

Лекция №

Тема: Использование теории колебаний для оценки нагрузок на гидропривод ковшового погрузчика

Цель лекции: обоснование методики расчета нагрузок на стрелоподъемные гидроцилиндры ковшового погрузчика.

- Вопросы:
1. Обоснование расчетной схемы погрузчика.
 2. Подготовка модели погрузчика к математическому описанию.
 3. Дифференциальное уравнение движения поршней стрелоподъемных гидроцилиндров и его решение.
 4. Динамические нагрузки на стрелоподъемные гидроцилиндры погрузчика и способы их ограничения.

Литература: По излагаемой теме учебная литература отсутствует. Впервые рассматриваемую задачу решил Беседин Б.Т. Это решение изложено в автореферате его кандидатской диссертации «Исследование нагрузок в приводах управления погрузочным оборудованием одноковшовых фронтальных погрузчиков».- Харьков: ХАДИ, 1968.

При самостоятельном изучении материала лекции рекомендуется воспользоваться книгой – Тимошенко С.П. и др. «Колебания в инженерном деле»,- М., «Машиностроение», 1985г.

Вопрос 1 Обоснование расчетной схемы погрузчика

До этой лекции излагались общие принципы составления уравнений движения масс под действием движущих сил и сил сопротивления движению. На этой основе были основаны «большие» перемещения масс неколебательного характера в процессах разгона и торможения механизмов подъемно – транспортных строительных и дорожных машин.

В данном случае иллюстрируется использование теории колебаний для отыскания динамических усилий в стрелоподъемном механизме гидравлического погрузчика.

Ковшовый погрузчик является много массовой системой с множеством упругих и диссипативных связей и в общем случае описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка. Однако математическое описание реальной системы определяется характером решаемой задачи прикладной динамики, возможной погрешностью решения. В этой связи погрешность решения оценивается, в конечном итоге, результатами экспериментов, подтверждающими или опровергающими принятые в расчетной модели допущения. В рассматриваемом случае нагружения стрелоподъемного механизма на основе анализа результатов поисковых экспериментов принято: наибольшие динамические нагрузки на стрелоподъемные гидроцилиндры

возникают в процессе резкого торможения опускающегося рабочего оборудования путем переключения золотника соответствующего распределителя в запертое положение. Перемещение остова машины из-за его массы, многократно превышающей массу рабочего оборудования, в начальной фазе колебаний пренебрежительно малы в сравнении с перемещениями поршней стрелоподъемных гидроцилиндров, из этого вытекает, что наибольшие динамические усилия на стрелоподъемные гидроцилиндры определяются только движением поршней с присоединенными к ним массами рабочего оборудования. Принято, что податливость рабочего оборудования пренебрежимо мала в сравнении податливости гидропривода (гидроцилиндров с рабочей жидкостью, гидролиний, в том числе и рукавов высокого давления).

Предполагается, что наибольшие усилия на стреловые гидроцилиндры возникают в первом периоде колебательного процесса. По этой причине диссипативные силы не учитываются. Приняв во внимание сказанное, расчётная схема рабочего оборудования в процессе его внезапного торможения в процессе опускания может быть представлена схемой, изображённой на рис.1. Учитывая, что в заданном положении начала торможения стрелы колебания массы ковша с грузом и стрелы малы и не оказывают заметного влияния на величину плеча r (рис.1), расчетную схему погрузочного оборудования сводят к одномассовой, приведённой к поршням стрелоподъёмных гидроцилиндров (рис.1).

