

ХИДРОПНЕВМАТИЧЕН ЕНЕРГОПОГЛЪЩАЩ АПАРАТ ЗА ТИГЛИЧНО-ОТБИВАЧНИ СЪОРЪЖЕНИЯ НА ЖЕЛЕЗОПЪТНИ ВОЗИЛА – СИЛОВА ХАРАКТЕРИСТИКА

Емил Димитров, Ненчо Ненов, Тома Ружеков

edim@vtu.bg, nnenov@vtu.bg

*Висше Транспортно Училище «Тодор Каблешков»
ул. Гео Милев 158 1574 София*

БЪЛГАРИЯ

Резюме: В работата се разглежда метод за реализиране на силова характеристика на хидропневматичен енергопоглъщащ апарат. Той е разработен на основата на имитационен модел на механичната система на два вагона, които установяват контакт помежду си с определена относителна скорост. Основна цел е определяне параметрите на дроселиращия канал на хидравличната камера. Получени са и силови характеристики за няколко относителни скорости на конкретен хидропневматичен енергопоглъщащ апарат за определени стойности на масите на участващи в удъра вагони.

Ключови думи: енергопоглъщащ апарат, вагони и локомотиви, хоризонтална динамика на влака.

ВЪВЕДЕНИЕ

Взаимодействието на многомасовите системи “железен път” и “железопътни возила” в процеса на управляемото движение на влака, е съпроводено с появата на сили с динамичен характер. Компоненти на тези сили, насочени по оста на возилата, в значителна степен определят устойчивостта на движението на влака и надеждността на конструкцията на екипажа на локомотивите и вагоните. При формирането на влаковите състави от товарни вагони също се реализират надлъжни сили, които действат на техните конструкции и превозваните товари. Причината в този случай е наличието на относителна скорост между група вагони, необходима за осъществяването на технологичния процес при композиране на влакове за превоз на товари.

Ефективно ограничаване на стойността на надлъжните сили се реализира посредством енергопоглъщащи апарати (ЕПА) монтирани в теглично-отбивачните съоръжения на железопътните возила. Посоченото се дължи

на това, че те трансформират част от кинетичната енергия на относителното движение на возилата в потенциална и топлинна и по този начин намаляват частта от кинетичната енергия, която трябва да бъде поета от конструкцията на екипажите и техните товари. Количествен критерий за постигане на тази цел е коефициентът k , представляващ нормираната, по отношение на общата кинетична енергия, стойност на енергията погълната от ЕПА. Неговата стойност, по литературни данни [1], варира около $0,6 \div 0,8$.

Според принципа на действието си ЕПА образуват четири групи: пружинни, пружинно-фрикционни, гумени, хидравлични. За първите три групи в литературата съществуват достатъчно данни за тяхната конструкция и метод за определяне на параметрите им [2, 3, 4]. За разлика от тях, хидравличните енергопоглъщащи апарати (Х ЕПА) са представени, строго погледнато, само с принципни конструктивни решения. Метод

за определяне на основните конструктивни параметри, с оглед осъществяване на такава силова характеристика, която да отговаря на определени изисквания, не е даден в известната литература. Посоченото се отнася за следните основни параметри на ЕПА: максимална сила $P_{\max}$, енергопоглъщане

$$E = \int_0^{S_{\max}} Ps * ds, \text{ коефициент на пълнота на}$$

силовата характеристика $\Pi = E / P_{\max} S_{\max}$, коефициент на обратимо енергопоглъщане

$$\eta = \int_0^{S_{\max}} P's * ds; (Ps, P's - \text{сила съответно при}$$

натоварване и разтоварване на ЕПА).

ИМИТАЦИОНЕН МОДЕЛ НА НАДЛЪЖЕН УДАР МЕЖДУ ГРУПА ВАГОНИ

Лимитиращи условия за определяне на силовата характеристика на ЕПА ($P_{\max}$, E) са тези, които се поставят при формирането на влаков състав от товарни вагони с определени маси и относителна скорост в момента на техния контакт. Това е причината за основа на метода да се приеме за разглеждане имитационен модел на посочените две групи вагони в процеса на “надлъжен удар”.

