

---

## СТЕНД, АПАРАТУРА И ПРОГРАМА ЗА ИЗСЛЕДВАНЕ НА ХИДРАВЛИЧНИ ДЕМПФЕРИ

Тома Ружеков, Емил Димитров, Ненчо Ненов  
[lv@vtu.acad.bg](mailto:lv@vtu.acad.bg), [edim@vmei.acad.bg](mailto:edim@vmei.acad.bg), [rector@vtu.acad.bg](mailto:rector@vtu.acad.bg)

*Висше транспортно училище "Т. Каблешков", Технически университет –София  
София, ул. Гео Милев №158, бул. Кл.Охридски , бул. Кл.Охридски 8,БЪЛГАРИЯ*

**Ключови думи:** транспорт, локомотиви, вагони, динамика, демпфер.

**Резюме:** *Качествата на хода на железопътните возила в значителна степен се определят от стойностите на съпротивителните сили в ресорната система, осъществявани от демпферите. Както е известно, минимизиране на динамичните сили, които съпътстват движението на локомотивите и вагоните, изисква наличието на съпротивителни сили с определени стойности. Това налага използването на метод, апаратура и програма за обработване на получената информация за работата на съответен демпфер, характеризирани с повишена прецизност и възможност за натрупване на определен обем информация с оглед идентифициране на характеристиките на демпферите с определена точност. Посоченото е причина авторите да предложат информация за стенд, апаратура и програма за изследване на хидравлични демпфери на трептения, която да е в състояние да изпълни отбелязаните изисквания. Програмата дава възможност да се направи и диагностика на състоянието и на основните елементи на демпферите.*

Движението на железопътните возила е съпроводено със смущения от страна на пътя със силов, кинематичен и параметричен характер. В равнината на контакта на колелата и релсите се пораждат сили в резултат на така наречения процес псевдоплъзгане. Реакцията на екипажната част на локомотивите и вагоните на посочените смущения е възникването на трептения и динамични сили в контакта колело-релса и в различните елементи на механичната част на возилата. Параметрите на динамичния процес са в зависимост от параметри на взаимодействащите си системи - железен път-железопътно возило (скорост на движение, маси, инерционни моменти, възстановяващи сили, съпротивителни сили, величини с геометричен характер, статични сили). Тъй като обектът на разглеждане в материала са демпферите на трептения, то е необходимо да се спре внимание върху влиянието на съпротивителните сили върху стойността на динамичните сили. За илюстрация на това влияние може да послужи един

елементарен пример - реакция на механична система с една степен на свобода с линейни характеристики на ресорния възел и хармонично кинематично смущение при установен режим [1]. В този случай относителната динамична сила  $k_d$  (отношение на динамичната сила  $P_d$ , която действа в ресорния възел и статичното му натоварване  $P_c$ ) се определя от израза:

$$k_d = \frac{\eta_0}{f_c} \cdot \left(\frac{\omega}{v}\right)^2 \sqrt{\frac{1 + D^2 \cdot \left(\frac{\omega}{v}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{v}\right)^2\right]^2 + D^2 \cdot \left(\frac{\omega}{v}\right)^2}}$$

(1)  $k_d = \frac{\eta_0}{f_c} \cdot \alpha\left(\frac{\omega}{v}, D\right)$

където:

$\eta_0$  – амплитуда на неравностите на пътя;

$f_c$  – статично провисване на ресора;

$\omega = \frac{2\pi \cdot V}{l}$  – ъглова честота на смущението;

$V$  – скорост на движение;

$l$  – дължина на вълната на неравността на пътя;

$v = \sqrt{\frac{k}{m}}$  – собствена честота;

$k$  – коефициент на еластичност на ресора;

$m$  – маса на системата;