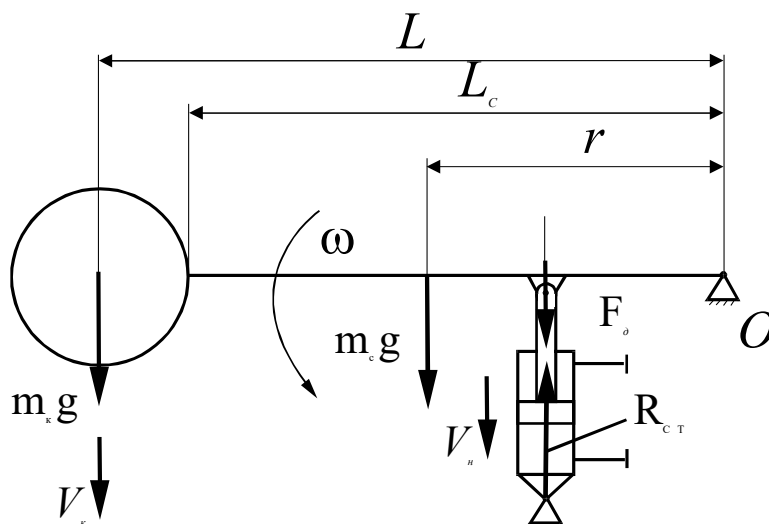


Рис.1 Расчетная схема погрузочного оборудования

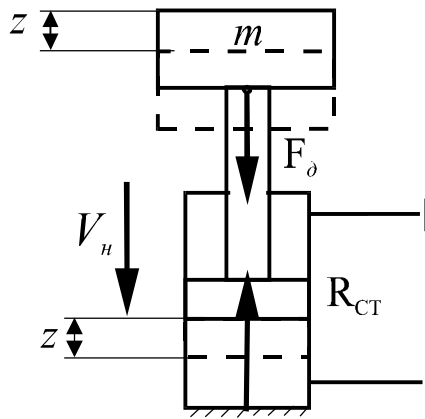


Рис.2 Эквивалентная расчетная схема погрузочного оборудования ковшового погрузчика

Вопрос 2. Подготовка модели погрузчика к математическому описанию

Как и ранее, в рассматриваемой задаче воспользуемся прямым методом составления управления движением, приведенной к поршням гидроцилиндров массы ковша с грузом и стрелой.

$$m \cdot \ddot{Z} = F_{\delta} - F_c . \quad (1)$$

где m - приведенная к поршням гидроцилиндров масса рабочего оборудования погрузчика с грузом в ковше;

Z - перемещение поршней гидроцилиндров в колебательном процессе от положения статического равновесия системы;

$\ddot{Z} = d^2 Z / dt^2$ - ускорения поршня в процессе их колебаний;

F_{δ} -движущие силы;

F_c -силы сопротивления движению поршней.

На схеме рис.2 V_H - скорость перемещения поршней гидроцилиндров к моменту торможения стрелы.

Начнем рассмотрение эквивалентной схемы (рис.2) оценки возможной начальной скорости опускания поршней гидроцилиндров.

Из курса гидравлики, гидромашин и гидроприводов известно, что гидравлические сопротивления перетеканию жидкости в гидролиниях определяются выражением:

$$P = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho \cdot g_{жс}^2}{2} , \quad (2)$$

где λ – коэффициент гидравлических сопротивлений (коэффициент Дорси)

e и d -длина и диаметр гидролинии;
 ξ -коэффициент местных потерь;
 ρ -плотность жидкости;
 $v_{жс}^2$ -скорость течения жидкости в гидролинии.

В соответствии с равенством (2) реактивное давление в поршневой полости стрелоподъемных гидроцилиндров p в ходе опускания стрелы возрастает с увеличением скорости опускания поршней, а вместе с этим и скорости течения жидкости в гидролиниях до тех пор, пока не будет достигнуто равенство

$$p \cdot S = F_g,$$

в котором S -суммарная площадь поршней стрелоподъемных гидроцилиндров;
 F_g – усилия, приложенные к штокам гидроцилиндров со стороны рабочего оборудования.

