

А. И. БЕЛОУСОВ, В. Т. АНИСКИН

**ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ АМОРТИЗАТОРОВ**

Амортизаторы, использующие принцип гидростатической смазки, практически могут работать на любых жидкостях. Обладая повышенной демпфирующей способностью, значительной жесткостью смазочного слоя, гидростатические амортизаторы могут быть использованы также в качестве демпферов и противоударных устройств [1]. Использование гидростатического принципа смазки при создании амортизаторов позволяет получить надежную систему, так как истечение жидкости здесь является не вредным фактором (как это имеет место в поршневых и других подобных системах), а участвует в рабочем цикле амортизации.

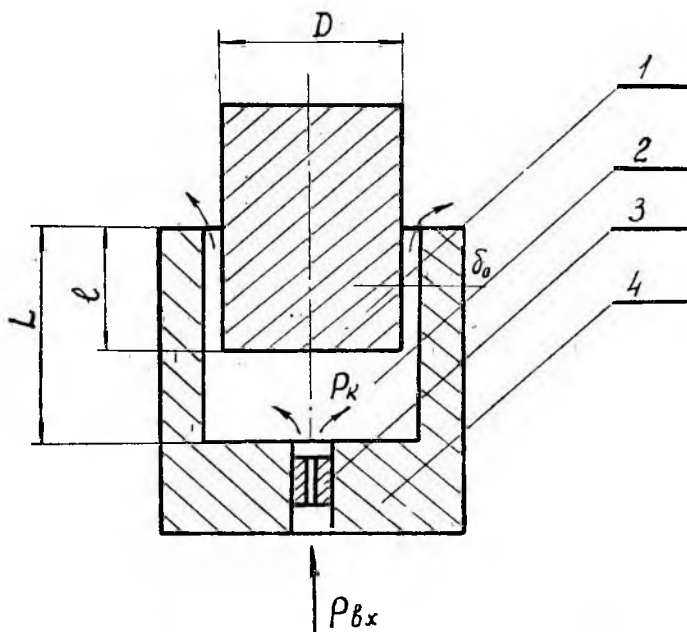
Схема рассматриваемого амортизатора представлена на фиг. 1. В камеру 2, выполненную в подпятнике 4, подается смазка (сжимаемая или несжимаемая) под давлением  $P_{вх}$  через дросселирующий элемент 3, в качестве которого могут использоваться: капилляр диаметром  $d_k$  и длиной  $l_k$ , диафрагма диаметром  $d_d$  или какой-либо другой элемент, обладающий гидравлическим сопротивлением, например, цилиндрический пакет из материала МР [2]. На выходе из камеры дросселирование жидкости осуществляется в кольцевой щели длиной  $l$  с диаметральным зазором  $\cdot 2\delta_0$ . При постоянном дросселирующем элементе 3 давление в камере 2 будет определяться ходом амортизатора.

Возможна схема гидростатического амортизатора, работающего не при постоянном давлении на входе в амортизатор, а при постоянном расходе  $Q$  через амортизатор. В этом случае дросселирующий элемент 3 отсутствует.

В настоящей статье приведены результаты теоретического и экспериментального исследования статических характеристик односторонних гидростатических амортизаторов.

Для удобства анализа и обобщения имеющихся данных исследование ведется в безразмерных величинах. Введены: относительное давление в камере амортизатора  $P$ , представляющее собой отношение избыточного давления в камере  $P_k$  к избыточному давлению  $P_{вх}$ , подводимому в амортизатор; относительный расход  $\bar{Q}$  — отношение расхода через дросселирующий элемент при определенном положении пяты к расходу через тот же элемент, если пята отсутствует; относительный ход пяты амортизатора  $\chi$  — отношение длины щели  $l$  к полному ходу амортизатора  $L$ .

Под нагрузочной и расходной характеристиками гидростатического амортизатора понимается зависимость относительного



Фиг. 1. Схема гидростатического амортизатора:  
1 — пята; 2 — камера; 3 — дросселирующий элемент;  
4 — подпятник.

давления  $P$  и относительного расхода  $\bar{Q}$  от параметров конструкции или относительного хода  $\chi$  амортизатора.

