

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
ПИИИ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2020 Issue: 11 Volume: 91

Published: 05.11.2020 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



Rashid Olimovich Muminov

Navoi State Mining Institute
Docent to Department of Technology Engineering,
Navoi, Republic of Uzbekistan
rashid_81@mail.ru

Gayrat Gulomovich Boynazarov

Navoi State Mining Institute
Assistant to Department of Technology Engineering,
Navoi, Republic of Uzbekistan
gayrat.boynazarov.1983@mail.ru

ANALYSIS OF DYNAMIC AND HARDNESS PARAMETERS ROTATION AND FEEDING SYSTEMS OF THE DRILLING RIG

Abstract: The article considers the analysis of the influence of rational parameters of hydraulic cylinders of the feed rotation system using pneumohydraulic accumulators and the reeving scheme of the rope pulley on the rigidity of the feed system of drilling rigs based on their structural linear dimensions.

Key words: stiffness, dynamic parameters, hydraulic cylinder, accumulator, pulley block, drilling rig, feeding systems and vibration.

Language: Russian

Citation: Muminov, R. O., & Boynazarov, G. G. (2020). Analysis of dynamic and hardness parameters rotation and feeding systems of the drilling rig. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 11 (91), 11-18.

Soi: <http://s-o-i.org/1.1/TAS-11-91-3> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2020.11.91.3>

Scopus ASCC: 2200.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ВРАЩЕНИЯ И ПОДАЧИ БУРОВОГО СТАНКА

Аннотация: В статье рассмотрен анализ влияния рациональных параметров гидроцилиндров системы вращения и подачи с применением пневмогидравлических аккумуляторов и схемы запасовки канатного полиспаста на жесткость системы подачи буровых станков исходя из их конструктивных линейных размеров.

Ключевые слова: жесткость, динамические параметры, гидроцилиндр, аккумулятор, полиспаст, буровой станок, систем подачи и вибрация.

Введение

Динамические и жесткостные параметры систем вращательно – подающего механизма бурового станка определяются исходя из их конструктивных линейных размеров.

В динамической системе подачи бурового станка причиной механических колебаний (вибраций) является неравномерное по траектории движение долота. Под динамической системой подразумевают совокупность тел, обладающих

массой и способных совершать относительное движение [1].

Под воздействием периодически изменяющихся сил узлы бурового станка совершают вынужденные упругие колебания, которые становятся особенно сильными в зоне резонанса, когда частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний системы подачи. Вероятность возникновения

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

резонансного режима возрастает с увеличением скорости движения долота.

Борьба с колебаниями становится неотъемлемым условием обеспечения высокого качества бурового станка. Она ведется на этапах проектирования, доводки, серийного производства и эксплуатации машины. Уменьшение вертикальных колебаний бурового става станка может быть обеспечено, либо изменением частот собственных колебаний (в основном за счет изменения осевой жесткости), либо увеличением демпфирования.

Задача исследования состоит в разработке эквивалентной динамической схемы системы подачи, позволяющей определить частоту и форму собственных колебаний и в изыскании способов и средств уменьшения амплитуд колебаний при резонансе.

Выполненный нами ранее анализ условий закрепления гидроцилиндров, характера нагружения их штоков, устойчивости схемы их применения, показал, что системы подачи современных буровых станков должны быть

сконструированы на основе монтажного положения гидроцилиндра (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu}=1$ [2]) схемы - 1 таблицы 1.1, или монтажного положения гидроцилиндра (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu}>1$ [5]), приведенного на рисунке 1а.

Эквивалентные динамические схемы систем подачи в режиме бурения, включающих канатные *двух ветвевые* полиспасты (с коэффициентом полиспастности $i_{\Pi} > 1$) и гидроцилиндр с коэффициентами мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$ или два гидроцилиндра с коэффициентами мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$, приведены на рисунке 2.

В полиспасте системы подачи стальной канат испытывает большие растягивающие усилия и может быть представлен как жесткий металлический стержень, поперечное сечение - $S_{\text{кан}}$ которого определяется с учетом полноты его заполнения металлом, характеризуемой коэффициентом k_k [2,3,4,5].