Оно неизменно и его статическая величина определяется из уравнения моментов сил относительно оси O (рис.1);

$$\Sigma M_0 = 0; F_g = (m_k \cdot g \cdot L + m_c \cdot g \cdot l_c) / r \quad (3)$$

из равенства (1) следует, что пока $F_g > p \cdot S$, скорость движения поршня возрастает (рис. 3), однако по достижению некоторого значения $p \cdot S$, равного силе $F_g = (m_k \cdot g \cdot l + m_c \cdot g \cdot l_c) / r$, скорость опускания груза, поршней и стрелы стабилизируется, приближаясь к значению, определяемому соотношением

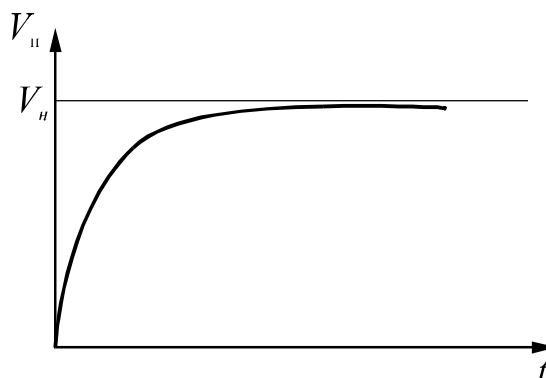


Рис.3 Возрастание скорости поршня при «свободном» опускании стрелы с грузом в ковше

$$S \cdot ((\lambda \cdot l/d) + \Sigma \xi) \cdot 0,5 \cdot \rho \cdot V^2 = (m_k \cdot g \cdot L + m_c \cdot g \cdot L_c) / r ;$$

$$V = \sqrt{\frac{(m_k \cdot g \cdot L + m_c \cdot g \cdot l_c) \cdot 2}{\rho \cdot s \cdot (\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \cdot \xi) \cdot r}}$$

Напомним для убедительности, что подобное происходит с парашютистом в процессе его падения. На начальном этапе скорость опускания парашютиста, с раскрывающимся парашютом, возрастает, а спустя некоторое время стабилизируется. Это достигается, когда гравитационные силы (сила тяжести обладателя парашюта) уравниваются силами сопротивления воздушной среды. Это обстоятельство обусловлено первым законом Ньютона, согласно которому масса совершает прямолинейное движение до тех пор пока на неё не подействует сила!

Следовательно, опираясь на изложения можно утверждать, рано или поздно скорость опускания поршней достигает своего наивысшего значения и, в конечном итоге, стабилизируется-становится постоянной.

Если угодно отыскать наибольшие нагрузки на гидроцилиндры, то и скорость опускания поршней следует принять наивысшей (рис.3), и таким образом, в худшем случае скорость $V_n \rightarrow V_{max}$, а $F_q = F_{cm} = const$, где

F_{cm} - статическая реакция на гидроприводах.

На фоне этого условия при внезапном запираии сливных полостей гидроцилиндров поршни тормозятся, сжимая жидкость в гидроцилиндрах и деформируют гидролинии. В связи с чем жесткость подвески рабочего оборудования с обусловленной жесткостью рабочей жидкости в гидроцилиндрах и гидролиниях (C_{zy}) и самих гидролиниях (C_{pvd}).

$$C = \frac{C_{zy} + C_{pvd}}{C_{zy} \cdot C_{pvd}}. \quad (4)$$

Приведенная к поршням цилиндров масса рабочего оборудования с грузом определяется, как уже говорилось ранее, равенством кинетических энергий реальной системы E и приведенной E_{np} .

$$E = E_{np}$$

Следовательно,

$$E = \frac{m_k \cdot V_k^2}{2} + \frac{J_c \cdot \omega_c^2}{2} = E_{np} = \frac{m \cdot V_n^2}{2}, \quad (5)$$

где m_k и J_c -масса ковша с грузом и момент инерции стрелы ;
 m -приведенная к поршням масса рабочего оборудования;
 V_k -скорость опускания ковша;

