

УДК 625.122: 084: 085

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДЕБАЛАНСІВ ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ БУДІВЕЛЬНИХ І КОЛІЙНИХ МАШИН

ГЛАВАЦЬКИЙ К. Ц.¹, *к.т.н., доц.*,
ЧЕРКУДИНОВ В. Е.², *асистент, пошукач*,
ВОРОБЬОВА Т. А.³, *студент*.

¹ Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, б.2, м. Дніпро, Україна, тел. +38(067)5639845, e-mail: kazimir.glavatskii@mail.ru ORCID ID: 0000-0002-3353-2543

² Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, б.2, м. Дніпро, Україна, тел. +38(098)0980090, e-mail: vol_na@mail.ru

³ Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, б.2, м. Дніпро, Україна, тел. +38(099)5467845, e-mail: vol_na@mail.ru

Анотація. Постановка проблеми. Актуальність роботи пояснюється необхідністю підвищення ефективності застосування вібраційних систем (ВС) будівельних і колійних машин (ВСМ) в сучасних умовах, в результаті поліпшення таких техніко-економічних показників, як енергоефективність, продуктивність, багатофункціональність, тощо. Цьому сприятиме і вибір раціональної форми дебалансів для створення максимальної збурюючої сили при постійній величині кутової швидкості за рахунок максимального значення добутку маси дебалансу на його ексцентриситет. **Мета статті.** Метою роботи є пошук раціональної форми та розмірів високоєфективних дебалансів. **Висновок.** Максимальну збурюючу силу можливо досягти, використовуючи кільцево-сегментний дебаланс, а мінімальна маса дебалансу, при заданих однакових умовах, буде отримана при круговому дебалансі.

Ключові слова: дебаланс, маса, ексцентриситет, статичний момент, сила, вектор, ефективність.

ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕБАЛАНСОВ ВИБРАЦИОННЫХ СИСТЕМ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ПУТЕВЫХ МАШИН

ГЛАВАЦЬКИЙ К. Ц.¹, *к.т.н., доц.*,
ЧЕРКУДИНОВ В. Э.², *асистент, соискатель*,
ВОРОБЬЕВА Т. А.³, *студент*.

¹ Кафедра «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, д.2, г. Днепр, Украина, тел. +38(067)5639845, e-mail: kazimir.glavatskii@mail.ru ORCID ID: 0000-0002-3353-2543

² Кафедра «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, д.2, г. Днепр, Украина, тел. +38(098)0980090, e-mail: vol_na@mail.ru

³ Кафедра «Прикладная механика и материаловедение», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, д.2, г. Днепр, Украина, тел. +38(099)5467845, e-mail: vol_na@mail.ru

Аннотация. Постановка проблемы. Актуальность работы объясняется необходимостью повышения эффективности применения вибрационных систем (ВС) строительных и путевых машин (ВСМ) в современных условиях, в результате улучшение таких технико-экономических показателей, как энергоэффективность, производительность, многофункциональность, и тому подобное. Этому будет способствовать и выбор рациональной формы дебалансов для создания максимального возмущающего силы при постоянной величине угловой скорости за счет максимального значение произведения массы дебаланса на его эксцентриситет. **Цель статьи.** Целью работы является поиск рациональной формы и размеров высокоэффективных дебалансов. **Вывод.** Максимальную возмущающую силу возможно достичь, используя кольцевой-сегментный дебаланс, а минимальная масса дебаланса, при заданных одинаковых условиях, будет получена при круговом дебалансе.

Ключевые слова: дебаланс, масса, эксцентриситет, статический момент, сила, вектор, эффективность.

RESEARCH EFFICIENCY UNBALANCE VIBRATION SYSTEMS AND BUILDING TRACK MACHINES

GLAVATSKYI K.¹, *PhD, associate Professor*
 CHERKUDINOV V.², *assistant*,
 VOROBYOVA T.³, *student*.

