

НЕЛИНЕЙНОСТИ СЛОЖНЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЭЛЕКТРО- И ГИДРОПРИВОДОВ

Канд. техн. наук, доц. СТРИЖНЕВ А. Г., инж. РУСАКОВИЧ А. Н.

Научно-производственное общество с ограниченной ответственностью «ОКБ ТСП»

E-mail: skb@tspbel.com

NON-LINEARITIES OF COMPLICATED LEVER MECHANISMS OF ELECTRIC AND HYDRAULIC DRIVES

STRIZHNEV A. G., RUSAKOVICH A. N.

Research and Development Limited Liability Company "OKB TSP"

В статье аналитически определены коэффициенты преобразования механических передач электро- и гидроприводов, используемых в специальной технике. Выявлены нелинейности коэффициентов преобразований механических передач, для компенсации влияний которых на работу электро- и гидроприводов предлагается использовать нормированный коэффициент преобразования. Даны рекомендации по применению полученных результатов.

Ключевые слова: рычажные механизмы, нелинейности, коэффициенты преобразования механических передач, электро- и гидроприводы.

Ил. 4. Табл. 4. Библиогр.: 4 назв.

The paper determines conversion coefficients for mechanical transmissions of electric and hydraulic drives which are used in special equipment. Nonlinearities of conversion coefficients for mechanical transmissions have been revealed in the paper. Standardized conversion coefficient has been proposed for compensation of mechanical transmission influence on operation of electric and hydraulic drives. The paper contains recommendations on the application of the obtained results.

Keywords: lever mechanisms, nonlinearities, conversion coefficients of mechanical transmissions, electric and hydraulic drives.

Fig. 4. Tab. 4. Ref.: 4 titles.

Введение. В технике широко применяют электро- и гидроприводы, осуществляющие возвратно-поступательные перемещения выходных звеньев, соединенных с управляемыми устройствами посредством различных механических передач. Ранее были рассмотрены механические передачи, содержащие простейшие рычажные механизмы, используемые в гидроприводах военной техники [1]. Отмечено, что при линейном движении штока гидроцилиндра происходит нелинейное изменение коэффициента преобразования K_p механической передачи. В электро- и гидроприводах специальной техники находят применение механические передачи, содержащие не только простые, но и сложные рычажные механизмы [2]. Такие механизмы также имеют естественные нелинейности, учет которых может привести к существенным погрешностям в расчетах при проектировании систем автоматического управления. Для повышения эффективности и качества ее работы требуется определить нелинейности

различных механических передач [3] и стабилизировать их коэффициент преобразования. В дальнейшем будут рассмотрены механические передачи, содержащие сложные рычажные механизмы, используемые в электро- и гидроприводах специальной техники.

Механическая передача привода вертикального наведения артиллерийского орудия, иногда называемая механической передачей привода вертикального наведения (ВН), предназначена для преобразования вращения ротора электродвигателя в угловое поворотное движение артиллерийского орудия. Привод ВН расположен на поворотной башне, установленной на гусеничной машине (ГМ). Привод ВН содержит электродвигатель постоянного тока и механическую передачу, состоящую из двух частей.

Первая часть представляет собой редуктор, соединяющий вал электродвигателя с винтовой передачей, который содержит две пары зубчатых передач (70/24, 57/22) с общим передаточ-

ным числом $i_{p1} = 7,5568$. Скорость вращения вала винтовой передачи определяется выражением $\omega_b = \omega_d / i_{p1}$, где ω_d – угловая скорость вращения ротора электродвигателя. Из данного выражения следует, что первая часть механической передачи привода ВН имеет постоянный коэффициент передачи $K_{p1} = \omega_b / \omega_d = 1 / i_{p1} = 1 / 7,5568 = 0,1323$.

Вторая часть механической передачи более сложной структуры и требует подробного рассмотрения. Упрощенная схема второй части механической передачи привода ВН представлена на рис. 1.

