

Жигилій С.М., Пісковий С.С.¹

ВПЛИВ НА ЗАГАЛЬНУ ДИНАМІЧНУ ДІЮ МЕХАНІЧНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛИВАНЬ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ДЕБАЛАНСУ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена дослідженню впливу параметрів дебалансу на динаміку руху відцентрового збуджувача коливань.

Ключові слова: дебаланс, динаміка руху, відцентровий збуджувач коливань.

АННОТАЦИЯ. Статья посвящена исследованию влияния параметров дебаланса на динамику движения центробежного возбуждателя колебаний.

Ключевые слова: дебаланс, динамика движения, центробежный возбуждатель колебаний.

ANNOTATION. The article investigates the influence of parameters of unbalanced vibroexciter on the dynamics of centrifugal fluctuations.

Key words: unbalanced vibroexciter, dynamics of movement, centrifugal excited oscillator.

Вступ. Різноманітні вібраційні пристрої та машини, що застосовуються у будівництві, будівельній індустрії й інших галузях народного господарства, поступово витісняють малоефективну ручну працю та підвищують продуктивність і якість робіт. Межі та галузі застосування їх невинно розширюються. Якщо для створення вібрацій використовується механічний відцентровий дебалансний збуджувач коливань, то необхідний технологічний рух такої вібраційної машини створюється, забезпечується та визначається обертанням дебалансного вала із закріпленими на ньому елементами приводним двигуном (як правило – електричним).

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій. Збуджуючою силою, що генерує рух робочого органа вібраційної технологічної машини, є рівнодійна $\vec{\Phi}$ відцентрових сил інерції елементів дебалансного вала віброзбуджувача, модуль якої $\Phi = S \cdot \omega^2$. Тобто однією із двох первинних характеристик, котрі визначають структуру й величину динамічної дії технологічної машини на оброблюване середовище, є статичний момент $S = m \cdot e$, де m та e – маса й ексцентриситет дебалансу відповідно [1].

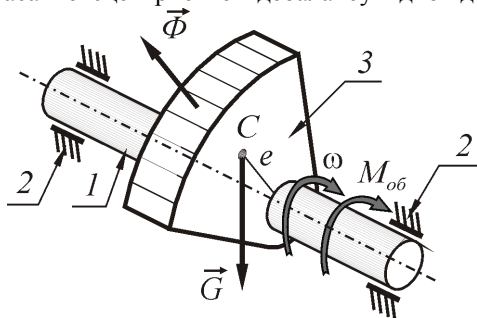


Рис. 1. Дебалансний збуджувач коливань.

У мить початку обертання (пуску) дебалансного вала 1 віброзбуджувача приводним електродвигуном динамічна дія останнього має бути достатньою для здолання: а) моменту сили тяжіння $\vec{G}$ дебалансу 3 відносно осі обертання вала 1; б) дії сил опору обертанню – аеродинамічного опору середовища та

опору, що виникає у підшипниках 2 вала (рис. 1). Для забезпечення стійкого пуску виникає потреба створити на валу достатній обертальний момент $M_{об}$, що вимагає певного необхідного запасу потужності самого двигуна. Через це обумовлена процесом пуску потужність приводного двигуна є значно завищеною для усталеного (робочого) режиму, коли двигун працює практично з навантаженням холостого ходу. Виявляється, що чим більший статичний момент S маси дебалансів, тим більша амплітуда коливань і вища ефективність вібраційного впливу на оброблюване середовище, але тим більш потужний двигун необхідний для пуску [2].

Зазначену проблему пуску розв'язує застосування керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань (КМВДЗК), оригінальні конструкції яких протягом останніх тридцяти років розроблялись, створювались і досліджувались на кафедрі теоретичної механіки Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка (раніше – Полтавського інженерно-будівельного інституту) професором Сердюком Л.І. (нажалі тепер покійним). Принципи створення та особливості роботи КМВДЗК неодноразово висвітлювалися на різноманітних науково-практичних та інших заходах і в літературних джерелах [3 – 5]. Для забезпечення пуску у динамічно зрівноваженому стані (коли сумарний статичний момент маси відповідних конструктивних елементів КМВДЗК, що обертаються, дорівнює нулеві) на дебалансному валу розташовано два або три (інколи і більше) дебаланса, з них деякі мають можливість рухатися відносно вала [6]. Але в робочих режимах вібраційного пристрою або машини все рівно постає питання про вплив на загальну динамічну дію збуджувача коливань вказаних параметрів його дебалансу.

