

УДК 621.9.04:621.9.02

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, О.І. Скібінський, канд. техн. наук,
О.О. Котляр, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

Удосконалення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного стола

В статті виведені удосконалені рівняння кінематичного ланцюга планетарного столу з ЧПК для обробки робочих профілів деталей позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення. **планетарний стіл з ЧПК, кінематична схема, позацентроїдна епіциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення**

В роботі [1] розроблені формули по визначенню кінематичних залежностей планетарного столу, але при виведенні формул не враховано конкретне визначення параметрів замінюючого колеса. Це не давало можливості практичного застосування розрахунків.

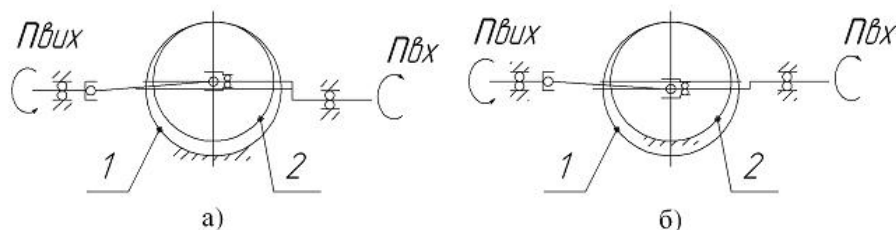
Широкому застосуванню позацентроїдних епіциклоїдальних цівкових передач внутрішнього зачеплення (ПЕЦПВЗ) в механізмах заважають технологічні складнощі їх виготовлення, що обумовлено складними профілями деталей.

Лезову та абразивну обробку робочих профілів деталей позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення доцільно здійснювати на планетарному столі (ПС) з ЧПК [1,2,3], що дає можливість підвищити гнучкість виробництва та точність виготовлення виробів.

Конструкція ПС дає змогу виконувати переналагоджування верстата на обробку деталей ПЕЦПВЗ з будь-якими геометричними параметрами.

Метою роботи є удосконалення рівнянь кінематичного ланцюга ПС, які дають можливість встановити зв'язок частот обертання взаємодіючих двигунів.

Верстатне зачеплення ПЕЦПВЗ доцільно замінити схемами адекватних планетарних зубчастих передач, які представлені на рис. 1. При цьому верстатне зачеплення при обробці колеса із зовнішніми зубцями замінює схема рис. 1а, а із внутрішніми зубцями – рис. 1б.



1-колесо із внутрішніми зубцями Z_1 ; 2- колесо із зовнішніми зубцями Z_2 ;
а) з нерухомим колесом із внутрішніми зубцями; б) з нерухомим колесом із зовнішніми зубцями

Рисунок 1 – Схеми планетарних зубчастих передач

Передавальні відношення визначаються формулами:

- для обробки колеса із зовнішніми зубцями (рис. 1а):

$$i = \frac{n_{вх}}{n_{вих}} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2}; \quad (1)$$

- для обробки колеса із внутрішніми зубцями (рис. 1б):

$$i = \frac{n_{ex}}{n_{вих}} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}. \quad (2)$$

Кінематична схема (рис.2) повинна відтворювати рух обкату при обробці із передаточними відношеннями, які визначаються формулами (1), (2).

Вхідною ланкою даної кінематичної схеми являється черв'ячне колесо 6, а вихідною - зубчасте колесо 3. Передаточне відношення механізму:

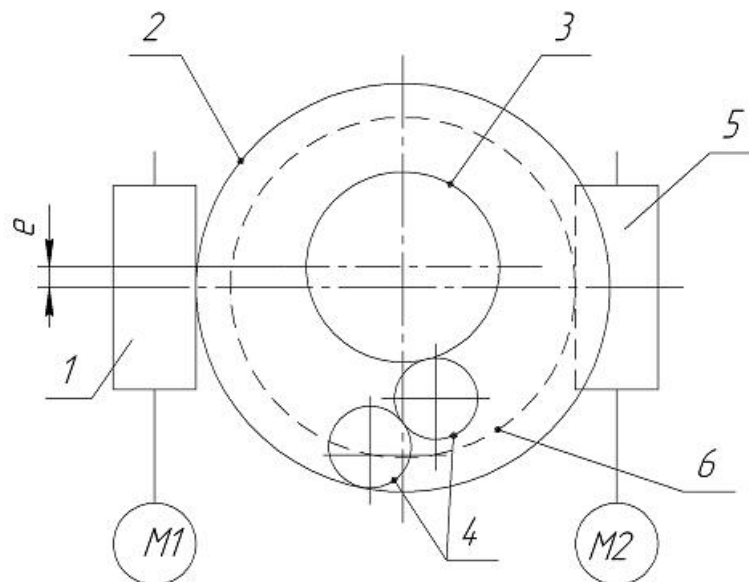
- для обробки колеса із зовнішніми зубцями:

$$i = \frac{n_6}{n_3} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2}; \quad (3)$$

- для обробки колеса із внутрішніми зубцями:

$$i = \frac{n_3}{n_6} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}. \quad (4)$$

На рис.2 приведена кінематична схема ПС.



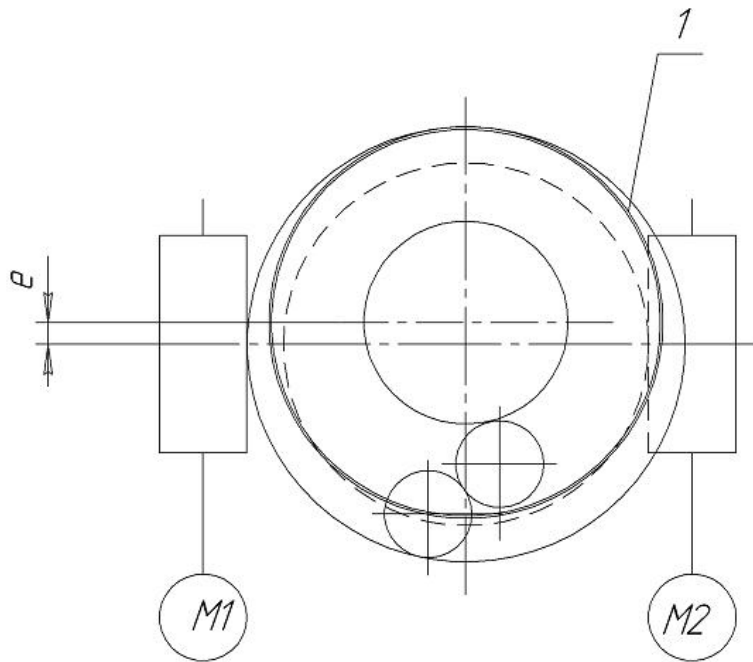
1-черв'як приводний із кількістю заходів K_2 ; 2-комбіноване черв'ячне колесо із числом зубців $Z_{чк2}$ із внутрішніми зубчастим вінцем $Z_{вн.2}$; 3-зубчасте колесо співвісне зі столом із числом зубців $Z_{зк3}$; 4-паразитні шестерні з числом зубців $Z_{зк4}$; e – ексцентриситет передачі, який відповідає ексцентриситету передачі, що оброблюється; 5-черв'як приводний із кількістю заходів K_5 ; 6-черв'ячне колесо із числом зубців $Z_{чк6}$

Рисунок 2 – Кінематична схема планетарного стола

Співвідношення між числами зубців внутрішнього вінця черв'ячного колеса 2 $Z_{вн.2}$ і зубчастого колеса 3 $Z_{зк.3}$ відповідає співвідношенню зубців Z_1 і Z_2 , яке визначається формулою:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{Z_{зк.3}}{Z_{вн.2}}. \quad (5)$$

Необхідність відповідного розміщення двох паразитних коліс 4 не дає можливості виконувати колесо 3 із розрахунковим числом зубців. В зв'язку із цим потрібно замінити його умовним замінюючим колесом $Z'_{зк.3}$ (рис.3).



1 – замінює колесо

Рисунок 3 – Кінематична схема планетарного стола із замінюючим колесом

Число зубців замінюючого колеса $Z'_{зк.3}$ визначається за формулою:

$$Z'_{зк.3} = \frac{Z_2 \cdot Z_{вн.2}}{Z_1}. \quad (6)$$

Крім кількості зубців замінюючого колеса необхідно визначити його розміри, які залежать від фактичних розмірів колеса Z_2 і фактичного значення ексцентриситету e .

