

Р. В. Зінько, О. Р. Серкіз

¹Національний університет «Львівська політехніка»

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРАЛЬНОЇ МАШИНИ БАРАБАННОГО ТИПУ

Наведені формули, які визначають вплив конструктивних параметрів прального барабана і режимних параметрів процесу відтискання текстильних виробів. Формули зіставлені з експериментальними даними, що дозволило ввести коефіцієнт коригування. Розрахунки з уточненими формулами проведені для конкретної моделі пральної машини. Отримані дані можуть бути використані при виборі раціональних параметрів системи віброізоляції пральних машин, схильних до лінійних переміщень.

Ключові слова: пральні машини, процес відтискання виробів, коливання барабану пральної машини.

R. Zinko, O. Serkiz

RESEARCH OF WORK OF WASHING-MACHINE OF DRUM TYPE.

Formulas which determine influence of structural parameters of wash-tube and regime parameters of process of quench of soft goods are resulted. Formulas are confronted with experimental information, that allowed to enter a correcting coefficient. Calculations with the specified formulas are conducted for the concrete model of washing-machine. Findings can be used for the choice of rational parameters of the system of vibroisolation of washing-machines, liable as to the linear vibrations at a quench.

Keywords: washing machines, process vidtyskannya products, fluctuations drum washing machine.

Зінько Р.В., Серкіз О.Р.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СТИРАЛЬНОЙ МАШИНЫ БАРАБАННОГО ТИПА.

Приведены формулы, которые определяют влияние конструктивных параметров стирального барабана и режимных параметров процесса отжима текстильных изделий. Формулы сопоставлены с экспериментальными данными, что позволило ввести корректирующий коэффициент. Расчеты с уточненными формулами проведены для конкретной модели стиральной машины. Полученные данные могут быть использованы при выборе рациональных параметров системы виброизоляции стиральных машин, подверженных как линейным колебаниям при отжиме.

Ключевые слова: стиральные машины, процесс отжима изделий, колебания барабана стиральной машины.

Вступ. Значна віброактивність пральних машин барабанного типу є суттєвим недоліком, що спричинює 70-80% відмов при їх експлуатації. А також чинить негативну віброакустичну дію на обслуговуючий персонал. Конструктивні особливості і режимні параметри обумовлюють значний рівень вібрації пральних машин при відцентровому відтисканні, що негативно впливає на їх технічний стан, знижує споживчі властивості і конкурентоспроможність машин, підвищує рівень енергоспоживання. Знакозмінні напруження, що викликаються вібраційними діями, призводять до поступового послаблення нерухомих з'єднань, до появи втомних тріщин і руйнування конструктивних елементів машин і їх відмов, порушення роботи приладів автоматики, зниження продуктивності машин.

Тому створення ефективних методів і засобів віброзахисту вібронавантаженого побутового обладнання є одним з найважливіших техніко-економічних і соціальних завдань.

Аналіз стану проблеми. Питання динаміки пральних машин барабанного типу, методів і технічних засобів захисту від вібрації розглянуті у ряді наукових робіт вітчизняних і зарубіжних авторів: Малигін А.В. [8], Алехин С.Н. [3], Минаев-Цикановский В.А. [9], Трабская Е.Е. [14], Рябинький Л.М. [13], Фетисов В.Г. [15], Немзер А.Ю. [10], Фетисов, В.Г. [15], Ройзман В.П. [12], Лебедев В.С. [7]. Аналіз публікацій, присвячених дослідженню динаміки пральних машин при відцентровому відтисканні та розробці методів і технічних засобів їх віброзахисту, виявив напрямки досліджень:

1. Дослідження причин виникнення вібрацій.
2. Створення математичних моделей, що описують коливання пральних машин, на основі відомих методів математичного моделювання детермінованих коливань.
3. Створення математичних моделей, що описують коливання пральних машин, з врахуванням стохастичних зовнішніх збуджуючих впливів на поведінку системи.
4. Розроблення методів визначення імовірнісних характеристик зовнішніх збуджуючих сил, що діють на підвісну частину машин при віджиманні.
5. Розроблення науково обґрунтованих рекомендацій по вибору раціональних

конструктивних і режимних параметрів пральних машин, що забезпечують зниження їх віброактивності при випадкових зовнішніх діях.

Причини виникнення вібрації розподіляються так: невірноваженість – 50%, незадовільне центрування – 30%, механічні (окрім центрування), електричні та інші дефекти – 20% [11]. При цьому поліпшення точності балансування на 10% підвищує приблизно на стільки ж його корисну потужність за рахунок зменшення енергії, що витрачається на даремну вібрацію, подовжує термін служби агрегату на 25% і більш, нормалізує умови праці операторів, знижує віброшумове забруднення навколишнього середовища. Моделювання роботи пральної машини барабанного типу проведено в [5].