ω_c -угловая скорость поворота стрелы относительно шарнира O , связанная со скоростью опускания ковша V_k

$$\omega_c = \frac{V_k}{L} .$$

Скорость опускания ковша определяется скоростью перемещения поршней V_n :

$$V_k = V_n \cdot \frac{L}{r} .$$

После подстановки значений V_k и ω_c в равенство (5) находим:

$$m_k \cdot V_n^2 \left(\frac{L}{r} \right)^2 + I_c \cdot V_n^2 \cdot \frac{L}{r^2} = m \cdot V_n^2 ,$$

в связи с чем

$$m = m_k \left(\frac{L}{r} \right)^2 + \frac{I_c}{r^2} . \quad (6)$$

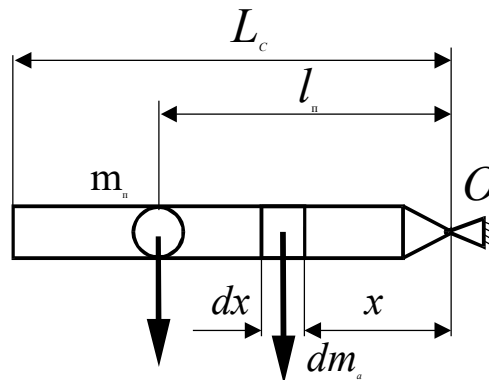


Рис.4 Схема к определению момента инерции стрелы, имеющей поперечину массой m_n

В простейшем случае балки стрелы представляют в виде прямых брусьев постоянного сечения. Тогда момент инерции стрелы, имеющей поперечину массой m_n , определяется выражением

$$I_c = m_n \cdot l_n^2 + \int_0^L dm \cdot x^2 .$$

Если сила тяжести балок стрелы G_6 , то элементарная масса балок dm на участке dx выражается зависимостью

$$dm = \frac{G_6}{g \cdot L_c} dx .$$

и тогда

$$J_C = m_n \cdot \ell_n^2 + \int_0^{L_c} \frac{G_C}{g \cdot L_C} \cdot x^2 dx ,$$

или после интегрирования

$$J_C = m_n \cdot \ell_n^2 + \frac{G_C \cdot L_C^2}{3g} . \quad (7)$$

В процессе резкого торможения стрелы и последующих колебаний поршней сопротивление их перемещению вниз складывается из статической реакции гидроцилиндров $F_{c\ cm}$ и динамической составляющей, обусловленной сжатием условной пружины жесткостью C на величину z

$$R = F_{c\ cm} + C \cdot z . \quad (8)$$

Полученные соотношения (3,7) определяют правую часть исходного дифференциального уравнения (1) и позволяют его представить в общем виде с последующим решением.

Вопрос 3 Дифференциальное уравнение движения поршней стрелоподъемных гидроцилиндров и его решение

Согласно эквивалентной расчетной схемы (рис.2), исходного уравнения (1) и изложенных во втором вопросе лекции соображений общее уравнение движения приведенной к поршням гидроцилиндров массы m (6) может быть представлен в виде

$$m\ddot{z} = \frac{m_K \cdot g \cdot L + m_C \cdot g \cdot L_C}{r} - F_{c\ cm} + C \cdot z . \quad (9)$$

Но при скорости опускания поршней $V=const$

$$F_{c\ cm} = \frac{m_K \cdot g \cdot L + m_C \cdot g \cdot L_C}{r} . \quad (10)$$

$$m \cdot \ddot{z} + c \cdot z = 0 , \quad (10)$$

где m – приведенная к поршням гидроцилиндров масса рабочего оборудования с грузом в ковше (6);

c – приведенная жесткость системы подвески рабочего оборудования (4).

