

угловая скорость поворота управляемых колес самоходного комбайна. – Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №10.

УДК 629.113 – 597.5

Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан, А.М.Расолько

ДИНАМИКА ЗВЕНЬЕВ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОСИСТЕМЫ ТРАКТОРА

Анализ методов расчета переходных процессов в пневматических звеньях, расположенных на выходе из компрессора трактора, показал, что эти методы изучены недостаточно, а существующие методики расчета динамики в коммутациях промышленных компрессорных установок сложны, громоздки и малопригодны для практического применения.

Входное давление $P_{вх}$ есть некоторая функция от времени t , характеризующая изменение давления в сечении трубопровода, граничащем с цилиндром компрессора, который одновременно является источником как постоянного, так и переменного расхода. В общем случае $P_{вх}(t)$ определить чрезвычайно сложно, поскольку форма импульса, генерируемого компрессором, зависит от многочисленных факторов.

Между тем в работе [1] получены и решены уравнения для скачкообразного возрастания давления на входе в динамическое звено, состоящее из дросселя и емкости (ДЕ-звено). При этом установлено, что они достаточно точно описывают процессы при наполнении и опоражнении емкостей. Однако отсутствие теоретических и экспериментальных исследований не позволяет судить о том, удовлетворительно ли описывает гиперболическая функция расхода воздуха [1] динамику ДЕ-звена при пульсирующем давлении воздуха на входе, изменяющемся по гармоническому закону.

Наиболее существенно влияет на формулу импульса, генерируемого компрессором, конструктивное выполнение цилиндра компрессора и трубопроводной системы. Поэтому при исследовании выпускного импульса компрессора применяют принцип суперпозиции, представляя импульсы в виде тригонометрического ряда [2]

$$p_o(t) = p_{cp} + \sum_{i=1}^n p_i \sin(k\omega_k t - \alpha_k), \quad (1)$$

где $P_{\text{ср}}$ - среднее давление в системе; P_i - амплитуда i -й гармонии; k - номер гармоники колебаний; ω_k - угловая скорость вращения вала компрессора; α_k - угол фазового сдвига.

Таким образом, сигнал на входе ДК-звена можно представить как импульс давления, генерируемого компрессором и распространяющегося в трубопроводе со скоростью, равной скорости звука. При этом в момент начала нагнетания воздух, заключенный в системе, находится в состоянии покоя.

Исходя из изложенного, давление на входе в ДЕ-звено можно описать:

$$p_{\text{вх}} = \begin{cases} p_{\text{ср}}(t) + p_1 \sin \omega_k t & \text{при } \frac{\pi(2n+1)}{k} > t \geq \frac{\pi(2n+1) - \varphi_{\text{вып}}}{\omega_k}; \quad (2) \\ p_{\text{ср}}(t) & \text{при } \frac{\pi(2n+3) - \varphi_{\text{вып}}}{\omega_k} > t \geq \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k}, \quad (3) \end{cases}$$

где $p_{\text{ср}}(t)$ - среднеинтегральное давление в системе в момент начала нагнетания; p_1 - амплитуда давления первой гармоники импульса; $\varphi_{\text{вып}}$ - угол, соответствующий началу открытия нагнетательного клапана компрессора.

Угол, соответствующий началу открытия нагнетательного клапана компрессора, определяется выражением [3].

$$\varphi_{\text{вып}} = \arccos \left[1 - 2 \left(\frac{1 + a_M}{\epsilon} - a_M \right) \right], \quad (4)$$

где a_M - относительная величина мертвого пространства компрессора; $\epsilon = p_{\text{н}} / p_{\text{вс}}$ - коэффициент, характеризующий отношение давления нагнетания к давлению всасывания; m - показатель политропы.

Среднеинтегральное давление газа на выходе из компрессора в момент начала нагнетания получим из уравнения состояния газа в емкости.

$$p_{\text{ср}} = \frac{RTV_{\text{раб}} \omega_k \lambda_k \gamma t}{2 \pi V}, \quad (5)$$

где R - газовая постоянная; T - температура; $V_{\text{раб}}$ - рабочий объем компрессора; λ_k - коэффициент производительности компрессора; γ - удельный вес воздуха в системе; V - объем системы.

Возмущающий импульс при нагнетании образуется в момент открытия нагнетательного клапана, когда поршень компрессора имеет определенную конечную скорость, а сжатый воздух в нагнетательном трубопроводе находится в состоянии покоя. При этом происходит газовый удар с образованием положительного скачка давления Δp_y .

Для описания газового удара справедлива формула Н.Е. Жуковского [2]:

$$\Delta p_y = \rho w_{зв} w_T, \quad (6)$$

где ρ - плотность газа; $w_{зв}$ - скорость звука в неподвижном газе; w_T - скорость газа, поступающего в трубопровод.

Выражая мгновенную скорость газа в трубопроводе через мгновенную скорость поршня компрессора, получим:

$$\Delta p_y = \frac{\rho w_{зв} F S \omega_k}{2 f} \sin \varphi = p_1 \sin \omega_k t, \quad (7)$$

где F - площадь поршня компрессора; S - ход поршня; f - площадь сечения трубопровода; φ - угол поворота кривошипа; p_1 - амплитуда колебаний давления на входе из компрессора относительно среднего давления.

