

Дівеєв Б. М.

Вікович І. А.

Мартин В. Є.

Національний
університет
"Львівська політехніка"

Дорош І. Р.

ПП «Дора»

Diveyev B. M.

Vikovych I. A.

Martyn V. Y.

Lviv Polytechnic National
University

Dorosh I. R.

PE "Dora"

УДК 621.302:621.314.1

ЗМЕНШЕННЯ АМПЛІТУДИ КОЛИВАНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ КОМБІНОВАНИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ

У статті розглядаються методи розрахунку та оптимізації різного типу динамічних гасителів коливань (ДГК) маятникового типу для зменшення вібрації. Основна мета даної роботи є дослідження та оптимізація ДВА різного типу. Показано ефективність ДГК комбінованого типу в широкому діапазоні частот.

Ключові слова: динамічний гаситель коливань, вібрація, маятник, оптимізація.

Вступ. Важливим питанням розробки сучасних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин як обприскувачі з великогабаритною штангою або пожежні машини з великогабаритною стрілою. Ефективним у даному випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК).

1. Постановка проблеми. Подовгасті елементи таких колісних машин як пожежні, штангові обприскувачі, усякі крани, пересувні бурильні установки відіграють значну роль як і в технологічних процесах так і у визначенні ресурсних можливостей даного класу машин. Наприклад, стріла пожежного автопідопника або штанга штангового обприскувача є його основними частинами. Конструкції стріли або штанги особливо впливають на основні характеристики машини, тобто на її функціональність, матеріалоемність та довговічність. В цей же час такі елементи достатньо часто руйнуються внаслідок перевантажень. Таким чином, оптимізація конструкції подовгастого елемента часто є головним кроком в процесі оптимального проектування машини.

2. Аналіз останніх досліджень. Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються в техніці [1-4]. При широкому

частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань.

В інженерних розрахунках для аналізу таких задач звичайно застосовується метод скінчених елементів (МСК). Проте на основі цього методу отримуються багатопараметричні розрахункові схеми, які важко аналізувати. У [5-13] запропоновано адаптивний метод розрахунку складних конструкцій з використанням МСК на початковому етапі для визначення форм та частот коливань елементів конструкцій, які моделюються континуальними схемами. Цей спосіб дозволяє отримувати малопараметричні доступні для аналізу моделі.

3. Постановка задачі. Розглянемо таку просту розрахункову схему з ДГК комбінованого типу (рис.1).

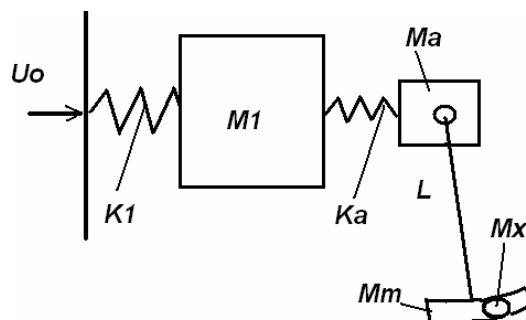
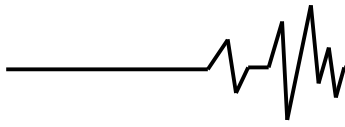


Рис. 1. Розрахункова схема коливань з ДГК



Тут M_1 – маса базисної конструкції, K_1 – жорсткість її затиснення; M_a – маса лінійного ДГК, K_a – його жорсткість, M_m – маса та L – довжина маятника, M_x – рухома маса в контейнері.

При приєднанні ДГК до основної конструкції (до штанги, стріли...) вібрація передається до вузла кріплення маси M_1 . Коливання передається до маятника. Конструкція починає коливатися у своїй площині та гасити коливання основної конструкції на її першій резонансній частоті. Ударна маса у контейнері також починає переміщатися і за рахунок тертя у контейнері та ударів до торцевих пружних вставок підвищує демпфування в ДГК. Якщо резонансна частота ДГК не співпадає з резонансною частотою основної конструкції, змінюємо її шляхом приєднання додаткових мас M_a або шляхом підняття чи опускання маси M_m . Можливо також змінювати ударну масу M_x у контейнері.

