

Як видно з графіків, залежність має характер близький до лінійного. Збільшення розмірів частинок спричиняє зростання показників міцності ДКМ. Така закономірність пояснюється більшою міцністю частинок більших розмірів, а також нерівномірністю нанесення клею на поверхню частинок зі зменшенням їх розмірів, що зумовлює виникнення не проклеєних поверхонь між частинками наповнювача, а це знижує міцність плити.

Щодо залежності міцності ДКМ при статичному згині від частки клею, (рис. 3), то вона має лінійний характер. У разі збільшення вмісту в'язівника цей показник зростає. Саме такий характер залежності пояснюється тим, що збільшення частки клею спричиняє зростання площі клеєвих зв'язків між частинками, а це зумовлює зростання міцності. Збільшення частки клею покращує фізико-механічні властивості деревинних композиційних матеріалів. Однак, варто зазначити, що вміст клею у стружково-клеювій композиції значною мірою визначає як якість, так і собівартість композиційних матеріалів.

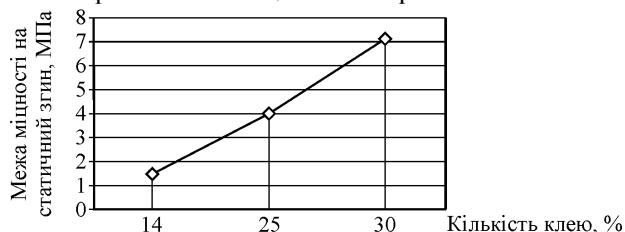


Рис. 3. Залежність міцності ДКМ при статичному згині від частки клею

На виробництві впроваджують заходи для мінімізації витрат клею. Залежно від вимог, що ставляться до властивостей композиційних матеріалів, вміст клею встановлюють дослідним шляхом.

Висновки. Аналіз результатів експериментальних досліджень закономірностей впливу основних факторів процесу на механічні показники деревинних композиційних матеріалів, виготовлених з використанням відходів ріпаку, дав змогу зробити такі висновки:

1. Додавання до вихідної композиції ріпаківих частинок дещо погіршує механічні показники отриманих деревинних композиційних матеріалів.
2. Експериментально доведено, що деревинні композиційні матеріали, виготовлені за звичайною технологією, з додаванням у вихідну композицію до 30 % ріпаківих частинок мають механічні показники, що відповідають вимогам державного стандарту ДСТУ EN 312-2:2003.
3. Враховуючи, що ціни на деревину мають тенденцію до зростання, використання відходів з ріпаку як сировини для деревинних композиційних матеріалів можна розглядати як досить перспективне і можна стверджувати, що в недалекому майбутньому відходи з ріпаку стануть повноцінною сировиною у виробництві деревинних композиційних матеріалів.

Література

1. Бехта П.А. Технологія деревинних плит і пластиків / П.А. Бехта. – К. : Изд-во "Основа", 2004. – 780 с.

Копанский Н.М. Определение механических показателей древесных композиционных материалов, изготовленных с использованием отходов рапса

Приведены результаты исследований влияния основных параметров процесса изготовления древесных композиционных материалов с использованием отходов рапса на их механические показатели. Показаны зависимости механических показателей материала от содержания рапсовых частиц и клея. Определены рациональные величины удельного содержания сырья из рапса в исходной композиции. Доказана возможность использования рапсового сырья, как альтернативного, в производстве древесных композиционных материалов.

Ключевые слова: древесные композиционные материалы, стружечные плиты, растительное сырье, физические свойства, пшенично-ржаная солома, стебли рапса.

Kopansky M.M. The Determination of Some Mechanical Properties of Wood-composite Material Manufactured Using Rape Stems

The effects of the main parameters of the process of wood composites manufacturing using rape stems on their mechanical properties are researched. Dependence of rape particles and the content of the adhesive on the mechanical properties of the material content is shown. The influence of these factors on the development of the material is analysed. Rational value of the specific content of raw rapeseed in the original composition is calculated. The possibility of using rapeseed raw materials as an alternative in the production of wood composite materials is justified.

Keywords: wood composites, particle boards, plant material, mechanical properties, stems rape.