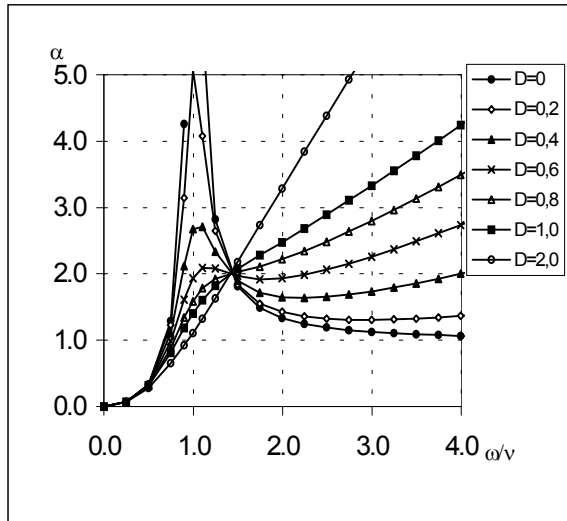
$D = \frac{2 \cdot n}{v}$  – коефициент на депмфериране;

$2 \cdot n = \frac{\beta}{m}$ ;

$\beta$  – коефициент на линейно съпротивление.

Графичният образ на функцията  $\alpha$ , даден на фиг.1 показва, че при определен интервал на изменение на стойностите на отношението на смущаващата честота и собствената честота, съществува такава стойност на коефициента на линейно съпротивление  $\beta$ , (респективно  $D$ ) при която стойностите на коефициента  $k_d$  (респективно относителния коефициент на динамичност  $\alpha$ ) имат средно минимална стойност.

При смущения със случаен характер (каквито са те в действителност) и реалната механична система на железопътните возила, която е с няколко десетки степени на свобода, проблемът за минимизиране на динамичните сили посредством избор на параметри на системата за депмфериране има решение, което в принципен план е както и при разгледаната едномасова система, подложена на детерминирано смущение.

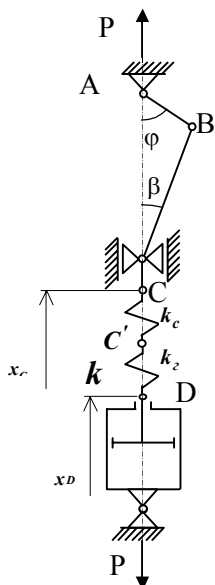


Фиг.1 Относителен коефициент на динамичност  $\alpha$

Осъществяването обаче на една оптимална конструкция на железопътния екипаж по отношение на минимизиране на основни интегрални показатели на параметрите на трептене на системата (средни стойности, дисперсии, показател за плавността на хода и други) посредством избор на система за гасене на трептенията, изисква да бъдат по експериментален път определени и контролирани параметрите на демпферите на трептения. За съвременните железопътни возила обикновено те са хидравлични демпфери.

Определянето по експериментален път на характеристиката на демпферите (съпротивителна сила  $P$ , която действа на буталото им, в зависимост от скоростта на преместването му по отношение на цилиндъра  $\dot{x}_D$ ) се извършва на стенд. Неговото устройство трябва да осъществи преместване на буталото по отношение на цилиндъра по определен закон. Най-подходящо е той да бъде хармоничен или близък до него. Обикновено това се реализира от коляно-мотовилков механизъм (фиг.2).

В общия случай, поради наличието на гъвкав елемент, свързващ коляно-



Фиг.2 Кинематична схема на стенда

мотовилковия механизъм с пръта на буталото (гумено-метално съединение с коефициент на еластичност  $k_2$ ) и еластични премествания от силата  $P$  в елементите на коляно-мотовилковия механизъм и рамката на стенда (коефициент на еластичност  $k_c$ ) в схемата, дадена на фиг.2, връзката на коляно-мотовилковия механизъм и пръта на буталото е осъществена с гъвкаво съединение с коефициент на еластичност  $k$

$$\left(k = \frac{k_c k_2}{k_c + k_2}\right).$$

Преместването на точката  $C$ , както се вижда от фиг. 2, се определя от израза:

$$x_c = r \cdot (1 - \cos \varphi) + l \cdot (1 - \cos \beta)$$

където:

$r$  – радиус на коляното;  
 $\varphi$  – ъгъл на завъртане на коляното;  
 $l$  – дължина на мотовилката;  
 $\beta$  – ъгъл на накланяне на мотовилката;  
 $P$  – сила, приложена към демпфера.