Для визначення приймаємо слідувачі позначення:

D - початковий діаметр зовнішнього колеса Z_2 із внутрішніми зубцями;

d - початковий діаметр замінюючого колеса $Z'_{зк.3}$.

Виразимо кількість зубців вищезгаданих зубчатих коліс через модуль і діаметр:

$$Z_2 = \frac{D}{m}, \quad (7)$$

$$Z'_{зк.3} = \frac{d}{m}. \quad (8)$$

З урахуванням формули (2) отримаємо:

$$i = \frac{d/m}{d/m - D/m} = \frac{d}{d - D}. \quad (9)$$

Виконавши відповідні перетворення отримаємо:

$$D = d \left(\frac{1}{i} + 1 \right). \quad (10)$$

Але відомо що з урахуванням ексцентриситету e значення D можна визначити за формулою:

$$D = 2e + d. \quad (11)$$

Для визначення початкового діаметра замінюючого колеса прирівнюємо формули (10) і (11) і виконавши відповідні перетворення маємо:

$$d = 2e \cdot i. \quad (12)$$

Подальший розрахунок виконуємо по методиці розглянутій в роботі [1].

Конструктивне виконання стола зображено на рис. 4, 5, 6.

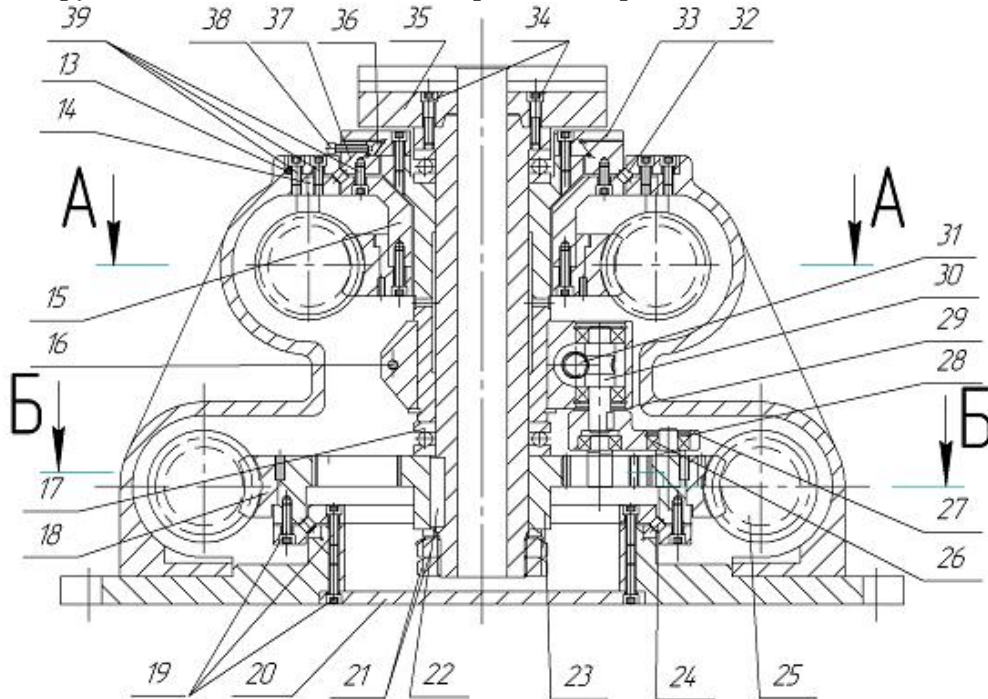


Рисунок 4 – Фронтальний переріз

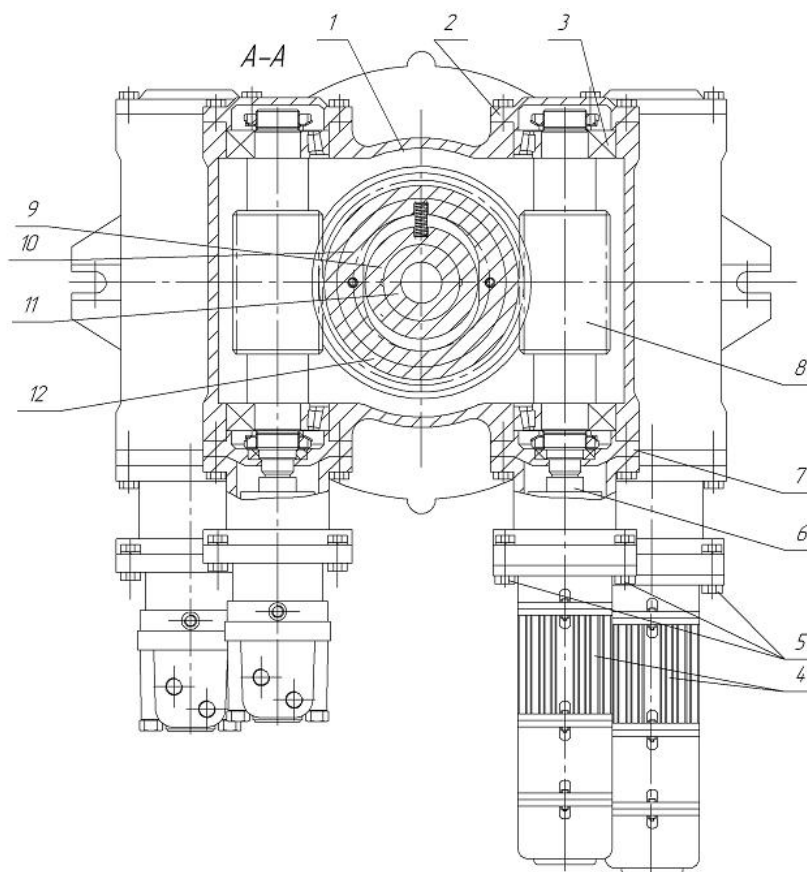


Рисунок 5 – переріз А-А із рис.4

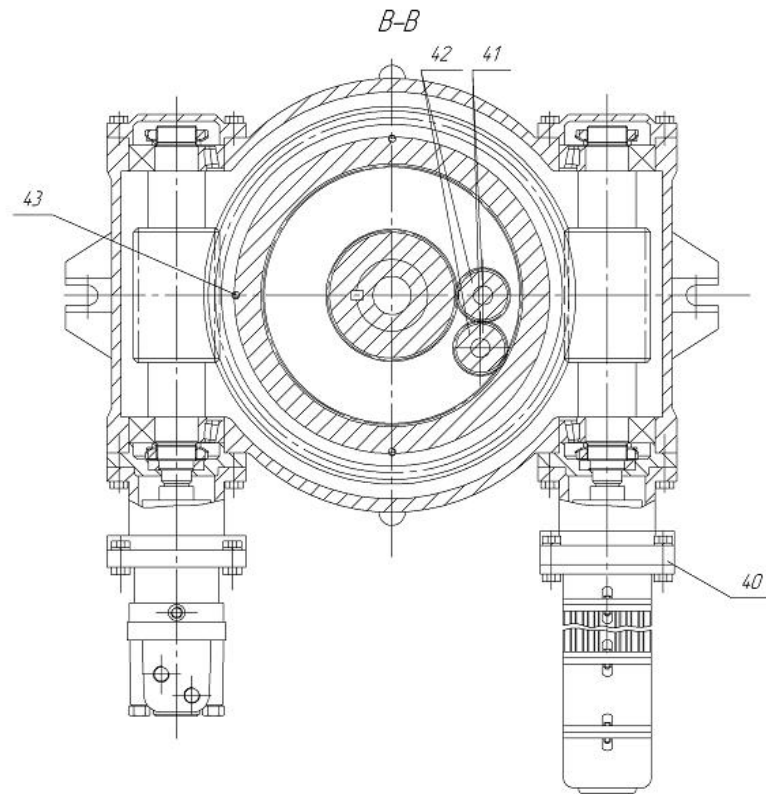


Рисунок 6 – переріз Б-Б із рис.4

Стіл складається із корпусу 1, в якому за допомогою нормалізованого роликового підшипника, із хрестоподібно розташованими циліндричними роликами 32, встановлено зовнішній шпindel 15. Підшипник складається із внутрішньої обойми, яка з'єднується із зовнішнім шпинделем за допомогою направляючих типу «ластівковий хвіст», і зовнішньої обойми, яка складається із нижньої напівобойми 14 і верхньої напівобойми 13, що стягуються і кріпляться до корпусу болтами 39.