При исследовании статических характеристик исходим из уравнения неразрывности:

$$Q_{вх} = Q_{вых}, \quad (1)$$

где  $Q_{вх}$  — количество втекающей в камеру жидкости;

$Q_{вых}$  — количество вытекающей из камеры жидкости через кольцевую щель.

$Q_{вх}$ ,  $Q_{вых}$  определяются в зависимости от режимов течения жидкости через элементы гидравлического тракта гидростатического амортизатора.

Меняя  $P_{вх}$  на гидростатическом амортизаторе, вязкость жидкости, тип дросселирующего элемента, можно получить следующую комбинацию режимов течения жидкости соответственно в дросселирующем элементе и выходной щели:

1. Ламинарный — ламинарный (сокращенно ЛЛ);
2. Турбулентный — турбулентный (ТТ);
3. Турбулентный — ламинарный (ТЛ);
4. Ламинарный — турбулентный (ЛТ).

В случае турбулентного режима течения жидкости рассматриваем автомодельную область, где коэффициент трения при турбулентном режиме  $\lambda_t$  не зависит от числа Рейнольдса  $Re$ , а определяется только отношением шероховатости стенок к гидравлическому диаметру дросселирующего элемента или выходной щели.

При ламинарном режиме течения жидкости в дросселирующем элементе (в капилляре) и выходной щели будем иметь [3, 4]:

$$Q_{вх} = \frac{\pi d_k^4 (p_{вх} - p_k)}{128 \rho \nu l_k}, \quad (2)$$

$$Q_{вых} = \frac{\pi D_0^3 p_k}{12 \rho \nu l} f_d(\varepsilon). \quad (3)$$

Если в дросселирующем элементе и выходной щели устанавливается турбулентный режим течения жидкости, то расходы  $Q_{вх}$ ,  $Q_{вых}$  определяются по зависимостям [3, 4]:

$$Q_{вх} = f_{эф\,др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{вх} - p_k)}, \quad (4)$$

$$Q_{вых} = f_{эф\,щ} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_k} \cdot f_t(\varepsilon). \quad (5)$$

В уравнениях (2) — (5):

$\nu$ ,  $\rho$  — коэффициент кинематической вязкости и плотность жидкости;

$D$  — диаметр камеры;

$f_d(\varepsilon) = 1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2$  — функция, зависящая от относительного эксцентриситета при ламинарном режиме течения жидкости в кольцевой щели;

$\varepsilon = \frac{e}{2\delta_0}$  — относительный эксцентриситет;

$e$  — смещение оси пяты 1 относительно оси подпятника 4;

$f_{эф\,др} = \eta_{др} F_{др}$  — эффективная площадь дросселирующего элемента;

$\mu_{др}$ ,  $F_{др}$  — коэффициент расхода и площадь проходного сечения дросселирующего элемента;

$f_{\text{эф.ш}} = \mu_{\text{ш}} F_{\text{ш}}$  — эффективная площадь выходной щели;  
 $\mu_{\text{ш}}, F_{\text{ш}}$  — коэффициент расхода и площадь выходной щели;  
 $f_{\text{т}}(\varepsilon)$  — функция, зависящая от относительного эксцентриситета при турбулентном режиме течения жидкости в щели [4].

Коэффициент расхода выходной щели можно представить [3]

$$\mu_{\text{ш}} = \frac{\varepsilon_{\text{стр}}}{\sqrt{\sum \xi + \xi_{\text{тр}}}},$$

где  $\varepsilon_{\text{стр}}$  — коэффициент сужения струи в щели (для  $\frac{l}{2\delta_0} > 5$  можно брать  $\varepsilon_{\text{стр}} = 1$ );

$\sum \xi$  — коэффициент местных сопротивлений щели;

$\xi_{\text{тр}}$  — коэффициент сопротивления, обусловленный трением.

Для щели можно принять [5]:

$$\sum \xi = 1,3.$$

Коэффициент сопротивления  $\xi_{\text{тр}}$  определяется по известному выражению:

$$\xi_{\text{тр}} = \lambda_{\text{т}} \frac{l}{2\delta_0} = \lambda_{\text{т}} \frac{xL}{2\delta_0}.$$

Коэффициент потерь на трение при турбулентном режиме в автомодельной области не зависит от числа  $Re$  и его можно в первом приближении определить по кривой Никурадзе или Мурина [3] в зависимости от относительной шероховатости.

