

УДК 622.24.054:622.232.73

УПРУГИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДСИСТЕМ ПРИВОДА КОМБАЙНА С ПОВОРОТНЫМИ БЛОКАМИ РЕЗАНИЯ

Горбатов П.А., докт. техн. наук, проф., Воробьев Е.А., инженер, Потапов В.Г., канд. техн. наук, доц., Лысенко Н.М., канд. техн. наук, доц., Ржавский Э.В., магистрант
Донецкий национальный технический университет

Приведены разработанная методика и результаты определения упругих характеристик подсистем привода исполнительных органов комбайна с поворотными блоками резания.

The developed method and results of determination of resilient descriptions of subsystems of drive of executive branches of combine is resulted with the turning blocks of cutting.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Оптимизация динамических свойств очистных комбайнов нового поколения на стадии их автоматизированного проектирования является актуальной научно-технической проблемой, решение которой позволит увеличить надежность и производительность этих машин. Эта проблема предполагает решение ряда задач научного и практического характера. В их числе – задача установления динамических характеристик всех силовых подсистем, прежде всего, тяжелонагруженных подсистем привода исполнительных органов.

Анализ исследований и публикаций. Методики экспериментального и расчетного определения упругих характеристик подсистем приводов исполнительных органов применительно к очистным комбайнам прежних поколений приведены в ряде работ ученых ДонНТУ, ИГД им. А.А. Скочинского и других организаций [1, 2 и др.]. Безусловно, более высокую точность результатов обеспечивают экспериментальные исследования при наличии натуральных образцов машин. Вместе с тем, на стадии автоматизированного проектирования вновь создаваемых очистных комбайнов возможно только расчетное определение рассматриваемых характеристик. Очевидно, что при этом должны учитываться не только крутильные податливости участков валопровода, но и приведенные к крутильным изгибные деформации валов и упругие деформации в опорных узлах корпусов. Поэтому представляет интерес дальнейшее развитие ранее выполненных работ, посвященных определению упругих характеристик подсистем

приводов исполнительных органов, применительно к новым объектам - очистным комбайнам новых поколений, отличающихся оригинальным структурным построением в виде поворотных блоков резания, наличием торсионных валов и других конструктивных особенностей.

Постановка задачи. Задачей настоящей работы является разработка и апробация методики установления упругих характеристик подсистем привода исполнительных органов для очистных комбайнов нового поколения с оригинальными структурными и конструктивными решениями.

Изложение материала и результаты. Решение поставленной задачи рассмотрим на примере очистного комбайна КДК 500 (I типоразмер), подсистема привода исполнительного органа (ПИО) которого выполнена в виде поворотного блока резания, рис. 1. Здесь позицией I обозначен торсионный вал, соединяющий с помощью эвольвентных шлицев вал ротора электродвигателя 1 (шлицы расположены с завальной стороны электродвигателя) и зубчатое колесо 3. Остальные позиции понятны из рис. 1.

При определении упругих характеристик подсистемы учитывались крутильные, изгибные и контактные деформации.

Для составления структурной формулы подсистемы привода (рис. 2) был проведен анализ построения валопровода (см. рис. 1). На рисунках арабскими цифрами обозначены зубчатые колеса и подшипниковые узлы, римскими – валы и ось.

Здесь $e_{ш}$, $e_I - e_{VII}$, $e_{(i-i+1)}$, $e_{зм}$ – соответственно податливости шлицевого, гладкого участков вала, зубчатой передачи и зубчатой муфты.

Крутильные податливости участков вала, шлицевых соединений и зубчатой передачи определялись по зависимостям, приведенным в работах [3, 4].

Определение расчетом податливостей элементов валопровода, с учетом только крутильных деформаций, в общем случае является приближенным, так как передача вращения через зубчатые зацепления сопровождается изгибом валов и упругими деформациями опор, что приводит к дополнительным взаимным поворотам зацепляющихся колес. Неучет этих деформаций может приводить к существенным погрешностям при определении податливости подсистем ПИО.