¹Department "Applied mechanics and materials science", Dnipropetrovsk national University of railway transport named after academician V. Lazaryan, Lazaryana str., 2, Dnipro city, Ukraine., tel. +38(067)5639845, e-mail: kazimir.glavatskii@mail.ru ORCID ID: 0000-0002-3353-2543

^{2*}Department "Applied mechanics and materials science", Dnipropetrovsk national University of railway transport named after academician V. Lazaryan, Lazaryana str., 2, Dnipro city, Ukraine., tel. +38(098)0980090, e-mail: vol_na@mail.ru

^{3*}Department "Applied mechanics and materials science", Dnipropetrovsk national University of railway transport named after academician V. Lazaryan, Lazaryana str., 2, Dnipro city, Ukraine., tel. +38(099)5467845, e-mail: vol_na@mail.ru

Abstract. Statement of the problem. The relevance of this work is to improve the application of vibrating systems construction and track machines today, as a result, the improvement of such technical and economic indicators, such as energy efficiency, performance, multifunctionality, and the like. This will contribute to the choice of rational forms disbalansov for maximum disturbing force at a constant value of the angular velocity by maximizing the product of the mass of the eccentric weight on its eccentricity. **The purpose of the article.** The aim of this work is the search for rational forms and sizes high-performance disbalansov. **Conclusion.** The maximum disturbing force can be achieved using ring-segment imbalance, and the minimum mass of the imbalance, given the same conditions, will be received at circular balance weight.

Keywords: balance weight, mass, eccentricity, static moment, force, vector, efficiency.

Постановка проблеми. Актуальність роботи пояснюється необхідністю підвищення ефективності застосування вібраційних систем (ВС) будівельних і колійних машин (ВСМ) в сучасних умовах, в результаті поліпшення таких техніко-економічних показників, як енергоефективність, продуктивність, багатофункціональність, тощо. Цьому сприятиме і вибір раціональної форми дебалансів для створення максимальної збуджуючої сили при постійній величині кутової швидкості за рахунок максимального значення добутку маси дебалансу на його ексцентриситет.

Пошук раціональної форми та розмірів високоефективних дебалансів.

Виклад основного матеріалу. Перспективним напрямком удосконалення будівельних і колійних машин (БKM) є створення високоефективних вібросистем, в яких передбачається можливість регулювання вектора збуджуючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебалансу, кутова швидкість, взаємне відносне розташування дебалансів і т. ін.).

Серед відомих форм дебалансів ВС найпоширенішими є секторна, кругова, сегментна, кільцево-сегментна, двосегментна, взаємне поєднання яких у блоки залежить від їх конструктивного виконання. Крім того, форма дебалансів ВС може бути у вигляді інших фігур, але критерієм її вибору є максимальна збуджуюча сила при оптимальних параметрах складових виразу, з якого вона знаходиться [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7].

Невирішеним на сьогодні питанням є визначення раціональної форми та відносних розмірів високоефективних дебалансів.

Наведемо коротку класифікацію дебалансів. Дебалансом може бути ексцентрично розміщена щодо осі обертання маса будь-якої форми із заданим статичним моментом. При цьому суттєве значення мають конструкція і форма дебалансу.

Основним параметром, що характеризує дебаланс як елемент відцентрового віброзбудника, є статичний момент його маси щодо осі обертання.

Дебаланси бувають двох типів: з постійним або із змінним в процесі запуску і зупинки статичним моментом маси.

Дебаланс конструктивно може мати врівноважену і нерівноважену частини (рис. 1). Статичний момент врівноваженої частини рівний нулю.

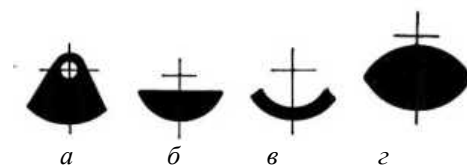


Рис 1. Дебаланси: а – традиційний секторний; б – сегментний; в – кільцево-сегментний; г – сегментний дзеркальний

Найпоширеніші відомі форми дебалансів - секторна, сегментна і кільцево-сегментна. Дебаланси розрізняють за матеріалом, конструкційним виконанням, способом регулювання ексцентриситету та маси. Зокрема дистанційне безперервне регулювання маси та ексцентриситету порожніх дебалансів можливе шляхом зміни об'єму залитої рідини, а підпружинені дебаланси можуть змінювати ексцентриситет деформацією пружини. Розміщення дебалансів може бути симетричним та асиметричним.