Рівняння динамічної рівноваги механічної системи (Рис. 1) будуть

$$m_1 \frac{d^2 u_1}{dt^2} + k_1(u_1 - u_0) + k_A(u_1 - u_A) = 0,$$

$$m_A \frac{d^2 u_A}{dt^2} + k_A(u_A - u_1) - \frac{m_M}{L}(u_M - u_A) - \frac{m_X}{L_X}(u_X - u_A) = 0,$$

(1)

$$m_M \frac{d^2 u_M}{dt^2} + \frac{m_M}{L}(u_M - u_A) + k_X F(u_M - u_X) = 0,$$

$$m_X \frac{d^2 u_X}{dt^2} + \frac{m_X}{L_X}(u_X - u_A) - k_X F(u_M - u_X) = 0.$$

4. Числовий аналіз. Оптимізація. Для числового дослідження була вибрана конструкція з такими параметрами:

$$m_1 = 10 \text{ кг}, m_A = 1 \text{ кг}, m_M = 1 \text{ кг}, m_X = 1 \text{ кг}$$

Параметри жорсткості задавалися власними частотами кожної з підсистем і вибиралися в околі одного герца. Коефіцієнти жорсткості перераховувалися за формулою

$$k = (2\pi f)^2 m / g \tag{2}$$

В системі (1)) звичайних диференціальних рівнянь потрібно задати початкові умови та зовнішнє збурення. Задамо u_A як деяке гармонійне збурення

$$u_A = A \sin(\omega t) \tag{3}$$

Нелінійна функція F буде задаватися так

$$F = -MmK_v(x_x - A) \quad |x_x| > A; \quad F = 0 \quad |x_x| < A \tag{4}$$

Розглянемо комбінований ДГК з ударною масою (рис. 1). Вар'ювалися такі параметри ДГК: M_x – додаткова ударна маса; A – кліренс ударної маси; D_x – демпфування ударної маси; D_Gx – демпфування в пружних вставках; L – довжина маятника; DM – демпфування у шарнірному вузлі закріплення маятника; Da – демпфування у додатковій пружині; K_a – жорсткість додаткової пружини; CiL – цільова функція. Для оптимізації застосуємо генетичні методи [5-13].

За цільову функцію тут вибиралося максимальну амплітуду коливань у деякому діапазоні частот

$$CiL = \text{Max}(A(f)), \quad 0.7 \text{ Гц} < f < 1.45 \text{ Гц}$$

На рис. 2-4 графічно показано процес оптимізації по деяких параметрах ДГК для базисної конструкції з власною частотою коливань у горизонтальній площині ($f_0 \approx 1 \text{ Гц}$).