УДК 629.02 Доц. Н.В. Шевченко, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ НА ЛІСОВОЗНИХ АВТОМОБІЛЯХ

Обґрунтовано переваги застосування гідромеханічної трансмісії на лісовозних автомобілях. Розглянуто методику підбирання гідротрансформатора та узгодження його роботи з двигуном автомобіля. Складено розрахункову та математичну моделі руху лісовозного автомобіля з гідромеханічною трансмісією та зроблено порівняльний аналіз параметрів розгону для автомобілів з гідромеханічною і механічною трансмісією. За допомогою комп'ютерної програми розрахунку поступального руху, з урахуванням крутильних коливань у трансмісії, отримано результати розрахунку параметрів розгону, паливної економічності та продуктивності лісовозного автомобіля з різною вантажністю.

Ключові слова: гідромеханічна трансмісія, гідротрансформатор, лісовозний автомобіль, математична модель.

Постановка проблеми. На закордонних самохідних лісових машинах ще з 70-х років минулого століття широко застосовують гідромеханічні трансмісії з гідродинамічними або гідростатичними передавачами. Гідродинамічні трансмісії почали вже застосовувати і на українських лісових тракторах, наприклад, Т-157Н і Т-157НС. Така трансмісія містить гідротрансформатор і механічну коробку передач та інші механічні передавачі [1].

Більшість лісовозних автомобілів працює у важких умовах експлуатації: розбиті дороги; лісові дороги, зазвичай, з великими ухилами тощо. Тому для полегшення керування, підвищення тягових можливостей і надійності лісовозних автомобілів доцільно застосовувати гідромеханічні трансмісії з гідротрансформатором (ГТ).

Мета роботи – обґрунтувати переваги застосування гідромеханічної трансмісії на лісовозних автомобілях і методику підбирання гідротрансформатора та узгодження його роботи з двигуном.

Об'єкт досліджень – трьохосовий лісовозний автомобіль з колісною формулою 6×6, вантажністю 50 кН, максимальною швидкістю руху 85 км/год та двигуном ЯМЗ 236М.

Виклад основного матеріалу. Автоматична безступінчаста зміна силового й швидкісного передатних чисел гідромеханічної трансмісії істотно полегшує керування лісовозним автомобілем у складних умовах експлуатації. Безступінчаста зміна тягової сили на тягових елементах рушія автомобіля сприяє також підвищенню її прохідності на слабких ґрунтах і на підйомах внаслідок відсутності різких змін тягових сил, що діють з боку рушія на опорну поверхню. Це сприяє повнішому використанню потужності двигуна й підвищенню середньої швидкості руху автомобіля. Зменшується також ймовірність зупинки двигуна під час його перевантаження.

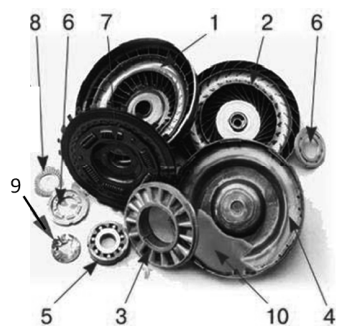


Рис. 1. Деталі гідротрансформатора:
1) насосне колесо; 2) турбінне колесо; 4) колесо реактора; 4) частина корпусу; 8) упорний підшипник реактора; 9) упорна шайба турбінного колеса; 10) залішки робочої рідини

Проектуючи гідромеханічну трансмісію лісовозного автомобіля, необхідно вибрати й обґрунтувати тип гідротрансформатора і за відомими параметрами й безрозмірними характеристиками наявних гідротрансформаторів вибрати відповідний ГТ. Гідротрансформатори мають порівняно малу вагу й малі розміри та значно простішу будову, порівняно з гідрооб'ємними передачами (рис. 1). Вони надійні в експлуатації, майже усі їхні частини практично не зношуються.

Вибирають гідротрансформатор за таких умов: число обертів колінчастого вала двигуна за максимальної потужності n_N має приблизно дорівнювати числу обертів насосного колеса гідротрансформатора n_H ; крутний момент двигуна має дорівнювати крутному моменту насосного колеса. На вибір гідротрансформатора впливають також максимальна потужність двигуна $N_{e_{max}}$ та коефіцієнт прозорості гідротрансформатора, а також коефіцієнт трансформації K .

Враховавши наведені вище вимоги, для двигуна ЯМЗ 236М з $N_{e_{max}} = 132$ кВт та номінальними обертами $n_N = 2100$ об/хв., найкраще підходить чотирьохколісний гідротрансформатор ЛГ-400-36 із безрозмірною характеристикою, наведеною на рис. 2. На усталеному режимі роботи автомобіля моменти та частоти обертання вала двигуна та насосного колеса (якщо нема узгоджувально-го редуктора) – однакові, тобто $M_H = M_e$ і $n_H = n_e$.