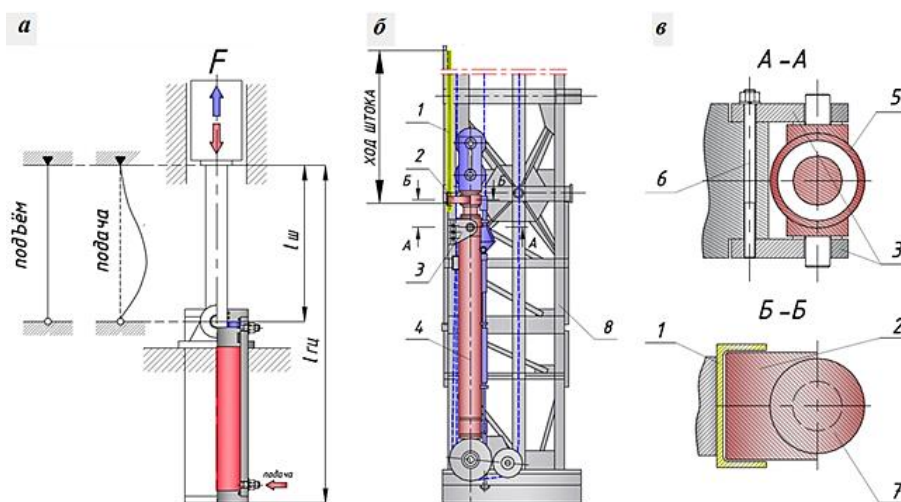


Рисунок 1. - Рекомендуемая монтажная схема гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций:

а - монтажное положение гидроцилиндра и графическая схема нагрузки штока, б – возможное размещение шарнирной опоры крепления корпуса гидроцилиндра в мачте и направляющей ограничения поперечных перемещений штока, в – варианты конструкции шарнирной опоры гидроцилиндра и направляющей ограничения поперечных перемещений штока.

1 - направляющая ограничения поперечных перемещений штока; 2 – направляющий сухарь штока; 3 – шарнирная опора гидроцилиндра; 4 – гидроцилиндр подачи; 5 – корпус гидроцилиндра системы подачи; 6 – крепежная шпилька шарнирной опоры; 7 – шток гидроцилиндра; 8 – мачта станка.

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

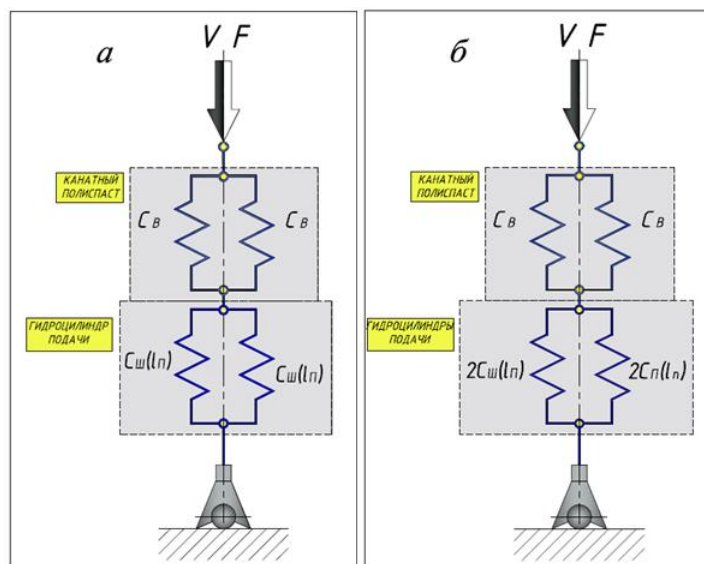


Рисунок 2. - Эквивалентная динамическая схема системы подачи бурового станка: *а* – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$); *б* – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$).

Так, осевую жесткость канатов - C_B одной ветви полиспаста системы подачи бурового станка можно представить в виде [2,3]:

$$C_B = k_k \frac{S_{кан} E}{l_k}, \text{ Н/м} \quad (1)$$

где k_k - безразмерный коэффициент, учитывающий полноту заполнения сечения каната металлом, равный

$$k_k = \pi^4; \quad (2)$$

$S_{кан}$ - сечение каната, м^2 , равное:

$$S_{кан} = \pi d_k^2 / 4, \text{ м}^2 \quad (3)$$

здесь: d_k - наружный диаметр каната, м; E - модуль упругости материала каната при растяжении, Н/м^2 , равный для стальных канатов $E = 2,1 \cdot 10^{11}$, Н/м^2 ; l_k - длина одной ветви каната полиспаста системы подачи, м.