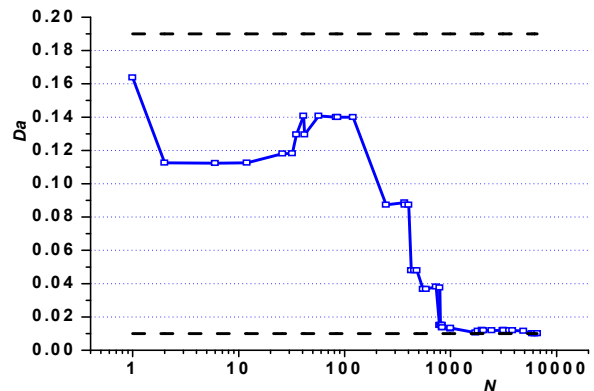


Рис. 2. Зміна демпфування у лінійній пружині ДГК

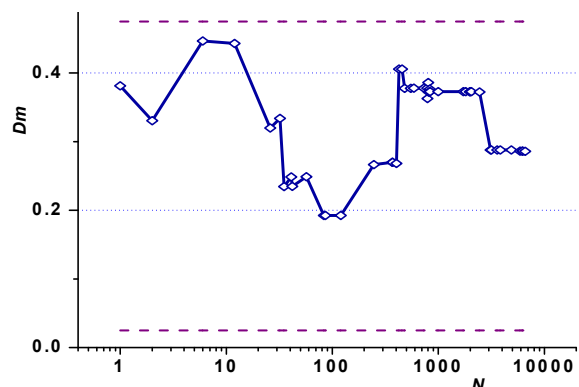


Рис. 3. Зміна кутового демпфування у маятнику

Тут демпфування розглядається в'язким і задається додатковими членами $kD_i \frac{du_i}{dt}$ у (1).

На рис. 4 показано характер зміни цільової функції (5)

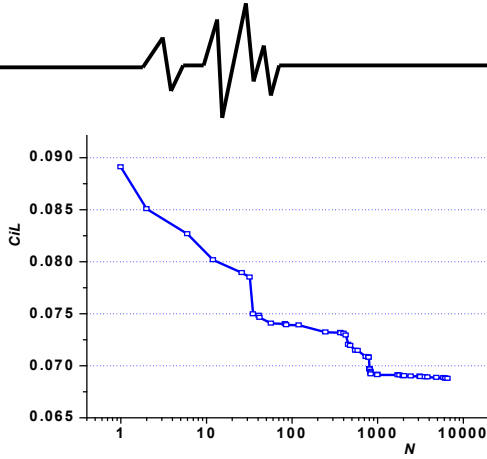


Рис. 4. Характер зміни цільової функції

Розглянемо ДГК з додатковими ударними масами (Рис. 5).

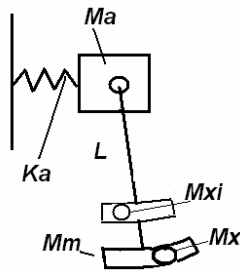


Рис. 5. ДГК з додатковими ударними масами

Система (1) поповнюється додатковими рівняннями на ці маси

$$m_{xi} \frac{d^2 u_{xi}}{dt^2} + \frac{m_{xi}}{L_{xi}} (u_{xi} - u_A) - k_{xi} F_i(u_M - u_{xi}) = 0. \quad (6)$$

Для розв'язку систем нелінійних рівнянь (1,6) застосовувався числовий метод Гіра. Максимальна амплітуда коливань визначалася після деякого проміжку часу неусталених коливань для кожної з частот збурення. Як і вище, застосовувався генетичний метод оптимізації (мінімізації (5)). Нижче наведені результати в процесі оптимізації

N= 1					
Dx .830E-02	DGx .502E-01	Da .164E+01	Dm .458E-01	CiL .465E+01	
A .713E+01	fx .243E+01	fx2 .333E+01	fxKa .137E+01		
N= 2					
Dx .214E-01	DGx .230E-01	Da .113E+01	Dm .397E-01	CiL .328E+01	
A .106E+02	fx .312E+01	fx2 .536E+01	fxKa .275E+01		
N= 5					
Dx .406E-02	DGx .502E-01	Da .507E-02	Dm .430E-01	CiL .291E+01	
A .138E+02	fx .111E+01	fx2 .131E+01	fxKa .365E+01		
N= 6					
Dx .546E-02	DGx .437E-01	Da .724E-02	Dm .277E-01	CiL .233E+01	
A .101E+02	fx .240E+01	fx2 .130E+01	fxKa .285E+01		
N= 186					
Dx .861E-02	DGx .264E-01	Da .794E-02	Dm .128E-01	CiL .217E+01	
A .601E+01	fx .186E+01	fx2 .125E+01	fxKa .303E+01		
N= 222					
Dx .861E-02	DGx .246E-01	Da .794E-02	Dm .597E-02	CiL .210E+01	
A .610E+01	fx .184E+01	fx2 .130E+01	fxKa .296E+01		

