

при непрерывном тензометрировании. Таким образом, тензометрирование проводилось дважды — при обычных опорах и при постановке разработанных. Замер напряжений производился тензодатчиками сопротивления по четыре в сечении, с наклеенными вблизи арматуры трубопроводов, т. е. в местах, наиболее подверженных дефектам. Из рассмотрения рис. 3 и таблицы видно, что данные натуральных испытаний согласуются с данными лабораторных исследований, т. е. опора с прокладкой из МР снижает динамические напряжения в отличие от опоры с прокладкой из фторопласта.

В подтверждение лабораторных испытаний все системы трубопроводов, расположенные в зонах высоких температур, проходили длительные испытания на двигателе. Визуальное обследование после испытаний показало отсутствие механических повреждений в опорах и выработки материала труб под опорами.

По цвету прокладок из материала МР можно приблизительно определить температуру в зоне расположения опоры. Для этого воспользуемся результатами, полученными при обжиге прокладок в печи:

- белый — 293 К;
- бело-светло-желтый — 373 К;
- светло-желтый — 473 К;
- желтый — 573 К;
- фиолетовый — 673 К;
- темно-синий — 773 К.

Исследования разработанной опоры показали, что она отвечает как общим, так и специфическим требованиям, предъявляемым при ее проектировании, а также обладает большей способностью по демпфированию колебаний и уменьшению монтажных напряжений системы «труба — опора» по сравнению с другими опорами.

И. Д. Эснин, Ю. К. Пономарев

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБОБЩЕННЫХ УПРУГО-ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРОВ И АМОРТИЗАТОРОВ С КОНСТРУКЦИОННЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

В настоящей работе и в [1, 2] методом, предложенным в [2, 3], определены обобщенные упруго-фрикционные характеристики (УФХ) изделий (рис. 1 а÷п) в виде полей упруго-гистерезисных петель в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$ , равных

$$\eta = \frac{P}{T}; \quad \xi = \frac{y}{a}, \quad (1)$$

и зависимостей коэффициента рассеивания  $\Psi$  и средней относительной циклической жесткости  $\gamma$ , определяемых соотношениями