Състоянието на механичната система, състояща се от две групи вагони, след установяването на контакт помежду им в даден момент от време t с относителна скорост V_0 , се описва от следната система диференциални уравнения дадена във векторно-матрична форма

$$(1) \quad M\ddot{\vec{X}} - \vec{Q} = 0, \text{ където:}$$

- $M = M(m_1, m_2, \dots, m_n)$ – транспонирана матрица ред от порядък n , членовете на която са масите на вагоните, участващи в процеса;

- $\vec{X} = \vec{X}(x_1, x_2, \dots, x_n)$ – транспонирана матрица ред от порядък n с компоненти координатите по надлъжна ос x на масовите центрове на вагоните в състава, след установяване на контакт между двете групи;

- $\vec{Q}$ – диагонална квадратна матрица от порядък n с членове на матрицата $Q_j = 2Ps_j - 2Ps_{j-1}$, $j = 1, 2, \dots, n$;

- n – брой на вагоните;
 $jj = 1, 2, \dots, (n - 1)$ – номер на вагона, който установява контакт с вагон с номер $(jj+1)$ с относителна скорост V_{01} (Ps_j – сила, действаща на един буфер на вагона с номер j).

При две групи от еднакви вагони силата P в ЕПА, за встъпващите в контакт вагони, е със същата стойност, както и ако вагоните са само два. При вагони с различни параметри се явяват определени различия в стойността на силата P в зависимост от броя на вагоните в групата [1]. Посоченото, а особено като се вземе под внимание целта на изследването, в работата имитационният модел на удар между вагони е съставен за два вагона. В този случай, на основа на зависимостта (1), се формира следната система диференциални уравнения:

$$(2) \quad \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + 2P &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - 2P &= 0 \end{aligned}$$

При приемането на нова обобщена координата S , определена от сумата на ходовете на ЕПА на двата вагона след контакта ($S = x_1 - x_2$), от системата уравнения (2) след интегриране се получава израз за стойността на относителната скорост между вагоните в зависимост от хода S_i на ЕПА:

$$(3) \quad VS_{i+1} = \sqrt{VS_i^2 - \frac{2}{m} Ps_i \Delta s}, \text{ където:}$$

- S_i – ход на ЕПА - $S_i \in (S_0, S_{\max})$;
- i – номер, определящ хода S на ЕПА;
- $m = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)}$.

От равенството (3) следва следната зависимост между стойността на скоростта в началния момент V_{01} и енергопоглъщането на апарата E

$$(4) \quad V_{01} = \sqrt{\frac{2}{m} \int_0^{S_{\max}} Ps * dS} = \sqrt{\frac{2}{m} E}.$$

ОПРЕДЕЛЯНЕ ПАРАМЕТРИТЕ НА ДРОСЕЛИРАЩИЯ КАНАЛ НА ЕПА

Силовата характеристика на ХП ЕПА представлява зависимостта на силата P от хода S на буфера – Ps . За разлика от другите видове ЕПА, тя е фамилия от криви с параметър стойността на относителната скорост V_{0r} , с която се установява контактът между вагоните. От посоченото следва, че силовата характеристика заема поле ограничено „от горе“ от кривата, при която се определя зависимостта Ps при скорост V_{01} , за която съпротивителната сила Ps достига стойност, съответстваща на допустимото натоварване на вагонната конструкция от страна на буфера $P\max_{don}$ – т.е. $Ps_{\max} = P\max_{don}$. Ограничението „от долу“ на Ps е характеристиката, която се получава при квазистатично натоварване на ХП ЕПА. Параметрите на системата на ХП ЕПА, които определят съпротивителната сила, се задават с оглед получаването на ограничението „от горе“ на зависимостта Ps . Всички останали силови характеристики от фамилията се явяват детерминирани от вече избраните параметри на хидро и пневмосистемата на ЕПА при отбелязаното условие – $Ps_{\max} = P\max_{don}$.