Постановка завдання. Для дослідження впливу статичного моменту S маси дебалансів механічного відцентрового збуджувача коливань на загальну динамічну дію технологічної вібромашини на оброблюване середовище складімо необхідні математичні моделі, дослідимо їх та розв'яжімо відповідні оптимізаційні задачі.

Основний матеріал і результати. Розглянемо дебаланс, виготовлений у формі кругового сектора радіуса R із центральним кутом 2α певної товщини δ (рис. 2). Його маса

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot A \cdot \delta,$$

де ρ – густина матеріалу виготовлення дебалансу, V та A – відповідно об'єм та площа його фронтальної поверхні.

Оскільки площа кругового сектора $A = \alpha \cdot R^2$, а віддаль від осі обертання до центра мас C кругового сектора, яка і визначає ексцентриситет дебалансу,

$$OC = e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha},$$

то

$$m = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2$$

та

$$S = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot R^2 \cdot \frac{2 \cdot R \cdot \sin \alpha}{3 \cdot \alpha} = \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \delta \cdot R^3 \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

звідки очевидно, що для дебалансів, виготовлених з одного матеріалу й однакової товщини δ , статичний момент S знаходиться у функціональній залежності від значень радіуса R та центрального кута 2α – $S = f(R, \alpha)$.

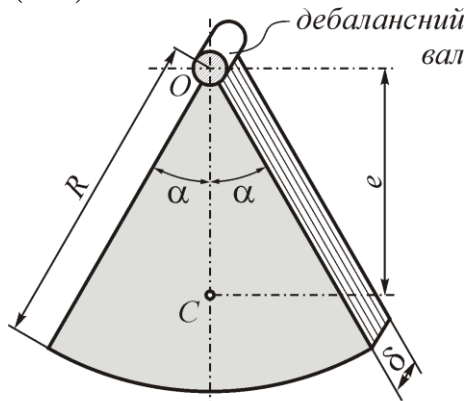


Рис. 2. Дебаланс.

Якщо для збільшення значення S збільшувати радіус R , то у разі застосування не КМВДЗК будуть збільшуватися і негативні наслідки в момент пуску, на які указувалося вище. Також необхідно враховувати те, що будь-яка технологічна вібромашина має визначені скінченні геометричні розміри, які часто встановлюються в результаті достатньо складних розрахунків і міркувань, що також може якимось чином обмежувати значення радіуса R . З іншого боку, певні технологічні вимоги до параметрів вібраційної машини, що пов'язані, наприклад, з потрібними для виконання того чи іншого технологічного процесу величинами збурної сили та (або) вантажопідйомності робочого органа вібромашини, накладають жорсткі обмеження на необхідне достатнє значення статичного моменту S . Зазначене протиріччя не може бути

вирішене у повному обсязі, але можна говорити про оптимальну геометричну форму дебалансу при заданому фіксованому значенні його радіуса – $R = const$.

Для з'ясування цієї оптимальної форми розглянемо рівняння (1) як математичну модель статичного моменту S , де критерієм оптимізації є кут α ; тоді цільова функція має вигляд

$$S = S(\alpha) = \frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \alpha,$$

де $\frac{2}{3} \rho \delta R^3 = const$ – за постановкою задачі,

а $0 < \alpha \leq 90^\circ$ – допустимі обмеження критерію оптимізації.

Для визначення екстремуму цільової функції знаходимо першу похідну та, прирівнявши її до нуля

$$\frac{dS}{d\alpha} = \frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \cos \alpha = 0,$$

встановлюємо, що шуканому екстремуму відповідають значення $\cos \alpha = 0$ та $\alpha = \frac{\pi}{2} = 90^\circ$.