Длина одной ветви каната полиспаста - l_K составляет:

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$:

$$l_K = l_\Pi / i_\Pi, \text{ м}, i_\Pi = 2 \quad (4)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$

$$l_K = i_\Pi l_\Pi, \text{ м}, i_\Pi = 4 \quad (5)$$

где l_Π - ход непрерывной подачи долота, м.

Уравнение (1) с учетом выражений (2), (4) и (5) принимает вид: - для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$ (см. рис. 2а):

$$C_{ва} = E \frac{\pi i_\Pi}{4 l_\Pi} S_{кан} = E \frac{\pi S_{кан}}{2 l_\Pi}, \text{ Н/м} \quad (6)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$ (см. рис. 2б):

$$C_{вб} = E \frac{\pi S_{кан}}{4 i_\Pi l_\Pi} = E \frac{\pi S_{кан}}{16 l_\Pi}, \text{ Н/м} \quad (7)$$

В соответствии с результатами, приведенными в работах [6,7,8,9], жесткость i -той полости гидроцилиндра - C_i без учета жесткости трубопровода определяется упругой деформацией объема рабочей жидкости - V_i находящегося под давлением по известной зависимости:

$$C_i = \frac{E_{ж} S_i^2}{V_i}, \text{ Н/м} \quad (8)$$

где $E_{ж}$ - модуль упругости рабочей жидкости (минерального масла), Па, $E_{ж} = 1,4 \cdot 10^9$, Па [9]; S_i - площадь активного сечения i -той полости гидроцилиндра, м^2 .

Причем, его суммарная продольная жесткость гидроцилиндра - C_Σ определяется из условия одновременной деформации объемов рабочей жидкости в полостях давления и противодействия в соответствии с расчетными схемами, приведенными на рисунке 3а, б:

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$ (см. рис. 3а):

$$C_{\Sigma а} = C_{ш1а} + C_{ш2а}, \text{ Н/м} \quad (9)$$

где $C_{ш1а}$ - жесткость полости высокого давления,

$$C_{ш1а} = E_{ж} S_{ш} \frac{1}{i_\Pi - x}, \text{ Н/м}; \quad (10)$$

$C_{ш2а}$ - жесткость полости низкого давления,

$$C_{ш2а} = E_{ж} S_{ш} \frac{1}{x}, \text{ Н/м}. \quad (11)$$

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

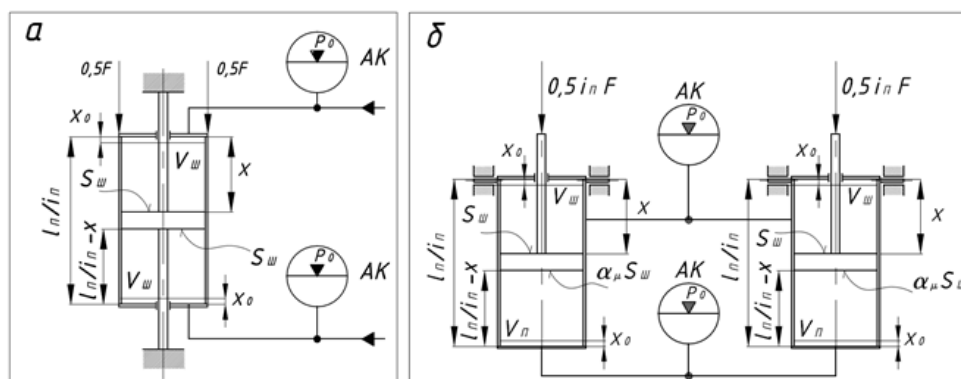


Рисунок 3. Расчетная схема определения полной (суммарной) продольной жесткости гидроцилиндра: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$).

Уравнение (9) с учетом выражений (10) и (11) принимает вид:

$$C_{\Sigma a} = E_{ж} S_{ш} \left(\frac{1}{l_{п} - x} + \frac{1}{x} \right), \text{Н/м} \quad (12)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$ (см. рис. 3б) при $V_{п} = \alpha_\mu S_{ш} \left(\frac{l_{п}}{i_{п}} - x \right), \text{м}^3$, (13); $V_{ш} = S_{ш} x, \text{м}^3$ (14):

$$C_{\Sigma б} = C_{пб} + C_{шб}, \text{Н/м} \quad (15)$$

где $C_{пб}$ - жесткость полости высокого давления,

$$C_{пб} = E_{ж} S_{ш} \frac{\alpha_\mu}{l_{п} - x}, \text{Н/м} \quad (16)$$

$C_{шб}$ - жесткость полости низкого давления,

$$C_{шб} = E_{ж} S_{ш} \frac{1}{x}, \text{Н/м} \quad (17)$$

здесь $x_0 \leq x \leq l_{п}/i_{п} - x_0$ - диапазон изменения хода штока - x , м (x_0 - высота масляной «подушки» полости гидроцилиндра, $x_0 = 10^{-2} l_{п}/i_{п}$, м (18)).