Като се вземе под внимание, че  $\sin \beta = \lambda \cdot \sin \varphi$  ( $\lambda = \frac{r}{l}$ ), то

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \varphi}.$$

При допускането, че  $\lambda$  е със стойност много по-малка от единица,

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi.$$

Като се вземе под внимание посоченото, преместването на точката  $C$  е :

$$(2) \quad x_C = -r \left( \cos \omega t + \frac{1}{4} \lambda \cdot \cos 2\omega t \right) + r \cdot b$$

където:

$\omega = \text{const}$  – ъглова честота на коляното. Посоченото изискване за постоянна стойност на ъгловата честота се осъществява от конструкцията на стенда – електрозадвижване, стойности на инерционни моменти на ротиращите детайли;

$$b = 1 + \frac{1}{4} \lambda$$

Ако демпферът е с линейна характеристика и се пренебрегне инерционната сила, поради малката маса на буталото и ниските стойности на ускорението му, силата  $P$  е равна на:

$$P = \beta \cdot \dot{x}_D = k(x_C - x_D),$$

където:

$x_D$  и  $\dot{x}_D$  са съответно преместване и скорост на буталото.

Допусканата грешка е по-малка от точността на измерването. При съобразяване с израза, определящ преместването на точката  $C$  –  $x_C$  и малки преобразувания, се получава следното диференциално уравнение:

$$\beta \cdot \dot{y}_D + k \cdot y_D = -k \cdot r \cdot \left( \cos \omega t + \frac{1}{4} \lambda \cdot \cos 2\omega t \right),$$

където:  $y_D = x_D + r \cdot b$ .

От решението на посоченото диференциално уравнение се получава следния израз, определящ преместването на буталото на демпфера –  $x_D$ :

$$(3) \quad x_D = r \cdot \left\{ b - \left[ \frac{\cos(\omega t - \psi_1)}{\sqrt{1 + \left( \frac{\beta \cdot \omega}{k} \right)^2}} + \frac{\lambda \cdot \sin(2\omega t - \psi_2)}{4 \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \left( \frac{\beta \cdot \omega}{k} \right)^2}} \right] \right\}$$

където:  $\psi_1 = \text{arctg} \frac{\beta \cdot \omega}{k}$ ;  $\psi_2 = \text{arctg} \frac{2 \cdot \beta \cdot \omega}{k}$

и съответно скоростта на преместване на буталото  $\dot{x}_D$ :

$$(4) \quad \dot{x}_D = r \cdot \omega \cdot b \cdot \left[ \frac{\sin(\omega t - \psi_1)}{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2}} + \frac{\lambda \cdot \sin(2\omega t - \psi_2)}{2 \cdot \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2}} \right]$$

Последният израз показва, че силата на демфера  $P(\beta \cdot \dot{x}_D)$  ще бъде дефазирана приблизително на ъгъл  $\gamma = \frac{\pi}{2} - \psi_1$  от преместването на точката  $C$ .

При стойности на  $\lambda$  много по-малки от единица (което винаги може да бъде осъществено от конструкцията на коляно-мотовилковия механизъм) след определяне от равенство (3) стойността на  $\sin(\omega t - \psi_1)$ , уравнение (4) добива вида:

$$(5) \quad \dot{x}_D = \frac{r \cdot \omega}{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2}} \cdot \left\{ 1 - \left[ 1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2 \right] \cdot \left(\frac{x_D}{r} - 1\right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

При полагане на:  $x_D = x_e + r$  и  $r_p = r \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2}}$  и взимане под

внимание, че силата  $P = \beta \cdot \dot{x}_D$ , след преработване на уравнение (5) се получава работната диаграма на демфера в канонична форма:

$$(6) \quad \frac{P^2}{\beta^2 \cdot r_p^2 \cdot \omega^2} + \frac{x_e^2}{r_p^2} = 1$$

Ходът на демфера  $H = 2 \cdot r_p$  е променлив и както личи зависи от стойностите на коефициента на хидравлично съпротивление  $\beta$ , коефициента на еластичност  $k$  и ъгловата честота  $\omega$ .