Из курса теории колебаний механических систем известно, что отношение c/m

Представляет собой квадрат свободных колебаний массы m , подвешенной на пружине жесткостью c ,

$$\frac{c}{m} = k^2 .$$

Следовательно, после деления полученного уравнения на m находим

$$\ddot{z} + k^2 \cdot z = 0 . \quad (11)$$

Данное уравнение в теории механических колебаний является базовым, описывающим множество явлений. По этой причине проиллюстрируем его решение прямым интегрированием. С этой целью умножим и разделим его второе слагаемое на dz , имея в виду, что

$$\ddot{z} = \frac{d^2 z}{dt^2} = \frac{d\vartheta}{dt} .$$

ТОГДА

$$\frac{d\vartheta}{dt} = -k^2 \cdot z \cdot \frac{dz}{dt} .$$

ИЛИ

$$d\vartheta \cdot \frac{dz}{dt} = -k^2 \cdot z \cdot dz .$$

ТАК КАК

$$\frac{dz}{dt} = \vartheta ,$$

ТО

$$\vartheta \cdot d\vartheta = -k^2 \cdot z \cdot dz . \quad (12)$$

Таким образом, на основании (11) получено дифференциальное уравнение первого порядка (12) с разделяющимися переменными. В результате интегрирования его правой и левой частей находим

$$\frac{\vartheta^2}{2} \Big|_{\vartheta_0}^{\vartheta} = -k^2 \cdot \frac{z^2}{2} \Big|_0^z ,$$

откуда следует

$$\vartheta^2 - \vartheta_0^2 = -k^2 \cdot z^2 , \quad (13)$$

где ϑ_0 – начальная скорость движения массы m ;

\mathcal{G} – текущее значение скорости той же массы.

Второй интеграл уравнения (11) можно отыскать, если согласно (13) положить

$$\mathcal{G} = \frac{dz}{dt} = \sqrt{\mathcal{G}_0^2 - k^2 \cdot z^2} = k \sqrt{\frac{\mathcal{G}_0^2}{k^2} - z^2} .$$

Тогда

$$\mathcal{G} = \int \frac{dz}{\sqrt{\frac{\mathcal{G}_0^2}{k^2} - z^2}} = \int k dt + \varphi_0 ,$$

где φ_0 – постоянная интегрирования, отображающая угловой сдвиг по фазе колебательного процесса.

Интегралы левой и правой частей уравнения являются табличными (см. справочные таблицы интегралов). В связи с чем

$$\arcsin \frac{k \cdot z}{\mathcal{G}_0} = kt + \varphi_0 .$$

Или

$$\frac{k \cdot z}{\mathcal{G}_0} = \sin(kt + \varphi_0) ,$$
$$z = \frac{\mathcal{G}_0}{k} \sin(kt + \varphi_0) .$$

Раскладывая $\sin(kt + \varphi_0)$ на \sin и \cos , находим общее решение уравнения (11)

$$z = A \cdot \sin kt + B \cdot \cos kt , \tag{14}$$

при
(15)

$$\dot{z} = A \cdot k \cdot \cos kt - B \cdot k \cdot \sin kt ,$$

где A и B – постоянные интегрирования, определяемые начальными условиями торможения рабочего оборудования погрузчика в процессе опускания стрелы.

Решение уравнения (11) может быть записано в виде (14) сразу на основании данных справочника по обыкновенным дифференциальным уравнениям Камке.

Возвращаясь к рассмотрению колебаний рабочего оборудования погрузчика, на основании равенств (14), (15) нетрудно отыскать постоянные интегрирования A и B дифференциального уравнения (11). Действительно, при $t=0$ (к моменту начала торможения стрелы) $z=0$, $z'=\mathcal{G}_m$. Тогда после подстановки значений t, z, z' в равенствах (14), (15) находим

$$0 = A \cdot 0 + B \cdot 1; \quad B = 0;$$

$$\mathcal{G}_H = A \cdot k \cdot 1 + B \cdot k \cdot 0; \quad A = \frac{\mathcal{G}_H}{k}.$$

Следовательно, в окончательной форме для рассматриваемого случая согласно (14) Колебания массы m относительно положения статического равновесия описываются выражением

$$z = \frac{\mathcal{G}_H}{k} \sin kt. \quad (16)$$

Вопрос 4. Динамические нагрузки на строительные гидроцилиндры погрузчика и способы их ограничения