Основною задачею узгодження роботи заданого двигуна і вибраного гідротрансформатора є визначення режиму їхньої спільної роботи, тобто знаходження діапазону частот обертання вала насосного колеса $n_{H_{min}} - n_{e_{max}}$, для якого значення моментів насосного колеса збігаються з відповідними значеннями крутного моменту двигуна під час його роботи на зовнішній характеристиці, тобто коли $M_H = M_e$. Цей діапазон частоти обертання насоса має знаходитися у вибраному оптимальному діапазоні роботи двигуна, який не може виходити за межі $n_M - n_N$.

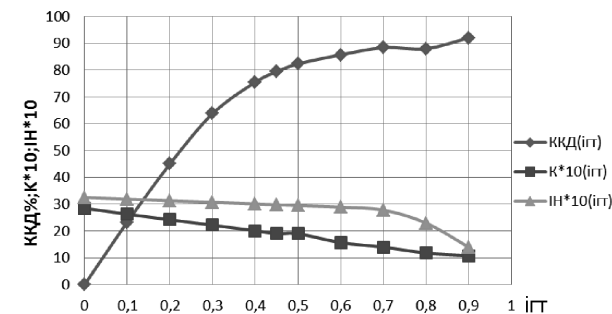


Рис. 2. Графік безрозмірної характеристики гідротрансформатора

Для знаходження робочого режиму спільної роботи системи на підставі безрозмірної характеристики вибраного гідротрансформатора розраховують та будують навантажувальні параболи $M_H(n_H)$ за формулою

$$M_H = 9,81\rho\lambda_H n_H^2 D_a^2,$$

де: ρ – густина робочої рідини ($\rho = 840...890$ кг/м³ при $t = 90...120$ °C); n_H – частота обертання насосного колеса об/хв; D_a – активний діаметр гідротрансформатора, м; λ_H – коефіцієнт моменту насосного колеса.

На побудовану навантажувальну характеристику ГТ наноситься крива зовнішньої характеристики двигуна $M_e(n)$, яка визначається за формулою

$$M_e = 9550 \cdot N_{e_{max}} \left(\frac{a}{n_N} + \frac{b \cdot n}{n_N^2} + \frac{n^2}{n_N^3} \right),$$

де a і b – постійні коефіцієнти.

Характеристику входу системи "двигун-гідротрансформатор" розраховано та побудовано за допомогою програми Gidro TR, розробленої на кафедрі лісових машин НЛТУ України (рис. 3) [1, 2].

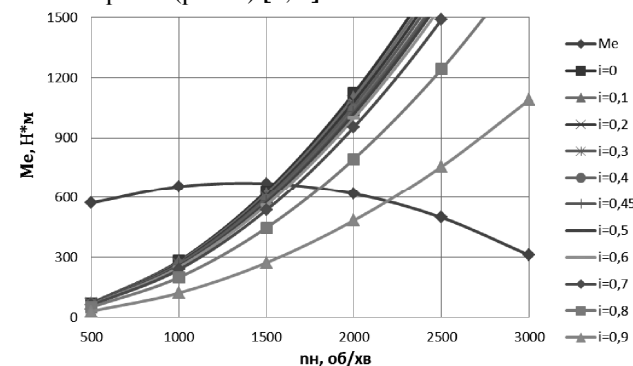


Рис. 3. Графік спільної роботи двигуна із гідротрансформатором

Побудувавши характеристику входу системи "двигун-гідротрансформатор" можна графічно визначити точки спільної роботи максимальноможливими значеннями крутних моментів двигуна і насосного колеса для вибраних значень передатних відношень гідротрансформатора $i_{ГТ}$.

Точки спільної роботи на характеристиці входу визначаються точками перетину навантажувальних парабол і кривої зовнішньої характеристики $M_e(n_H)$. Для побудови залежності крутного моменту M_T від частоти обертання n_T вала турбіни, яку називають характеристикою виходу системи "двигун-гідротрансформатор", визначаються аналітично частоти обертання вала насосного колеса, що відповідають точкам спільної роботи.