$$\psi = 2\Delta W/P_0A; \quad \gamma = C_{ср}/C_p, \quad (2)$$

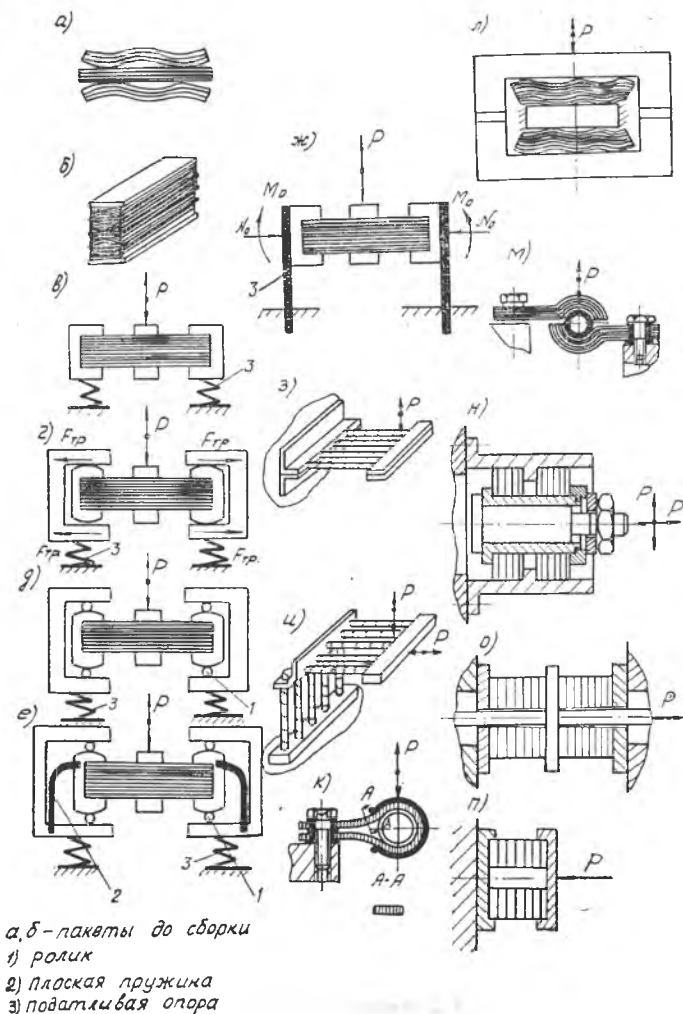


Рис. 1

от безразмерной амплитуды циклической силы

$$\eta_0 = P_0/T \quad (3)$$

и других безразмерных параметров устройств. В (1), (2) и (3)  $\eta$  — текущее значение безразмерной силы,  $\xi$  — текущее значение безразмерного перемещения изделия,  $P$ ,  $y$  — соответственно текущие значения циклической силы и перемещения,  $T$  и  $a$  — соответственно базовые значения силы и перемещения,  $P_0$  — амплитудное значение циклической силы,  $A$  — ам-

амплитуда перемещения,  $\Delta W$  — рассеянная циклическая энергия,  $C_{\text{ср}}$  — средняя циклическая жесткость, равная тангенсу угла наклона главной диагонали петли,  $C_p$  — жесткость полностью расслоенного устройства или некоторая условная жесткость системы, определяемая во всех случаях как

$$C_p = T/a. \quad (4)$$

Рациональный выбор базовых величин позволяет упростить как саму процедуру экспериментального определения базовых величин, так и аналитическое задание обобщенного поля петель в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$ .

Проиллюстрируем это утверждение примерами. Так, у систем с неизменяющимися за цикл нагружения силами трения и постоянной жесткостью системы и ее отдельных элементов при уничтожении сил трения в качестве базовых величин удобно взять обобщенную силу трения  $T$  и обобщенное перемещение  $a$ , определяемые как половины отрезков, отсекаемых на осях координат процессами загрузки полностью расслоенного устройства. У этих систем жесткость полностью расслоенного устройства  $C_p$  равна жесткости системы без трения и, следовательно, может быть определена методами сопротивления материалов. Поэтому использование этого способа не только позволяет упростить процедуру определения базовых величин, но и позволяет функциональные связи одной из них выразить весьма просто через функциональные связи другой, используя соотношение (4). Например, таким образом определены базовые величины многослойных пакетов (рис. 1а÷ж) и тросовых амортизаторов (рис. 1з÷и), которые в первом приближении в исследованной области значений безразмерных амплитуд циклической силы  $\eta_0$  (см. рис. 3, 5)\* могут быть отнесены к указанному классу систем конструкционного демпфирования.

В более общем случае для систем с неизменяющимися за цикл нагружения силами трения (гл. IV, п. 16) также удобно определять одну из базовых величин как функцию другой базовой величины, например, в виде

$$T = aF_1^x, \quad (5)$$

где  $F_1^x$  — некоторая функция, независящая от нормы сил трения в системе  $f\rho_0$ ;  $\rho_0$  — норма сдвигающей нагрузки,  $f$  — коэффициент трения скольжения.

В качестве другого примера приведем амортизаторы, выполненные в виде двустороннего упруго-гистерезисного упора, собранного из двух втулок из материала МР, работающего на сжатие в свободном объеме (рис. 1о).

Для этих изделий справедливо в качестве базовых величин выбирать обобщенную силу трения  $T$  и обобщенную деформацию  $a$ , определенные как половины отрезков, отсекаемых на

\* Рис. 3,5 см. на стр. 46, 48.

осях координат процессами загрузки петли гистерезиса, удовлетворяющей условию\*

$$\varepsilon_{01} = \frac{A}{H} = idem, \quad (6)$$

где  $H$  — высота втулки.

Причем процессы загрузки, построенные в критериальных координатах  $\eta - \xi$ , оказалось допустимым считать независимыми от безразмерного натяга  $(\xi_{II}, \eta_{II})$ . Т. к. условие (3) [3] должно автоматически выполняться\*\*, из (6) и (3) [3] сразу найдем обобщенное перемещение в виде

$$a = \varepsilon_{01} H / \bar{\varepsilon}_{01}. \quad (7)$$

Значение относительной деформации  $\varepsilon_{01}$  было выбрано равным 0,06. При этом оказалось, что  $\xi \approx 3,57$  и, следовательно,  $\alpha \approx 0,0168H$ . (8)

Ошибка  $\Delta\alpha\%$  обобщенного перемещения, вычисленного по формуле (8), не превышает  $\pm 7,5\%$ .