Так как общая реакция со стороны стрелоподъемных гидроцилиндров на рабочее оборудование R определяется равенством (8), а статическое её значение – соотношением (10), что после подстановки z (16) и $F_{c\ cm}$ (10) в (8) находим изменение во времени усилия R ,

$$R = \frac{m_K gL + m_C gL_C}{r} + \frac{c \cdot \mathcal{G}_H}{k} \cdot \sin kt.$$

Поскольку $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$, то

$$R = \frac{m_K gL + m_C gL_C}{r} + \mathcal{G}_H \sqrt{c \cdot m} \cdot \sin kt.$$

Поведение R во времени иллюстрирует рис.4. Наибольший интерес в расчетах прочность элементов машин представляют максимальные усилия. В данном случае R достигает R_{max} при $\sin kt=1$ и $kt=\pi/2$. Поэтому

$$R_{max} = R_{cm} + \mathcal{G}_H \sqrt{c \cdot m}, \text{ кН}, \quad (17)$$

где $R_{cm} = \frac{m_K gL + m_C gL_C}{r}$;

\mathcal{G}_H – начальная скорость движения поршней гидроцилиндров к моменту торможения стрелы, м/с;

c – жесткость подвески рабочего оборудования, кН/м;

m – приведенная к поршням гидроцилиндров масса рабочего оборудования, т.

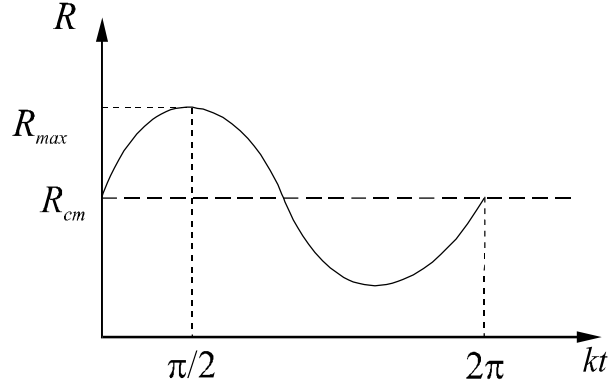


Рис.4 Изменение во времени R

Длительность периода колебаний усилий в гидроцилиндрах t определяется частотой k . Из рис.4 следует

$$k \cdot t = 2\pi.$$

Поэтому

$$t_0 = \frac{2\pi}{k}, \text{ с.} \quad (18)$$

Расчетные нагрузки на силовые элементы механических систем удобно определять с помощью коэффициента динамичности - k_d , который представляет собой отношение наибольшего усилия (R_{max}) к его статическому значению (R_{cm})

$$k_d = \frac{R_{max}}{R_{cm}}.$$

В рассматриваемом случае с учетом (17)

$$k_d = 1 + \frac{g_H}{R_{cm}} \sqrt{c \cdot m}. \quad (19)$$

и тогда

$$R_{расч} = k_d R_{cm}. \quad (20)$$

На коэффициент динамичности (19), равно как и на максимальное усилие R_{max} влияет начальная скорость g_H поршней, жесткость подвески c и масса рабочего оборудования m .