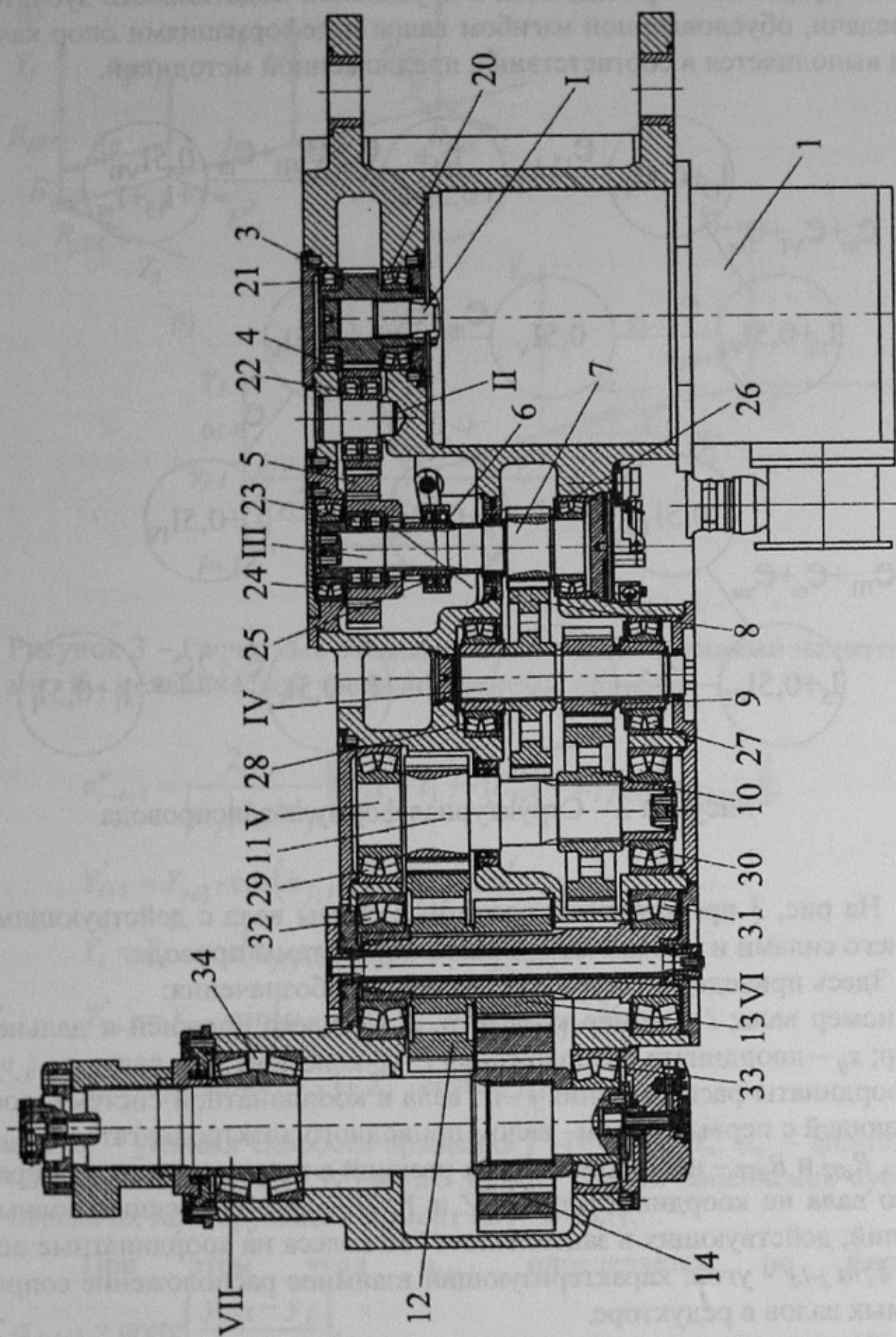


Рисунок 1 – Поворотный блок резания комбайна КДК500 (I типоразмер)

Определение приведенной к крутильной податливости зубчатой передачи, обусловленной изгибом валов и деформациями опор качения выполняется в соответствии с предложенной методикой.

