С.Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университетінің **Ғылым жаршысы**(пәнаралық) = **Вестник науки** Казахского агротехнического университета им. С. Сейфуллина (междисциплинарный). – 2015. - №1 (84). – С. 171-177

ПНЕВМОУДАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С КОМБИНИРОВАННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ВПУСКА ВОЗДУХА В КАМЕРУ ХОЛОСТОГО ХОДА И ЕГО ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ

Куликов А.В. [1]**, *Грузин А.В.*** [2]**, *Абраменков Д.Э.*** [3]

Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)[1, 2],

Сибирский государственный университет путей сообщения[3],

г. Новосибирск, Россия;

Аннотация.

В данной статье приведено описание пневматического ударного механизма с комбинированным управлением впуска воздуха в камеру холостого хода и его физико-математическая модель, представленная в виде системы дифференциальных уравнений, включающих в себя: бародинамические, термодинамические и баромеханические составляющие, а также конструктивные допущения и ограничения. В результате решения математической модели пневматического ударного механизма получены рекомендации по снижению сопротивления движению ступенчатого ударника, с целью сохранения его предударной скорости к моменту соударения с хвостовиком рабочего инструмента. Данной конструктивное решение пневматического ударного механизма обеспечивает повышение энергии и частоты ударов импульсной системы.

Ключевые слова. Пневматика, механизм, ударник, давление, воздух, стержень, дроссель канал-паз, корпус, впуск, выпуск, инструмент, камера

Введение

Снижение энергопотребления ресурсов пневматическими машинами ударного действия, при увеличении единичного удара требуют научно обоснованных предложений.

Известны пневматические ударные механизмы, имеющие цилиндры с впускными и выпускными каналами, рабочие инструменты с хвостовиками, ступенчатые ударники с центральными сквозными каналами, закрепленными относительно крышки стержнем с поршневой частью, например в [1, 2].

Недостатками подобных решений являются: неуправляемый впуск воздуха в камеру холостого хода; уменьшение массы поршня за счет выполненных пазов на его втулке при увеличении энергозатрат на ее изготовление.

Постановка задачи и техническое предложение по ее решению

В пневматических ударных механизмах с подобными недостатками необходимо обеспечить управляемую подачу воздуха в камеру холостого хода: исключить непроизводительный расход воздуха; минимизировать утечки воздуха через неплотности подвижно сопрягаемых деталей. На расчетной схеме (см. рисунок 1) пневматического ударного механизма обозначены:

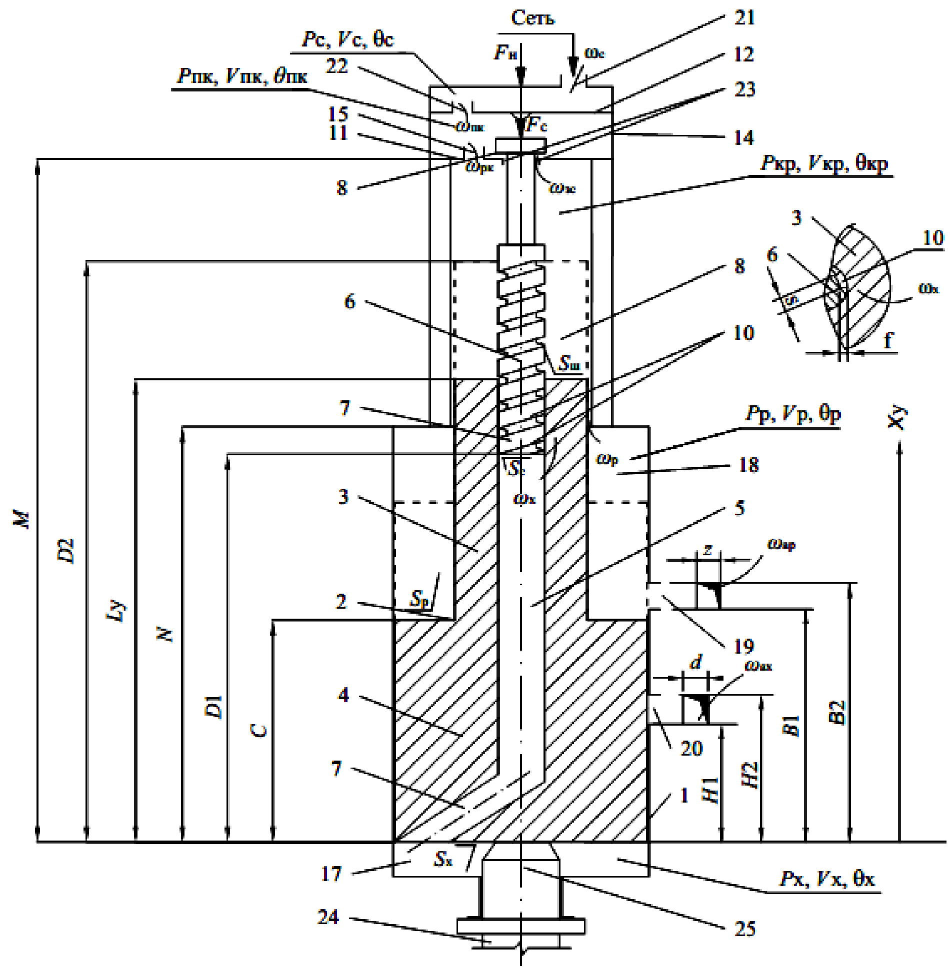

Рисунок - 1 Расчетная схема пневматического ударного механизма

M, *N* – координаты ограничения протяженности хода ударника до фланца, разделительного кольца, поршневой части стержня в осевом канале ударника;

m_c – масса стержня;

x_c – перемещение стержня;

F_c – сила трения ударника о стержень;

S_c – полная площадь диаметрального сечения поршневой части стержня;

$\omega_{ар}$, $\omega_{ах}$, – проходные сечения каналов выпуска отработавшего воздуха из камер рабочего и холостого ходов; ωс, ωпк, ωх, ωр – проходные сечения каналов впуска воздуха в сетевую камеру, предкамеру, камеры холостого и рабочего ходов;

$\omega_{зс}$ – проходное сечение канала запуска воздуха в распределительную камеру;

$S_м$, $S_р$, $S_х$ – площади сечения кольцевой штоковой части ударника, кольцевой части со стороны камеры рабочего хода и площадь со стороны холостого хода ударника;

$P_с$, $P_{пк}$ $P_{рк}$, $P_р$, $P_х$ – давления воздуха в сети, предкамере, распределительной камере, кольцевой камере рабочего и холостого ходов;

$\theta_с$, $\theta_{рк}$, $\theta_р$, $\theta_х$ – температура воздуха в сети, распределительной камере, кольцевой камере рабочего и холостого ходов;

$V_р$, $V_х$, $V_с$, $V_{рк}$– объемы камер рабочего и холостого ходов, предкамеры и распределительной камеры;

$F_н$ – усилие нажатия на корпус пневмоударного механизма;

$m_у$, $X_у$, $L_у$ – масса, перемещение и полная длина ступенчатого ударника;

C–длина поршневой части ударника;

z, d – ширина каналов выпуска;

f , *s* – ширина и глубина канала впуска в камеру холостого хода;

H_1, H_2, B_1, B_2 – координаты отсекающих кромок каналов выпуска отработавшего воздуха, соответственно из камеры холостого и рабочего ходов;

D_1 , D_2 – координаты канала впуска в камеру холостого хода.

После включения пускового устройства воздух из сети поступает по каналу 21 в стакане 14 и каналу 22 крышки 12 в камеру 9 сетевого воздуха и далее через каналы 23 буртика 8 стержня 6 и по кольцевому калиброванному зазору 15 в кольцевом фланце 11 в кольцевую распределительную камеру 16. (см. рисунок 2).