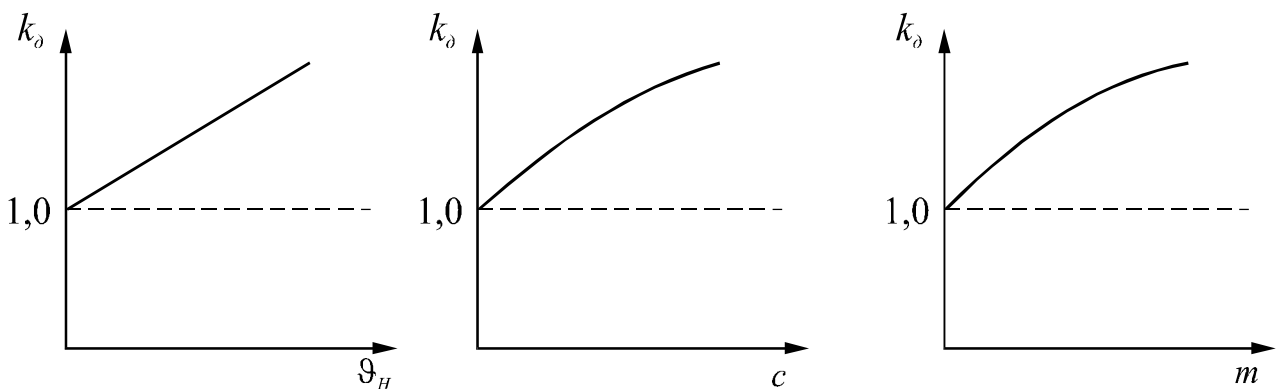
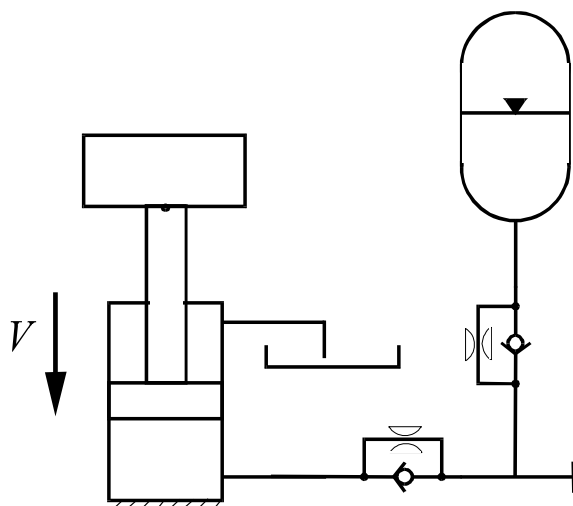


Рис.5 Изменение коэффициента динамичности в зависимости от начальной скорости, жесткости и массы

С увеличением начальной скорости \mathcal{V}_H коэффициент динамичности возрастает пропорционально этой скорости. В то же время коэффициент динамичности растет замедленно по мере увеличения жесткости c и массы m (рис.5). Если на величину массы рабочего оборудования и груза повлиять, практически, невозможно, то с целью снижения динамических нагрузок на гидроцилиндры ограничивают скорость опускания поршней и повышают эластичность подвески рабочего оборудования погрузчика. Достигается это, например, подключением к гидроцилиндрам гидротормозов и газогидравлических аккумуляторов (рис.6). Гидротормоз содержит дроссель, резко повышающий местные сопротивления в гидрелиниях и по этой причине подбором его проходного сечения удается снизить скорость опускания поршней до желаемого значения. Вместе с этим уменьшается и коэффициент динамичности. Установка аккумулятора, предварительно заряженного на давление, равное статическому, уменьшает жесткость подвески рабочего оборудования к остову тягача. Подбором соответствующей вместимости аккумулятора удается ограничить динамические нагрузки на гидропривод до



желаемого уровня.

Рис.6 Подключение гидротормозов и аккумулятора к стрелоподъемным гидроцилиндрам погрузчика

Контрольные вопросы

1. Какие допущения приняты при составлении эквивалентной расчетной схемы рабочего оборудования погрузчика?
2. Почему полагают величину плеча установки стрелоподъемных гидроцилиндров – r неизменной в колебательном процессе?
3. Чем объясните равенство движущих сил и сопротивления движению при постоянной скорости опускания поршней гидроцилиндров?
4. Из какого условия определяется приведенная к поршням гидроцилиндров масса рабочего оборудования?
5. Что такое жесткость подвески рабочего оборудования и чем она

определяется?

6. Почему в уравнении движения поршней гидроцилиндров не учитывают диссипативные силы?

7. При каком условии достигается максимум усилий на стрелоподъемные гидроцилиндры?

8. Приведите примеры способов снижения динамических нагрузок на стрелоподъемные гидроцилиндры погрузчика.