Силата Ps е сума от две компоненти:

- Ps_n – сила причинена от налягането на газа p_n в пневматичната камера на ЕПА. Налягането зависи от хода S на апарата. С известно приближение силата Ps_n може да бъде считана, че е с консервативен характер, определяща ограничението „от долу“ на силовата характеристика, т.е. представлява квазистатичната характеристика на апарата.

- Ps_x – съпротивителната сила, осъществена от разликата в налягането δp_x от двете страни на буталото в хидравличната камера на ЕПА. Посочената разлика се формира от местното съпротивление δp_m и съпротивлението от триене δp_T при протичането на маслото в камерата през канала. И двете компоненти на разликите в налягането на флуида в хидрокамерата са функции на скоростта V , с която той протича през канала. Скоростта V , от своя страна, зависи от ско-

ростта V на придвижване на буталото на ХП ЕПА в цилиндъра – $v = FVs/f$ (F – площ на буталото на хидроцилиндъра; f – площ на сечението на канала). Скоростта V , както се вижда от зависимостта (3) намалява. Този факт е резултат на трансформация на кинетична енергия в топлина и потенциална енергия. От посоченото следва, че за да бъдат разликите в налягането δp_x с такава стойност, че да се реализира съпротивителна сила Ps_x , е необходимо по определена зависимост да се изменя сечението f във функция на хода S на апарата – f_s .

Силовата характеристика на ХП ЕПА трябва да има две зони:

- първа зона – $S \in (S_0, S_j)$ – силата Ps

расте по определен закон – например линеен, от дадена минимална стойност Ps_0 до

максималната $Ps_{\max}$:

$$Ps_i = Ps_0 + \frac{Ps_{\max} - Ps_0}{S_j} S_i.$$

- втора зона $S \in (S_j, S_{\max})$ – силата Ps_i е с

постоянна стойност – $Ps_i = Ps_{\max}$.

Така формираната силова характеристика е цел за постигане в резултат на управление на разликата в налягането от двете страни на буталото δp_x и от стойността на налягането p_n в пневматичната камера.

Приблизителен израз за определяне на отбелязаната разлика в наляганията δp_x , необходима за преодоляване на силите на триене и местно съпротивление на течността в дроселния канал на ХП ЕПА, се дава от формулата [5]:

$$(5) \quad \delta p_x = \frac{8\mu l}{a^2} v_c + 0,75\rho v_c^2, \text{ където:}$$

- v_c – средна за сечението скорост на движението на течността в дроселния канал;

- l – дължина на канала;

- μ – динамичен вискозитет;

- a – линеен размер на сечението на канала равен на радиуса при кръгло сечение, а при правоъгълно – височината на канала h разделена на $\sqrt{1,5}$;

- ρ – плътност на течността.

Дроселният канал е най-подходящо да се оформи като междина със стойност h между две проникващи едно в друго съосни тела с кръгло сечение. В този случай формула (4) добива вида

$$(6) \quad \delta p_x = 12 \frac{\mu l}{h^2} v_c + 0,75 \rho v_c^2.$$

За всяко сечение на посочените две тела, h_{si} се определя от разликата на диаметъра на обхващащото тяло D_1 и вътрешното тяло $D_2 - h = 0,5(D_1 - D_2)$. Походящо е външното тяло да е с цилиндрична повърхност – $D_1 = const$, а диаметърът на вътрешното тяло да е с променлива стойност – $D_2 = D_{2s} = var$. При такива ротационни повърхнини сечението на канала f се определя от израза:

$$f = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2) = \pi D' h, \text{ където}$$

$$D' = 0,5(D_1 - D_2).$$

Като се вземе под внимание непрекъснатостта на флуидния поток, h_{si} се определя от равенството – $h_{si} = V_{si} F / 2\pi D' v_{csi}$. При заместване на получената стойност за h_{si} в равенство (5), разликата в налягането δp_{xsi} добива вида:

$$\delta p_{xsi} = 48\pi^2 D_{si}^2 \frac{\mu j}{V^2 S_i F^2} v_{csi}^3 + 0,75 \rho v_{csi}^2,$$