Далі знайдемо другу похідну

$$\frac{d^2 S}{d\alpha^2} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \alpha$$

і з'ясуємо її знак при $\alpha = \frac{\pi}{2}$:

$$\frac{d^2 S}{d\alpha^2} \Big|_{\alpha=\frac{\pi}{2}} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 \cdot \sin \frac{\pi}{2} = -\frac{2}{3} \rho \delta R^3 < 0.$$

Оскільки друга похідна менша від нуля, то функція $S = S(\alpha)$ при $\alpha = 90^\circ$ має максимальне значення.

Реальний дебаланс такої форми є половиною циліндра радіуса R та висотою δ , у якого

$$e = \frac{2 \cdot R \cdot \sin \frac{\pi}{2}}{3 \cdot \frac{\pi}{2}} = \frac{2 \cdot R \cdot 1 \cdot 2}{3 \cdot \pi} = \frac{4R}{3\pi}, \quad \text{а}$$

$$S = \frac{2 \delta R^3}{3} \cdot \rho.$$

Наприклад, нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВІО-8 для об'ємної фінішної обробки дрібних деталей у середовищі вільного абразиву [7, 8] (рис. 3) має такі параметри:

$$R = 60 \text{ мм}, \quad \delta = 39 \text{ мм}, \quad e = \frac{4 \cdot 60}{3\pi} \approx 25,46 (\text{мм})$$

та

$$S = \frac{2 \cdot 0,039 \cdot 0,06^3}{3} \cdot 7870 \approx 44,2 \cdot 10^{-3} (\text{кг} \cdot \text{м}),$$

де $\rho_{ст} = 7870 \frac{кг}{м^3}$ – густина сталі, з якої виготовлений дебаланс.

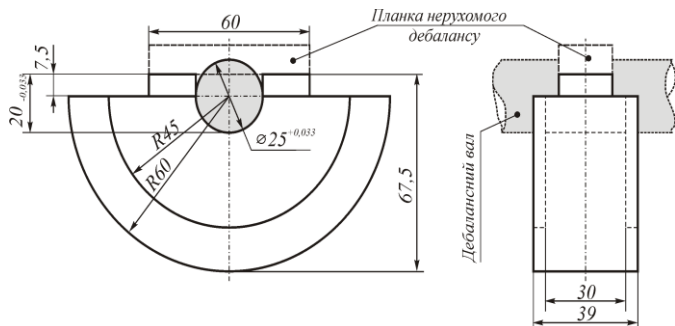


Рис. 3. Нерухомий дебаланс вібраційного верстата ВІО-8.

Розглянемо тепер питання про вплив на загальну ефективність вібраційної дії тієї частини дебалансу, яка знаходиться у безпосередній близькості до осі обертання – див. рис. 4, де відтворено ескіз, який свого часу навів проф. К.О. Олехнович, беручи участь у обговоренні цього питання.

Для усвідомлення відповіді побудуємо та проаналізуємо графіки, що визначають очевидні зміни значень статичного моменту S та площі A дебалансу у формі