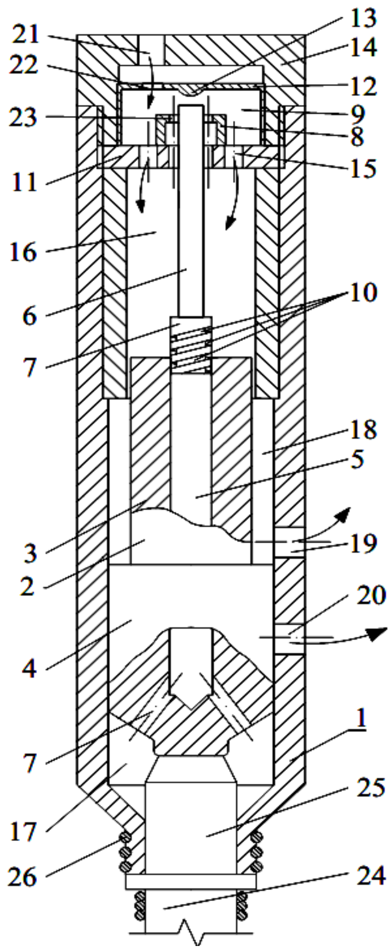

Рисунок - 2 Принципиальная схема пневматического устройства

Из кольцевой распределительной камеры 16 по каналу-пазу 10 с увеличивающимся геометрическим сечением от боковой поверхности поршневой части 7 стрежня 6 до окончания его поршневой части со стороны сквозного осевого отверстия 5 воздух поступает по сквозному осевому отверстию 5 ступенчатого ударника 2 в камеру 17 холостого хода. Исполнение канала-паза 1- с изменяющимся геометрическим сечением позволяет снизить противодавление воздуха в камере холостого хода за счет малого количества воздуха в начальный период впуска через меньшее проходное сечение канала-паза, что снижает сопротивление движению сохраняет предударную скорость ступенчатого ударника 2 к моменту удара по хвостовику инструмента. В положении, показанном на чертеже, камера 18 пневматического буфера сообщена с атмосферой посредством выпускного канала 19. В начале движения ударника 2, когда канал-паз 9 на поршневой части 7 стержня 6 открыт, продолжается наполнение воздухом камеры 17 холостого хода, обеспечивая расчетную величину импульса холостого хода. Давление воздуха в камере 17 холостого хода плавно повышается и под действием импульса давления с ее стороны ударник 2 начнет движение в сторону кольцевой распределительной камеры 16, совершая холостой ход. При последующем движении ступенчатый ударник 2 открывает канал 20 в корпусе 1, перекрывает канал-паз 10 поршневой части 7 стержня 6, а затем и давление воздуха в камере 17 холостого хода выравнивается до атмосферного. Перемещаясь, ступенчатый ударник 2 перекроет выпускной канал 19 и в камере 18 после разобщения ее с атмосферой начнется сжатие отсеченного в ней воздуха до некоторой расчетной величины. Давление воздуха в кольцевой распределительной камере 16 увеличивается и под действием разности импульсов давлений, действующих на ступенчатый ударник 2 со стороны кольцевой распределительной камеры 16, камеры 18 пневматического буфера и камеры 17 холостого хода, ступенчатый ударник 2 затормаживается и остановится в расчетной точке. Сразу же под действием импульса давления воздуха со стороны кольцевой распределительной камеры 16, камеры 18 пневматического буфера ступенчатый ударник 2 начинает движение в сторону хвостовика 25 рабочего инструмента 24, совершая рабочий ход. При этом ударник 2 откроет выпускной канал 19 и камера 18 пневматического буфера сообщается с атмосферой. Далее ступенчатый ударник 2 перекроет своей боковой поверхностью выпускной канал 19, откроет канал-паз 10 на поршневой части 7 стержня 6, вследствие чего в камере 17 холостого хода начнется сжатие отсеченного в ней воздуха, и воздуха поступающего в малом количестве из кольцевой распределительной камеры 16. Так как рабочая диаметральная площадь основной части 4 ступенчатого ударника 2 со стороны камеры 17 холостого хода больше диаметральной площади штоковой части 3 ступенчатого ударника 2, то под действием разности импульсов давлений воздуха ступенчатый ударник, преодолевая противодавление со стороны камеры 17 холостого хода, наносит удар по хвостовику 25 инструмента 24. Под действием импульса отскока и давления воздуха, поступающего из распределительной камеры 16, в камеру 17 холостого хода ступенчатый ударник 2 начинает холостой ход. Далее рабочий цикл пневматического ударного механизма повторяется.