С оглед намаляване на изменението на хода на демфера, единствено е възможно коефициентът на еластичност на стенда  $k_c$  да бъде с висока стойност, така че коефициентът  $k$  да се определя реално само от стойността на гъвкавата връзка на демфера  $k_2$ . Посоченото е необходимо да бъде изпълнено и поради това, че на практика е невъзможно да се регистрира преместването на точката  $C'$  (фиг.2), а на точката  $C$  [2]. При висока стойност на коефициента  $k_c$  ( $k_c \gg k_2$ ), практически преместването на точката  $C'$  ще съвпада с преместването на точката  $C$ . Същото изискване е в противоречие с използваното в някои стендове за изпитване на демфери на гъвкави елементи (пружини, торсионни валове) в силовата верига с оглед по тяхното провисване да се определя стойността на действаща на демфера сила  $P$  [3].

При изпитването на демфер, както беше отбелязано, се регистрира преместването на точката  $C$  (ако  $k_c \gg k_2$ ). Това е причината силата на демфера  $P$  да се яви като функция на преместването на отбелязаната точка и скоростта на преместване на точката  $D$  (буталото на цилиндъра) –

$P = P(\dot{x}_D, x_C)$ . Работната диаграма в този случай не е елипса, каквато е ако  $P = P(\dot{x}_D, x_D)$  (6). Осите  $\dot{x}_D$  и  $x_C$  ще сключват ъгъл  $\gamma \approx \frac{\pi}{2} - \psi_1$ . С увеличаване на коефициента на еластичност  $k$  посочената крива все по-плътно се приближава до елипсата, дадена с каноничното си уравнение (6).

Отбелязаното до тук е използвано при разработването на схема и определянето на параметри на стенд за изпитване на хидравлични демпфери. Реализираният стенд, показан на фиг.6, обект на материала, отговаря на отбелязаните изисквания. Установените зависимости са използвани и при обработка на получената при изпитването на демпферите информация.

Стендът за изпитване на демпфери включва в себе си следните възли: механична част, електрозадвижване, измервателна и регистрираща апаратура, управление.

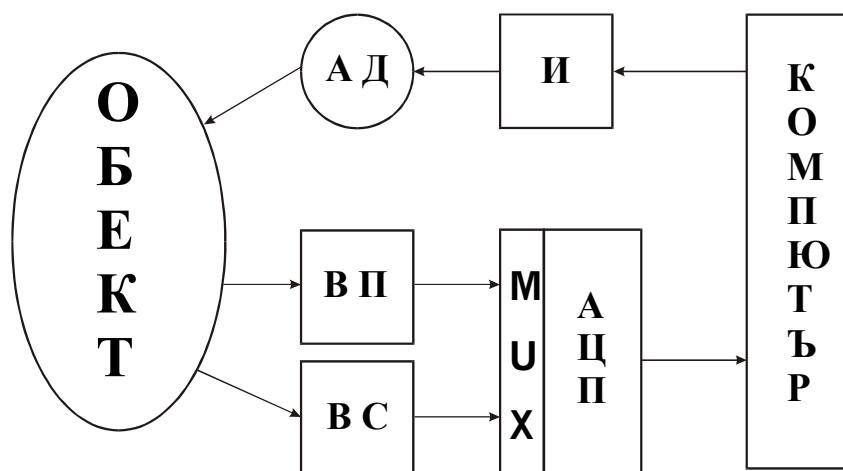
Механичната част се състои от редуктор, коляно-мотовилков механизъм, горна плоча за монтаж върху нея на редуктора и коляно-мотовилковия механизъм, крака и долна плоча за свързване на стенда с предвидения за него фундамент, приспособления за свързване на изпитвания демпфер към стенда. Цялата конструкция е изпълнена от елементи с голяма коравина, което определя възникващите премествания в конструкцията под действието на силата на демпфера да бъдат със стойност без практическо значение при определяне на параметрите на демпфера. Дължината на коляното  $r$  на коляно-мотовилковия механизъм е с възможност за плавно изменение в границите на реалните динамични провисвания на ресорите и хоризонталните премествания на рамата на коша по отношение на рамата на талигата при различни видове опори на коша.