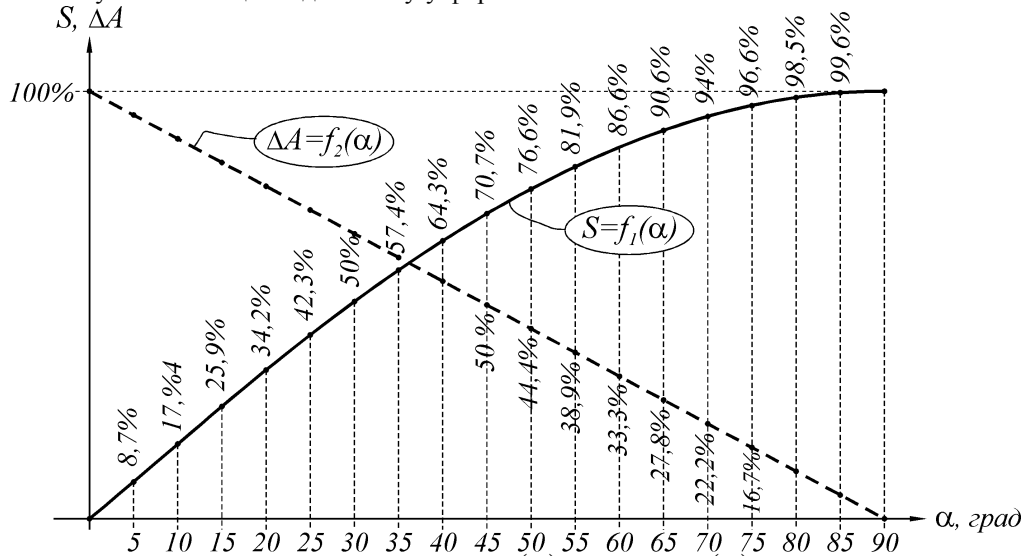


Рис. 5. Залежності $S = f_1(\alpha)$ та $A = f_2(\alpha)$.

Звісно, що зміни ΔA площі дебалансів призводять до адекватної зміни витрат матеріалу на виготовлення останніх. Тобто, зменшення значення статичного моменту S у певних межах призводить до достатньо значимого зменшення матеріалоемності – див. рис. 5. Очевидно, що у кожному конкретному випадкові інженеру-проектувальнику вібраційної техніки необхідно якимось чином вирішувати питання про зазначені межі.

Отже, якщо врахувати, що $A = \alpha \cdot R^2$ і накладене обмеження ($A = const$), то керовані змінні R та α в такому разі пов'язані залежністю $\alpha = A/R^2$, з урахуванням чого з рівняння (1) отримаємо нову ма-

мі кругового сектора у залежності від зміни кута α (рис. 5).

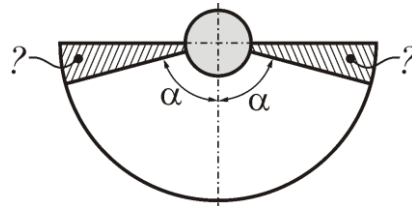


Рис. 4. Ескіз К.О. Олехновича.

З рис. 5 видно, що, наприклад, при зменшенні кута α до 75° статичний момент складає 96,6% від максимального, а площа A зменшується на 16,7%; при зменшенні α до 60° статичний момент складає 86,6% від максимального, а площа A зменшується на 33,3% (на третину); якщо ж α зменшити до 45° , то відповідно зміниться і площа A (зменшиться вдвічі), а статичний момент складатиме 70,7% від максимального.

Для подальшого аналізу зніmemo обмеження $R = const$, вважаючи, що радіус R дебалансу може набувати будь-яких значень, але введемо інше обмеження – на площу A фронтальної поверхні дебалансу, приймаючи $A = const$, що за умови незмінних товщини δ та густини ρ визначатиме однакову кількість матеріалу, необхідну для виготовлення дебалансу (або однакову матеріалоемність).

тематичну модель, у якій критеріями оптимізації є параметри R та α , а цільова функція має вигляд

$$S = S(R) = \frac{2\rho\delta}{3} \cdot R^3 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right),$$

де $\frac{2\rho\delta}{3} = \text{const}$ та $A = \text{const}$ – за постановкою задачі, а допустимі обмеження критеріїв оптимізації – $0 < \alpha \leq 90^\circ$ і $0 < R \leq R_{\max}$, де $R_{\max}$ – максимальне значення критерію R , яке може бути будь-яким.

$$\frac{dS}{dR} = \frac{2\rho\delta}{3} \cdot \left[3R^2 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right) + R^3 \cdot \cos\left(\frac{A}{R^2}\right) \cdot A \cdot \left(\frac{-2}{R^3}\right) \right] =$$

$$= \frac{2\rho\delta}{3} \cdot \left[3R^2 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right) - 2A \cdot \cos\left(\frac{A}{R^2}\right) \right]$$

та прирівнюємо її до нуля

$$\frac{2\rho\delta}{3} \cdot \left[3R^2 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right) - 2A \cdot \cos\left(\frac{A}{R^2}\right) \right] = 0,$$

звідки, врахувавши, що $\frac{2\rho\delta}{3} \neq 0$, матимемо

$$3R^2 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right) - 2A \cdot \cos\left(\frac{A}{R^2}\right) = 0 \quad \text{або}$$

$$3 \cdot \sin\left(\frac{A}{R^2}\right) = 2 \cdot \frac{A}{R^2} \cdot \cos\left(\frac{A}{R^2}\right).$$