N= 279					
Dx .714E-02	DGx .639E-02	Da .634E-02	Dm .947E-02	CiL .204E+01	
A .631E+01	fx .184E+01	fx2 .130E+01	fxKa .298E+01		
N= 1896					
Dx .714E-02	DGx .639E-02	Da .184E-02	Dm .905E-02	CiL .203E+01	
A .631E+01	fx .184E+01	fx2 .130E+01	fxKa .297E+01		
N= 2010					
Dx .702E-02	DGx .639E-02	Da .176E-02	Dm .905E-02	CiL .202E+01	
A .631E+01	fx .183E+01	fx2 .130E+01	fxKa .297E+01		
N= 2025					
A .642E+01	fx .183E+01	fx2 .130E+01	fxKa .298E+01		
N= 5338					
Dx .917E-02	DGx .703E-02	Da .174E-02	Dm .910E-02	CiL .199E+01	
A .643E+01	fx .183E+01	fx2 .130E+01	fxKa .298E+01		

Тут наведені лише точки значної зміни цільової функції (5). На рис. 6 наведені значення максимальних відхилень маси M1 у частотному діапазоні оптимізації.

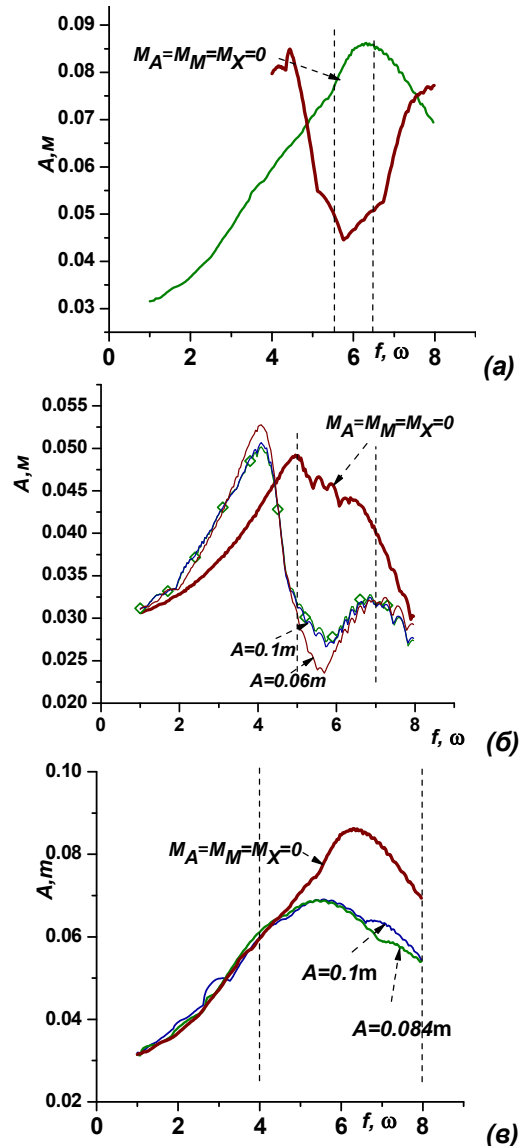
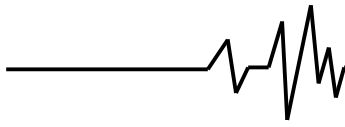


Рис. 6. Значення максимальних відхилень маси M1: (а) – 5.5 ω 6.5; (б) – 5 ω 7; (е) – 4 ω 8



Тут на рис. 6б наведені криві для фіксованого значення кліренса $A=0.1m$ ударної маси і коли кліренс також виступає як параметр оптимізації ($A=0.064m$). Тонкою лінією без позначок позначено криву, визначену при $N=50000$ значень кроків оптимізації. Бачимо, що вона майже співпадає з кривою (значки) підрахованою при $N=1350$.