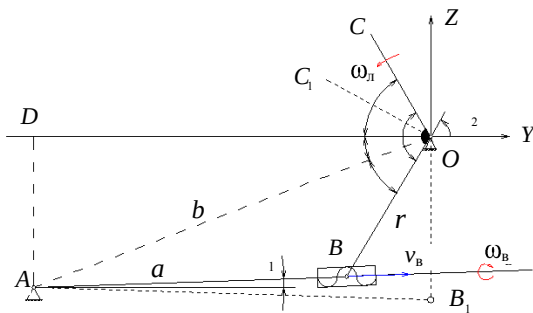


Рис. 1. Упрощенная схема механической передачи второй части привода ВН

Механическая передача (рис. 1) содержит:

- винтовую передачу AB , вал которой вращается с помощью электродвигателя и редуктора (на схеме не показаны) вокруг собственной оси с угловой скоростью ω_b . Винтовая передача AB шарнирно соединена осью A с корпусом поворотной башни;
- приводной рычаг BO , жестко связанный с люлькой CO и установленный на оси O , вокруг которой он может поворачиваться вместе с люлькой. На люльке CO установлено артиллерийское орудие с боекомплектом (на схеме не показаны). Приводной рычаг BO шарнирно соединен осью B с подвижной гайкой, расположенной на винтовой передаче AB .

Во время работы привода ВН электродвигатель и редуктор вращают вал винтовой передачи AB с угловой скоростью $\omega_{\text{в}}$. Подвижная гайка B перемещается вдоль винтовой передачи AB , рычаг BO и люлька CO поворачиваются вокруг оси O , а электродвигатель с редуктором и винтовой передачей AB – вокруг оси A . На оси O установлен датчик, который контролирует угловое положение (угол возвышения ε)

люльки *СО* относительно продольной оси *У* башни. В процессе работы привода ВН обеспечивается установление заданного угла возвышения ε люльки *СО*.

При вращении вала винтовой передачи AB с постоянной скоростью ω_b происходят линейное перемещение подвижной гайки B с постоянной скоростью v_b и поворот рычага BO и люльки CO с изменяющейся скоростью ω_l . Следовательно, в процессе работы привода ВН изменяется коэффициент преобразования K_{p2} второй части механической передачи, и эти изменения нужно определить и учитывать.

Здесь и далее для упрощения расчетов систем, совершающих поступательные и переносные движения, применена известная методика [2] определения коэффициентов передачи без учета кориолисова ускорения.

Для расчета коэффициента K_{p2} введем следующие обозначения (рис. 1): a – длина расстояния AB ; b – длина опорного расстояния AO ; r – длина поворотного рычага BO ; α – угол BOC (между рычагом BO и люлькой CO); β – угол AOY (между отрезком AO и продольной осью Y башни); γ – угол AOB (между отрезком AO и рычагом BO); ε – угол COY (между люлькой CO и продольной осью Y башни); φ_1 – угол поворота винтовой передачи AB относительно продольной оси Y башни; φ_2 – угол поворота рычага BO относительно продольной оси Y башни; ω_b – угловая скорость вращения вала винтовой передачи AB ; n_b – частота вращения вала винтовой передачи AB ; v_b – скорость движения подвижной гайки B вдоль винтовой передачи AB ; p – шаг винтовой передачи; z – число заходов резьбы винтовой передачи; ω_d – угловая скорость поворота люльки CO вокруг оси O .

Для схемы на рис. 1 справедливы следующие соотношения:

$$K_{p2} = \frac{\omega_{\text{JI}}}{\omega_{\text{B}}} = \frac{v_{\text{B}}}{\omega_{\text{B}}} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \bigg/ \frac{da'_{\text{B}}}{d\varphi_1}; \quad \omega_{\text{B}} = 2\pi n_{\text{B}};$$

$$v_B = n_B p z; \quad AD - r \sin \varphi_2 = a \sin \varphi_1;$$

$$DO - r \cos \varphi_2 = a \cos \varphi_1;$$

$$a = \sqrt{b^2 + r^2 - 2br \cos(\gamma)}, \quad (1)$$

где $\gamma = \alpha - \beta - \varepsilon$; $\varphi_2 = \alpha - \varepsilon$. Углы α , β , γ , φ_1 и φ_2 расположены в вертикальной плоскости.