Мета досліджень. Експериментально дослідити горизонтальні і вертикальні лінійні коливання підвісної частини і співставити їх значення з розрахунковими.

Основний матеріал. Для перевірки теоретичних розрахунків [5,13,15] були проведені експериментальні дослідження. Метою експериментальних досліджень було визначення різниці між розрахунковими і реальними значеннями коливань.

Як об'єкт експериментальних досліджень використовувалася побутова пральна машина Bosch WOB 1600, коливальна система якої включає підвісну частину машини (мийний вузол) і систему віброізоляції (пружно-дисипативну підвіску).

На рис. 1 показаний загальний вид експериментальної установки, що включає досліджувану пральну машину, а також схему кріплення вібродатчиків для реєстрації лінійних і кутових коливань.

Визначалися лінійні коливання підвісної частини при динамічній невірноваженості барабана пральної машини у горизонтальному і вертикальному напрямках при різних обертах барабана, а також різних коефіцієнтах завантаженості.

В табл.1 і табл.2. наведені результати експериментальних досліджень лінійних коливань мийного вузла при динамічній невірноваженості барабана пральної машини.

Аналіз отриманих результатів показав, що при зростанні обертів барабана, співпадіння теоретичних та експериментальних значень різко зменшується (рис. 2 – рис.4). Одним з розв'язків цієї проблеми є використання коректувального коефіцієнта.

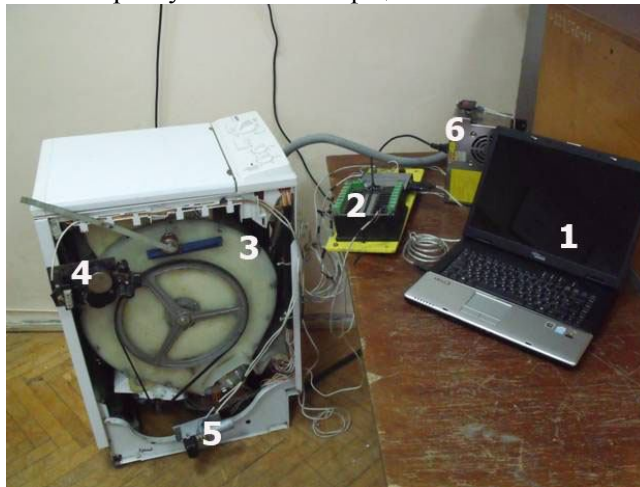


Рис. 1. Загальний вид експериментальної установки: 1 – ноутбук; 2-АЦП; 3 – пральна машина; 4 – датчик горизонтальних переміщень; 5 – датчик вертикальних переміщень; 6 – блок живлення.

Таблиця 1. Амплітуди горизонтальних лінійних коливань підвісної частини, мм

Коеф. завант.	Оберти, рад/с					
	52.3		73.3		94.2	
	Експ.	Розр.	Експ.	Розр.	Експ.	Розр.
0,35	2	2.19	1.9	1.36	1.7	0.433
0,45	2.4	9.59	2.3	0.703	2.2	0.29
0,75	1.3	1.05	1.2	0.286	1.2	0.146

Таблиця 2. Амплітуди вертикальних лінійних коливань підвісної частини, мм

Коеф. завант.	Оберти, рад/с					
	52.3		73.3		94.2	
	Експ.	Розр.	Експ.	Розр.	Експ.	Розр.
0,35	2	2.048	1.5	1.422	1.3	0.439
0,45	2.4	7.05	1.7	0.718	1.5	0.293
0,75	1.5	1.085	1.5	0.289	1.4	0.146

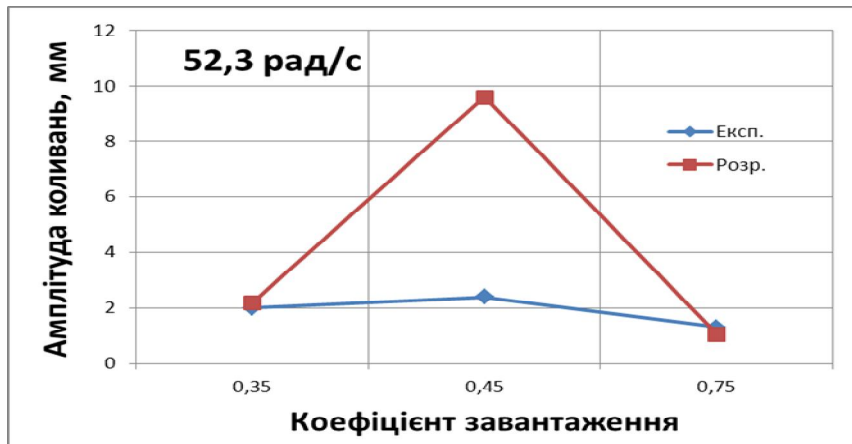


Рис. 2. Розбіжність значень амплітуди коливань при різних коефіцієнтах завантаження при обертах барабана 52,3 рад/с