Таким образом, согласно (1) относительное давление в камере при различных комбинациях режимов течения жидкости в дросселирующем элементе и в щели после преобразований определится

$$\bar{p}_{\text{лл}} = \frac{1}{1 + E_0}, \quad (6)$$

$$\bar{p}_{\text{тр}} = \frac{1}{1 + M_0}, \quad (7)$$

$$\bar{p}_{\text{тл}} = A_0 \left( \sqrt{1 + \frac{2}{A_0}} - 1 \right), \quad (8)$$

$$\bar{p}_{\text{лт}} = \left( 1 + \frac{S_0}{2} \right) - \sqrt{\left( 1 + \frac{S_0}{2} \right)^2 - 1}. \quad (9)$$

В уравнениях (6) — (9):

$$E_0 = \frac{E}{x},$$

$$E = 10,67 \cdot \Phi \cdot f_{\text{л}}(\varepsilon),$$

$$\Phi = \frac{D \delta_0^3 l_{\text{к}}}{L d_{\text{к}}^4} \text{ — безразмерный параметр амортизатора;}$$

$$M_0 = \frac{M}{\lambda_T \left( \frac{\sum \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_T L} + \gamma \right)};$$

$$M = 19,74K f_T^2(\varepsilon);$$

$$K = \frac{D^2 \delta_0^3}{L f_{\text{эфдр}}^2} \text{ — безразмерный параметр амортизатора};$$

$$A_0 = \frac{\gamma^2}{2A};$$

$$A = 0,034B f_n^2(\varepsilon);$$

$$B = \left( \frac{D \delta_0^3}{f_{\text{эфдр}} L} \right)^2 \cdot \frac{p_{\text{вх}}}{\rho \nu^2} \text{ — безразмерный параметр амортизатора};$$

$$S_0 = \frac{S}{\lambda_T \left( \frac{\sum \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_T L} + \gamma \right)};$$

$$S = 65536T f_T^2(\varepsilon);$$

$$T = \frac{l_k^2 D^2 \delta_0^3 \rho \nu^2}{d_k^8 L p_{\text{вх}}} \text{ — безразмерный параметр амортизатора}.$$

Безразмерные параметры амортизатора,  $\Phi$ ,  $K$ ,  $B$ ,  $T$  характеризуют отношение гидродинамических сопротивлений дросселирующего элемента и выходной щели амортизатора.

При принятом определении относительный расход будет зависеть от режима течения жидкости в дросселирующем элементе:

$$\bar{Q}_л = .1 - \bar{p}, \quad (10)$$

$$\bar{Q}_T = \sqrt{1 - \bar{p}}. \quad (11)$$

Из уравнений (6)—(11) следует, что нагрузочная и расходная характеристики гидростатического амортизатора при одинаковых режимах течения жидкости в дросселирующем элементе и выходной щели не зависят от внешних условий и от рода используемой жидкости. Если режимы различны, то статические характеристики зависят от рода смазки и внешних условий.

Теоретические зависимости относительного давления и относительного расхода от параметров конструкции приведены на фиг. 2—5. С ростом параметров конструкции относительный расход растет, а относительное давление падает.

При построении зависимостей, показанных на фиг. 3 и 5, принято, что  $\Sigma \xi = 1,3$ , а  $\lambda_T = 0,056$ , что соответствует чистоте обработки поверхностей щели  $\nabla 6$  и гидравлическому диаметру  $2\delta_0 = 0,2$  мм.

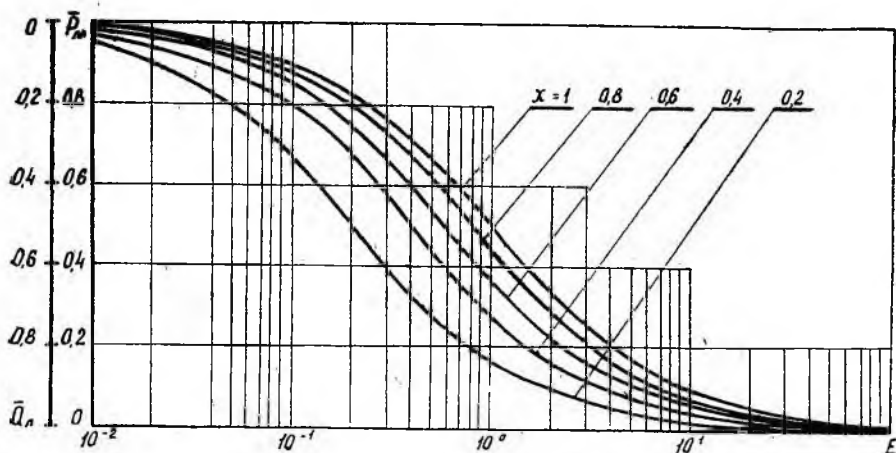
Так как осевая сила (несущая способность) амортизатора

