnego, jak i w kanałach od wielkości regulowanej i od wielkości zadanej. Posiada to tę zaletę, że można uzyskać tu bardzo szeroki zakres zmiany wzmocnienia regulatora. Z drugiej strony jednak regulatory te posiadają mniejszą dokładność, ze względu na trudności z takim wykonaniem, aby wzmocnienia w kanałach od wielkości zadanej i regulowanej zmieniały się jednakowo.

Obeenie w Polsce produkuje się wyłącznie regulatory pneumatyczne systemu Pnefal w PAP Falencia na licencji firmy Siemens. Regulatory te produkowane są w wersjach P, PI, PD, PID. Schemat regulatora PID tego systemu jest przedstawiony na rys. 2. W regulatorze tym zastosowano układ różniczkujący z podwójnym mieszkiem (rys. 8a), wzmacniacz mocy będący równocześnie 20-krotnym wzmacniaczem ciśnienia, dzielnik ciśnienia z efektem eżektorowym oraz stabilizator ciśnienia zasilającego element dysza-przysłona.

W najbliższym czasie zamierza się przejść na układ PD-PI [3]. Schemat takiego rozwiązania przedstawia rys. 10.



Rys. 10

W rozwiązaniu takim zostanie zwiększona czułość statyczna regulatora przez usunięcie podwójnego mieszka. Dalsza korzyść wynikająca z takiej struktury, to wyeliminowanie zakłóceń przy zmianie nastaw zakresu proporcjonalności. W dotychczasowym rozwiązaniu wylot z dzielnika ciśnienia następował do atmosfery. Przy zmianie nastawy zakresu proporcjonalności następował niepożądany stan ustalony w sprzężeniu zwrotnym, a tym samym i na wyjściu regulatora. W nowym wykonaniu dzięki zastosowaniu separatora S, przy równości wartości zadanej i regulowanej, na zmiennym oporze pneumatycznym dzielnika ciśnienia R_{D2} nie występuje spadek ciśnienia. Przy zmianie wartości tego oporu nie może więc wystąpić zakłócenie. Przy takiej konstrukcji regulatora trzeba jednak zrezygnować z efektu eżektorowego w dzielniku ciśnienia, wskutek czego następuje zmniejszenie zakresu zmian zakresu proporcjonalności. Aby można było stosować ten regulator w przypadkach, gdy wzmożenie regulowanego odcinka jest duże, przewiduje się wykonanie, w którym stosunek powierzchni zewnętrznych i wewnętrznych

inleszków wynosi 2:1. Dzięki temu zostanie podwyższona maksymalna wartość zakresu proporcjonalności z 300% do 600%.

Dalszą innowacją wprowadzoną przez PAP Falenica będzie wykorzystanie efektu eżektorowego w elemencie dysza-przysłona. Wskutek tego zostanie podwyższona oszczędność tego elementu. Drugą zaletą tego rozwiązania, to zacieśnienie pęku krzywych określających zależność ciśnienia kaskadowego od położenia przysłony przy różnych wartościach ciśnienia zasilania. Krzywe te posiadają nawet wspólny punkt przecięcia w pobliżu ciśnienia atmosferycznego. Wykorzystując tę właściwość zrezygnowano ze stabilizatora ciśnienia zasilającego element dysza-przysłona obniżając punkt pracy wzmacniacza z ciśnienia 0,6 atn do 0,2 atn.

LITERATURA

- [1] Findelsen W. - Technika regulacji automatycznej. PWN Warszawa 1968.
- [2] Chorowski B., Werszko M. - Mechaniczne urządzenia automatyki. WNT, Warszawa.
- [3] Elcocki W. - Regulator pneumatyczny systemu Pnefal typu WR-2. Mera 5/87, 1969.
- [4] Pavlik E., Maehel P. - Ein kombiniertes Regelsystem für die Verfahrensindustrie. R. Oldenburg Muehen 1960.
- [5] Trybalski Z. - Urządzenia i układy automatyki, cz. I Elementy pneumatyczne. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1968.
- [6] Zalmazon P.A. - Protocznyje elementy pneumaticzeskich priborow. Izdatelstwo Akademii Nauk SSSR, Moskwa 1961.

Rękopis złożone w Redakcji w dniu 26.IV.1970 r.

ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ И ИХ ДИАПАЗОНЪ НАСТРОЕК

Р е з ю м е

В статье подано критерия отбора регуляторов и понятия определяющие возможность получения соответствующих настроек. Представлено применяемые структуры пневматических регуляторов ПИД и приведено их сравнение принимая во внимание интеракцию и интервал настройки. Описано способы изменения диапозона пропорциональности. Указано новое решение регулятора продуцированного ПАП-ом (Фаленица).

THE PNEUMATIC CONTROLS AND THEIR ADJUSTMENTS CONFINEMENTS

S u m m a r y

In the paper criterion of regulator choice and the concepts determining the possibilities of regulator adjustments realisation are defined. The applied structures of pneumatic PID regulators are described. They are compared on the ground of the adjustments confinements and the interaction. The methods of proportional range change are described. The new realisation of PID regulator made by PAP Falencia is presented.