Параметричний розрахунок дебалансів ВСМ передбачає визначення форми і відносних розмірів дебалансів ВСМ, які можуть бути різними, але критерієм їх вибору є максимальна збуджуюча сила при оптимальних параметрах складових виразу, з якого вона знаходиться.

Розглянуті дебаланси ВСМ з поперечним перерізом у формі круга (круговий), сектора (секторний), кільцевого сегмента (кільцево-сегментний), квадрата (квадратний) та шестикутника (шестикутний), вписані у коло одиничного діаметра, $D=1$.

Чисельні значення усіх інших параметрів визначені на основі даного діаметра, а їх розмірність прийнята відносною.

Збурюючу силу F_{36} при обертальному русі дебалансів навколо певної осі, без урахування кутового положення дебалансу можна визначити з відомого виразу: $F_{36} = me\omega^2$ [5].

При постійній кутовій швидкості обертання дебалансу ω визначимо площу поперечного перерізу дебалансу A , його ексцентриситет e і їх добуток Ae , оскільки їх добуток буде прямо пропорційним добутку маси дебалансу та його ексцентриситет me . Для визначення A і e скористаємося відомими формулами для плоских фігур.

У даній роботі досліджені: круговий, секторний, сегментний, квадратний, кільцево-сегментний та шестигранний дебаланси, які конструктивно можуть бути виконані по різному, наприклад, як окремі деталі (пластини, відливки, і т. ін.), прикріплені до інших деталей, здійснюючих обертальний рух, або у вигляді відповідних технологічних порожнин у конструкціях окремих деталей (дисків, фланців, дисків зубчастих коліс, маховиків і т. ін.).

1. Розрахунки кругового дебалансу (рис. 2) при відстані $a = 0 \dots D/2$ з кроком $h = 0,05$ наведено у табл. 1.

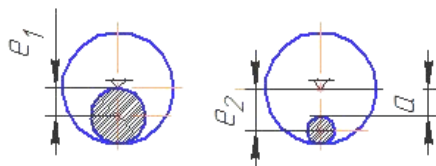


Рис. 2. Схема кругового дебалансу BC

Таблиця 1.

Результати розрахунку параметрів кругового дебалансу

a	d	A	e	me
0	0,5	0,196	0,25	0,049
0,05	0,45	0,159	0,275	0,044
0,1	0,4	0,126	0,3	0,038
0,15	0,35	0,096	0,325	0,0312
0,2	0,3	0,071	0,35	0,025
0,25	0,25	0,049	0,375	0,018
0,3	0,2	0,0314	0,4	0,013
0,35	0,15	0,018	0,425	0,008
0,4	0,1	0,008	0,45	0,0036
0,5	0	0	0	0

З графіку $me = f(a)$ (рис. 3) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,049$, який буде пропорційним збурюючій силі при $D/2$. Найбільша кривизна графіку відповідає $a = 0,1 \dots 0,15$ та $a = 0,2 \dots 0,25$.

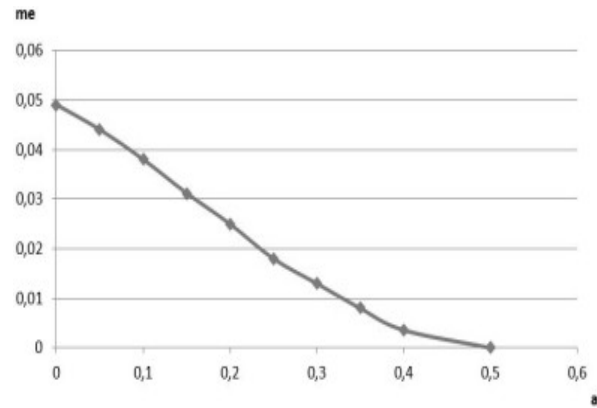


Рис. 3. Залежність добутку me від a кругового дебалансу BC

2. Розрахунки секторного дебалансу (рис. 4) (одного з найбільш відомих) при куті сектора $\varphi = 0 \dots 90^\circ$ з кроком $h = 9^\circ$ наведено у табл. 2.