Уравнение (15) с учетом выражений (16) и (17) принимает вид:

$$C_{\Sigma б} = E_{ж} S_{ш} \left(\frac{\alpha_\mu}{l_{п} - x} + \frac{1}{x} \right), \text{Н/м} \quad (19)$$

Далее, рассмотрим работу гидроцилиндров подачи с применением пневмогидравлических аккумуляторов, присоединенных в режиме бурения как к полости высокого давления, так и к полости низкого давления. Принцип работы аккумулятора основан на законах термодинамики, и его рабочее давление определяется соотношением между его объемом и давлением газа, заключенного в газовой полости.

Основным уравнением, характеризующим рабочий процесс пневмогидравлического аккумулятора, является уравнение газового состояния [5,6] в его пневматической полости:

$$p_i V_{Ai}^{n_v} = const \quad (20)$$

где p_i - давление в пневматической полости аккумулятора, Па; V_{Ai} - объем пневматической полости аккумулятора, м^3 ; n_v - показатель политропы.

При изотермическом процессе работы пневмогидравлического аккумулятора (полный теплообмен) показатель политропы (изотермы) равен $n_v = 1$.

При адиабатическом процессе работы пневмогидравлического аккумулятора (теплообмен газа с окружающей средой отсутствует) показатель политропы (адиабаты) составляет $n_v = 1,4$.

На практике изменение состояния газа происходит в зависимости от скорости изменения осевого усилия на долоте в диапазоне между изотермическим и адиабатическим процессами. Такое изменение состояния газа называется политропным $1 \leq n_v \leq 1,4$.

В настоящем исследовании принят показатель равный $n_v = 1,4$ [5,6], характеризующий отсутствие теплообмена газа с окружающей средой (самый тяжелый режим теплообмена).

Жесткость аккумулятора, в соответствии с результатами, полученными в работе [7,9], подключенного:

- к штоковой полости гидроцилиндра (см. рис.3а):

$$C_{акш} = \frac{n_v S_{ак}^2}{\Delta h_{n \max} (1 + \frac{\Delta h_n}{\Delta h_{n \max}})^{n_v+1}} p_0, \text{Н/м} \quad (21)$$

- к поршневой полости гидроцилиндра (см. рис.3б):

$$C_{акп} = \frac{n_v S_{ак}^2}{\Delta h_{n \max} (1 + \frac{\Delta h_n}{\Delta h_{n \max}})^{n_v+1}} \alpha_\mu p_0, \text{Н/м} \quad (22)$$

где $S_{ак}$ - площадь эффективного сечения аккумулятора, м^2 ; Δh_n - уменьшение текущего значения осевого перемещения поршня (корпуса) гидроцилиндра подачи от деформации эластичной камеры аккумулятора заполненной газом, м; $\Delta h_{n \max}$ - максимальное значение уменьшения осевого перемещения поршня (корпуса) гидроцилиндра подачи от деформации эластичной камеры аккумулятора заполненной газом, м, равное,

$$\Delta h_{n \max} = 0,1 x_0 = 10^{-3} l_{п}/i_{п}, \quad (23)$$

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИИЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

p_0 - зарядное давление в газовой полости аккумулятора (максимальное избыточное давление компрессора бурового станка), Па.