Используя четвертое и пятое уравнения (1), получим

$$\varphi_1 = \arctg \frac{AD - r \sin \varphi_2}{DO - r \cos \varphi_2}.$$

Для определения скоростей звеньев механизма дифференцируем по обобщенной координате φ_1 четвертое и пятое уравнения (1) и получим [2, 4]:

$$\begin{aligned} u_{21} r \sin \varphi_2 &= -a \sin \varphi_1 + a'_B \cos \varphi_1; \\ u_{21} r \cos \varphi_2 &= -a \cos \varphi_1 - a'_B \sin \varphi_1, \end{aligned} \quad (2)$$

где $u_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$ – аналог угловой скорости звена r ; $a'_B = \frac{da'_B}{d\varphi_1}$ – то же относительно скорости движения подвижной гайки B вдоль винтовой передачи AB .

Из углов первого и второго уравнений (2) вычитаем угол φ_1 и находим:

$$u_{21} = \frac{-a}{r \cos(\varphi_2 - \varphi_1)};$$

$$a'_B = -u_{21} r \sin(\varphi_2 - \varphi_1) = -a \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos(\varphi_2 - \varphi_1)}.$$

После подстановки и несложных преобразований получим выражение для определения коэффициента K_{p2} в общем виде:

$$\begin{aligned} K_{p2} &= \frac{v_B}{\omega_B} \frac{u_{21}}{a'_B} = \frac{pz}{2\pi r \sin(\alpha - \varphi_1 - \varepsilon)}; \\ \varphi_1 &= \arctg \frac{AD - r \sin(\alpha - \varepsilon)}{DO - r \cos(\alpha - \varepsilon)}; \\ a &= \sqrt{b^2 + r^2 - 2br \cos(\alpha - \beta - \varepsilon)}. \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом известных величин ($b = 521$ мм; $r = 200$ мм; $\pi = 3,14$; $\alpha = 125,06^\circ$; $\beta = 20,8006^\circ$; $p = 5$ мм; $z = 4$; $AD = 185$ мм; $DO = 487$ мм) выражения (3) преобразуем к виду:

$$\begin{aligned} K_{p2} &= \frac{0,0159}{\sin(125,06^\circ - \varphi_1 - \varepsilon)}; \\ \varphi_1 &= \arctg \frac{0,185 - 0,2 \sin(125,06^\circ - \varepsilon)}{0,487 - 0,2 \cos(125,06^\circ - \varepsilon)}; \\ a &= \sqrt{0,3114 - 0,2084 \cos(104,2594^\circ - \varepsilon)}. \end{aligned} \quad (4)$$

Зависимость (4) коэффициента преобразования K_{p2} от угла возвышения ε (рис. 2а) представлена в табл. 1.

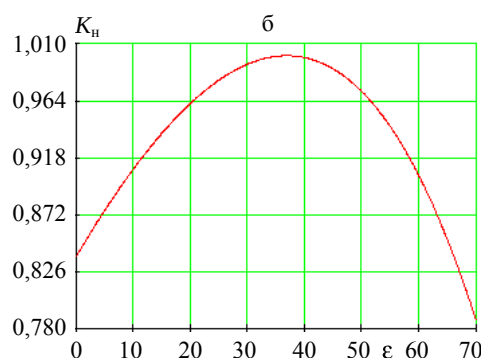
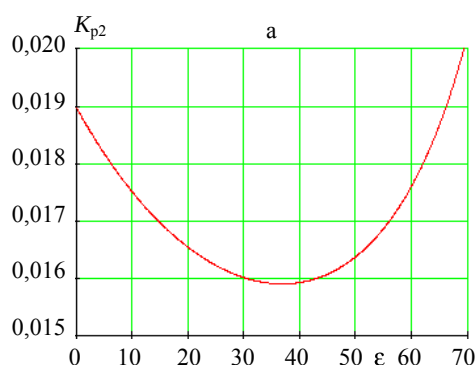