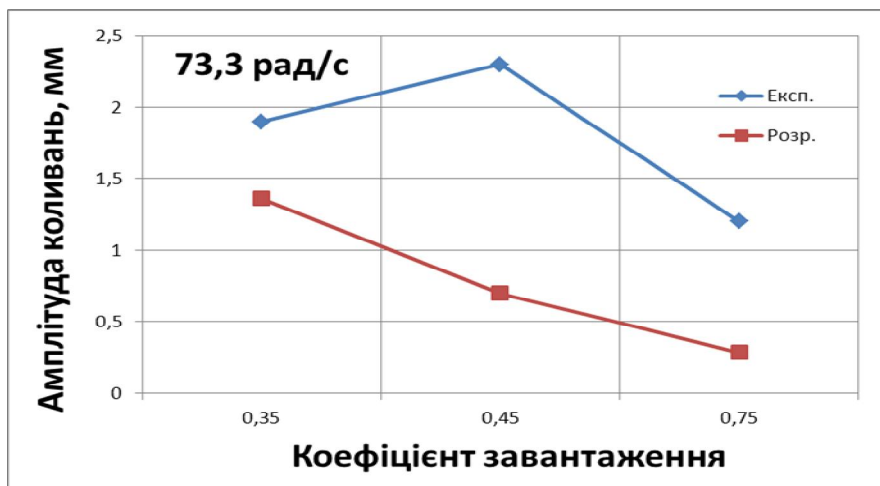


Рис. 3. Розбіжність значень амплітуди коливань при різних коефіцієнтах завантаження при обертах барабана 73,3 рад/с

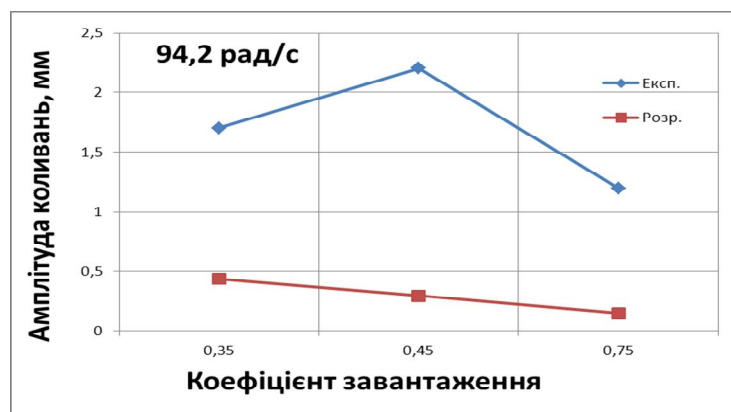


Рис. 4. Розбіжність значень амплітуди коливань при різних коефіцієнтах завантаження при обертах барабана 94,2 рад/с

Для визначення коректувального коефіцієнта визначимо різницю між експериментальними і розрахунковими амплітудами горизонтальних і вертикальних коливань (табл.3, табл.4). В середовищі Excel побудуємо графіки зміни різниці значень амплітудами горизонтальних і вертикальних коливань для різних коефіцієнтів завантаження. Для кривих зміни запишемо тренд, для якого виберемо апроксимаційну поліноміальну криву другого порядку (рис.5, рис.6).

Таблиця 3. Різниця між розрахунковими і експериментальними амплітудами горизонтальних коливань

Коеф. завант.	Оберти, рад/с		
	52,3	73,3	94,2
0,35	0,913	1,397	3,926
0,45	0,250	3,272	7,586
0,75	1,238	4,196	8,219