Опираясь на результаты, полученные кандидатом технических наук Губенко А.А. в работе [7] с достаточной степенью точности отношение $\Delta h_n / \Delta h_{n \max}$ можно принять равным:

$$\Delta h_n / \Delta h_{n \max} = 0,1 \quad (24).$$

Уравнения (21) и (22) с учетом (23) и (24) принимают вид:

$$C_{\text{акш}} = 10^3 \frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}} p_0, \text{Н/М} \quad (25)$$

$$C_{\text{акп}} = 10^3 \frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}} \alpha_{\mu} p_0, \text{Н/М} \quad (26)$$

Суммарная продольная жесткость гидроцилиндра - C_{Σ} , при условии применения пневмогидравлических аккумуляторов в обеих полостях, определится, в соответствии с расчетными схемами, приведенными на рисунке 3а,б, и уравнениями (9), (25), (25) и (26):

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$ (см. рис. 3а):

$$C_{\Sigma a} = \frac{C_{\text{ш1а}} C_{\text{акш}}}{C_{\text{ш1а}} + C_{\text{акш}}} + \frac{C_{\text{ш2а}} C_{\text{акш}}}{C_{\text{ш2а}} + C_{\text{акш}}}, \text{Н/М} \quad (27)$$

или

$$C_{\Sigma a} = \frac{\frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{\left(\frac{l_n}{i_{\text{п}}} - x\right) 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}{\frac{1}{10^3 \left(\frac{l_n}{i_{\text{п}}} - x\right) p_0} + \frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{E_{\text{ж}} S_{\text{ш}} 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}} + \frac{\frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{x 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}{\frac{1}{10^3 x p_0} + \frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{E_{\text{ж}} S_{\text{ш}} 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}, \text{Н/М} \quad (28)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$ (см. рис. 3б):

$$C_{\Sigma б} = \frac{2C_{\text{шб}} C_{\text{акш}}}{2C_{\text{шб}} + C_{\text{акш}}} + \frac{2C_{\text{шб}} C_{\text{акп}}}{2C_{\text{шб}} + C_{\text{акп}}}, \text{Н/М} \quad (29)$$

или

$$C_{\Sigma б} = \frac{\frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}{\frac{1}{10^3 p_0} + \frac{x}{2E_{\text{ж}} S_{\text{ш}} 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}} + \frac{\frac{n_p S_{\text{ак}}^2 \alpha_{\mu}}{\left(\frac{l_n}{i_{\text{п}}} - x\right) 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}{\frac{1}{10^3 \left(\frac{l_n}{i_{\text{п}}} - x\right) p_0} + \frac{n_p S_{\text{ак}}^2}{2E_{\text{ж}} S_{\text{ш}} 1,1^{n_p+1} l_n / i_{\text{п}}}}, \text{Н/М} \quad (30)$$

Далее в соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунке 4а, полная (приведенная) податливость системы подачи с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$) - $1/\Sigma C_a$ определится как сумма податливостей гидроцилиндра с пневмогидравлическими аккумуляторами обеих полостей и двухветвевое полиспаста:

$$\frac{1}{\Sigma C_a} = \frac{1}{C_{\Sigma a}} + \frac{1}{2C_{\text{ва}}} = \frac{2C_{\text{ва}} + C_{\Sigma a}}{2C_{\text{ва}} C_{\Sigma a}}, \text{М/Н} \quad (31)$$

Откуда полная (приведенная) жесткость системы подачи составит:

$$\Sigma C_a = \frac{2C_{\text{ва}} C_{\Sigma a}}{2C_{\text{ва}} + C_{\Sigma a}}, \text{Н/М} \quad (32)$$

В свою очередь согласно схеме (см. рис. 2б) для системы подачи с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} \geq 1$ каждый) полная (приведенная) податливость системы подачи - $1/\Sigma C_b$ определится как сумма податливостей гидроцилиндров с пневмогидравлическими аккумуляторами обеих полостей и двух ветвевое полиспаста:

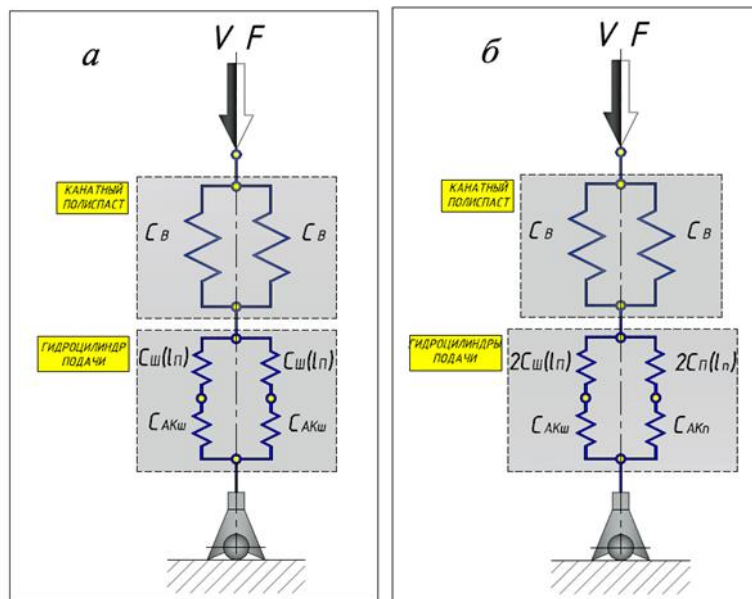


Рисунок 4. Эквивалентная динамическая схема системы подачи бурового станка с учетом применения пневмогидравлического аккумулятора: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$).

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829
 GIF (Australia) = 0.564
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
 ПИНЦ (Russia) = 0.126
 ESJI (KZ) = 8.997
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
 PIF (India) = 1.940
 IBI (India) = 4.260
 OAJI (USA) = 0.350

$$\frac{1}{\Sigma C_6} = \frac{1}{C_{\Sigma 6}} + \frac{1}{2C_{B6}}, \text{ м/Н} \quad (33)$$

Соответственно уравнение полной (приведенной) жесткости системы подачи имеет вид:

$$\Sigma C_6 = \frac{2C_B C_{\Sigma 6}}{2C_B + C_{\Sigma 6}}, \text{ Н/м} \quad (34)$$

На рисунке 5а,б представлены результаты моделирования зависимостей (32) и (34) полной

(приведенной) продольной жесткости систем подачи с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$) и с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu \geq 1$ каждый) от изменения хода штока - x (в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{\text{п}}/i_{\text{п}} - x_0$) в режиме бурения.

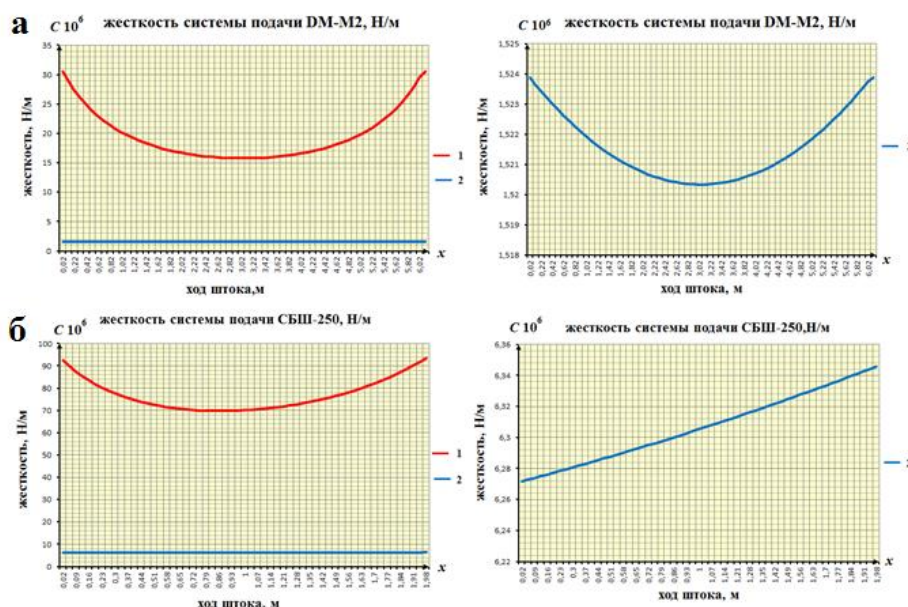


Рисунок 5. Зависимость полной (суммарной) продольной жесткости системы подачи бурового станка от изменения хода штока гидроцилиндра: а – для бурового станка DM-M2 Ingersoll – Rand; б – для бурового станка СБШ-250МНА-32.