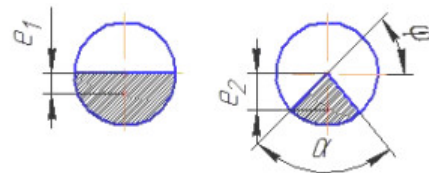


Рис. 4. Схема секторного дебалансу BC

Таблиця 2.

Результати розрахунку параметрів секторного дебалансу

φ	a	A	e	me
9	162	0,3533	0,00064	0,00023
18	144	0,314	0,00136	0,00043
27	126	0,2748	0,00214	0,00059
36	108	0,2355	0,00294	0,00069
45	90	0,1963	0,0037	0,00073
54	72	0,157	0,044	0,00069
63	54	0,11775	0,00499	0,00059
72	36	0,0785	0,00544	0,00043
81	18	0,0393	0,00572	0,00022
90	0	0	0	0

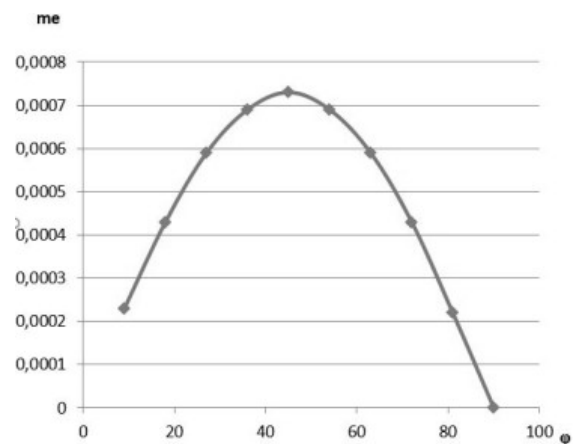


Рис. 5. Залежність добутку me від кута φ секторного дебалансу BC

З графіку $me = f(\varphi)$ (рис. 5) видно, що оптимальне значення $me = 0,00069 \dots 0,00073$ при

$\varphi = 18^\circ$, а раціональне значення $me = 0,00073$ при $\varphi = 36 \dots 54^\circ$.

3. Розрахунки кільцево-сегментного дебалансу (1*) (рис. 6) (також одного з найбільш відомих) задаємося початковою умовою $\varphi = 0^\circ$ та розглянемо параметри при зміні $r = D/10 \dots D/2$ з кроком $h = 0,05$ наведено у табл. 3.

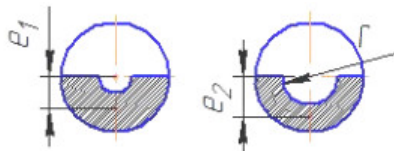


Рис. 6. Схема кільцево-сегментного дебалансу (1*) BC

З графіку $me = f(r)$ (рис. 7) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,075$, який буде пропорційним збудуючій силі при $D/10$, а найбільша кривизна графіку відповідає $r = 0,15 \dots 0,2$.

Таблиця 3.

Результати розрахунку параметрів кільцево-сегментного дебалансу (1*)

r	R	A ₁	A ₂	A	e	me
0,1	0,5	0,393	0,0157	0,3773	0,2	0,075
0,15	0,5	0,393	0,0355	0,3575	0,175	0,063
0,2	0,5	0,393	0,0628	0,3302	0,15	0,0495
0,25	0,5	0,393	0,09815	0,2949	0,125	0,03686
0,3	0,5	0,393	0,1413	0,2517	0,1	0,02517
0,35	0,5	0,393	0,1923	0,2007	0,075	0,01505
0,4	0,5	0,393	0,2512	0,1418	0,05	0,00709
0,45	0,5	0,393	0,3179	0,0751	0,025	0,00188
0,5	0,5	0,393	0,393	0	0	0