В (1)…(3), кроме указанных на рисунке и в тексте, обозначены: F_c - сила прижатия буртика стержня пружиной; W =[2kR/(k – 1)]1/2, $F_{\text{ку}} \equiv F_{\text{ук}}$ соответственно силы трения между корпусом и ударником и ударником и корпусом; m_y – масса ударника; m_c , x_c – масса и перемещение стержня, которые можно исключить при отсутствии его перемещения;

Физико-математическая модель рабочего процесса, описанного выше механизма, представлена системами уравнений

(1)…(3):

- бародинамическая составляющая:

$$\frac{dp_{РК}}{dt} = \frac{k}{(V_{РК} - x_y S_М)}\left[W\left(\omega_{\backslash РК}\phi_{РК} + \omega_{ЗС}\phi_{ЗС} - \omega_{Р}\phi_{Р} - \omega_{Х}(x_y)\phi + p_{РК}\frac{dx_y}{dt}S \right)\right],$$

$$\frac{dp_{рк}}{dt} = \frac{k}{(V_{рк} - x_у S_м)}\left[W\left(\omega_{\backslash РК}\varphi_{РК} + \omega_{ЗС}\varphi_{ЗС} - \omega_{Р}\varphi_{Р} - \omega_{Х}(x_у)\varphi_{Х} + p_{РК}\frac{dx_у}{dt}S_{М} \right)\right],$$

$$\frac{dp_{р}}{dt} = \frac{k}{(V_{р} - x_у S_{р})}\left[W\left(\begin{array}{l} \omega_{Р}(x_у)\varphi_{Р} + \omega_{РХ}\varphi_{РХ} + \omega_{ЗР}\varphi_{ЗР} - \omega_{ХР}\varphi_{ХР} + \omega_{АР}(x_у)\varphi_{АР} \\ + sign(\psi_{КР}\varphi_{КР}) + sign(\psi_{ХР}\varphi_{ХР}) + sign(\psi_{РЗ}\varphi_{РЗ}) \\ + sign(\psi_{РХ}\varphi_{РХ}) + sign(\psi_{РАК}(x_у)\varphi_{РАК}) + p_{Р}\frac{dx_у}{dt}S_{К} \end{array} \right)\right],$$

(1)

$$\frac{dp_{х}}{dt} = \frac{k}{(V_{х} + x_у S_{х})}\left[W\left(\omega_{Х}(x_у)\varphi_{Х} - \omega_{АХ}(x_у)\varphi_{АХ} - p_{Х}\frac{dx_у}{dt}S_{Х} \right)\right].$$

- термодинамическая составляющая:

$$\frac{d\theta_{с}}{dt} = \frac{\theta_{с}}{(V_{с}p_{с})}\left[W\left(\omega_{С}\varphi_{С}\Omega_{С} - \omega_{ПК}\varphi_{ПК}\Omega_{ПК} \right)\right],$$

$$\frac{d\theta_{пк}}{dt} = \frac{\theta_{пк}}{p_{кр}V_{пк}}\left[W\left(\omega_{ПК}\varphi_{ПК}\Omega_{ПК} - \omega_{ЗС}\varphi_{ЗС}\Omega_{ЗС} - \omega_{РК}\varphi_{РК}\Omega_{РК} \right)\right],$$

$$\frac{d\theta_{р}}{dt} = \frac{\theta_{р}}{p_{р}(V_{р} - x_у S_{к})}\left[W\left((\omega_{Р}\varphi_{Р}\Omega_{Р} \pm \omega_{АР}(x_у)\varphi_{АР}\Omega_{АР} + (k-1)p_{Р}\frac{dx_у}{dt}S_{К} \right)\right],$$

(2)

$$\frac{d\theta_{х}}{dt} = \frac{\theta_{х}}{p_{х}(V_{х} - x_у S_{х})}\left[W\left(\omega_{Х}(x_у)\varphi_{Х}\Omega_{Х} - \omega_{АХ}(x_у)\varphi_{АХ}\Omega_{АХ} - (k-1)p_{Х}\frac{dx_у}{dt}S_{Х} \right)\right],$$