Аналітично визначаються частоти обертання насосного колеса шляхом спільного розв'язування рівнянь і прирівнявши для цього $M_H(n_{Hj}) = M_e(n_{Hj})$, де $j = 1, 2, \dots$ – номери відповідних точок на характеристиці виходу. Отримане таким чином рівняння є квадратним рівнянням відносно n_{Hj} , яке запишемо у вигляді:

$$An_{Hj} + Bn_{Hj} + C = 0; j = 1; 2, \dots,$$

$$\text{де: } A = 9,81 \cdot g \cdot \lambda_H D^5 a + \frac{9550 N_{e \max}}{n^3_N}; B = \frac{9550 b N_{e \max}}{n^2_N}; C = \frac{9550 a N_{e \max}}{n_N}$$

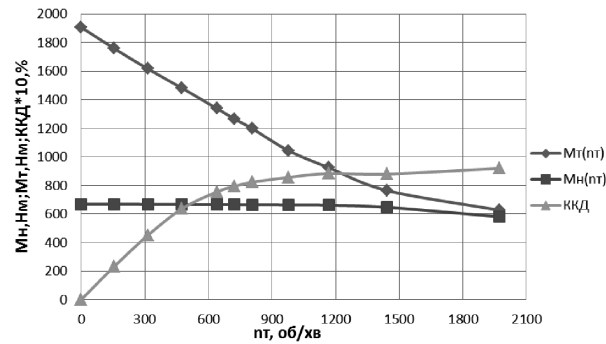


Рис. 4. Графік характеристики виходу системи "двигун-ГТ"

Для дослідження параметрів розгону автомобіля з гідромеханічною трансмісією використано модель поступального руху лісовозного автомобіля у вигляді системи обертових мас, яка включає як обертову масу, що еквівалентна поступальній масі автомобіля, так і обертові маси трансмісії та коліс.

Одномасова розрахункова модель не дає змогу моделювати процес розгону автомобіля з урахуванням зміни передатного числа трансмісії, а нехтування пружними властивостями валів трансмісії та еластичних шин може внести значні похибки в розрахунок перехідних режимів руху. Тим більше одномасову модель не можна використовувати для моделювання руху автомобіля з гідромеханічною трансмісією, яка містить гідротрансформатор і механічну передачу (коробку передач, роздавальну коробку та ін.) [1, 3].

Схема зведеної до вала турбіни ГТ розрахункової моделі (рис. 5) включає гідротрансформатор, три обертові маси, пружну й дисипативну ланки, що моделюють податливість і тертя у шинах коліс. Обертові маси задані моментами інерції маховика двигуна J_1 та обертових мас агрегатів трансмісії J_2 і обертової маси, еквівалентної поступальній масі автомобіля з вантажем $J_{m+mQ} = J_3$.

Це найпростіша модель, що включає тільки одну пружну ланку, яка моделює властивості шин тягових коліс. За необхідністю дослідження не тільки поступального руху автомобіля, але й крутильних коливань трансмісії, розрахункова модель може бути ускладнена.

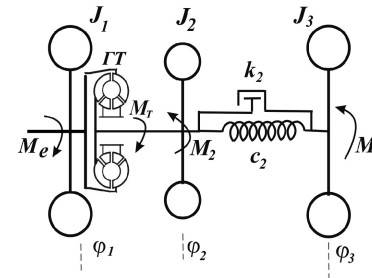


Рис. 5. Зведена схема розрахункової моделі руху автомобіля з гідромеханічною трансмісією: ГТ – комплексний гідротрансформатор; M_e – крутний момент двигуна; M_T – момент турбінного колеса ГТ; M_2, M_3 – зведені моменти опору рухові; ϕ_1 – кут обертання маховика двигуна; ϕ_2, ϕ_3 – зведені кути повороту мас трансмісії та тігових коліс; J_1 – момент інерції маховика двигуна J_2, J_3 – зведені моменти інерції обертових мас трансмісії та поступальної маси автомобіля; c_2 – зведений коефіцієнт крутильної жорсткості шин

Прийнявши за узагальнені координати кути повороту ϕ_1, ϕ_2 й ϕ_3 обертових мас зведеної розрахункової моделі, можна записати рівняння її руху у вигляді:

$$M_e - J_1 \ddot{\phi}_1 - (1 - \eta_{ГТ} M_e) = 0; K \cdot M_e - J_2 \ddot{\phi}_2 - M_f - k_2(\phi_2 - \phi_3) - c_2(\phi_2 - \phi_3) = 0;$$

$$k_2(\phi_2 - \phi_3) + c_2(\phi_2 - \phi_3) - J_3 \ddot{\phi}_3 - M_f - M_i = 0.$$

Використавши наведену систему диференціальних рівнянь, аналітичний опис функцій $K = K(i_{ГТ})$ і $\eta_{ГТ} = \eta_{ГТ}(i_{ГТ})$ та залежності для обчислення моментів опору коченню M_f і підйому M_i та зміни моменту двигуна M_e , під час зрушення з місця й розгону автомобіля, за допомогою комп'ютерної програми розрахунку обертового руху та крутильних коливань у трансмісії отримано результати розрахунку параметрів розгону, паливної економічності та продуктивності лісовозного автомобіля з різними навантаженнями (m_Q) (табл.).