На практике довольно часто встречаются изделия, вид загрузочных процессов которых в критериальных координатах  $\eta - \xi$  в зависимости от способа выбора базовых величин может либо зависеть, либо не зависеть от величины безразмерного натяга  $(\xi_{II}, \eta_{II})$ , что является не безразличным, например, при решении динамических задач. Так, если в качестве базовых величин выбрать обобщенную силу трения  $T_{II}$  и обобщенное перемещение  $a_{II}$ , определяемые у всех подобных типоразмеров при заданной величине безразмерного натяга  $\xi_{II} = \xi_{II}^{***}$  по методике, указанной в [3], то загрузочные процессы единственного обобщенного поля в критериальных координатах  $\eta - \xi$  будут зависеть от величины безразмерного натяга  $(\xi_{II}, \eta_{II})$ . В этом случае аналитическое, табличное, графическое задания обобщенного поля петель могут оказаться весьма сложными. Все

\* При таком выборе базовых величин различные типоразмеры втулок оказалось возможным рассматривать как приближенно подобные по упруго-фрикционным свойствам в следующем интервале значений определяющих параметров:  $\varepsilon_0 + \varepsilon_{II} \leq 0,16$ , средняя плотность материала втулки  $I \leq \gamma \leq 2,5$  г/см<sup>3</sup>, средняя плотность заготовки  $0,4 \div 0,5$  г/см<sup>3</sup>, диаметр проволоки  $d = 0,09 \div 0,35$  мм, диаметр спирали  $d_c = 0,7 \div 5,25$  мм,  $d = \frac{d_c}{d} = 5 \div 15$ . Для изготовления образца использовались проволока ОВС и нагартованная проволока из сталей X18H10T, ЭИ708. Наружный диаметр втулки  $D_{II} = 25 \div 71$  мм, внутренний диаметр  $D_{II} = 10 \div 30$  мм,  $H = 2178$  мм,  $\bar{D}_{II} \frac{D_{II}}{H} = 0,35 \div 3,5$ ,  $\bar{D}_{II} = \frac{D_{II}}{H} = 0,12 \div 2,1$ . Исследовались втулки со смазанными и обезжиренными контактными поверхностями. Втулки изготавливались по технологии [4].

\*\* Это условие выполняется в случае подобия по упруго-фрикционным свойствам различных типоразмеров втулок.

\*\*\* Для задания величины безразмерного натяга здесь достаточно одного параметра, т. к. в качестве основной петли для простоты рассуждения выбрана петля, вершины которой лежат на граничных процессах поля.

это значительно усложняет решение динамических задач, но для каждого типоразмера необходимо определить лишь по одному значению  $T_k$  и  $a_k$ . Если в качестве базовых величин выбраны обобщенная сила трения  $T_k$  и обобщенная деформация  $a_k$  полей, определенных при любом значении натяга  $y_k$ , то загрузочные процессы построенного таким способом единственно обобщенного поля в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$  не будут зависеть от величины безразмерного натяга ( $\xi_{II}$ ,  $\eta_{II}$ ). Задание такого поля значительно проще, и решение динамических задач значительно упрощается, но базовые величины  $T_k$  и  $a_k$  определяются для каждого исследованного значения  $y_k$ .

В рассматриваемом случае второй вариант построения обобщенного поля предпочтительнее, т. к. зависимость базовых величин от натяга незначительно усложняет задачу определения функциональных связей базовых величин с другими параметрами устройства вследствие справедливости для данного случая соотношений

$$\frac{T_k | \xi_{II}, \xi_{0I}}{T_k | \xi_{II}, \xi_{0I}} = F_1(\xi_{II}); \quad \frac{a_k | \xi_{II}, \xi_{0I}}{a_k | \xi_{II}, \xi_{0I}} = F_2(\xi_{II}). \quad (9)$$

Доказательство справедливости соотношений (9) достаточно просто, и поэтому не приводится. Тогда, если кривые (9) построены, для определения конструктивных параметров изделия с заданными упруго-фрикционными свойствами также достаточно определения указанных функциональных связей обобщенной силы трения  $T_k$  и обобщенной деформации  $a_k$ , найденных при заданной величине безразмерного натяга  $\xi_{II} = \xi_{II}$ . У амортизаторов-втулок (рис. 10) функция  $F_1(\varepsilon_{II})$  имеет вид

$$\frac{T_k | \varepsilon_{II}, \varepsilon_{0I} = 0,06}{T_k | \varepsilon_{II} = 0,06, \varepsilon_{0I} = 0,06} = F_1(\varepsilon_{II}) = 16,7 \varepsilon_{II}. \quad (10)$$