или съответно за силата Ps_i :

$$(7) \quad Ps_i = 48 \frac{\mu l F}{h_{si}^2} v_{csi}^3 + 0,75 \rho F v_{csi}^2 + Ps_n.$$

От полученото кубично уравнение, при зададена стойност на съпротивителната сила Ps_i , се определя стойността на скоростта в дросела v_{csi} а от там – и стойността на h_{si} , респективно диаметъра на вътрешното тяло D_{2si} за дадено сечение определено от хода s_i на ХПА – т.е.:

$$(8) \quad D_{2si} = D'_{si} - h_{si}$$

За малък интервал на изменение на хода $\Delta s = s_{i+1} - s_i$ може да се приеме, че силата Ps_i има постоянна стойност. От израза (3) може да се определи скоростта в началото на участъка s_{i+1} . Стойността на интервала Δs се

задава в зависимост от желаната точност за определяне на диаметъра D_{2si} .

Определените параметри на дроселиращата система от ограничението на силовата характеристика “от горе” позволяват да бъдат определени и характеристики при стойности на относителната скорост в момента на контакта $V_{0r} \leq V_{01}$ (V_{01} се определя съгласно формула (4)).

За определяне на геометрията на дроселиращия канал, на основата на изложеното до тук в материала, трябва да се съблюдава следната последователност:

1. Определяне на параметрите на ограничение «от горе» на стилизирана стилова характеристика Ps с две зони при приети стойности на максималната сила Ps_{max} и максималния ход S_{max} :

- първа зона $S \in (S_0, S_j)$;

$$Ps_i = Ps_0 + \frac{Ps_{max} - Ps_0}{S_j} s_i;$$

- втора зона $S \in (S_j, S_{max})$, $Ps_i = Ps_{max}$;

- енергопоглъщане (площ на стилизираната характеристика)

$$E = Ps_0 S_j + \frac{1}{2} (Ps_{max} - Ps_0) S_j + Ps_{max} (S_{max} - S_j);$$

-стойност на началната относителна

скорост $V_{01} = \sqrt{\frac{2}{m} E}$, при приети еднакви

стойности на масите на участващите в удара вагони – $m_1 = m_2$, т.е. $m = m_1/4$. Приема се също, че кинетичната енергия на участващите в удара вагони се поема само от ЕПА;

- S – сумарен ход на ЕПА на двата вагона;

- стойност на стъпката на изменение на хода на ЕПА $\Delta S_i = S_{i-1} - S_i = \Delta s$.

2. Определяне силата Ps_n от налягането в пневмокамерата при зададена стойност на силата на апарата $Ps_{nmax} = \alpha Ps_{max}$ при квазистатично натоварване:

$$Ps_n = \left[p_{a0} \frac{1}{\left(1 - \frac{F_1}{W_0} S\right)^\gamma} - p_b \right] F_1,$$

където:

- p_{a0} – абсолютно налягане на газа в пневмокамерата при ход на апарата $S_0 = 0$

$$p_{a0} = \left(\frac{\alpha P s_{\max}}{F_1} + p_b \right) \left(1 - \frac{F_1}{W_0} S_{\max} \right)^{\gamma},$$

където:

- p_b – външно налягане;
 - F_1 – площ на буталото в пневмокамерата;
 - W_0 – обем на двете пневмокамери при ход $S_0 = 0$;

