УДК 621.001.4:622.232

А.С.СОЛОВЬЕВ, Я.П.ГРИНБЕРГ, В.С.СОЛОВЬЕВ
Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет)

ВЛИЯНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ДВИГАТЕЛЯ НА ДИНАМИКУ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ КОМБАЙНА

Показано влияние сглаживания нагрузки на приводе комбайна путем увеличения скольжения асинхронного двигателя на динамические свойства трансмиссии. Увеличение демпфирования снижает коэффициент электромеханической связи, однако это уменьшение незначительно и не приводит к заметному увеличению динамических сил в трансмиссии.

In article influence of smoothing of loading on a drive of a combine by increase in sliding of the asynchronous engine at dynamic properties of transmission is shown. The increase dempherated reduces factor of electromechanical communication, however this reduction slightly and does not lead to appreciable increase in dynamic forces in transmission.

Увеличение демпфирующей способности электродвигателей горных комбайнов, работающих с нагрузками имеющими случайный характер, позволяет снизить токовые нагрузки, а значит – повысить скорость подачи.

Повышение демпфирующей способности двигателей горных комбайнов должно сказываться на динамических усилиях в механической части (трансмиссии) комбайна. При этом возможно как ослабление (сглаживание) периодических составляющих нагрузки в механической части комбайна, так и усиление их. Последний случай является нежелательным, так как это может привести к повышенному износу редукторов и других механических элементов. Поэтому представляет интерес исследование динамических процессов в электромеханической системе горного комбайна и влияния на них увеличения демпфирующих свойств двигателя.

Для асинхронного электродвигателя, работающего на линейной части механической характеристики, можно составить следующую зависимость момента от частоты вращения*

$$M(p)=\frac{M_{\hat{e}}}{s_{\hat{e}}\omega_{\tilde{n}}(\grave{O}_{\acute{y}}\eth+1)}[\omega_{\tilde{n}}(\eth)-\omega(\eth)]$$

или в приращениях при постоянной частоте питающей сети

$$\Delta M(p)=\frac{\grave{I}_{\hat{e}}}{s_{\hat{e}}\omega_{\tilde{n}}(\grave{O}_{\acute{y}}\eth+1)}\Delta\omega_1(\eth), \qquad (1)$$

где $M_к$, $s_к$ – критические момент и скольжение двигателя; ω_c – синхронная частота вращения; ω_1 –частота вращения ротора; $T_{\acute{y}}=1/\omega' s_{\hat{e}}$ – электромагнитная постоянная времени; ω' – частота питающей сети.

В большинстве случаев динамические свойства трансмиссии могут быть описаны двухмассовой механической системой. Тогда динамика электромеханической части может быть описана уравнением (1), а также уравнениями

$$\Delta M(p)-\Delta M_{\acute{o}\acute{y}}(p)=J_1 p\Delta\omega_1(p);$$

$$\Delta M_{\acute{o}\acute{y}}(p)=\frac{c}{p}(\Delta\omega_1(p)-\Delta\omega_2(p); \qquad (2)$$

$$\Delta M_{\acute{o}\acute{y}}(p)-\Delta M_{\tilde{n}}(p)=J_2 p\Delta\omega_{_1}(p),$$

где J_1, J_2 – моменты инерции масс, находящихся до и после эквивалентного упругого элемента (УЭ); ω_2 – частота вращения массы

* *Докукин А.В.* Корреляционный анализ нагрузок выемочных машин / А.В.Докукин, Ю.Д.Красников и др. М.: Наука, 1968.

J_2; $M_{уэ}$, M_c – момент в упругом элементе и момент сопротивления; c – жесткость УЭ.

При составлении уравнений (1) и (2) считается, что моменты инерционности и жесткости приведены к валу двигателя.