$$R = \frac{\pi D^2}{4} \bar{p} \cdot p_{\text{вх}}, \quad (12)$$

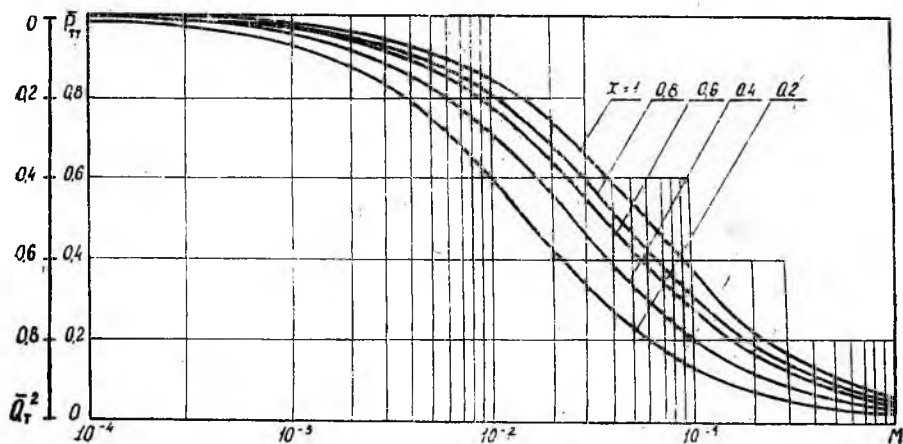
то, регулируя давление подачи жидкости в амортизатор  $P_{вх}$  по желаемому закону, можно изменять жесткость гидростатического амортизатора.

Под статической жидкостью понимается производная несущей способности амортизатора по перемещению

$$C = \frac{dR}{dl}. \quad (13)$$



Фиг. 2. Зависимость относительного давления  $\bar{P}_{лл}$  и расхода  $\bar{Q}_л$  от параметра  $E$  при различных  $\chi$ .



Фиг. 3. Зависимость относительного давления  $\bar{P}_{тр}$  и расхода  $\bar{Q}_т$  от параметра  $M$  при различных  $\chi$ .

Безразмерная жесткость или коэффициент статической жесткости принимается равным

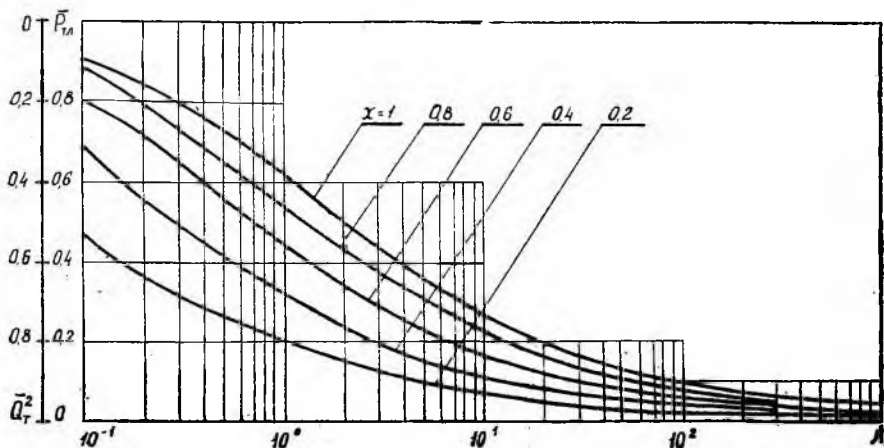
$$\bar{C} = \frac{CL}{P_{вх} F_k} = \frac{d\bar{p}}{d\chi}, \quad (14)$$

где  $F_k = \frac{\pi D^2}{4}$  — площадь поперечного сечения камеры.