- γ – показател на политропата;

$$\alpha = \frac{P s n_{\max}}{P s_{\max}}.$$

3. Определяне на стойността на скоростта

$$V_{S_{i+1}} = \sqrt{V_{S_i}^2 - \frac{2}{m} P s_i \Delta s}.$$

4. Определяне на стойността на скоростта V_{S_0} в дросела при ход $S_0 = 0$, за дадени стойности на сила $P s_0$, консервативната сила $P s n_0$ и среден диаметър на дроселиращия канал $D' s_0$, от кубичното уравнение (6):

$$48\pi^2 (D' s_0)^2 \frac{\mu l}{V_{01}^2 F} v_{S_0}^3 + 0,75 \rho F v_{S_0}^2 - P s_0 + P s n_0 = 0$$

5. Определяне на радиалната хлабина между телата, оформящи дроселния канал

$$h_{s0} = V_{01} F / 2\pi D' s_0 v_{S_0}.$$

6. Определяне на диаметрите $D_1 = D' s_0 + h_{s0}$, $D_{2s0} = D' s_0 - h_{s0}$ (необходимо е посочените диаметри D_1 и D_{2s0} да бъдат оценени и от конструктивна гледна точка, и ако е необходимо да се приеме друга стойност на $D' s_0$).

7. Определяне стойността на скоростта v_{csi} в дросела при ход s_i , стойност на силата $P s_i$ и на диаметъра $D' s_{i-1}$.

8. Определяне на хлабината

$$h_{si} = V s_i F / 2\pi D' s_{i-1} v_{si}.$$

9. Определяне на диаметъра

$$D_{2si} = D' s_{i-1} - h_{si}.$$

10. Определяне на диаметъра $D' s_i = 0,5(D_1 + D_{2si})$, необходим за следващата стъпка на хода s_{i+1} .

11. Формиране на масиви от стойностите на D_{2si} и h_{si} за отделните стъпки на хода s_i .

СИЛОВА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ХИДРОДРОПНЕВМАРИЧЕН (ХП) ЕНЕРГОПОГЛЪЩАЩ АПАРАТ (ЕПА)

За определянето на силовите характеристики $P s$, при относителна скорост в момента на контакта $V_{or} \leq V_{01}$ се извършват следните операции:

1. Определя се средната скорост в дросела v_{csi} от зависимостта

$$v_{csi} = \frac{V s_i F}{2\pi D' s_i h_{si}}.$$

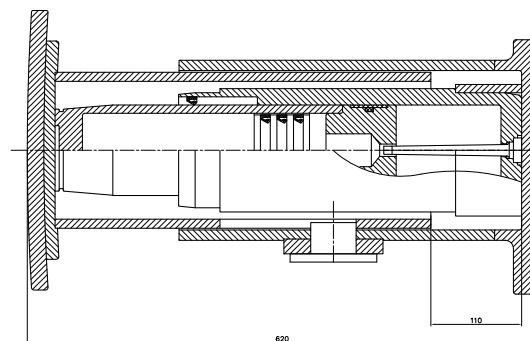
2. Изчислява се силата $P s_i$ на ХП ЕПА от равенството:

$$P s_i = 48 \frac{\mu l F}{h_{si}^2} v_{csi}^3 + 0,75 \rho F v_{csi}^2 + P s n$$

3. Определя се стойността на скоростта $V_{S_{i+1}}$ за началото на следващия интервал Δs :

$$V_{S_{i+1}} = \sqrt{V_{S_i}^2 - \frac{2}{m} P s_i \Delta s}.$$

Разработеният метод е приложен за получаване на фамилия силови характеристики на показания на фиг.1 ХП ЕПА.