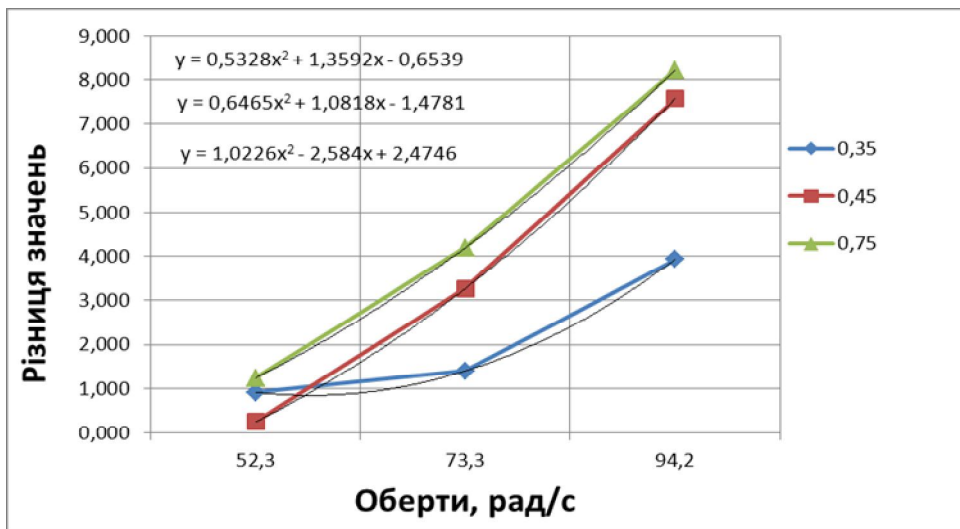


Рис. 5. Зміна різниці значень амплітудами горизонтальних коливань і функції тренду для них

Зведемо отримані значення коректувального коефіцієнта для розрахунку горизонтальних і вертикальних коливань підвісної частини пральної машини залежно від коефіцієнта завантаження в табл. 5.

Таблиця 4. Різниця між розрахунковими і експериментальними амплітудами вертикальних коливань

Коеф. завант.	Оберти, рад/с		
	52,3	73,3	94,2
0,35	0,977	1,055	2,961
0,45	0,340	2,368	5,119
0,75	1,382	5,190	9,589

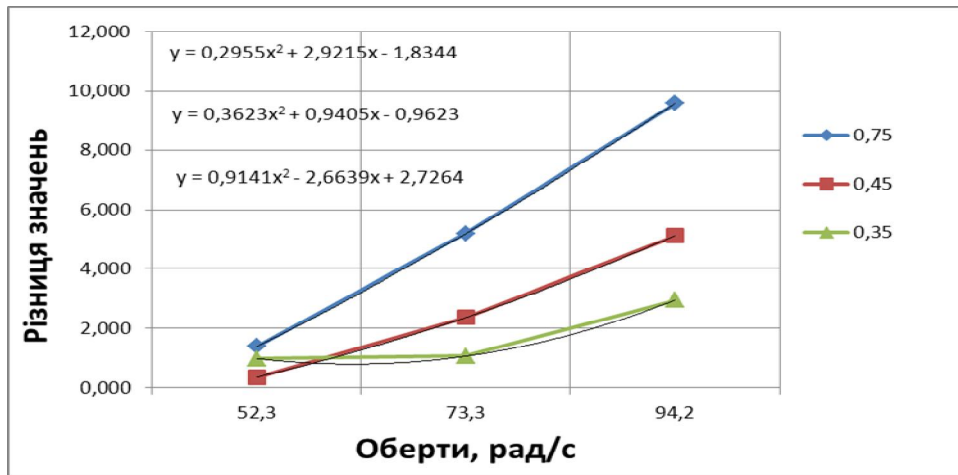


Рис. 6. Зміна різниці значень амплітудами вертикальних коливань і функції тренду для них

Таблиця 5. Функції коректувального коефіцієнта для розрахунку коливань підвісної частини

Коеф. завант.	Колівання підвісної частини	
	Горизонтальні	Вертикальні
0,35	$k = 1,0226\omega^2 - 2,584\omega + 2,4746$	$k = 0,9141\omega^2 - 2,6639\omega + 2,7264$
0,45	$k = 0,6465\omega^2 + 1,0818\omega - 1,4781$	$k = 0,3623\omega^2 + 0,9405\omega - 0,9623$
0,75	$k = 0,5328\omega^2 + 1,3592\omega - 0,6539$	$k = 0,2955\omega^2 + 2,9215\omega - 1,8344$

Відповідно, відкоректовані значення амплітудами горизонтальних і вертикальних коливань матимуть вигляд:

$$y_{кор} = k \cdot \frac{F_o}{\sqrt{(c_y - M\omega^2)^2 + b_y^2\omega^2}} \quad (1)$$

$$z_{кор} = k \cdot \frac{F_o}{\sqrt{(c_z - M\omega^2)^2 + b_z^2\omega^2}} \quad (2)$$

На основі аналізу отриманих залежностей вертикальної z і горизонтальної y підвісної частини від різних конструктивних та експлуатаційних параметрів можна зробити висновок, що підвищення значень амплітуд коливань обумовлюється зростанням маси виробів. Зменшення значень ексцентриситету не є вирішальним.