Решение уравнений (1), (2) позволяет получить передаточную функцию, связывающую момент в упругом элементе с моментом сопротивления,

$$W(p)=\frac{\Delta M_{\text{óý}}(\delta)}{\Delta M_{\text{ñ}}(\delta)}=\dot{O}_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{i1}}\ \delta+$$

$$+\dot{O}_{\text{i1}}\ \delta+1/(\gamma-1)\dot{O}_{\text{l}}^2\dot{O}_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{i1}}\ \delta^4+(\gamma-1)\dot{O}_{\text{l}}^2\dot{O}_{\text{i1}}\ \delta^3+$$

$$+[(\gamma-1)\dot{O}_{\text{l}}^2+\gamma\dot{O}_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{i1}}\ ]p^2+\dot{O}_{\text{i1}}\ \delta+1, \qquad (3)$$

где

$$\gamma=\frac{J_1+J_2}{J_1}; \qquad (4)$$

$T_{м1}$ – электромеханическая постоянная времени привода для массы J_1,

$$T_{\text{i}\,1}=\frac{J_1 s_{\hat{\text{e}}}\omega_{\text{ñ}}}{2\dot{I}_{\ \hat{\text{e}}}};$$

$$T_{\text{l}}=\frac{1}{\omega_1}=\sqrt{\frac{J_1}{c}}; \qquad (5)$$

$\omega_1=\sqrt{\dfrac{c}{J_1}}$ – частота свободных колебаний масс J_1 при жесткой заделке второго конца УЭ.

Выразив $p = j\omega$, определим амплитудно-частотную характеристику записанной передаточной функции

$$A(\omega)=\sqrt{(1-\omega^2 T_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{i1}}\ )^2+\omega^2\dot{O}_{\text{i}\,1}^2}\ /$$

$$\sqrt{\{1+(\gamma-1)T_{\text{l}}^2 T_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{l}}\ \omega^4-[(\gamma-1)T_{\text{l}}^2+\gamma T_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{i1}}\ ]\omega^2\}}+$$

$$+\sqrt{[\gamma\dot{O}_{\text{i1}}\ \omega-(\gamma-1)T_{\text{l}}^2\dot{O}_{\text{l}}\ \omega^3]}; \qquad (6)$$

$$A(\omega)=\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2+\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 4\varepsilon^2}\ \Bigg/$$

$$\sqrt{\left[[1+(\gamma-1]T_{\text{l}}^2\omega^2\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2-(\gamma-1)T_{\text{l}}^2\omega^2-\gamma\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2}+$$

$$+\sqrt{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 4\varepsilon^2[\gamma-(\gamma-1)T_{\text{l}}^2\omega^2]^2}, \qquad (7)$$

где $\omega_0^2=\dfrac{1}{T_{\text{ý}}\dot{O}_{\text{iê}}}$ – частота собственных колебаний двигателя, отметим, что $\omega_0^2=\dfrac{2pM_{\hat{\text{e}}}}{J}$;

$\varepsilon=\dfrac{1}{2}\sqrt{\dfrac{T_{\text{i}}}{T_{\text{ý}}}}$ – коэффициент демпфирования.

Введем обозначения:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2=A, \qquad (8)$$

$$(\gamma-1)T_{\text{l}}^2\omega^2=B. \qquad (9)$$

Тогда

$$A(\omega)=\frac{\sqrt{(1-\dot{A})^2+\dot{A}4\varepsilon^2}}{\sqrt{(1+\dot{A}\hat{A}-\hat{A}-\gamma A)^2+\dot{A}4\varepsilon^2(\gamma-\hat{A})^2}}. \qquad (10)$$

Исследуем влияние изменения коэффициента демпфирования ε на значение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ), описанной выражением (10) для случаев совпадения частоты возмущения с собственной частотой двигателя, когда

$$\omega=\omega_0 \qquad (11)$$

или с собственной частотой трансмиссии, когда

$$\omega=\omega_{12}. \qquad (12)$$

Собственная частота трансмиссии

$$\omega_{12}=\sqrt{\frac{c(J_1+J_2)}{J_1 J_2}}. \qquad (13)$$

В случае, когда $\omega = \omega_0$, в соответствии с (8) $A = 1$. Тогда выражение (10) примет вид

$$A(\omega)=\frac{2\varepsilon}{\sqrt{(1-\gamma)^2+4\varepsilon^2(\gamma+B)^2}}. \qquad (14)$$