Моделирование выполнено с использованием пакета прикладных программ Microsoft Excel при нижеследующих исходных данных:

а - для системы подачи бурового станка DM-M 2 фирмы Ingersoll – Rand США:

- коэффициент полиспастиности - $i_{\text{п}} = 2$;
- длина подачи - $l_{\text{п}} = 12,2$ м;
- диаметр каната - $d_{\text{к}} = 27 \cdot 10^{-3}$ м;
- наружный диаметр поршня гидроцилиндра - $d_{\text{п}} = 0,3$ м;
- наружный диаметр штока гидроцилиндра - $d_{\text{ш}} = 0,212$ м;
- площадь штоковой полости - $S_{\text{ш}} = 0,035$ м²;
- условный внутренний диаметр пневмогидравлического аккумулятора $d_{\text{ак}} = 38 \cdot 10^{-2}$ м;
- площадь эффективного сечения аккумулятора - $S_{\text{ак}} = 96 \cdot 10^{-3}$ м²;
- конструктивный объем пневмогидравлического аккумулятора - $V_{\text{к}} = 25 \cdot 10^{-4}$ м³;
- показатель адиабаты $n_{\text{в}} = 1,4$;
- зарядное давление в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора - $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па;

- длина подачи - $l_{\text{п}} = 12,2$ м;
- диаметр каната - $d_{\text{к}} = 27 \cdot 10^{-3}$ м;
- наружный диаметр поршня гидроцилиндра - $d_{\text{п}} = 0,3$ м;
- наружный диаметр штока гидроцилиндра - $d_{\text{ш}} = 0,212$ м;
- площадь штоковой полости - $S_{\text{ш}} = 0,035$ м²;
- условный внутренний диаметр пневмогидравлического аккумулятора $d_{\text{ак}} = 38 \cdot 10^{-2}$ м;
- площадь эффективного сечения аккумулятора - $S_{\text{ак}} = 96 \cdot 10^{-3}$ м²;
- конструктивный объем пневмогидравлического аккумулятора - $V_{\text{к}} = 25 \cdot 10^{-4}$ м³;
- показатель адиабаты $n_{\text{в}} = 1,4$;
- зарядное давление в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора - $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па;
- зарядное давление в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора - $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па;
- давление настройки предохранительного клапана гидросистемы подачи бурового станка - $[P] = 25 \cdot 10^6$ Па;

Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971
ISI (Dubai, UAE) = 0.829
GIF (Australia) = 0.564
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912
РИИЦ (Russia) = 0.126
ESJI (KZ) = 8.997
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630
PIF (India) = 1.940
IBI (India) = 4.260
OAJI (USA) = 0.350

- высота масляной «подушки» полости гидроцилиндра - $x_0 = 2 \cdot 10^{-2}$ м;

- модуль упругости рабочей жидкости - $E_{ж} = 1,4 \cdot 10^9$ Па;

- безразмерный коэффициент - $k_E = 1,5 \cdot 10^2$;
- коэффициент мультипликации гидроцилиндра системы подачи - $\alpha_{\mu} = 1,7$.

Анализ графических интерпретаций уравнений (32) и (34) с учетом выражений (28) и (30), приведенных на рисунке 5, свидетельствует, что в режиме бурения:

- жесткость системы подачи буровых станков нелинейно изменяется с увеличением хода штока как у модели станка DM-M2, так и у модели станка СБШ-250МНА-32. Причем система подачи станка DM-M2 (рис. 5а, кривая 1) имеет жесткость в 2 раза, а система подачи станка СБШ-250МНА-32 (рис. 5б, кривая 1) в 1,28 раза большую вначале и в конце хода штока гидроцилиндра подачи, чем в его середине. При этом система подачи станка СБШ-250МНА-32 имеет жесткость в начале и в конце хода штока в три раза, а в середине в 4,7 раза большую жесткость, чем жесткость системы подачи станка DM-M2 в этих же точках;

- применение пневмогидравлических аккумуляторов в системе подачи (как с одним гидроцилиндром (модель станка DM-M2, $\alpha_{\mu} = 1$), так и с двумя гидроцилиндрами (модель станка СБШ-250МНА-32, $\alpha_{\mu} \geq 1$ у каждого гидроцилиндра) в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{п}/i_{п} - x_0$ изменения хода штока - x снижает полную (приведенную) жесткость системы у модели станка DM-M2 в 10 раз (см. рис. 5а, кривые 1,2), а у модели станка СБШ-250МНА-32 в 11 раз (см. рис. 5б, кривые 1,2);

- в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{п}/i_{п} - x_0$ изменения хода штока - x гидроцилиндра системы подачи станка DM-M2 ее полная (приведенная) жесткость изменяется на 0,26 % (см. рис. 5а, кривая 2), а у системы подачи станка СБШ-250МНА-32 на 1,28% (см. рис. 5б, кривая 2). Следовательно, полную (приведенную) жесткость системы подачи буровых станков, оснащенной пневмогидравлическими аккумуляторами, можно принять не зависящей от изменения хода штока и составляющей для системы подачи станка DM-M2 $1,52 \cdot 10^6$ Н/м, а для

СБШ-250МНА-32 $6,3 \cdot 10^6$ Н/м при зарядном давлении аккумулятора $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па.