Табл. Результати розгону автомобіля до швидкості 85 км/год

$m_Q, \text{ кг}$	V_{\max}	$N_e, \text{ кВт}$	t_{60}	S_{60}	t_{1000}	$V_{ср60}$	$V_{ср1000}$	$V_{српк}$	$Q_{ср60}$	$Q_{српк}$	$Q_{тк}$	$W_{ср60}$	$W_{ср1000}$	$W_{српк}$	$W_{тк}$
5000	85	132	27,6	252,7	55,9	33	64,4	53,9	59,2	40,35	28,1	165,1	321,8	269,6	425
4000	85	132	25,8	235	52	32,8	69,2	53,7	58,7	40,24	28,1	131,1	276,8	214,7	340
3000	85	132	24,1	217,5	48,1	32,5	74,8	53,4	58,12	40,11	28,1	97,5	224,4	160,1	255
2000	85	132	22,4	200,1	44,3	32,2	81,3	53	57,44	39,96	28,1	64,4	162,7	106	170
1000	85	132	20,7	182,9	40,4	31,9	89,1	52,6	56,61	39,78	28,1	31,9	89,1	52,6	85
0	85	132	19	165,9	36,5	31,5	98,5	52	55,6	39,56	28,1	0	0	0	0

На основі табл. побудовано графіки залежностей параметрів розгону для лісовозних автомобілів з гідромеханічною і механічною трансмісією (рис. 6, 7).

Висновки. Як показують результати розрахунку, час і шлях розгону з місця є значно меншими для лісовозного автомобіля з гідромеханічною трансмісією, порівняно з таким же автомобілем з механічною трансмісією. Окрім цього, гідротрансформатор слугує своєрідним демпфером крутильних коливань, що в 3-4 рази зменшує динамічні навантаження на механічні вузли силової передачі автомобіля, порівняно з механічною трансмісією. Довговічність двигуна й трансмісії, внаслідок цього, значно зростає.

Автомобілі з такими трансмісіями можуть реалізувати широкий діапазон безступінчастої зміни тягової сили в межах кожної передачі, що істотно зменшує кількість перемикачів передач під час руху і сприяє підвищенню продуктивності та зменшенню втомленості водія.

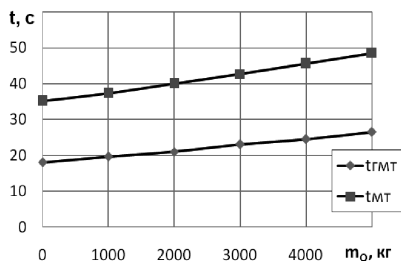


Рис. 6. Залежність часу розгону лісовозного автомобіля з гідромеханічною та механічною трансмісіями від навантаження

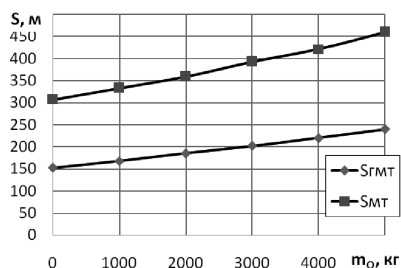


Рис. 7. Залежність шляху розгону до 60 км/год лісовозного автомобіля з гідромеханічною та механічною трансмісіями від навантаження

Література

- Білик Б.В. Проективання самохідних лісових машин : навч. посібн. / Б.В. Білик, М.Г. Адамський. – Львів : Вид-во ЗУКЦ, 2004. – 160 с.
- Шевченко Н.В. Аналіз результатів моделювання поступального руху лісовозного автомобіля та оптимізації його основних параметрів / Н.В. Шевченко // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2011. – Вип. 21.07. – С. 102-106.
- Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / под ред. А.И. Гришкевича. – Минск : Изд-во "Выш. шк.", 1985. – 240 с.