Учитывая, что $\rho = p_{ср} / gRT$, $F S = V_{раб}$; $w_{зв} = w_{кр}$, и подставляя значения амплитуды из формулы (7) в выражение (2 и 3), получим окончательную зависимость, описывающую величину и форму импульса давления, генерируемого компрессором:

$$p(t) = \begin{cases} p_{ср} \left(1 + \frac{w_{кр} V_{раб} \omega_k}{2 f g R T} \sin \omega_k t \right) \text{ при } \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k} > t \leq \frac{\pi(2n+1) - \varphi_{вып}}{\omega_k}; \\ p_{ср} \text{ при } \frac{\pi(2n+3) - \varphi_{вып}}{\omega_k} > t \leq \frac{\pi(2n+1)}{\omega_k}. \end{cases} \quad (8)$$

Составленная математическая модель ДЕ-звена, в которой $p_{вх}$ рассчитывается по выражению (8) с использованием гиперболической функции [1] расхода воздуха, принимает вид

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k' \mu f w_{кр} p_{вх} h(p_{вх} - p)}{V(B-1)(B_{вх} - p)}, \quad (9)$$

где p – давление в емкости; k' – показатель адиабаты; μ – коэффициент расхода дросселя; h и B – постоянные, определяющие формулу гиперболы; $w_{кр}$ – критическая скорость.

Расчет на ЭВМ уравнений $k_{р}$ (8) и (9) применительно к импульсирующему потоку воздуха позволил получить удовлетворительное совпадение формы и амплитуды импульсов, давления в емкости при изменении $p_{ср}$ от 0,1 МПа до 0,8 МПа с аналогичными экспериментальными зависимостями (рис.1).

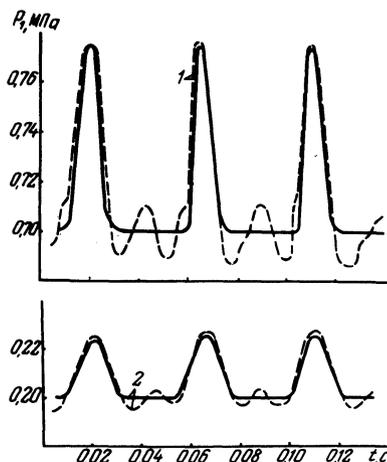


Рис. 1. Динамическая характеристика ДЕ-звена: 1 – при $p_{ср} = 0,7$ МПа, 2 – при $p_{ср} = 0,2$ МПа; $V = 3,14 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $\mu f = 0,226 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $\omega_k = 132 \text{ рад/с}$; ——— расчетная; - - - - экспериментальная.

Отклонение величины и формы расчетного импульса от экспериментального составило не более 10% на всей кривой, что обусловлено в основном погрешностью аппроксимации коэффициента подачи λ_k . Значительно большая погрешность (в среднем 30%) имеет место на участках характеристики, где отсутствует подача воздуха из компрессора, так как в этом случае уравнения (8) и (9) учитывают только первую гармонику импульса.

На основании разработанной методики составлены математические модели и проведен на ЭЦВМ сравнительный анализ динамических свойств питающей части пневматической системы с различными схемами и комбинированными регуляторами давления конструкции завода "Кишмотор" (ВНР) и фирмы "Вестингауз" (ФРГ). Предложены конкретные рекомендации по выбору оптимальных параметров пневматических систем.

Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. – В сб.: Автотрак-

торостроение. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракторов и их двигателей. Минск, 1977, вып.9. 2. Седач В.С. Газовая динамика выпускных систем поршневых машин. - Харьков, 1974. 3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - Л., 1969.

УДК 629.113.012

В.П.Бойков, А.М.Кривицкий

АППРОКСИМАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ПАРАМЕТРОВ ДЕФОРМАЦИИ ТРАКТОРНЫХ ШИН

Шина - исходное звено в системе взаимодействия машины и опорной поверхности. Поэтому при оценке основных эксплуатационных качеств трактора на стадии проектирования необходимо знать ряд коэффициентов, характеризующих эластичность шины, а также их зависимость от нормальной нагрузки, давления воздуха и др.

Упругие свойства шины характеризуются следующими параметрами: нормальной, тангенциальной, боковой и угловой деформациями.

Для получения количественных данных по указанным характеристикам были проведены статические испытания шин, применяемых на тракторах семейства "Беларусь". В результате получены графические зависимости параметров деформации от основных влияющих факторов в виде функций $h_z = f_1(G_k)$; $h_y = f_2(P_y)$; $\beta = f_3(M)$; $\theta = f_4(M_{\Pi})$ при различных нормальных нагрузках и давлениях воздуха в шине, где h_z - нормальный прогиб; h_y - боковое упругое смещение; β - угол закрутки; θ - угловое упругое смещение; G_k - нормальная нагрузка; P_y - боковая сила; M - крутящий момент; M_{Π} - поворачивающий момент колеса.

С целью установления общей зависимости между параметрами деформации (h_z , h_y , β , θ) и основными факторами (p_w , G_k , P , M , M_{Π}), влияющими на эти параметры, был проведен анализ с использованием методов теории вероятности и математической статистики [1]. В качестве исходной аппроксимирующей зависимости принята модель линейной регрессии, которая в общем случае имеет вид

$$Y = a_0 + a_1 Z_1 + a_2 Z_2 + \dots + a_m Z_m,$$