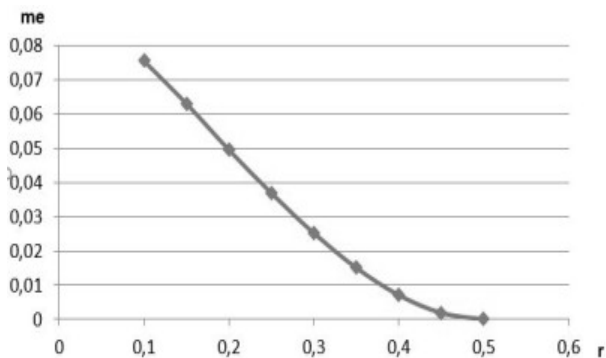


Рис. 7. Залежність добутку me від r кільцево-сегментного дебалансу (1*) BC

4. Розрахунки квадратного дебалансу (рис. 8) при $c = D/2 \dots D/20$ з кроком $h = 0,05$ наведено у табл. 4.

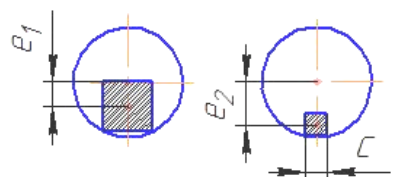


Рис. 8. Схема квадратного дебалансу.

Таблиця 4.

Результати розрахунку параметрів квадратного дебалансу

c	A	e	me
0,5	0,25	0,25	0,0625
0,45	0,2025	0,275	0,0557
0,4	0,16	0,3	0,048
0,35	0,1225	0,325	0,0398
0,3	0,09	0,35	0,0315
0,25	0,0625	0,375	0,0234
0,2	0,04	0,4	0,016
0,15	0,0225	0,425	0,0096
0,1	0,01	0,45	0,0045
0,05	0,0025	0,475	0,0012

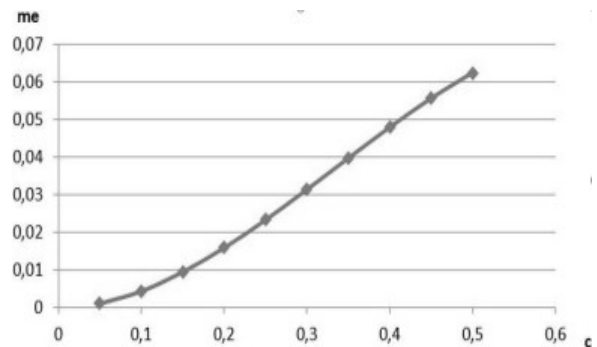


Рис. 9. Залежність добутку me від c квадратного дебалансу BC

З графіку $me = f(c)$ (рис. 9) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,0625$, який буде пропорційним збудуючій силі при $D/2$. Найбільша кривизна графіку відповідає $c = 0,4 \dots 0,25$.

5. Розрахунки кільцево-сегментного дебалансу (2*) (рис. 10) при $\varphi = 0 \dots 90^\circ$ з кроком $h = 9^\circ$ при постійних $R = D/2 = 0,5$ та $r = 0,15$ наведено у табл. 5.

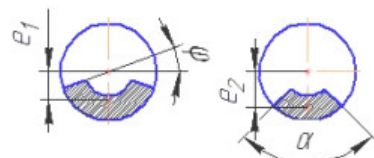


Рис. 10. Схема кільцево-сегментного дебалансу (2*).

Таблиця 5.

Результати розрахунку параметрів кільцево-сегментного дебалансу

φ	α	A	e	me
9	162	0,32146	0,249	0,08
18	144	0,28574	0,26973	0,07707
27	126	0,25002	0,2888	0,07221
36	108	0,21431	0,30593	0,065594
45	90	0,17859	0,32087	0,0573
54	72	0,14287	0,33341	0,04763
63	54	0,10715	0,34335	0,03679
72	36	0,07144	0,35056	0,02504
81	18	0,03572	0,35493	0,01269
90	0	0	0	0