Отримане рівняння необхідно розв'язати відносно критерію R . Але розв'язування та розв'язок його залежать від числового значення параметра A , яке в кожному випадкові може бути різним. Якщо ж урахувати, що $\frac{A}{R^2} = \alpha$, то отримаємо логічно тотожне рівняння

$$3 \cdot \sin \alpha = 2 \cdot \alpha \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де шуканою величиною є критерій α , а розв'язування цього рівняння не залежить від інших параметрів. Розв'язавши тригонометричне рівняння (2), отримаємо єдиний можливий у межах від 0 до 360° розв'язок – $\alpha \approx 251,106^\circ$ (див., наприклад, рис. 6, де наведено графічний розв'язок).

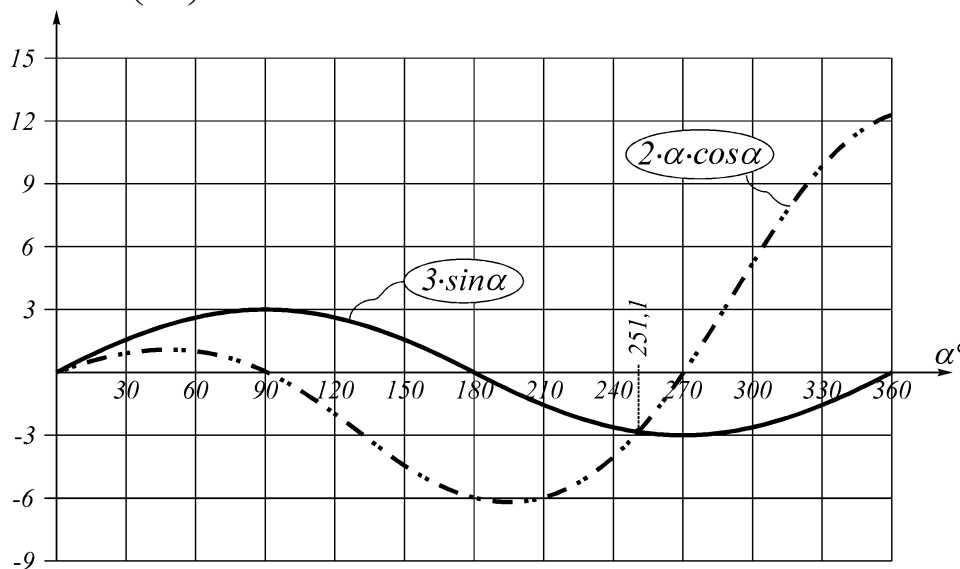


Рис. 6. Графічний розв'язок рівняння $3 \cdot \sin \alpha = 2 \cdot \alpha \cdot \cos \alpha$.

Оскільки знайдений теоретичний розв'язок $\alpha \approx 251,106^\circ$ рівняння (2) знаходиться за допустимими границями критерію α , то він не може розглядатися як оптимальне значення критерію α (дійсно, виготовити дебаланс із центральним кутом $2\alpha \approx 2 \cdot 251,106^\circ = 502,212^\circ$ фізично неможливо).

Висновки

Отримані та викладені результати беззаперечно засвідчують, що в будь-якому випадку дебаланс із фронтальною поверхнею у формі півкола максимально збільшує загальну динамічну дію механічного відцентрового збуджувача коливань, що необхідно враховувати на етапах моделювання та конструювання різноманітних вібраційних технологічних машин, свідомо обираючи зазначену геометричну форму дебалансу (або дебалансів) механічних відцентрових збуджувачів коливань.