Выводы.

Таким образом, результаты моделирования жесткостных параметров (уравнения (32) и (34) с учетом выражений (28) и (30)) эквивалентной динамической схемы системы подачи бурового станка свидетельствует, что в режиме бурения:

- жесткость системы подачи буровых станков нелинейно изменяется с увеличением хода штока как у модели станка DM-M2, так и у модели станка СБШ-250МНА-32. Причем система подачи станка DM-M2 имеет жесткость в 2 раза, а система подачи станка СБШ-250МНА-32 в 1,28 раза большую вначале и в конце хода штока гидроцилиндра подачи, чем в его середине. При этом система подачи станка СБШ-250МНА-32 имеет жесткость в начале и в конце хода штока в три раза, а в середине в 4,7 раза большую жесткость, чем жесткость системы подачи станка DM-M2 в этих же точках;

- применение пневмогидравлических аккумуляторов в системе подачи (как с одним гидроцилиндром (модель станка DM-M2, $\alpha_{\mu} = 1$), так и с двумя гидроцилиндрами (модель станка СБШ-250МНА-32, $\alpha_{\mu} \geq 1$ у каждого гидроцилиндра) в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{п}/i_{п} - x_0$ изменения хода штока - x снижает полную (приведенную) жесткость системы у модели станка DM-M2 в 10 раз, а у модели станка СБШ-250МНА-32 в 11 раз;

- в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{п}/i_{п} - x_0$ изменения хода штока - x гидроцилиндра системы подачи станка DM-M2 ее полная (приведенная) жесткость изменяется на 0,26 %, а у системы подачи станка СБШ-250МНА-32 на 1,28%. Следовательно, полную (приведенную) жесткость системы подачи буровых станков, оснащенной пневмогидравлическими аккумуляторами, можно принять не зависящей от изменения хода штока и составляющей для системы подачи станка DM-M2 $1,52 \cdot 10^6$ Н/м, а для СБШ-250МНА-32 $6,3 \cdot 10^6$ Н/м при зарядном давлении аккумулятора $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па.

References:

1. Poderny, R.Yu. (n.d.). *Mining machines and complexes for opencast works: in 2 tons, 4th edition*. - Publishing house of Moscow State University for the Humanities, 1999 and 2001.
2. Poderny, R. Yu. (2007). *Mechanical equipment of quarries: Textbook for universities*. - 6th ed., Rev. and add. (p.680). Moscow: Publishing house of the Moscow State Mining University.

Impact Factor:	ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
	ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИИ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
	GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.997	IBI (India) = 4.260
	JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

- (MINING ENGINEERING) ISBN 978-5-7418-0467-4 (in trans.)
- Kutuzov, B.N. (1972). *Theory, technique and technology of drilling operations*. (p.312). Moscow: "Nedra".
 - Peretolchin, V.A. (1983). *Rotary and rotary drilling of wells in open pits*. (p.175). Moscow: "Nedra".
 - Watts, B., & Dyke, J. (1993). *"An Automated Vibration-Based Expert Diagnostic System"* Sond and Vibration, Machinery monitoring, 1993, IV.
 - Nankin, Yu.A., & Gerasimov, I.V. (1980). *Directional drilling machine 2SBSH - 200N*. (p.168). Moscow: Nedra.
 - Prasolov, S. K. (2015). *Substantiation and selection of static characteristics and dynamic parameters of the hydrostatic drive of the feed system of a quarry drilling rig*. Ph.D. thesis tech. nauk, (p.122). Moscow.
 - Kantovich, L.I., Kozlov, S.V., & Muminov, R.O. (2011). Substantiation and selection of parameters of the rotary - feeding mechanism of a quarry drilling rig. *GIAB*, No. 5, M.: publishing house "Gornaya kniga", pp.225 - 229.
 - Muminov, R.O. (2012). *Justification and selection of dynamic parameters of the rotary-falling mechanism of the open-pit drilling rig*. Ph.D. thesis tech. nauk, (p.115). Moscow.