Рис. 2. Зависимость коэффициентов преобразования K_{p2} и K_n от угла ε :
а – K_{p2} ; б – K_n

Зависимость коэффициента K_{p2} от угла ε

Таблица 1

ε , град.	0°	$10,0^\circ$	$20,0^\circ$	$30,0^\circ$	$33,0^\circ$	$40,0^\circ$	$50,0^\circ$	$60,0^\circ$	$66,0^\circ$	$70,0^\circ$
K_{p2}	0,0190	0,0175	0,0165	0,0160	0,0159	0,0159	0,0164	0,0176	0,0183	0,0202

При изменении угла возвышения ε в пределах ответственной зоны от 0° до 66° коэффициент преобразования K_{p2} изменяется по нелинейному закону от 0,0190 до 0,0159. Среднему значению угла возвышения $\varepsilon_{cp} = 33^\circ$ ответственной зоны (0° – 66°) соответствуют величина $a_{cp} = 0,4977$ м, угол $\gamma_{cp} = 71,2594^\circ$ и коэффициент преобразования $K_{p2, \varepsilon = 33} = 0,0159$. Это значит, что механическая передача привода ВН обладает переменным коэффициентом преобразования K_{p2} , который необходимо учитывать. Для определения общего коэффициента преобразования механической передачи привода ВН нужно пользоваться выражением $K_p = K_{p1}K_{p2}$.

В тех случаях, когда требуется стабилизировать коэффициент преобразования K_{p2} и исключить влияние его нелинейной зависимости на работу электропривода, удобно использовать нормированный коэффициент преобразования

$$K_n = \frac{K_{p2, \varepsilon=33}}{K_{p2}} = \sin(125,06^\circ - \varphi_1 - \varepsilon). \quad (5)$$

В качестве нормирующей величины целесообразно выбрать значение коэффициента K_{p2} , вычисленное при угле $\varepsilon_{cp} = 33^\circ$.

Зависимость (5) нормированного коэффициента преобразования K_n от угла ε (рис. 2б) представлена в табл. 2. При работе привода ВН и изменении угла возвышения ε от 0° до 66° коэффициент K_n изменяется по нелинейному закону от 0,8383 до 1,0000. Величина нелинейности достигает 16,17 %. При угле возвышения $\varepsilon_{cp} = 33^\circ$ коэффициент $K_n = 1,0$.

Для стабилизации коэффициента преобразования и исключения влияния его нелинейной зависимости (рис. 2а) на работу электропривода достаточно, используя функцию нормированного коэффициента преобразования (5), осуществить модуляцию сигнала управления электродвигателем.

Механическая передача опорного катка активной гидропневматической подвески (АГПП) применяется в специальной гусеничной технике. Активная гидропневматическая подвеска по заданному алгоритму изменяет положение опорных катков ГМ во время движения и тем самым обеспечивает пространственную стабилизацию корпуса ГМ. Совместная согласованная работа всех опорных катков АГПП улучшает характеристики плавности хода ГМ. Механическая передача опорного катка обеспечивает преобразование линейных перемещений штока гидроцилиндра в вертикальные перемещения катка относительно корпуса ГМ.

Упрощенная схема механической передачи опорного катка представлена на рис. 3.

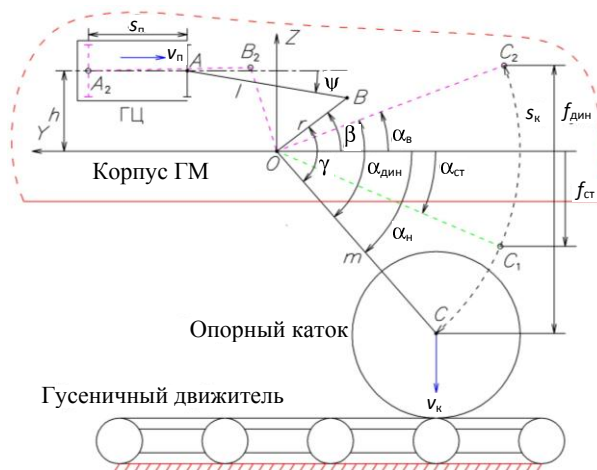


Рис. 3. Упрощенная схема механической передачи опорного катка

Механическая передача катка (рис. 3) содержит:

- гидроцилиндр ГЦ, неподвижно закрепленный на борту корпуса ГМ;
- шток АВ, шарнирно соединенный с подвижным поршнем гидроцилиндра осью А;
- рычаг ВО, шарнирно соединенный со штоком АВ осью В;
- балансир СО, жестко соединенный с рычагом ВО и установленный на опорной оси О, закрепленной на борту корпуса ГМ;
- опорный каток, установленный на оси С, которая закреплена на балансира СО.

Таблица 2

Зависимость коэффициента K_n от угла ε

ε , град.	0°	10,0°	20,0°	30,0°	33,0°	40,0°	50,0°	60,0°	66,0°	70,0°
K_n	0,8383	0,9087	0,9616	0,9932	1,0000	0,9984	0,9709	0,9029	0,8392	0,7861

При движении ГМ опорный каток катится по беговой дорожке гусеничного движителя.

Во время работы и управления АГПП происходят продольные возвратно-поступательные движения поршня в гидроцилиндре ГЦ, которые через шток AB передаются на рычаг BO . Рычаг BO совместно с балансиром CO преобразуют продольные движения поршня в вертикальные перемещения опорного катка. На оси O установлен датчик, который контролирует угловое положение (угол α) балансира CO относительно продольной оси Y корпуса ГМ. При линейном перемещении штока гидроцилиндра со скоростью v_n происходит нелинейное изменение угловой скорости поворота ω_m рычага OC и вертикальной скорости v_k перемещения опорного катка.

Следовательно, в процессе работы АГПП изменяется коэффициент преобразования K_p механической передачи катка, и эти изменения нужно определить и учитывать.

Для расчета коэффициента K_p введем следующие сокращения (рис. 3): l – длина штока AB ; r – длина рычага BO ; m – длина балансира CO ; ψ – угол BAU (поворота штока AB относительно продольной оси Y машины); α – угол COY (поворота балансира относительно продольной оси Y машины); α_n , $\alpha_{ст}$, $\alpha_{дн}$ – угол поворота балансира при крайнем нижнем, статическом и крайнем верхнем положениях опорного катка ГМ; β – угол BOY (поворота рычага BO относительно продольной оси Y машины); γ – угол BOC (между рычагом BO и балансиром CO); v_n – скорость выдвигания поршня; v_k – вертикальная скорость перемещения катка; ω_m – угловая скорость поворота балансира CO (на рис. 3 не показана); h – расстояние от центра оси O до оси поршня; s_n – ход поршня; s_k – радиальный ход опорного катка; $f_{ст}$ – положение опорного катка в статике; $f_{дин}$ – положение опорного катка в динамике; a_y , c_z – перемещения осей A и C вдоль горизонтальной (Y) и вертикальной (Z) координатных осей.

Для схемы (рис. 3) справедливы следующие выражения:

$$l \sin \psi + r \sin \beta = h; \quad l \cos \psi - r \cos \beta = a_y;$$

$$c_z = m \sin \alpha, \quad (6)$$

где $\beta = \alpha + \gamma$. Углы α , β , γ и ψ расположены в вертикальной плоскости.

Из первого уравнения (6) получим:

$$\sin \psi = \frac{h - r \sin \beta}{l} \quad \text{или} \quad \cos \psi = \sqrt{1 - \frac{(h - r \sin \beta)^2}{l^2}}. \quad (7)$$

Из второго уравнения (6) находим

$$a_y = \sqrt{l^2 - (h - r \sin \beta)^2} - r \cos \beta. \quad (8)$$

Скорость выдвигания поршня и вертикальную скорость перемещения катка получим путем дифференцирования уравнения (8) и третьего уравнения (6) по обобщенной координате α [2, 4]:

$$v_n = \frac{da_y}{d\alpha} = \frac{r \sin(\alpha + \gamma + \psi)}{\cos \psi};$$

$$v_k = \frac{dc_z}{d\alpha} = m \cos \alpha. \quad (9)$$

Используя (7) и (9), получим выражение для определения коэффициента преобразования K_p в общем виде:

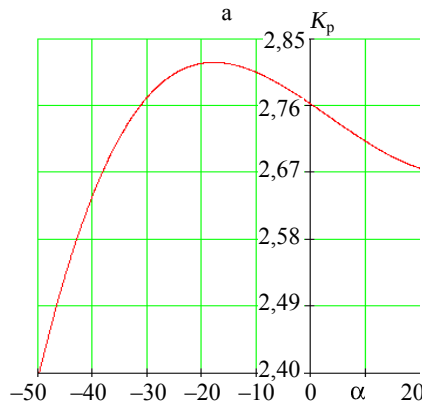
$$K_p = \frac{v_k}{v_n} = \frac{m \cos \alpha \cos \psi}{r \sin(\alpha + \gamma + \psi)};$$

$$\psi = \arcsin \frac{h - r \sin(\alpha + \gamma)}{l}. \quad (10)$$

С учетом известных величин ($h = 120$ мм; $l = 240$ мм; $r = 131$ мм; $m = 360$ мм; $\gamma = 86,5^\circ$; $\alpha_n = -49,074^\circ$; $\alpha_{ст} = -23,231^\circ$; $\alpha_{в} = 20,828^\circ$; $\alpha_{дин} = 69,902^\circ$) выражение (10) преобразуем к виду

$$K_p = \frac{2,7481 \cos \alpha \cos \psi}{\sin(86,5^\circ + \alpha + \psi)};$$

$$\psi = \arcsin [0,5 - 0,5458 \sin(86,5^\circ + \alpha)]. \quad (11)$$



Зависимость (11) коэффициента преобразования K_p от угла поворота балансира α (рис. 4а) представлена в табл. 3.

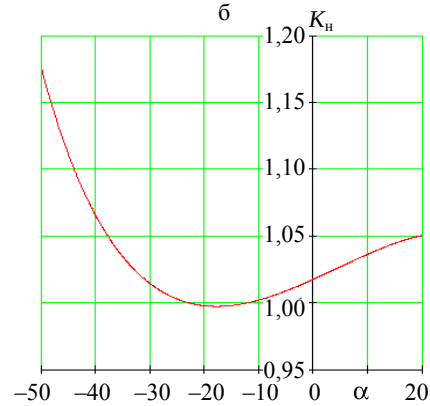


Рис. 4. Зависимость коэффициентов преобразования K_p (а) и K_n (б) от угла α

Таблица 3

Зависимость коэффициента K_p от угла α

α , град.	$-49,074^\circ$	$-40,0^\circ$	$-30,0^\circ$	$-23,231^\circ$	$-20,0^\circ$	$-10,0^\circ$	0°	$10,0^\circ$	$20,0^\circ$	$20,828^\circ$
K_p	2,422	2,640	2,772	2,810	2,817	2,804	2,761	2,711	2,675	2,673

При работе механической передачи катка и изменении угла α поворота балансира в пределах рабочей зоны от $-49,074^\circ$ до $+20,828^\circ$ коэффициент преобразования K_p изменяется по нелинейному закону от 2,422 до 2,817. Минимальное значение коэффициента преобразования $K_p = 2,422$ будет при угле $\alpha = -49,074^\circ$, а максимальное $K_p = 2,818$ – при $\alpha = -18,0^\circ$. Статическому положению $f_{ст}$ опорного катка ГМ соответствует угол $\alpha_{ст} = -23,231^\circ$, при котором $\psi_{ст} = 0,7180^\circ$, а коэффициент преобразования $K_p = 2,810$. Это значит, что механическая передача катка обладает переменным коэффициентом преобразования K_p , который необходимо учитывать.