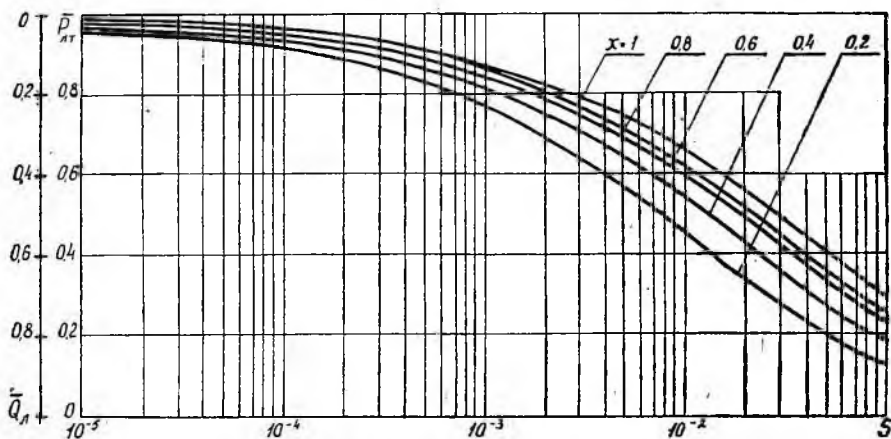
Используя (6) — (9), получим при различных комбинациях режимов течения жидкости в дросселирующем элементе и в щели:

$$\bar{c}_{\text{лл}} = \frac{E}{(\gamma + E)^2}; \quad (15)$$

$$\bar{c}_{\text{тт}} = \frac{\lambda_t M}{\left[ \lambda_t \left( \frac{\sum \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_t \cdot L} + \gamma \right) + M \right]^2}; \quad (16)$$



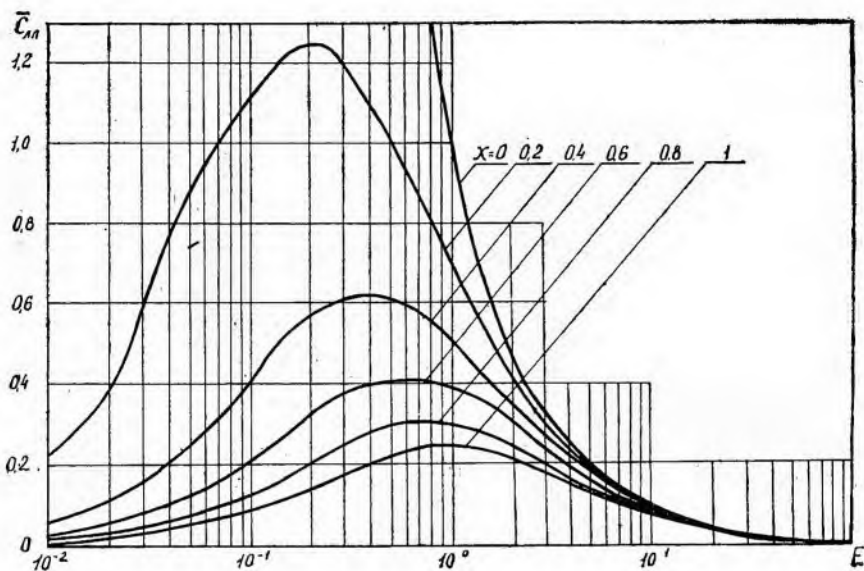
Фиг. 4. Зависимость относительного давления  $\bar{P}_{\text{тт}}$  и расхода  $\bar{Q}_{\text{тт}}$  от параметра  $A$  при различных  $\chi$ .



Фиг. 5. Зависимость относительного давления  $\bar{P}_{\text{лт}}$  и расхода  $\bar{Q}_{\text{лт}}$  от параметра  $S$  при различных  $\chi$ .

$$\bar{C}_{\text{тл}} = \frac{\chi}{A} \left( \sqrt{1 + \frac{4A}{\chi^2}} - 1 \right) - \frac{2}{\chi \sqrt{1 + \frac{4A}{\chi^2}}}; \quad (17)$$

$$\bar{C}_{\text{лт}} = \left[ \frac{1 + \frac{2 \cdot \lambda_{\text{T}}}{S} \left( \frac{\Sigma \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_{\text{T}} L} + \chi \right)}{\sqrt{1 + \frac{4\lambda_{\text{T}}}{S} \left( \frac{\Sigma \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_{\text{T}} L} + \chi \right)}} - 1 \right] \frac{S}{2\lambda_{\text{T}} \left( \frac{\Sigma \xi \cdot 2\delta_0}{\lambda_{\text{T}} L} + \chi \right)^2} \quad (18)$$