Велике значення при оптимізації відіграє робастність результату. Фізично це означає, що в околі оптимальної точки немає точок з «поганими» значеннями. Найпростіше це можна перевірити, побудувавши ряд карт по парах параметрів і візуально спостерігаючи рівні цільової функції. Ці рівні повинні описувати випуклі криві в області оптимуму. На рис. 7 це продемонстровано для пари параметрів: лінійна жорсткість та демпфування в ДГК.

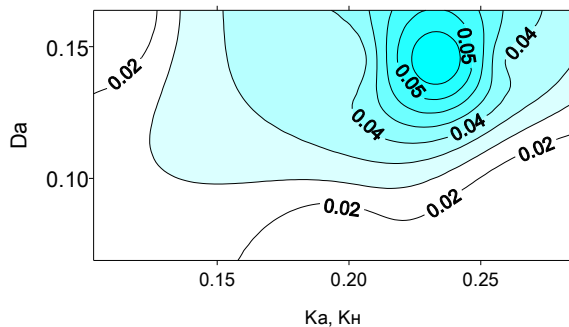


Рис. 7 Рівні цільової функції для пари параметрів: лінійна жорсткість та демпфування в ДГК

Висновки. На основі простої розрахункової схеми проаналізовано ефективність застосування ДГК комбінованого типу для зменшення коливань базисної конструкції при кінематичному гармонійному навантаженні. Запропоновано алгоритм знаходження оптимальних параметрів ДГК та отримані границі їх значень.

Список використаних джерел

1. Вибрации в технике. Т.6. Защита от вибрации и ударов. –М.: Машиностроение. 1981. – 456с.
2. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.
3. E. Jacquelin, J.-P. Laine, A. Bennani, M. Massenzio The anti-oscillator model parameters linked to the apparent mass frequency response function. Journal of Sound and Vibration 312 (2008) 630–643.

4. J.B. Casimir, T. Vinh, C. Dufort. Dynamic behaviour of structures in large frequency range by continuous element methods. Journal of Sound and Vibration 267 (2003) 1085–1106.

5. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгосп агрегатах з обертовими елементами. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 40. 2006. – С.99–105.

6. Igor Vikovych, Bohdan Diveyev, Igor Butyter. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles. Матеріали XIV українсько-польської конференції «САПР у проектуванні машин. Питання впровадження та навчання» CADM’2006. – С. 130–132.

7. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах. // Всеукр. наук.-техн. журнал “Вібрації в техніці та технологіях”. – Вінниця: ВДАУ, 2006. - № 1 (43). – С. 27 – 29.

8. Кузьо І.В., Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б. Динаміка великогабаритного подовгастого елемента мобільних машин. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. № 583, 2007. – С.48–51.

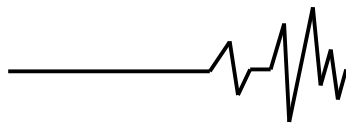
9. Б.М.Дівеєв Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 41. 2007. – С.103–08.

10. Б.М.Дівеєв, О.М.Дубневич, Я.М.Олексюк. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів. Вісн. Національного університету “Львівська політехніка” // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів. № 41. 2007. – С. 109–116.

11. Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Бутитер І.Б. Динамічні гасники коливань у машинах з гнучкими подовгастими елементами. Вібрації в техніці та технологіях. №1(46), 2007. – С.76–79.

12. Дівеєв Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів. Вібрації в техніці та технологіях. №3(48), 2007. – С.37–41.

13. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytsky Ivan. Different type vibration absorbers design for beam-like structures.



Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012.

Список джерел в транслітерації

1. Vibratsii v tekhnike. T.6. Zashchita ot vibratsii i udarov. – M.: Mashinostroyeniye. 1981 – 456 s.

2. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York.

3. E. Jacquelin, J.-P. Laine, A. Bennani, M. Massenzio The anti-oscillator model parameters linked to the apparent mass frequency response function. Journal of Sound and Vibration 312 (2008) 630–643.