В середині зовнішнього шпинделя 15, розміщено каретку 9, яка має можливість радіального переміщення по направляючим типу «ластівковий хвіст» 37, 33. Одна направляюча 37 нерухома, інша 33 рухома. За допомогою планки 36 і гвинта 38 вибирається зазор між охоплюючою і охоплюємою частинами направляючих. Направляючі кріпляться до зовнішнього шпинделя болтами 39, а до каретки болтами 19.

В центральному отворі каретки 9 на підшипниках ковзання за допомогою упорних підшипників 17, розташовано внутрішній шпindel 11 (шпindel виробу). До фланцю внутрішнього шпинделя 15, за допомогою болтів 34 кріпиться планшайба 35 з Т – подібними пазами. На неї і встановлюється оброблюєма деталь або пристосування. З іншого боку на внутрішньому шпинделі 11, за допомогою призматичної шпонки 22, розміщено зубчате колесо 23, яке закріплено за допомогою двох гайок 21. Саме це зубчате колесо і передає обертання внутрішньому шпинделю.

Привід внутрішнього шпинделя включає безколекторний електродвигун, наприклад 7ВЕР. Електродвигун 4 кріпиться до фланця болтами 5.

Вихідний вал електродвигуна 4 з'єднано з черв'ячним валом 25 через запобіжну муфту 6.

Черв'як 25 розміщено в корпусі 1 за допомогою двох роликових радіально - упорних підшипників 3. Кришки 2 і 7 запобігають попаданню стружки і пилу до підшипника.

Черв'як 25 кінематично з'єднано з черв'ячним колесом 18, яке має з внутрішнього боку зубчатий вінець із внутрішніми зубцями, який приєднується до черв'ячного колеса за допомогою гвинтів 43.

Комбіноване черв'ячне колесо встановлено в корпусі за допомогою нормалізованого роликівого підшипника 24 з хрестоподібно розташованими роликами.

Обертання від зубчатого вінця із внутрішніми зубцями до зубчатого колеса внутрішнього шпинделя 23, передається за допомогою двох паразитних зубчатих коліс 41, що знаходяться в постійному зачепленні між собою.

Зубчаті колеса 42 встановлено на осях 41 деталі типу вилка 27, на шарикових радіальних підшипниках 26, і закріплено упорними кільцями 28. Деталь типу вилка 27 через шпонку з'єднана з валом черв'ячного колеса 30 механізму зміни ексцентриситету, що розташований у деталі кронштейн. Черв'ячне колесо 30 утворює передачу з черв'яком 31. Кронштейн 29, в свою чергу, жорстко з'єднано з кареткою 9, за допомогою болта 16.

До зовнішнього шпинделя 15, за допомогою болтів 10, кріпиться черв'ячне колесо приводу зовнішнього шпинделя 12, яке кінематично пов'язане з черв'яком 8. Черв'як 8 встановлено в корпусі 11 на радіально – упорних роликівих підшипниках 3, що закриваються кришками 2 і 7 від попадання пилу і стружки.

Через запобіжну муфту 6, черв'ячний вал 8 з'єднано з вихідним валом електродвигуна 4. Електродвигун 4 кріпиться до фланця болтами 5.

Корпус 1 з усіма рухомими частинами встановлюється на плиту 25, і стягується гвинтами. Плита має два вуха, за допомогою яких поворотний стіл з ЧПК встановлюється і закріплюється на столі зубодовбального верстату. Знизу за допомогою гвинтів 19, кріпиться кришка 20, яка запобігає попаданию стружки і пилу у внутрішню порожнину стола.