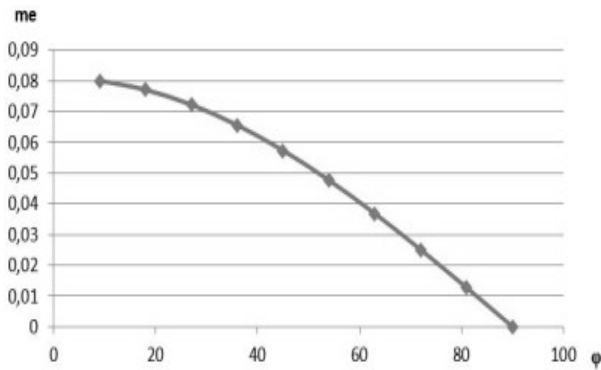


Рис. 11. Залежність добутку me від кута φ кільцево-сегментного (2*) дебалансу ВС

З графіку $me = f(\varphi)$ (рис. 11) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,08$, який буде пропорційним збурюючій силі, при $\varphi = 9^\circ$. Найбільша кривизна графіку - при $\varphi = 54 \dots 90^\circ$.

6. Розрахунки шестигранного дебалансу (рис. 12) при $r = D/4 \dots D/4$ з кроком $h = 0,025$ наведено у табл. 6.

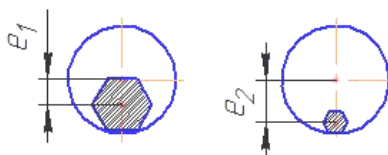


Рис. 12. Схема шестигранного дебалансу

Таблиця 6.

Результати розрахунку параметрів шестигранного дебалансу

r	A	e	me
0,25	0,2165	0,25	0,0541
0,225	0,1754	0,275	0,0482
0,2	0,1386	0,3	0,0416
0,175	0,1061	0,325	0,0345
0,15	0,0779	0,35	0,0273
0,125	0,0541	0,375	0,0203
0,1	0,0346	0,4	0,0138
0,075	0,0195	0,425	0,0083
0,05	0,0087	0,45	0,0039
0,025	0,0022	0,475	0,001

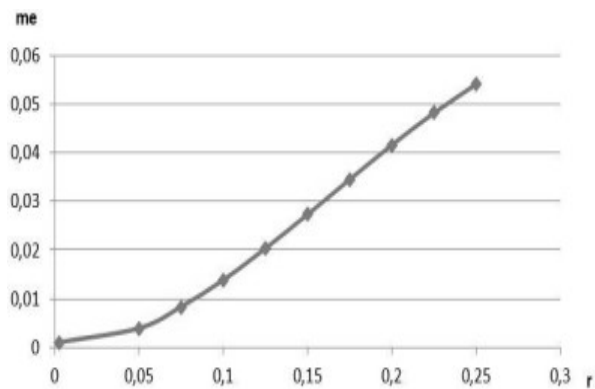


Рис. 13. Залежність добутку me від кута r шестигранного дебалансу ВС

З графіку $me = f(r)$ (рис. 13) видно, що максимальна величина добутку $me = 0,0541$, який буде пропорційним збурюючій силі, при $D/4$, а найбільша кривизна графіку відповідає $r = 0,2 \dots 0,15$.

З графіків (рис. 14) видно, що за прийнятих обмежень: для кругового дебалансу ВС максимальна величина добутку $me = 0,049$; кільцево-сегментного (1*) - $me = 0,075$; квадратного - $me = 0,0625$; кільцево-сегментного (2*) - $me = 0,08$; шестигранного - $me = 0,0541$; секторного - $me = 0,00073$.

Отже є підстави стверджувати, що за вказаних обмежень найбільшу ефективність з точки зору створення максимальної збурюючої сили F_{36} мають дебаланси ВС у такій послідовності: кільцево-сегментний (2*), кільцево-сегментний (1*), квадратний, шестигранний, круговий, секторний.

З аналізу отриманих вище розрахунків можна дійти висновку, що при однаковому ексцентриситеті $e = R/2$ найменшу масу має круговий дебаланс, а інші досліджені дебаланси розташувалися за зростанням маси у такому порядку: шестигранний, квадратний, кільцево-сегментний (2*), секторний та кільцево-сегментний (1*).

Співставний аналіз ефективності роботи дебалансів ВСМ. Для порівняння характеристик дебалансів графіки відповідних залежностей покажемо на спільному координатному полі (рис. 14).