4. J.B. Casimir, T. Vinh, C. Dufort. Dynamic behaviour of structures in large frequency range by continuous element methods. Journal of Sound and Vibration 267 (2003) 1085–1106.

5. Diveyev B.M., Vikovich I.A., Butiter I.A., Royko Yu.YA., Keruvannya vibratsiyimi protsesamy dinamichnikh hasnikiv Kolyvan v silhospahrehatakh z obertovimi elementamy. Visn. Natsyonalnoho unyversyteta "Lvivska politekhnika" // Avtomatyzatsiya vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta priladobuduvanni. – Lviv. № 40. 2006. – S. 99–105.

6. Igor Vikovych, Bohdan Diveyev, Igor Butyter. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles. Materialy XIV ukrayinsko-polskoyi konferentsyy «SAPR u proektuvanni mashyn. Pytannya Vprovadzhennya ta navchannya» SADM'2006. – С. 130–132.

7. Diveyev B.M., Dorosh I.A. Problemy vibrozakhistu ta dinamichnoyi stabilizatsiyi u shtanhovykh obpryskuvach. // Vseuk. nauk.-tekhn. zhurnal" Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh". – Vinnytsya: VDAU, 2006. – № 1 (43). – S. 27–29.

8. Kuzo I.V., Diveyev B.M., Koval T.B. Dynamika velykohabarytnym podovhastoho elementa mobilnikh mashyn. Optymizatsiya vyrobnychkykh protsesiv y tekhnicheskyy kontrol u mashynobuduvanni ta priladobuduvanni. № 583, 2007. – S. 48–51.

9. B.M. Diveyev Ratsionalne modelyuvannya dinamichnikh protsesiv u skladnykh konstruksiyakh. Visn. Natsyonalnoho unyversyteta "Lvivska politekhnika" // Avtomatyzatsiya vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta priladobuduvanni. – Lviv. № 41. 2007. – S.103–108.

10. B.M. Diveyev, O.M. Dubnevich, Ya.M. Oleksyuk. Proektuvannya dinamichnikh hasnikiv Kolyvan dlya transportnykh protsesiv. Visn. Natsyonalnoho unyversyteta "Lvivska politekhnika" // Avtomatyzatsiya vyrobnychkykh protsesiv u mashynobuduvanni ta priladobuduvanni. – Lviv. № 41. 2007. – S. 109–116.

11. Diveyev B.M., Koval T.B., Butiter I.B. Dinamichni Hasnikov Kolyvan u mashynakh z Hnuchkyy podovhastimi elementamy. Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. №1 (46), 2007. – S. 76–79.

12. Diveyev B.M., Vitrukh I.P., Smolskoho A.H. Proektuvannya systemy hasnikiv Kolyvan dlya transportnykh ZASOBIV. Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. № 3 (48), 2007. – S. 37–41.

13. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytsky Ivan. Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012.

УМЕНЬШЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ С ПОМОЩЬЮ КОМБИНИРОВАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Аннотация. В статье рассматриваются методы расчета и оптимизации различного типа динамических гасителей колебаний (ДГК) маятникового типа для уменьшения вибрации. Основная цель данной работы является исследование и оптимизация ДВА различного типа. Показана эффективность ДГК комбинированного типа в широком диапазоне частот.

Ключевые слова: динамический гаситель колебаний, вибрация, маятник, оптимизация

DECREASE IN THE AMPLITUDE USING COMBINED DYNAMIC QUENCHER FLUCTUATIONS

Annotation. The paper deals with the methods of calculation and optimization of different type pendulum dynamic vibration absorbers (DVA) for vibration decreasing. The main aim of this paper is different type dynamic vibration absorbers investigation and optimization. The efficiency of combined type DVA in the wide frequency range is demonstrated.

Key words: dynamic vibration absorber, vibration, pendulum, optimization.