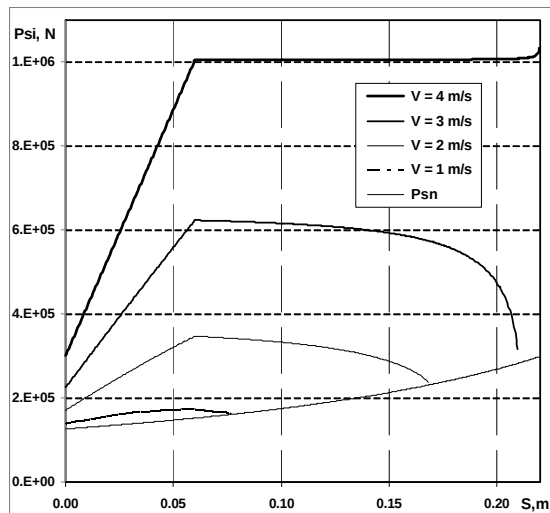


Фиг.1 Конструкция на ХП ЕПА

На фиг.2 са дадени няколко силови характеристики за този апарат при следните изходни данни: $P s_{\max} = 1MN$; $S_{\max} = 0,21m$; $S_j = 0,06m$; $P s_0 = 0,3MN$; $m = 25 \cdot 10^3 kg$; $l = 0,02m$; $P s n_{\max} = 0,3 P s_{\max}$; $\gamma = 1,3$; $F = 95 \cdot 10^{-4} m^2$; $F_1 = 63,62 \cdot 10^{-4} m^2$; $W_0 = 29,01 \cdot 10^{-4} m^3$; $\mu = 1,57 \cdot 10^{-2} kg/ms$;

$\rho = 870 \text{ kg/m}^3$. Получените силови характеристики са с параметър скоростта в момента на контакт на буферите V_{0r} . С помощта на зависимостите за определяне на силовите характеристики P_s могат да се определят и силовите характеристики при други стойности на параметъра на механичната система m . По този начин се дефинират фамилия повърхнини в координатна система с оси P_s , s , m с параметър относителната скорост на вагоните в момента на контакт V_{0r} , в цялата интересна за практиката област.

Дадената на фиг.2 фамилия силови характеристики се явява сечение на глобалната фамилия силови характеристики с равнина $m = \text{const}$.



Фиг.2 Силови характеристики

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представеният метод за получаване на зададена силова характеристика на ХП ЕПА може да бъде разглеждан като основа за проектирането на високоефективни енергопоглъщащи апарати.

От гледна точка на реализацията на цялостен проект на ХЕПА е необходимо и решаването на редица якостни, конструктивни и технологични въпроси.

ЛИТЕРАТУРА:

- [1] Вершинский С. В. и др., Динамика вагона, М., Транспорт, 1991, 360с.
- [2] Ружеков Т. Г., Определяне на деформационната характеристика на гумени ресорни елементи, Годишник на НИИТ, кн.6, С., 1962.
- [3] Шадур Л. А. и др., Конструкция вагонов, ВИП МПС, М., 1962, 416с.
- [4] Шадур Л. А., Вагоны. Конструкция, теория, расчет., М., Транспорт, 1973, 440с.
- [5] Челнаков И.И. и др., Гасители колебаний вагонов, М., ВИП МПС, 1963, 176с.

HYDRO-PNEUMATIC ENERGY-ABSORBING DEVICE FOR BUFFER EQUIPMENT OF RAILWAY VEHICLES: FORCE CHARACTERISTICS

Emil Dimitrov, Nencho Nenov, Toma Ruzhekov

edim@vtu.bg, nnenov@vtu.bg

Higher School of Transport "Todor Kableshkov" 158 Geo Milev Str. 1574 Sofia
BULGARIA

Key words: energy-absorbing device, wagons and locomotives, train horizontal dynamics.

Abstract: The paper presents a method to implement the force characteristics of a hydro-pneumatic energy-absorbing device. It has been developed on the basis of a model simulating a mechanical system of two wagons that contact each other at a certain relative speed. The main aim is to determine the parameters of the hydraulic camera throttle channel. The force features of the tangible hydro-pneumatic energy-absorbing device have been obtained for certain mass values of the wagons colliding at several relative speeds.