В тех случаях, когда требуется стабилизировать коэффициент преобразования K_p и исключить влияние его нелинейной зависимости на работу гидропривода, удобно использовать нормированный коэффициент преобразования

$$K_n = \frac{K_{p, \alpha = -23,231}}{K_p} = \frac{1,0225 \sin(\alpha + 86,5^\circ + \psi)}{\cos \alpha \cos \psi},$$

$$\psi = \arcsin [0,5 - 0,5458 \sin(\alpha + 86,5^\circ)]. \quad (12)$$

В качестве нормирующей величины целесообразно использовать значение коэффициента K_p , вычисленное при угле $\alpha = -23,231^\circ$, который соответствует статическому положению $f_{ст}$ опорного катка ГМ.

Зависимость нормированного коэффициента преобразования K_n от угла α (рис. 3б) представлена в табл. 4.

В процессе работы механической передачи катка и при изменении угла α от $-49,074^\circ$ до $+20,828^\circ$ нормированный коэффициент преобразования K_n изменяется по нелинейному закону от 1,160 до 0,998. Величина нелинейности достигает 16,2 %. При угле балансира $\alpha = -23,231^\circ$ коэффициент $K_n = 1,000$, а при $\alpha = -49,074^\circ$ коэффициент преобразования имеет максимальное значение $K_n = 1,160$.

Для стабилизации коэффициента преобразования и исключения влияния его нелинейной зависимости (рис. 3а) на работу гидропривода достаточно, используя функцию нормированного коэффициента преобразования (12), осуществить модуляцию сигнала управления гидроцилиндром.

Зависимость коэффициента K_n от угла α

α , град.	-49,074°	-40,0°	-30,0°	-23,231°	-20,0°	-10,0°	0°	10,0°	20,0°	20,828°
K_n	1,160	1,064	1,014	1,000	0,998	1,002	1,018	1,037	1,051	1,051

ВЫВОД

При работе механических передач электро- и гидропривода, которые содержат сложные рычажные механизмы, и линейном вращении ротора электродвигателя или линейном движении штока гидроцилиндра происходят нелинейные изменения коэффициентов преобразований K_p механических передач. Величины нелинейностей механических передач достигают 16,17 % в электроприводе и 16,2 % – в гидроприводе. В тех случаях, когда необходимо стабилизировать коэффициенты преобразования и исключить влияния их нелинейных зависимостей на работу приводов, предлагается с помощью нормированных коэффициентов преобразований K_n механических передач осуществлять модуляцию сигналов управления электродвигателя или гидроцилиндра. Нормирование целесообразно проводить относительно значений коэффициентов передач K_p , вычисленных для середины зоны ответственных углов наведения артиллерийского орудия или при угле балансира, соответствующем статическому положению опорного катка гусеничной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Стрижнев, А. Г.** Нелинейности простейших рычажных механизмов гидроприводов / А. Г. Стрижнев, Г. В. Ледник // Вестник ВА. – 2011. – № 3. – С. 128–132.
2. **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. **Устройства и элементы автоматического регулирования и управления.** Техническая кибернетика. – Кн. 3: Исполнительные устройства и сервомеханизмы / под ред. В. В. Солодовникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 735 с.
4. **Бронштейн, И. Н.** Справочник по математике / И. Н. Бронштейн, К. Ф. Семендяев. – М.: Наука, 1964. – 608 с.

REFERENCES

1. **Strizhnev, A. G.** Nonlinearities of Simple Lever Mechanisms of Hydraulic Drives / A. G. Strizhnev, G. V. Lednik // Vestnik VA. – 2011. – No 3. – P. 128–132.
2. **Artobolevsky, I. I.** Theory of Mechanisms and Machines: Manual for HEEI / I. I. Artobolevsky. – 4th Edition Revised and Updated – M.: Nauka (Science), 1988. – 640 p.
3. **Devices and Elements of Automatic Regulation and Control.** Technical Cybernetics. – Book 3: Executive Devices and Servo-Mechanisms / Edited by V. V. Solodovnikov. – M.: Mashinostroenie (Mechanical Engineering), 1976. – 735 p.
4. **Bronshhtein, I. N.** Handbook on Mathematics / I. N. Bronshhtein, K. F. Semendiaev. – M.: Nauka (Science), 1964. – 608 p.

Поступила 25.03.2013