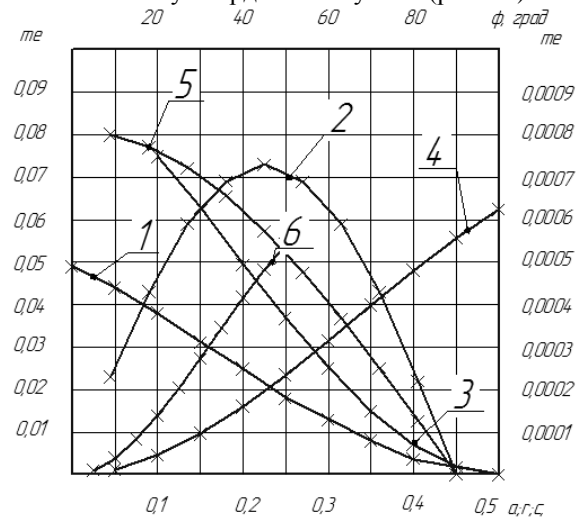


Рис. 14. Залежність добутку me від a ; r ; s кругового (1), секторного (2), кільцево-сегментного (1*) (3), квадратного (4), кільцево-сегментного (2*) (5) та шестигранного (6) дебалансу ВС

З графіку (рис. 14) видно, що кільцево-сегментний (2*) дебаланс має найбільший показник me , і, відповідно, максимальну збурюючу силу при досить малих кутах φ .

За допомогою даного графіку також можна вибрати потрібний дебаланс для заданої збурюючої сили. Наприклад, створення $F_{36} = me\omega^2 = 0,07$ при постійній величині ω задовольняють кільцево-сегментний (1*) і кільцево-сегментний (2*) дебаланси.

Також, використовуючи даний графік ми можемо виділити декілька областей, які обмежені перетином графіків різних залежностей. Вони вказують на можливість альтернативної ефективності дії групи дебалансів з можливістю отримання збудуючої сили у заданому діапазоні на основі відповідних їй значень me .

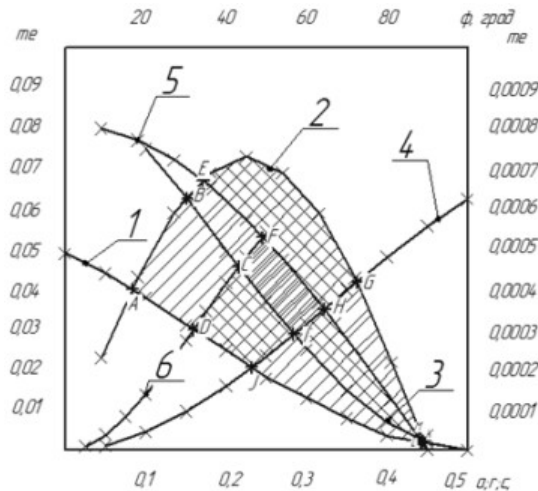


Рис. 15. Залежність добутку me від a ; r ; c - з виділеними раціональними областями взаємодії дебалансів

Виділивши всі отримані області (рис. 15), отримуємо такий їх перелік:

- перша - ABCD утворилася з кругового (1), секторного (2), кільцево-сегментного (1*) (3) та шестигранного (6) дебалансів з діапазоном значень $me = 0,0294...0,0627$;
- друга - BEFC з секторного (2), кільцево-сегментного (1*) (3), кільцево-сегментного (2*) (5) та шестигранного (6) з діапазоном значень $me = 0,046...0,067$;
- третя - EGH утворилася з секторного (2), квадратного (4) та кільцево-сегментного (2*) (5) з діапазоном значень $me = 0,0352...0,067$;

- четверта - CFHI з кільцево-сегментного (1*) (3), квадратного (4), кільцево-сегментного (2*) (5) та шестигранного (6) з діапазоном значень $me = 0,02886...0,05285$;

- п'ята - DCIJ з круглого (1), кільцево-сегментного (1*) (3), квадратного (4) та шестигранного (6) дебалансів з діапазоном значень $me = 0,02057...0,04554$;

- шоста - HGKM з секторного (2), квадратного (4) та кільцево-сегментного (2*) (5) з діапазоном значень $me = 0,00239...0,04186$;

- сьома - IHM з сегментного (3), квадратного (4) та кільцево-сегментного (5) дебалансів з діапазоном значень $me = 0,002953...0,03508$;

- восьма - JLM з кругового (1), кільцево-сегментного (1) (3) та квадратного (4) з діапазоном значень $me = 0,00207...0,02891$.