Задвижването се осъществява от асинхронен двигател (АД), захранван от инвертор (И) тип ELDI/D 11 kW – фиг.3 Инверторът представлява трифазен транзисторен честотен преобразувател с IGBT елементи. Реализирани са три начина за управление: управление от клавиатурата на инвертора; управление от входно-изходния интерфейс на инвертора и управление по серийния интерфейс RS 232 или RS 485. Границите на изменение на честотата на тока на двигателя са определени от зададения интервал на изменение на скоростта на движение на буталото на демпфера, по отношение на неговия цилиндър. При автоматично снемане на характеристиките на демпферите се използва серийният интерфейс, а при проверка и настройка се използва управление от клавиатурата на инвертора. В инвертора е вградена четирицифрова матрична индикация, на която може да се извежда избран параметър за следене на текущи стойности. Честотният преобразувател има микропроцесорно управление, което позволява да се задават и контролират съществените параметри за работата на асинхронния двигател, като време за ускоряване и спиране, минимална и максимална стойност на изходната честота, ограничението на тока, линейна зависимост на отношението напрежение/честота. Това осигурява безопасни преходни и установени режими на работа на асинхронния двигател. В инвертора са предвидени защиты от: понижено и повишено мрежово напрежение, прегряване на преобразувателя, претоварване на двигателя, късо съединение в двигателя и други. При

задействане на някоя от посочените защиты се извежда съобщение на индикаторния панел.

При управление на инвертора по серийния интерфейс чрез цифров код се задават команда и нейните параметри от персоналния компютър към инвертора. По същия интерфейс се получава информация за текущите стойности на параметрите. Достоверността на информацията се гарантира чрез CRC проверка на предаваните и приемани данни, което изключва евентуални грешки от смущения при работа в промишлени условия.

Границите на изменение на честотата на тока на двигателя са определени от зададения интервал на изменение на скоростта на движение на буталото на демпфера по отношение на неговия цилиндър.



Фиг.3 Блокова схема на електронно-измервателната система

Измервателната и регистрираща апаратура (фиг.3) е изградена от:

- възприемателите на сила (ВС) и преместване (ВП) са реализирани на тензометричен принцип. Възприемателят на преместване представлява конзолно закрепена греда. Линейната деформация се преобразува в огъване на гредата, като опъновите и натисковите усилия се регистрират посредством пълен тензометричен мост. Обхватът на действие на възприемателя е  $0,1\text{ m}$ . Възприемателят на сила представлява кух цилиндър с монтирани тензорезистори в две взаимно перпендикулярни равнини. Тензорезисторите са свързани в пълна мостова схема. Номиналната стойност на силата, за която е проектиран е  $100\text{ kN}$ ;

- постояннотокови тензометрични усилватели за всеки един от възприемателите. Те осигуряват подходящо усилване на полезните сигнали за работния диапазон на аналогово-цифровия преобразувател /ADC/. Изборът на сигнал за аналогово-цифрово преобразуване се осъществява посредством аналогов мултиплексор /MUX/. Модулът, включващ мултиплексора и ADC, е реализиран на отделна платка, включена към един от ISA слотовете на персонален компютър;

- персонален компютър тип IBM PC служи за програмно управление на работата на стенда. Програмното осигуряване е написано на Assembler и Borland Pascal.

Управляващата програма работи в следната последователност:

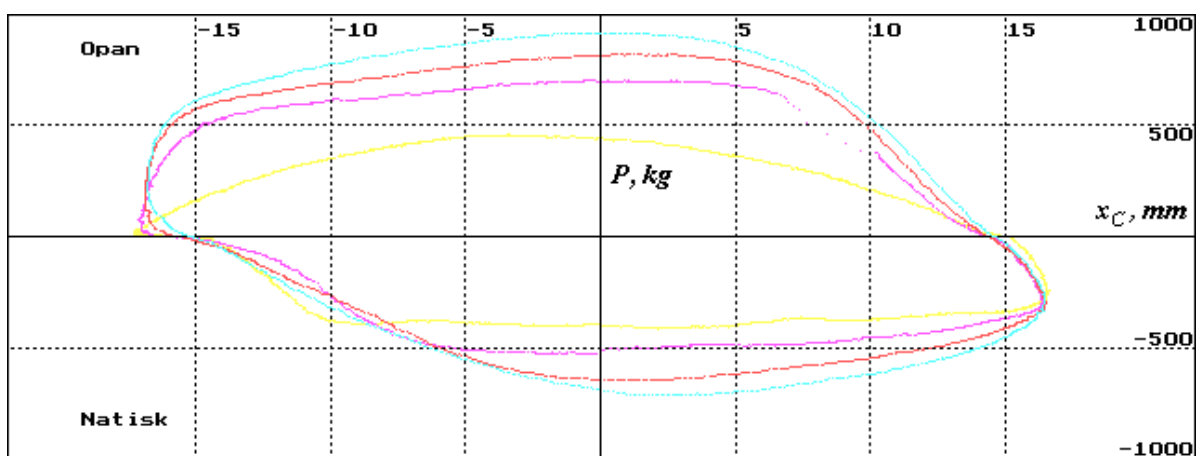
1. Избиране на типа на изпитвания демпфер от меню, който определя скоростите на изпитване. Въвеждане на индивидуален четирицифрен номер на демпфера. Това е с цел съхраняване на информацията от изпитването под формата на файл.

2. Задаване на режим на пробно задвижване с минимална скорост, за проверка на евентуално блокиран демпфер. След анализ на регистрираната максимална стойност на силата и потвърждение от оператора за нормална работа на демпфера се стартира основната процедура по изпитване. Ако максималната стойност на силата превишава допустимата, изпитване на демпфера не се извършва.

Процедурата по изпитване включва последователно задаване на скорости в работния диапазон на демпфера и записване на стойностите на силата и преместването. От файла с измерените данни след обработка се визуализират следните графични образи и числени стойности на функциите (фиг.4 и фиг.5):

- ◆  $P = P(x_c, \omega)$ ;
- ◆  $\beta_e = \beta_e(\dot{x}_D)$ ;
- ◆  $P_{e\max} = \beta_e \cdot \dot{x}_{D\max}$ ;
- ◆  $P_{\max} = P(\dot{x}_{c\max})$ .

Отбелязаните четири функции се дават поотделно при натоварване на демпфера с опънова или натискова сила. Първата характеристика  $P = P(x_c, \omega)$  – т.нар. работна диаграма, представлява затворена крива, близка до елипса (фиг.4)



Фиг.4 Работни диаграми при различни честоти

Коефициентът на хидравлично съпротивление  $\beta$ , свързващ съпротивителната сила  $P$  и скоростта  $\dot{x}_D$ , се определя от зависимостта:  $\beta = \frac{P}{\dot{x}_D^n}$ , където  $n$  може да бъде число по-малко, равно или по-голямо от единица в зависимост от изменението на съпротивителната сила във функция от скоростта (мека характеристика –  $n < 1$ ; линейна характеристика –  $n = 1$ ; твърда характеристика –  $n > 1$ ).



Определянето на коефициента на хидравлично съпротивление  $\beta$  е най-коректно да бъде извършено на основата на количеството разсеяна от демпфера механична енергия  $A$  за един ход на буталото, тъй като тя участва като компонента в баланса на механична енергия на системата на возилото, възприета от смущенията и разсеяна от съпротивителните сили.

Енергията  $A$  се определя от израза:

$$A = \int_{x_{Dmin}}^{x_{Dmax}} \beta \cdot \dot{x}_D^n \cdot dx_D = \beta \int_0^{\frac{T}{2}} \dot{x}_D^{2n} \cdot d\tau,$$

при приемане, че  $\lambda \ll 1$ ,  $n$  е цяло положително число и  $\dot{x}_D = r_p \cdot \omega \cdot \sin \omega \tau$ ,

където:  $\tau = t - \frac{\psi_1}{\omega}$ ;  $T$  – време за един цикъл на гасителя.