Забезпечити зниження амплітуд коливань можна: розміщенням центр мас підвісної частини повинен на осі обертання барабана; співпадінням осі обертання барабана з головною центральною віссю інерції барабана; рівномірним розподілом білизни з метою співпадіння центру мас підвісної частини і центру мас завантаженого барабана; співпадінням центру жорсткості системи пружних опор з центром ваги підвісної частини, а головних осей жорсткості - з головними центральними осями інерції підвісної частини; співпадінням головних осей постійного в'язкого тертя (осі амортизаторів) з головними центральними осями інерції підвісної частини.

Висновки. Врахування коректувального коефіцієнта системи віброізоляції дало можливість отримати більш точні значення розрахункових параметрів. Це дозволяє ефективніше забезпечувати зниження віброактивності корпусу пральної машини при відтисканні з врахуванням динамічної невірноваженості барабана.

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти томах. Т.1. Колебания линейных систем. – М.: Машиностроение, 1978. – 424 с.
2. Вибрация в механизмах и машинах: тр. МВТУ / Под ред. К.В. Фролова и В.А. Никонова – М.: МВТУ, 1988. – № 504. – 69 с.
3. Алехин С. Н. Теоретические и экспериментальные исследования динамики стиральных машин барабанного типа: дис. канд. техн. наук: 05.02.13 / С. Н. Алехин. – М., 2000. – 290 с.
4. Алехин С. Н., Фетисов И. В., Фетисов В. Г., Алехин А. С., Кузнецов А. Е. Метод расчета эксцентриситета центра масс текстильных изделий при центробежном отжиме в стиральных машинах барабанного типа // Человек и общество: на рубеже тысячелетий: материалы международной научной конференции. – Воронеж: ВГПУ, 2011. – Вып. 51. – С. 350–366.
5. Зінько Р. В. Моделювання роботи пральної машини барабанного типу / Зінько Р. В., Серкіз О. Р.,

- Іванович Н. В. // Технологічні комплекси – 2014, №1(9). – С. 118 – 121.
6. Ивович И. А. Защита от вибрации в машиностроении / И. А. Ивович, В. Я. Онищенко. – М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.
 7. Лебедев В. С. Расчет и конструирование типовых машин и аппаратов бытового назначения / В. С. Лебедев. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 328 с.
 8. Мальгин А. В. Снижение виброактивности стирально-отжимных машин бытового назначения: дисс. канд. техн. наук: 05.02.13 / А. В. Мальгин. – М., 1991. – 127с.
 9. Минаев-Цикановский В. А. Самобалансировка внутренних барабанов комбинированных прачечных машин / В. А. Минаев-Цикановский. М.: Банно-прачечное хозяйство, 1961. – Вып.7. – С. 48–56.
 10. Немзер А. Ю. Расчет и конструирование машин для обезвоживания текстильных материалов / А. Ю. Немзер, А. С. Летин. М.: (ЦНИИТЭстроймаш), 1968. – Серия 3. – 79 с.
 11. Никифоров А. Н. Состояние проблемы уравнивания роторов. / А. Н. Никифоров. М.: Вестник научно-технического развития, 2013. – №4 (68). – С. 20–28.
 12. Ройзман В. П. Улучшение эксплуатационных показателей барабанных стиральных машин путем совершенствования подшипниковых опор вала барабана / В. П. Ройзман // М.: Сб. ЦНТИ «Поиск», 1991. – № 5. – С. 53–57.
 13. Рябинький Л. М. Исследование виброизоляции стирально-отжимных машин для текстильных материалов: дисс. канд. техн. наук /Л. М. Рябинький. – Л., 1972. – 153 с.
 14. Трабская Е. Е. Динамика разгона внутреннего барабана комбинированной стиральной машины / Е. Е. Трабская, В. А. Минаев-Цикановский. – М.: Банно-прачечное хозяйство, 1961. – Вып.7. – С. 57-68.
 15. Федорец В. А., Петко И. В., Усольцев А. М., Волошин В. А. Моделирование процесса движения материала, перемешиваемого во вращающемся барабане с гребнями – К.: НТУУ [КГП], – 1998. – Том 1. – С. 184–192
 16. Фетисов В. Г. Исследование процесса колебаний подвесной части стиральной машины при случайных воздействиях / В. Г. Фетисов, С. Н. Алёхин, И. В. Фетисов, А. С. Алёхин // Научно-технический и производственный журнал. Швейная промышленность, 2010. – № 3. – С. 46–47.

Стаття прийнята до друку 06.04.2015.