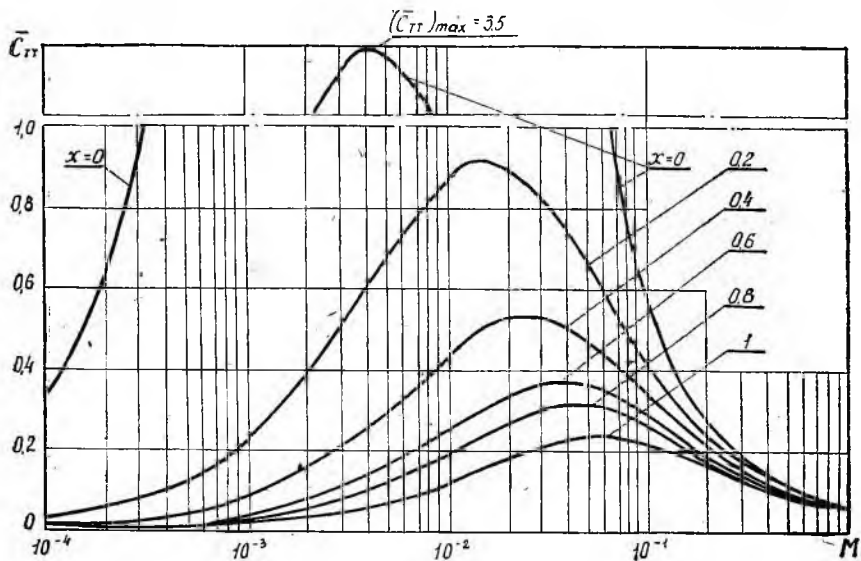


Фиг. 6. Зависимость коэффициента жесткости  $C_{\text{лл}}$  от параметра  $E$  при различных  $\chi$ .

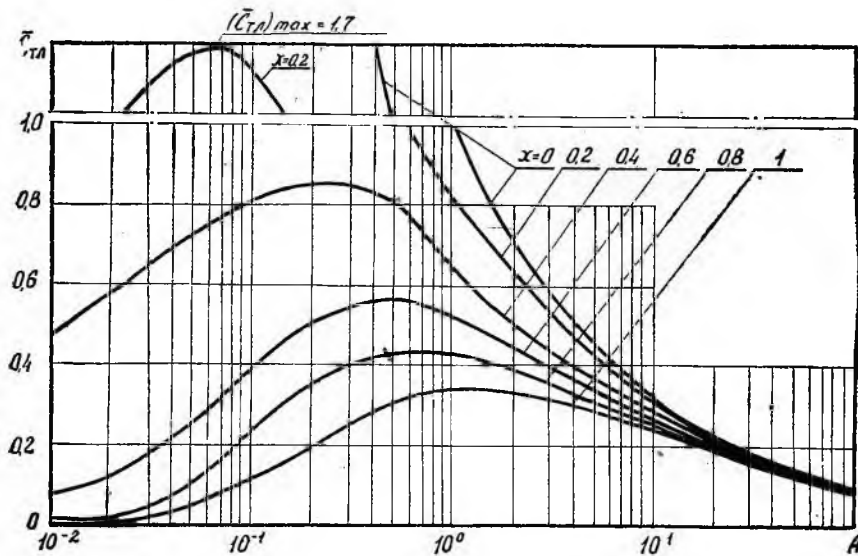
Зависимости коэффициента жесткости от безразмерных параметров  $E$ ,  $M$ ,  $A$ ,  $S$  представлены на фиг. 6—9. При определенном значении параметров  $E$ ,  $M$ ,  $A$ ,  $S$  коэффициент статической жесткости достигает максимального значения, причем максимум с ростом относительного хода амортизатора смещается в сторону больших значений параметров конструкции. При  $\chi=0$  и малых значениях безразмерных параметров коэффициенты статической жесткости  $C_{\text{лл}}$ ,  $C_{\text{тл}}$  стремятся к бесконечности. При  $\chi > 0$  наибольшее значение коэффициента статической жесткости достигает при турбулентном режиме течения жидкости в дросселирующем элементе и ламинарном — в выходной щели.