В съответствие с отбелязаното:

$$(7) \quad A = \beta \cdot r_p^{2n} \omega^{2n} \cdot \left( -\frac{\cos \omega \tau \cdot \sin^{2n-1} \omega \tau}{n} \Big|_0^{\frac{T}{2}} + \frac{2n-1}{2n} \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} \sin^{2n-2} \omega \tau d\tau \right)$$

Практическото използване на израза (7) в неговия общ вид е затруднено поради обстоятелството, че реалните характеристики на демпферите обикновено не могат да бъдат апроксимирани с функция на скоростта на буталото на степен цяло число. Поради посоченото и като се вземе под внимание отбелязаното вече значение на количеството разсеяна енергия  $A$  за динамичното състояние на возилата е подходящо да се приеме, че демпферът е линеен и на основата на разсеяното количество механична работа от демпфер с реална характеристика да бъде определен коефициентът  $\beta_e$  на еквивалентен в енергийно отношение линеен демпфер. В такъв случай от уравнение (7) се получава следното

$$\beta_e = \frac{2 \cdot A}{\pi \cdot r_p^2 \cdot \omega} \quad \text{или като се вземе под внимание, че } r_p = r \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta \cdot \omega}{k}\right)^2}}; \quad \frac{\beta \cdot \omega}{k} = \operatorname{tg} \psi_1,$$

то:

$$(8) \quad \beta_e = \frac{2 \cdot A}{\pi \cdot r^2 \cdot \omega} (1 + \operatorname{tg}^2 \psi_1)$$

Ъгълът  $\psi_1$  може да бъде определен от функцията  $P(x_c)$ , като се определи

разликата от времената  $t_1$  и  $t_2$  от равенството:  $\psi_1 = \frac{t_2 - t_1}{T} \cdot 2\pi$ ,

където:

$t_1$  – време, когато  $x_c$  добива максималната си стойност;

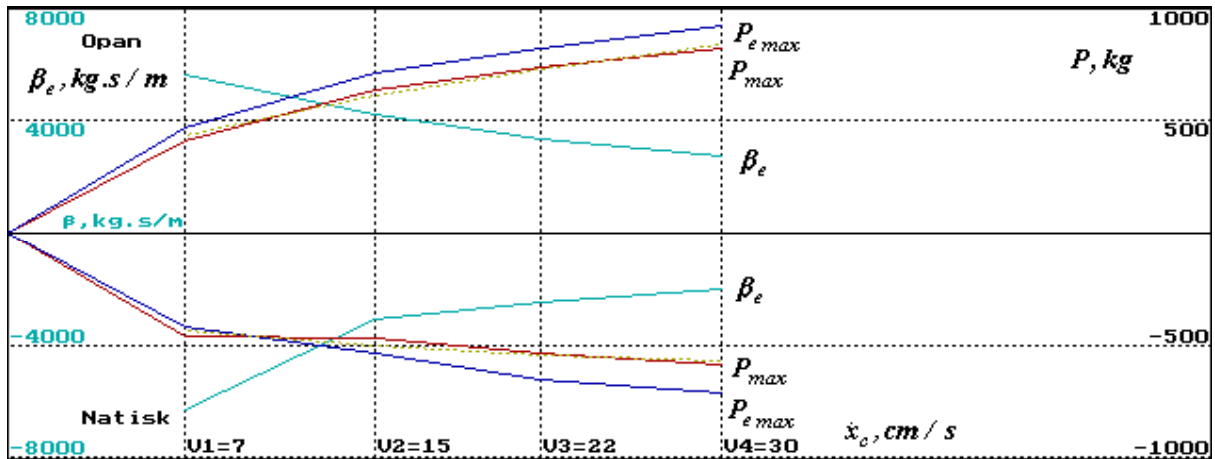
$t_2$  – време, когато силата  $P$  става равна на нула.

Функцията  $P_{emax}$  е максималната стойност на силата на еквивалентния линеен демпфер, т.е.  $P_{emax} = \beta_e \cdot \dot{x}_{Dmax}$ .