- баромеханическая составляющая:

$$\frac{d^2x_у}{dt^2} = \frac{p_{х}S_{х} - p_{РК}S_{М} + sign(F_{ук}) - p_{Р}S_{Р} + sign(F_{С})}{m_{у}},$$ при $x_у > 0$,

$$\left(\frac{dx_у}{dt}\right)_0 = -k_у\left(\frac{dx_у}{dt}\right)_y,$$ при $x_у \le 0$,

$$\frac{d^2x_{к}}{dt^2} = \frac{S_{х}p_{х} - S_{м}p_{рк} - S_{р}p_{р} + sign(F_{ку}) + sign(F_{с}) - F_{Н}}{m_{к}},$$ при $x_{к} > 0$,

$$\left(\frac{dx_{к}}{dt}\right)_0 = -k_{к}\left(\frac{dx_{к}}{dt}\right)_{у},$$ при $x_{к} \le 0$, (3)

$$\left(\frac{dx_{\text{с}}}{dt}\right)_0 = -k_{\text{с}}\left(\frac{dx_{\text{с}}}{dt}\right)_{\text{у}}, \quad \text{при } x_{\text{с}} \le 0,$$

$$\frac{d^2x_{\text{с}}}{dt^2} = \frac{S_{\text{х}}p_{\text{х}} - S_{\text{с}}p_{\text{с}} + sign(F_{\text{су}}) - F_{\text{н}}}{m_{\text{с}}}, \quad \text{при } x_{\text{с}} > 0.$$

Конструктивные ограничения и допущения (см. рисунок 2):

- $x_y \le (N\text{-}C) \le (M\text{-}D_1)$;
- запорный клапан перемещается в радиальном направлении в размерах зазора; непроизводительные утечки и перетечки между фланцем и стержнем, поршневой частью стержня и осевым каналом в ударнике, поршневой частью ударника и цилиндром, хвостовиком инструмента и цилиндром, штоковой частью ударника и втулкой цилиндрического корпуса незначительны и при предварительных исследованиях обычно не учитываются.

Барoдинамические функции ($\varphi_{\text{с}}$, $\varphi_{\text{пк}}$, $\varphi_{\text{рк}}$, $\varphi_{\text{р}}$, $\varphi_{\text{х}}$, $\theta_{\text{с}}$, $\theta_{\text{рк}}$, $\theta_{\text{р}}$, $\theta_{\text{х}}$) впуска воздуха в камеры выпуска и утечек по аналогии с зависимостью Сен-Венана – Вантцеля имеют вид:

Учитывая, что функции φ имеют одинаковую форму записи, то их представим в виде:

$$\varphi_{ij} \equiv \varphi_{ji} = \begin{cases} 0{,}2588 \cdot p_i\sqrt{\theta_i}, & \text{при } 0{,}5283 > p_i/p_j, \\ p_j\sqrt{\theta_i}\cdot\sqrt{(p_i/p_j)^{2/k} - (p_i/p_j)^{(1+k)/k}}, & \text{при } 0{,}5283 \le p_i/p_j, \\ -0{,}2588 \cdot p_j\sqrt{\theta_j}, & \text{при } 0{,}5283 > p_j/p_i, \\ -p_j\sqrt{\theta_j}\cdot\sqrt{(p_j/p_i)^{2/k} - (p_i/p_j)^{(1+k)/k}}, & \text{при } 0{,}5283 \le p_j/p_i, \end{cases} \tag{4}$$

где индексы ji и ij обозначают, соответственно направления течения воздуха «откуда-куда» и «куда-откуда» при i – куда и j – откуда.

$$\Omega_{i,j} \equiv \Omega_{ji} = \begin{cases} (k-1), & \text{при } (\varphi_{i,j}) > 0, \\ (k - \dfrac{\theta_i}{\theta_j}), & \text{при } (\varphi_{i,j}) \le 0, \\ (k - \dfrac{\theta_j}{\theta_i}), & \text{при } (\varphi_{ji}) > 0, \\ (k-1), & \text{при } (\varphi_{ji}) \le 0, \end{cases} \tag{5}$$

где Ω - термодинамическая функция расхода воздуха в зависимости от изменения температур.