Экспериментальное исследование статических характеристик гидростатического амортизатора проведено при турбулентном режиме течения жидкости в дросселирующем элементе и ламинарном — в выходной щели. В качестве дросселирующих элементов

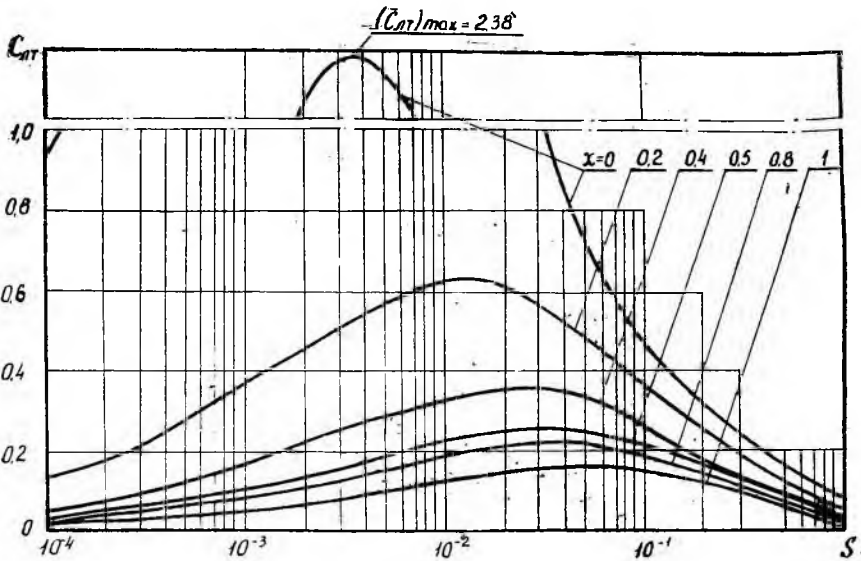




Фиг. 7. Зависимость коэффициента жесткости  $\bar{C}_{TT}$  от параметра  $M$  при различных  $\chi$ .

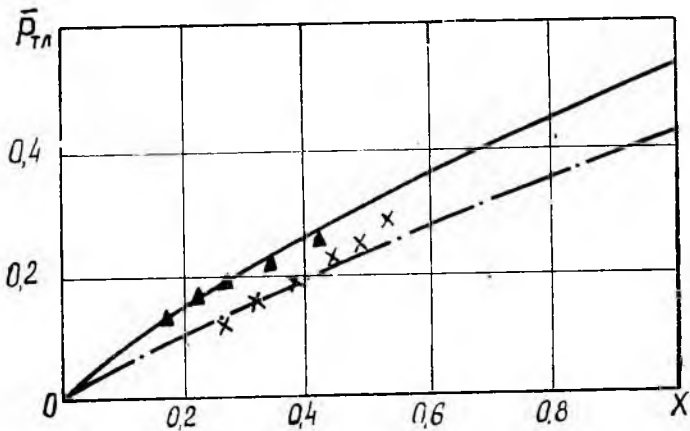


Фиг. 8. Зависимость коэффициента жесткости  $\bar{C}_{TЛ}$  от параметра  $A$  при различных  $\chi$ .



Фиг. 9. Зависимость коэффициента жесткости  $\bar{C}_{лт}$  от параметра  $S$  при различных  $\chi$ .

применялись жиклеры длиной  $l_{жк} = 12$  мм, диаметром  $d_{жк} = 1,28$  мм и 2 мм. Диаметральный зазор между пятой 1 и подпятником 4 составлял  $2\delta_0 = 0,2$  мм, полный ход пяты  $L = 65$  мм, диаметр ее  $D = 50$  мм. Рабочей жидкостью была вода. Давление на входе в амортизатор менялось от  $0,5$  кг/см<sup>2</sup> до  $3$  кг/см<sup>2</sup>. При работе амор-



Фиг. 10. Зависимость относительного давления  $\bar{P}_{тл}$  от относительного хода амортизатора  $\chi$ .

— теория	} $A = 1,65;$	— теория	} $A = 3,2.$
▲ эксперимент		X — эксперимент	