Література

1. Жигилій С.М. Динаміка дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-02 / С.М. Жигилій, К.С. Дяченко // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип. 1(31). – С. 186 – 193.
2. Жигилій С.М. Дослідження динаміки дебалансного вала керованого віброзбуджувача УВВ-03 / К.С. Дяченко, С.М. Жигилій // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип. 2(32). – С. 159 – 164.
3. Жигилій С.М. Основы оптимального синтеза управляемых вибрационных машин / С.М. Жигилій, Л.И. Сердюк, А.И. Касьянов // Тезисы докл. Всесоюзн. н.-т. семинара “Механизация финишно-зачистных и отделочных работ в машиностроении”. – М.: Минстанкопром, 1990. – С.35-37.
4. Сердюк Л.И. Увеличение интенсивности нестационарных режимов вибрационной технологии / Л.И. Сердюк, С.М. Жигилій, П.Н. Костенко // Вопросы вибрационной технологии. – Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2005. – С. 28-34.
5. Сердюк Л.И. Збуджувач гвинтових коливань. Декларат. патент України, 9094, B06B1/16 / Л.И. Сердюк, С.М. Жигилій, П.М. Костенко // Заявлено 28.12.04, опубл. 15.09.2005, – Бюл. №9.
6. Жигилій С.М. Принцип роботи керованих механічних відцентрових дебалансних збуджувачів коливань / С.М. Жигилій, В.М. Бровко // Збірник наукових праць Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів». – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 28 – 31.
7. Жигилій С.М. Управляемая вибрационная машина для подготовки металлической фибры: автореф. дис. канд. техн. наук / С.М. Жигилій / Полтавский государственный технический университет. – Полтава, 1997. – 16 с.
8. Вибрационный станок объемной финишной обработки ВИО-8 / Л.И. Сердюк, А.И. Касьянов, С.М. Жигилій. – Полтава: ПО «Знамя», 1988. – 4 с.

УДК 530.1:523

Клапченко В. І.¹

ПРО МАТЕРІАЛЬНІСТЬ ГРАВІТАЦІЙНОГО ПОЛЯ, ПРИНЦИП МАХА ТА ТЕМНУ МАТЕРІЮ

АНОТАЦІЯ. На основі принципу Маха та уявлень про матеріальність гравітаційного поля розглянуто фізичну обґрунтованість введення максвеллоподібних теорій гравітації. Показана нелінійність гравітаційної взаємодії з ефектом нелінійного приросту маси скупчень зірок, який поводить себе аналогічно темній матерії.

Вступ. При аналізі гравітаційної взаємодії, зокрема при спробах побудувати максвеллоподібні теорії гравітації [1-5], здається неможливим обійтись без подібності її з електростатичною взаємодією зарядів. На це вперше звернув увагу О. Хевісайд [1,2], на проведенні цієї аналогії продовжують базуватись і нинішні спроби [3-5]. В значній мірі «максвеллізація» гравітації притаманна і загальній теорії відносності (ЗТВ) Ейнштейна [6].

Проте здається, що наше розуміння гравітації поліпшиться, якщо ми перестанемо акцентувати увагу на схожості цих взаємодій, а перенесемо акцент на їх відмінності. Саме таку задачу поставлено в даній роботі. Зокрема конкретною задачею буде спроба пояснити темну матерію [7] як ефект нелінійності гравітаційної взаємодії.

Матеріальність гравітаційного поля. На перший погляд, формування максвеллоподібних теорій (тобто, перехід від описання гравітації як взаємодії матеріальних точок до польового описання такої взаємодії), є простою заміною одного математичного

формалізму іншим. Для цього досить скористатись аналогією з електростатикою. Проте, як тільки ми не формально сприйmemo тезу про матеріальність гравітаційного, як і будь-якого іншого, поля, то відразу стане ясно, що аналогія не буде повною. Енергія електростатичного поля навколо заряду впливає на розподіл мас, зосереджених в тілі заряду та за його межами, але залишає незмінним сам електричний заряд, який формує поле. Натомість матеріальність гравітаційного поля означає аналогічний перерозподіл мас, а в той же час маса і є тим зарядом, що формує гравітаційне поле.

Тобто, в випадку гравітаційного поля повинна проявитись себе відмінність від електростатики. Необхідно лише ще раз застерегти від формального відношення до матеріальності гравітаційного поля: об'ємна густина енергії гравітаційного поля не може бути від'ємною, як, наприклад, в [8-10]. Здається, повну аналогію гравітації та електростатики можна побачити в ідентичності законів всесвітнього тяжіння та закону Кулона для вакууму, тобто, базуючись на