Ошибка величины  $F_1$ , определенной из (10), не превышает  $\pm 9\%$ .  
Зависимости

$$F_1(\xi_{II}) = \frac{T_k | \xi_{II}, \xi_{0I} \geq 4}{T_k | \xi_{II} = 10, \xi_{0I} \geq 4}; \quad F_2(\xi_{II}) = \frac{a_k | \xi_{II}, \xi_{0I} \geq 4}{a_k | \xi_{II} = 10, \xi_{0I} \geq 4}$$

двустороннего упруго-гистерезисного упора (рис. 11), составленного из двух многослойных пакетов, показаны на рис. 2.

Оказалось, что в исследованных интервалах параметров в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$  амортизаторы-втулки (рис. 10) и двусторонние упоры (рис. 11), относящиеся к системам с изменяющимися за цикл нагружения силами трения, можно приближенно рассматривать аналогичными системам с неизменяющимися за цикл нагружения силами трения с постоянной жесткостью системы и ее отдельных элементов при уничтожении сил трения. Это следует из того, что для приближенного задания обобщенного поля петель этих устройств в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$  также достаточно задания един-

ственного обобщенного полного повторного процесса загрузки в критериальных координатах  $\eta_1$ — $\xi_1$ .

Здесь для втулок (рис. 1 о, п)

$$\eta = \frac{P_k}{T_k|_{\xi_n, \xi_{01}=0,06}}, \quad \xi = \frac{Y_k}{a_k|_{\xi_n, \xi_{01}=0,06}},$$

для многослойных пакетов (рис. 1 л)

$$\eta = \frac{P_k}{T_k|_{\xi_n, \xi_{01} \geq 4}}, \quad \xi = \frac{Y_k}{a_k|_{\xi_n, \xi_{01} \geq 4}}$$

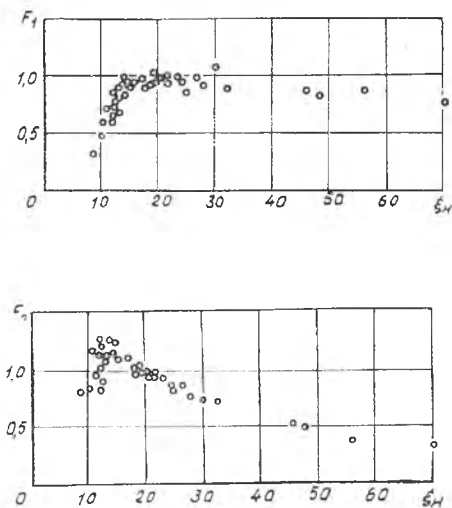


Рис. 2

$P_k$ ,  $Y_k$  отсчитываются от положения, где отрезки  $T_k$  и  $a_k$  делятся пополам (строились поля петель, удовлетворяющие условию —  $A \leq y \leq A$ ),  $y_n$ ,  $P_n$  отсчитываются от положения, куда возвращается упор при полном снятии нагрузки и уничтожении натяга после статической тренировки его. Причем статическая тренировка проводилась с целью стабилизации свойств упора при амплитудах, значительно превышающих рабочие, при которых либо не наблюдается пластических деформаций упора, либо они наблюдаются только в течение первых

нескольких циклов нагружения. В качестве начала критериальных координат  $\eta_1$ — $\xi_1$  взято начало процессов загрузки в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$  и под полным процессом загрузки понимается процесс, содержащий все этапы расслоения устройства. Обобщенный полный повторный процесс загрузки амортизаторов-втулок (рис. 1 о) задан в табл. 1, двустороннего многослойного упора — в табл. 2 и многослойного пакета (рис. 1 а, в, ж), относящегося к системам с неизменяющимися за цикл нагружения силами трения с постоянной жесткостью системы и ее отдельных элементов при уничтожении сил трения в ней, — в табл. 3. Экспериментальный разброс повторных процессов, построенных в критериальных координатах  $\eta_1$ — $\xi_1$ , для различных значений безразмерных амплитуд перемещений  $\xi_0 = A_k/a_k$  и различных натягов ( $\xi_n$ ,  $\eta_n$ ) различных типоразмеров этих изделий дан в [1]. Допустимость осреднения этих