Координаты выпуска отработавшего воздуха из кольцевой камеры рабочего и камеры холостого ходов:

$$\omega_{\text{АР}}(x_y)=\begin{cases}0 & , \quad \text{при } (x_y+C)>B_2, \\ (B_2-(x_y+C))\cdot Z & , \quad \text{при } B^1<(x_y+C)<B_2, \\ (B_2-B_1)\cdot Z & , \quad \text{при } (x_y+C)>B_1;\end{cases} \tag{6}$$

$$\omega_{\text{АХ}}(x_y)=\begin{cases}0 & , \quad \text{при } x_y<H_1, \\ (x_y-H_1)\cdot d & , \quad \text{при } H_2>x_y>H_1, \\ (H_2-H_1)\cdot d & , \quad \text{при } x_y>H_2.\end{cases} \tag{7}$$

Площадь канала впуска воздуха в камеру холостого хода из распределительной камеры:

$$\omega_x(x_y)=\begin{cases}0 & , \quad \text{при } (x_y+L_y)\geq D_2, \\ f\cdot s\cdot 0{,}5 & , \quad \text{при } D_2>(x_y+L_y)>D_1, \\ f\cdot s & , \quad \text{при } (x_y+L_y)\leq D_1.\end{cases} \tag{8}$$

Моделирование вариантов позволило установить возможности улучшения расходных характеристик известных пневматических ударных механизмов со ступенчатым ударником, применив гарантированное перекрытие каналов впуска на время сообщения камеры с атмосферой. Во время впуска воздуха в камеры проходное сечение канала впуска соответствует необходимому и достаточному значению для создания со стороны камер силового импульса давления воздуха, как для холостого, так и рабочего хода ударника.

Выводы

1. Применение метода расчета проходных сечений каналов впуска воздуха в камеру холостого и рабочего ходов дает оптимальное значение геометрического сечения канала, достаточного для создания силового импульса давления воздуха со стороны камер холостого и рабочего ходов, без его завышения.

2. В конце холостого хода местное сопротивление дроссельного перепускного винтового канал-паза становится максимальным и расход воздуха минимальным, а в конце рабочего хода, местное сопротивление дроссельного перепускного винтового канал-паза становится минимальным, а расход воздуха максимальным.

Список литературы

1. Абраменков Э.А. Пневматические механизмы машин ударного действия: дроссельные, струйные, беззолотниковые, бесклапанные [текст]: /Э.А. Абраменков, Д.Э. Абраменков. – Новосибирск: Изд-во НГУ, 1993. – 430 с.
2. А.с. 359382 СССР. № 1657310/22-3. Пневматический ударный механизм [Текст] / А.Я. Земляной, Ю.И. Смирнов, М.И. Оноцкий; заявл. 17.05.1971; опубл. 03.01.1973, Бюл. №35.

Түйін

Берілген мақалада ұрмалы пневматикалық механизмнің бос жүріс камерасына ауа жіберу басқарамымен құрамдастырылған және оның физико-математикалық үлгісі, дифференциалды басқару жүйе түрінде: бародинамикалық, термодинамикалық, баромеханикалық құрамдас сондай-ақ құрылымдық жол берулер мен шектеулер көрсетілген. Ұрмалы певматикалық механизмнің математикалық үлгісі шешімінің нәтижесінде жұмыс жасап тұрған жабдықтың қосымшасымен ұрылған сәтте оның соққыға дейінгі жылдамдығын сақтау мақсатында сатылы екпіндінің қарсыласу қозғалысын төмендету ұсынысы алынды. Берілген құрамдылық пневматикалық ұрмалы механизм шешімі қуаттың және импульстік жүйенің соғу жиілілігінің жоғарылауын қамтамасыз етеді.

Summary

This article describes a pneumatic percussive mechanism with combined control of air inlet into chamber of idle pass and its physico-mathematical model, it is represented by form of system of differential equations, including: barodinamic, thermodynamic and baromehanic components, as such constructional assumptions and limitations. The solution of mathematical model for the pneumatic percussive mechanism is received recommendations to reduce resistance to movement of tapering hummer for the purpose of preserving its pretonic speed at the time of impact with the shunk end of the service tool. This constructive solution of the pneumatic percussive mechanism provides increased energy and impact frequency of pulse system.