Выражение (14) можно представить в виде

$$A(\omega)=\frac{2\varepsilon}{\sqrt{(\gamma-1)^2+4\varepsilon^2\gamma^2\left(1-\frac{\gamma-1}{\gamma}T_1^2\omega_0^2\right)^2}}. \quad (15)$$

Согласно (4), (5) и (13)

$$\frac{\gamma-1}{\gamma}T_1^2=\frac{1}{\omega_{12}^2}. \quad (16)$$

Тогда (15) представляется

$$A(\omega)=\frac{2\varepsilon}{\sqrt{(\gamma-1)^2+4\varepsilon^2\gamma^2\left[1-\left(\frac{\omega_0}{\omega_{12}}\right)^2\right]^2}}. \quad (17)$$

Из выражения (17) видно, что влияние увеличения коэффициента демпфирования на АЧХ при частоте ω_0 зависит от величины γ, характеризующей соотношение масс в двухмассовой системе, м соотношения собственных частот ω_0 и ω_{12}.

В качестве примера, из-за отсутствия данных по новым комбайнам, рассмотрим влияние коэффициента демпфирования для двух конкретных комбайнов: проходческого типа ШБМ-2 и очистного типа К-101. Эти комбайны характеризуются следующими параметрами

Тип	J_1	J_2	γ	c	ω_1^2
ШБМ-2	7,82	0,11	1,015	500	64
К-101	–	–	1,250	–	3350
Тип	ω_{12}^2	$M_к$	p	ω_0^2	
ШБМ-2	4600	2480	3	1900	
К-101	16800	–	–	3025	

Подставив эти значения в (15), получим:

для комбайна ШБМ-2

$$A(\omega)=\frac{2\varepsilon}{\sqrt{(0{,}015)^2+1{,}44\varepsilon^2}}, \quad (18)$$

для комбайна К-101

$$A(\omega)=\frac{2\varepsilon}{\sqrt{(0{,}25)^2+4{,}2\varepsilon^2}}. \quad (19)$$

Величина коэффициента демпфирования двигателей ε горных комбайнов составляет около 0,2, рекомендуемая величина – составляет 0,3-0,4. При таких значениях ε второй член знаменателя превосходит первый, пренебрегая меньшей составляющей, получим, что изменение коэффициента демпфирования практически не влияет на значение АЧХ, т.е. не приводит к заметному изменению динамических сил в трансмиссии. Если рассчитать величину АЧХ по формулам (18) и (19) для граничных значений ε, равных 0,2 и 0,4, то получим

для комбайна ШБМ-2:

при $\varepsilon = 0{,}2$

$$A(\omega_0) = 1{,}665,$$

при $\varepsilon = 0{,}4$

$$A(\omega_0) = 1{,}25;$$

для комбайна К-101:

при $\varepsilon = 0{,}2$

$$A(\omega_0) = 0{,}83,$$

при $\varepsilon = 0{,}4$

$$A(\omega_0) = 0{,}93.$$

Рассмотрим поведение электропривода при частоте возмущения, равной собственной частоте трансмиссии. Если подставить в (9) $\omega = \omega_{12,}$ а также значение ω_{12} из выражения (17), то получим $B = \gamma$. В этом случае формула (10) примет вид

$$A(\omega_{12})=\frac{\sqrt{(1-A)^2+A4\varepsilon^2}}{\gamma-1}. \quad (20)$$

Как следует из выражения (20), увеличение коэффициента демпфирования ε приводит к некоторому подъему АЧХ, т.е. повышению динамических усилий в трансмиссии. Однако, собственная частота трансмиссии ω_{12} всегда больше собственной частоты двигателя ω_0, поэтому при частоте ω_{12} согласно (8)

$$A=\left(\frac{\omega_{12}}{\omega_0}\right)^2>1.$$

В то же время $\varepsilon < 0{,}4$, поэтому первый член числителя в формуле (20) обычно

больше второго и повышение коэффициента демпфирования двигателя не приведет к существенному изменению динамических усилий в трансмиссии. Это обстоятельство можно показать на примерах рассмотренных комбайнов.