Для прикладу, візьмемо дві області ABCD та BEFC та виділимо їх раціональні значення me при відповідних розмірах дебалансів.

З графіку (рис. 15) видно, що для області ABCD раціональним діапазоном значень me , що відповідає збудуючій силі, буде діапазон $me = 0,03...0,0625$, при умовних одиничних розмірах дебалансів $0,083...0,214$.

А для іншої області CFHI з кільцево-сегментного (1*) (3), квадратного (4), кільцево-сегментного (2*) (5) та шестигранного (6) дебалансів, раціональними значеннями будуть $me = 0,0287...0,0527$ при умовних одиничних розмірах a ; r ; c дебалансів $0,214...0,321$.

З отриманих результатів випливає висновок, що використовуючи дебаланси, що входять до області ABCD, можна отримати більшу збудуючу силу, ніж при використанні дебалансів, що входять до області CFHI, при менших розмірах a ; r ; c .

Висновок. Максимальну збудуючу силу можливо досягти, використовуючи кільцево-сегментний (2*) дебаланс, а мінімальна маса дебалансу, при заданих однакових умовах, буде отримана при круговому дебалансі.

Створені підстави для альтернативного вибору форми і відносних розмірів дебалансів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Белоногов, Л.Б. Современные методы уплотнения грунтов. Выбор и расчет оборудования: учеб.-метод. пособие / Л.Б. Белоногов, Л.В. Янковский. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2012. – 136 с.
2. Путевые машины: Учебник для вузов ж.-д. транс./ С.А. Соломонов, М. В. Попович, В.М. Бугаенко и др. Под ред. С.А. Соломонова – М.: Желдориздат 2000 – 756 с.
3. Белхман И.И. Вибрационная механика. - М.: Физматгиздат, 1994. – 400 с.
4. Сергеев В.П., Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов по спец. «Строит. машины и оборудование». – М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.
5. Пановко Я.Г., Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие – 2-е изд., перераб. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 272 с.
6. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. Учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов. М., «Высш. школа», 1977 – 255 с.
7. Бородачев И.П., Справочник конструктора дорожных машин. Справочник для инженерно-технических работников, конструкторских бюро, проектных организаций, заводов. М., 1965. – 725 с.

REFERENCES

1. Belonogov, L. B. Modern methods of compaction. Selection and calculation of equipment: textbook.-method. the allowance / L. B. Belonogov, L. V. Yankovsky. – Perm: Publishing house Perm. NAT. issled. Polytechnic. University press, 2012. – 136 p.
2. Track machines: Textbook for universities.-D. TRANS./ S. A. Solomon, M. V. Popovich, V. M., Bugaenko, etc. Under the editorship of S. A. Solomon, M.: Genderstat 2000 – 756 p.
3. Belchman, I. I. Vibration mechanics. = M: Fizmatlit, 1994. – 400 p
4. Sergeev V. P., Construction machinery and equipment: Proc. for high schools on spec. "Builds. machinery and equipment". – M.: Higher. wk., 1987. – 376 p.
5. Panovko J. G., introduction to the theory of mechanical oscillations: study guide – 2nd ed. revised – M.: Science. The main reaction of the physical and mathematical literature, 1980. – 272 p.
6. Bauman V. A., Bykhovsky I. I. Vibration machines and processes in construction. Textbook for students of civil engineering and highway engineering universities. M., "Higher. SHKOLA", 1977 – 255 p.
7. Borodachev, I. P., Reference designer road cars. Handbook for engineering technicians, engineering offices, engineering organizations, manufacturing plants. M., 1965 – 725 p.