Налагодження і принцип дії планетарного стола здійснюється в наступній послідовності: на основі попередньо проведених розрахунків встановлюється необхідний ексцентриситет внутрішнього шпинделя стола 11 разом із кареткою 9 відносно зовнішнього шпинделя 15.

Необхідний ексцентриситет встановлюється шляхом обертання черв'ячної передачі 31,30, яка повертає вилку 27 з блоком зубчастих коліс 42 на необхідну величину ексцентриситету. Після чого направляючі затискуються гвинтом 38.

Блок паразитних зубчастих коліс 42 забезпечує кінематичний зв'язок внутрішнього зубчастого вінця черв'ячного колеса 18 із зубчастим колесом 23, яке жорстко з'єднане із шпинделем.

Внутрішній шпиндель 11 здійснює складний рух, що складається з двох рухів, а саме: обертання навколо власної вісі і переміщення останньої по колу обката. Радіус кола обката рівний величині ексцентриситету.

Кроковий двигун М1 (4), черв'ячна передача 25/18, блок шестерень 42 – зубчасте колесо 23 забезпечують передачу руху на внутрішній шпиндель виробу.

Кроковий електродвигун М2 (4), черв'ячна передача 8/12 забезпечують передачу руху на зовнішній шпиндель по необхідній траєкторії руху з одночасним обертанням останнього навколо власної вісі, отриманим від двигуна М1.

Описані кінематичні ланцюги можуть забезпечити синхронізацію руху внутрішнього і зовнішнього шпинделів при наявності зв'язку між кроковими двигунами М1 і М2. Цей зв'язок забезпечується шляхом створення відповідної програми.

Список літератури

1. Підгаєцький М.М., Скібінський О.І., Шаповалова О.В., Виведення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного стола, Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.

- Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.- Кіровоград, 2006.- Вип.36. – 187 с.
2. Поворотній стіл зі змінним ексцентриситетом : Пат. 46348 Україна, МПК 7В 23F5/00 N2001064472/UA : Заявл. 26.06.2001; Опубл. 15.05.2002, Бюл.№5.
 3. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/Кіровоградський національний технічний університет. - Кіровоград, 2004.-20 с.

М. Підгаецький, О. Скибинский, О. Котляр

Усовершенствование уравнений кинематической цепи планетарного стола

В статье выведены усовершенствованные уравнения кинематической цепи планетарного стола с ЧПУ для обработки рабочих профилей деталей внецентроидных эпициклоидальных передач внутреннего зацепления

M. Pidgaetsky, A. Skibinski, A. Kotlyar

Improvement of the kinematic chain equations of the planetary table

In this paper an improved equation of the kinematic chain of the planetary table with CNC processing job profiles details out of center epicyclic transmission internal gear

Одержано 19.04.11

УДК 681.518.5

В.С. Михайленко, доц., канд. техн. наук, Р.Ю. Харченко, ст.преп.

Одесская государственная академия холода, Одесская национальная морская академия

Сравнительный анализ робастной и нечеткой САР действующих в условиях неопределенности

В статье описаны исследования по эффективности действия робастного и нечеткого регуляторов при управлении объектом с неопределенными параметрами. Для проведения сравнительного анализа переходных процессов систем проведено компьютерное моделирование в программной среде MatLab (Simulink). Данный эксперимент продемонстрировал успешность работы нечеткой САР, компенсирующую неопределенное параметрическое возмущение, в отличие от робастной системы, теряющей устойчивость и требующей перенастройки регулятора. Для компенсации существенных возмущений рекомендована совместная работа двух систем автоматического регулирования.
робастный регулятор, нечеткий регулятор, сложный объект, переходные процессы, устойчивость

Синтез систем автоматического регулирования (САР), действующих с высокой точностью в условиях неопределенности, является классической проблемой теории управления. Основоположниками научных решений в данной области являются Г. Блэк и Х. Боде, в своих работах затрагивающих вопросы анализа чувствительности систем с обратной связью [1]. Однако, в силу развития интеллектуальных технологий, научные задачи по улучшению методов разработки САР остаются открытыми и с каждым годом число публикаций в области усовершенствования интеллектуального управления растет [2-7]. При постановке задачи от разработчика САР требуется, чтобы настроенный регулятор функционировал с заданными критериями качества в широком