Таблица 1

№ п. п.	$\xi_1$	$\eta_1$
1	0	0
2	0,05	0,350
3	0,10	0,630
4	0,15	0,830
5	0,20	1,030
6	0,30	1,380
7	0,40	1,630
8	0,50	1,810
9	0,60	1,990
10	0,70	2,140
11	0,80	2,290
12	0,90	2,430
13	1,00	2,570
14	1,10	2,710
15	1,20	2,845
16	1,30	2,980
17	1,40	3,115
18	1,50	3,250
19	1,60	3,375
20	1,70	3,500
21	2,00	3,880
22	2,50	4,450
23	3,00	5,000
24	3,50	5,550
25	3,80	5,850
26	4,00	6,050
27	5,00	7,070
28	6,00	8,090
29	7,09	9,090
30	8,09	10,090

Таблица 2

№ п. п.	$\xi_1$	$\eta_1$
1	0	0
2	0,01	0,2000
3	0,02	0,3700
4	0,03	0,4900
5	0,04	0,5850
6	0,06	0,7400
7	0,08	0,8850
8	0,10	1,0280
9	0,12	1,1330
10	0,14	1,2330
11	0,16	1,3300
12	0,18	1,4225
13	0,20	1,5125
14	0,22	1,5900
15	0,24	1,6600
16	0,24	1,7278
17	0,28	1,7950
18	0,30	1,8575
19	0,34	1,9775
20	0,38	2,0775
21	0,42	2,1725
22	0,46	2,2625
23	0,50	2,3450
24	0,54	2,4125
25	0,58	2,4750
26	0,62	2,5350
27	0,66	2,5925
28	0,70	2,6480
29	0,74	2,7030
30	0,78	2,7570
31	0,82	2,8105
32	0,86	2,8580
33	0,90	2,9050
34	0,94	2,9450
35	1,00	3,0000
36	2,00	4,0000
37	4,00	6,0000
38	8,00	10,0000

Таблица 3

№ п. п.	$\xi_1$	$\eta_1$
1	0,000	0,000
2	0,005	0,125
3	0,010	0,250
4	0,015	0,375
5	0,020	0,500
6	0,024	0,650
7	0,028	0,750
8	0,032	0,900
9	0,036	1,000
10	0,039	1,125
11	0,042	1,250
12	0,046	1,280
13	0,050	1,335
14	0,055	1,380
15	0,060	1,430
16	0,065	1,465
17	0,070	1,500
18	0,075	1,535
19	0,080	1,565
20	0,085	1,605
21	0,090	1,635
22	0,100	1,685
23	0,105	1,710
24	0,115	1,750
25	0,120	1,765
26	0,130	1,795
27	0,140	1,825
28	0,150	1,850
29	0,160	1,870
30	0,170	1,890
31	0,180	1,900
32	0,190	1,925
33	0,200	1,940
34	0,210	1,960
35	0,220	1,976
36	0,230	1,990
37	0,240	2,000
38	0,250	2,016
39	0,260	2,030
40	0,270	2,042
41	0,280	2,055
42	0,300	2,082
43	0,350	2,145
44	0,400	2,210
45	0,450	2,275
46	0,500	2,336
47	0,600	2,460
48	0,700	2,586
49	0,800	2,712
50	0,900	2,838
51	1,000	2,962
52	1,100	3,100
53	1,200	3,200
54	1,300	3,300

процессов единственным обобщенным полным повторным процессом доказана в [1, 2], где также определены суммарные ошибки выходных динамических параметров (коэффициента динамического усиления, резонансной частоты), получаемых при осреднении. Диапазоны параметров, в которых справедливы обобщенные полные повторные процессы, заданные табл. 1, 2, 3, для втулок указаны выше, для других изделий — в [2]. Там же на рис. 1 построены заданные таблицами 1, 2, 3 обобщенные поля упруго-гистерезисных петель этих устройств в критериальных координатах  $\eta$ — $\xi$ .