Функцията  $P_{max}(\dot{x}_{Cmax})$  се определя директно от работната диаграма на демпфера (фиг.5 – изчертана с кафяв цвят). От стойностите на  $P_{max}$  при цикли с

различни максимални скорости с помощта на метода на най-малките квадрати са определени коефициентите  $\beta$  и  $n$  на крива, апроксимираща функцията  $P_{max}(\dot{x}_{Cmax})$  (фиг.5 – точки със светло кафяв цвят), съгласно зависимостите (9).

$$(9) \quad \sum_{i=1}^N P_i \dot{x}_{Cmax i}^n \cdot \ln \dot{x}_{Cmax i} - \frac{\sum_{i=1}^N P_i \dot{x}_{Cmax i}^n}{\sum_{i=1}^N \dot{x}_{Cmax i}^{2n}} \cdot \sum_{i=1}^N \dot{x}_{Cmax i}^{2n} \cdot \ln \dot{x}_{Cmax i} = 0; \quad \beta = \frac{\sum_{i=1}^N P_i \dot{x}_{Cmax i}^n}{\sum_{i=1}^N \dot{x}_{Cmax i}^{2n}}$$



Фиг.5 Графики на експериментално определените функции  $P(x_C, \omega)$ ,  $\beta_e(\dot{x}_D)$ ,  $\beta_e \cdot \dot{x}_{Dmax}$ ,  $P(\dot{x}_{Cmax})$

Посочените четири функции, както и ъгълът на дефазирание на преместването на точката  $C(x_C)$  и съпротивителната сила на демфера  $P(\dot{x}_C)$  могат да служат за определяне характеристиката на демфера и за диагностика на състоянието му.



**Фиг.6** Общ вид на стенд за изпитване на хидравлични гасители

От извършената работа по разглеждания проблем са получени следните главни резултати:

1. Реализиран е стенд за изпитване на хидравлични демпфери от ресорната система на железопътни возила със следните възможности:

- елементите, които поемат силата на демпфера осигуряват липса на провисвания в тях под действието на силата на демпфера, които да са с практическо значение за точността на снеманата работна диаграма;

- измервателната система осигурява регистрация на силата на демпфера и преместването на шарнира на демпфера, с който той се свързва с колянотомовилковия механизъм с висока точност и без изкривявания и допълнителни смущения;

- процесът на изпитване е напълно автоматизиран, извършва се без прекъсване в зададения интервал на изменение на скоростта на буталото на демпфера. Осъществява се в рамките на 1 минута и е без каквото и да е участие на оператора, който само стартира изпълнението на програмата.

2. На основа на теоретичното разглеждане на работата на демпфера са установени зависимости, които позволяват постигането на повишена точност при измерванията.

#### **ЛИТЕРАТУРА:**

- [1] ВЕРШИНСКИЙ С.В., В.Н.ДАНИЛОВ, В.Д.ХУСИДОВ, Динамика вагона, М., Транспорт, 1991. стр.360.
- [2] ЧЕЛНОКОВ И.И., Б.И.ВИШНЯКОВ, В.М.ГАРБУЗОВ, А.А.ЭСТЛИНГ, Гасители колебаний вагонов, М., ИПОМПС, 1963. стр.176.
- [3] KONI– amortisseurs réglables pour chemins de fer, M969S, 1992.

## STAND, EQUIPMENT AND SOFTWARE OF INVESTIGATION ON LIQUID DAMPERS OF OSCILLATIONS

*Toma Ruzhekov, Emil Dimitrov, Nencho Nenov*

**Keywords:** *transport, locomotives, wagons, dynamics, liquid dampers*

**Summary:** *The quality of the railway vehicles running is determined to a great degree by the values of the resistance forces in the spring system performed by the dampers of oscillations. As it is known the minimization of the dynamic forces accompanying the movement of locomotives and wagons requires the presence of resistance forces with certain values. That imposes the usage of a method, equipment and software for processing the information obtained about the operation of a relevant damper. They have to be characterized with greater preciseness and a possibility to accumulate a certain amount of information in order to identify the characteristics of dampers with certain accuracy. The mentioned above is a reason for the authors to present information about a stand, equipment and software for examining the characteristics of liquid dampers of oscillations that are able to meet the requirements mentioned. The software gives a possibility to do diagnostics of the condition of the main dampers elements.*