Для комбайна ШБМ-2 $A = 2{,}42$, тогда при $\varepsilon = 0{,}2$ $A(\omega_{12}) = 105$, а при $\varepsilon = 0{,}4$ $A(\omega_{12}) = 127$.

Для комбайна К-101 $A = 5{,}56$. Поэтому при $\varepsilon = 0{,}2$ $A(\omega_{12}) = 18{,}6$, а при $\varepsilon = 0{,}4$ $A(\omega_{12}) = 19{,}7$.

Полученные числа подтверждают несущественное увеличение динамических усилий в трансмиссии при изменении коэффициента демпфирования двигателя. В то же время из полученных значений следует, что при резонансных частотах трансмиссии в последних возникают значительные динамические перегрузки. В реальных условиях такие перегрузки будут меньшими, так как здесь не учтены диссипативные потери в трансмиссии.

Следует признать, что при любом коэффициенте демпфирования двигатель оказывает весьма слабое влияние на снижение динамических нагрузок в механической части.

Влияние двигателя на ограничение динамических нагрузок в трансмиссии В.И.Ключев предлагает оценивать по величине коэффициента электромеханической связи*.

При частоте собственных колебаний трансмиссии величина коэффициента электромеханической связи может быть определена по формуле

$$k_{\text{ýñ}} = \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma(\gamma-1)\dot{O}_{\text{ì1}}^2\,\omega_1^2 + \gamma\dot{O}_{\text{ý}}^2\dot{O}_{\text{ì1}}^2\,\omega_1^4}}. \qquad (21)$$

Выражение (21) может быть приведено к виду

$$k_{\text{ýñ}} = \frac{\gamma - 1}{\sqrt{\gamma(\gamma-1)\dfrac{\omega_1^2}{\omega_0^2}\,4\varepsilon^2 + \gamma\dfrac{\omega_1^4}{\omega_0^4}}}. \qquad (22)$$

Из выражения (22) видно, что увеличение коэффициента демпфирования снижает коэффициент электромеханической связи. Это снижение также незначительно ввиду того, что у горных комбайнов величина γ близка к единице, и, следовательно $(\gamma - 1)$ невелико. Поэтому при $\varepsilon = 0{,}2$-$0{,}4$ первый член знаменателя незначителен по сравнению со вторым и его изменение не приводит к существенному изменению коэффициента электромеханической связи.

Это также можно показать на примере рассматриваемых комбайнов.

Для проходческого комбайна ШБМ-2:

при $\varepsilon = 0{,}2$

$$k_{\text{эс}} = 0{,}424,$$

при $\varepsilon = 0{,}4$

$$k_{\text{эс}} = 0{,}387.$$

Для добычного комбайна К-101:

при $\varepsilon = 0{,}2$

$$k_{\text{эс}} = 0{,}2,$$

при $\varepsilon = 0{,}4$

$$k_{\text{эс}} = 0{,}189.$$

Численные примеры также показывают, что влияние коэффициента демпфирования на коэффициент электромеханической связи невелико.

В.И Ключев показал, что при $k_{\text{эс}} < 0{,}2$ электропривод практически не оказывает влияния на динамические нагрузки в трансмиссии с точки зрения сглаживания этих нагрузок. Коэффициент $k_{\text{эс}} = 0{,}4$ тоже является показателем невысокой электромеханической связи, т.е. слабого использования свойств электропривода для демпфирования возникающих упругих колебаний в механической части.

Таким образом, увеличение коэффициента демпфирования двигателя несколько уменьшает электромеханическую связь, однако это уменьшение незначительно и, как показано выше, не приводит к заметному увеличению динамических сил в трансмиссии и ухудшению ее работы.

* *Ключев В.И.* Теория автоматизированного привода / В.И.Ключев, М.Г.Чиликин, А.С.Сандлер. М.: Энергия, 1979.