Шевченко Н.В. Применение гидромеханической трансмиссии на лесовозных автомобилях

Обоснованы преимущества применения гидромеханической трансмиссии на лесовозных автомобилях. Рассмотрена методика подбора гидротрансформатора и согласования его работы с двигателем автомобиля. Составлена расчетная и математическая модели движения лесовозного автомобиля с гидромеханической трансмиссией и сделан сравнительный анализ параметров разгона для автомобилей с гидромеханической и механической трансмиссией. С помощью компьютерной программы расчета поступательного движения, с учетом крутильных колебаний в трансмиссии, получены результаты расчета параметров разгона, топливной экономичности и производительности лесовозного автомобиля с разной грузоподъемностью.

Ключевые слова: гидромеханическая трансмиссия, гидротрансформатор, лесовозный автомобиль, математическая модель.

Shevchenko N.V. Hydromechanical Transmission Usage for Log Trucks

It was justified the advantages of forest hydromechanical transmission usage for log trucks. It was described the method of picking torque converter and coordination of its work with the engine. It was constructed calculation and mathematical model for the truck with hydromechanical transmission and done comparative analysis of parameters of acceleration for cars with hydro-mechanical and manual transmissions. Using the computer program calculating the translational motion, considering torsional vibrations in the transmission, the results of calculation of parameters of acceleration, fuel economy and performance with different timber trucks load.

Keywords: hydromechanical transmission, torque converter, log truck, mathematical model.

УДК 621.317

Аспір. О.С. Любчик; доц. М.М. Микийчук, д-р техн. наук – НУ "Львівська політехніка"

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ НАПРЯМІВ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ МЕТРОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИРОБНИЦТВА ХАРЧОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Проаналізовано основні напрями вдосконалення системи метрологічного забезпечення виробництва харчової продукції. Здійснено порівняльний аналіз методів визначення показників якості харчової продукції. Розроблено вимоги до системи контролю якості харчової продукції: оперативність, достовірність, доступність. Сформульовано визначення узагальненого показника оперативності метрологічного забезпечення, ймовірність прийняття правильного рішення під час контролю (достовірність контролю) та коефіцієнт доступності харчової продукції. Масштаби "системи якості" мають відповідати завданням забезпечення якості продукції. Важливим завданням організації сучасних процесів виготовлення є вдосконалення систем вимірювань та контролю, основним змістом яких буде оперативний вплив на процес виготовлення харчової продукції.

Ключові слова: метрологічне забезпечення, харчова продукція, оперативність контролю, достовірність контролю, доступність харчової продукції, система контролю якості, фальсифікація, методи експертизи.

Вступ. За сучасних умов у всьому світі вимоги до якості харчових продуктів підвищуються. Високі стандарти та їх дотримання забезпечують домінування продукції певних країн на міжнародному ринку продуктів харчування та відіграють основну роль у забезпеченні якості життя населення. Важливим чинником у забезпеченні необхідної якості харчової продукції є наявність об'єктивної інформації про значення показників якості. Таку інформацію отримують шляхом вимірювань значень показників якості харчової продукції за допомогою відповідних методів і засобів вимірювань. Правильність вибору методу та засобів вимірювань є важливою умовою забезпечення адекватності інформації про реальний рівень якості харчової продукції. Добре розроблена та організована система може і має забезпечувати високу якість і безпечність харчових продуктів, умови для підвищення взаємної довіри і створення цивілізованого ринку в Україні.

Тому питання вдосконалення системи метрологічного забезпечення контролю якості харчової продукції з метою зменшення ризиків для споживачів та навколишнього середовища, як основного фактора підвищення потенціалу здоров'я нації, є на сьогодні надзвичайно актуальним.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. На сучасному етапі формування вільного ринку в Україні актуальною проблемою є вивчення властивостей товарів, встановлення їх натуральності та виявлення підробок [1]. Ідентифікація товарів є важливою дією під час оцінювання якості та встановлення їх відповідності еталону або вимогам. Складність ідентифікації полягає в тому, що в більшості випадків відсутня інформація про реальні значення показників якості конкретної партії харчових продуктів.

Сьогодні сучасні методи досліджень дали змогу виявити такі мікродози забруднення продуктів харчування, про які раніше не підозрювали навіть науковці, що дало змогу зробити висновок про те, що абсолютно безпечних продуктів не існує, оскільки практично немає жодного їхнього компонента, який не був би безпечним для тієї чи іншої категорії населення. Такі висновки є підставою для перегляду рівнів ризику і встановлення інших допустимих концентрацій забрудню-