На практике может встретиться случай, когда не для всех исследуемых типоразмеров возможно выполнить условие (3) [3]. Например, для амортизаторов-втулок (рис. 1 о) при  $\varepsilon_n < \varepsilon_{01}$  и двустороннего упора (рис. 1 л) при  $\xi_n < \xi_{01}$  произойдет расстыковка устройства при деформации упора на величину  $\varepsilon_{01}$  (или  $\xi_{01}$ ), что недопустимо. Но и в этом случае базовые величины  $T|\xi = \xi_{01}$  и  $a_k|\xi = \xi_{01}$  также могут быть достаточно легко определены, т. к. для всех подобных по упруго-фрикционным свойствам типоразмеров устройства справедливы соотношения

$$\frac{T_k|\xi_0^x}{T_k|\xi_{01}} = F_3\left(\frac{\xi_0^x}{\xi_{01}}\right); \quad \frac{a_k|\xi_0^x}{a_k|\xi_{01}} = F_4(\varepsilon_0^x), \quad (11)$$

где  $\xi_0^x = \frac{A_{ik}}{a_{ik}}$ ,  $A_{ik}$  — амплитуда деформации любой  $i$ -ой петли  $k$ -ого типоразмера изделия и  $a_{ik}$  — половина отрезка, отсекаемого на оси абсцисс процессами загрузки этой петли.

Если кривые (11) построены, то определив значения обобщенной силы трения  $T_k|\xi_0^x = \xi_{02}$  и обобщенной деформации  $a_k|\xi_0^x = \xi_{02}$  для какого-нибудь  $\xi_{02} < \xi_n$  и зная значения  $F_3(\xi_{02})$  и  $F_4(\xi_{02})$ , из (11) легко определим базовые величины.

Так как у большинства изделий в силу сложности явления конструкционного демпфирования, протекающего в них, система независимых критериев подобия, определяемых в эксперименте, обычно не полна, приходится ограничиться исследованием только приближенного подобия по упруго-фрикционным свойствам. В сложившихся условиях для получения ценных результатов кроме влияния на обобщенные УФХ выделенных критериев подобия исследовалось влияние определяющих размерных параметров в диапазонах, в большинстве случаев перекрывающих рабочий диапазон. Причем ввиду неполноты системы независимых критериев подобия распространение без должной проверки полученных результатов в неисследованные диапазоны параметров даже в случае численной одинаковости



выделенных критериев подобия может привести к серьезным ошибкам.

Следует иметь в виду, что в настоящей работе рассматривается неполное подобие по упруго-фрикционным свойствам, так как установление факта приближенного выполнения соотношений подобия, связывающих силу и перемещение базового изделия соответственно с силой и перемещением других типоразмеров изделия в месте крепления его к колеблющейся системе не обязательно является следствием приближенного выполнения этих соотношений для любых сходственных точек или сечений изделия. В силу существующих трудностей рассмотрение полного подобия по упруго-фрикционным свойствам реальных изделий обычно весьма сложно. Поэтому для изделий, осуществляющих сосредоточенное демпфирование колеблющейся системы, целесообразно ограничиться рассмотрением подобия в смысле, указанном в [3], так как условия на границе изделия (в месте крепления его к колеблющейся системе) вполне определяют поведение колеблющейся системы.

Естественно, необходимыми и достаточными условиями рассматриваемого подобия является численная одинаковость независимых критериев подобия, оказывающих заметное влияние на обобщенные УФХ изделия (изменение их нарушает единственность обобщенных УФХ).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Эскин И. Д., Пономарев Ю. К. К вопросу определения обобщенных упруго-фрикционных характеристик демпферов и амортизаторов с конструкционным демпфированием. Статья в настоящем сборнике.
2. Эскин И. Д. Исследование обобщенных упруго-фрикционных характеристик демпферов и амортизаторов авиационных двигателей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, КуАИ, Куйбышев, 1973.
3. Эскин И. Д., Пономарев Ю. К. К вопросу подобия систем конструкционного демпфирования по упруго-фрикционным свойствам. В сб.: «Вопросы виброизоляции оборудования и приборов». Ульяновский политехнический институт, 1974.
4. Соيفер А. М. и др. Материал МР. Авторское свидетельство № 183174, 1966.

**И. Д. Эскин, Ю. К. Пономарев**

#### **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБОБЩЕННЫХ УПРУГО-ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕМПФЕРОВ И АМОРТИЗАТОРОВ С КОНСТРУКЦИОННЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ**

В работе приведены упруго-фрикционные характеристики (УФХ) втулок из материала МР (рис. 1а)\*, двусторонних упруго-гистерезисных упоров, набранных из двух многослойных

\* Рис. 1 см. на стр. 36.