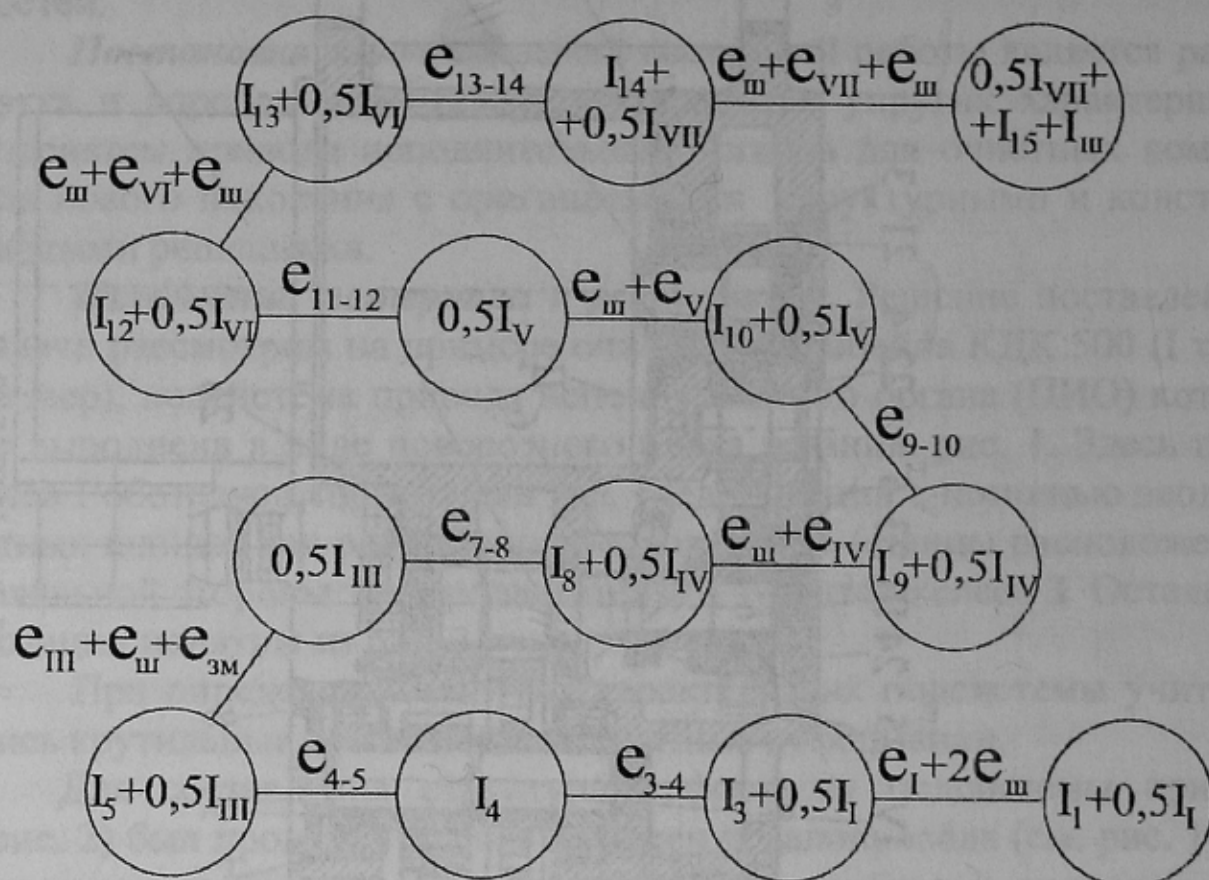


Рисунок 2 – Структурная формула валопровода

На рис. 3 представлены расчетные схемы вала с действующими на него силами и механической части подсистемы привода.

Здесь приведены следующие условные обозначения:

j – номер вала; i – номер колеса; $B, Д$ – индекс ближней и дальней опор; x_{ij} – координата расположения i -го колеса на j -м валу; z_{j-1}, y_{j-1} – координаты расположения j -го вала в координатной системе, совпадающей с первым валом – валом приводного электродвигателя; $R_{jBZ}, R_{jBY}, R_{jDZ}$ и R_{jDY} – проекции полных реакций в подшипниковых опорах j -го вала на координатные оси Z и Y ; F_i^Y, F_i^Z – проекции полных усилий, действующих в зацеплении i -го колеса на координатные оси Z и Y ; α_{j-1j} – угол, характеризующий взаимное расположение сопрягаемых валов в редукторе.

Приведенная к крутильной податливости зубчатой передачи за счет изгиба валов и деформации опор находится по формулам:

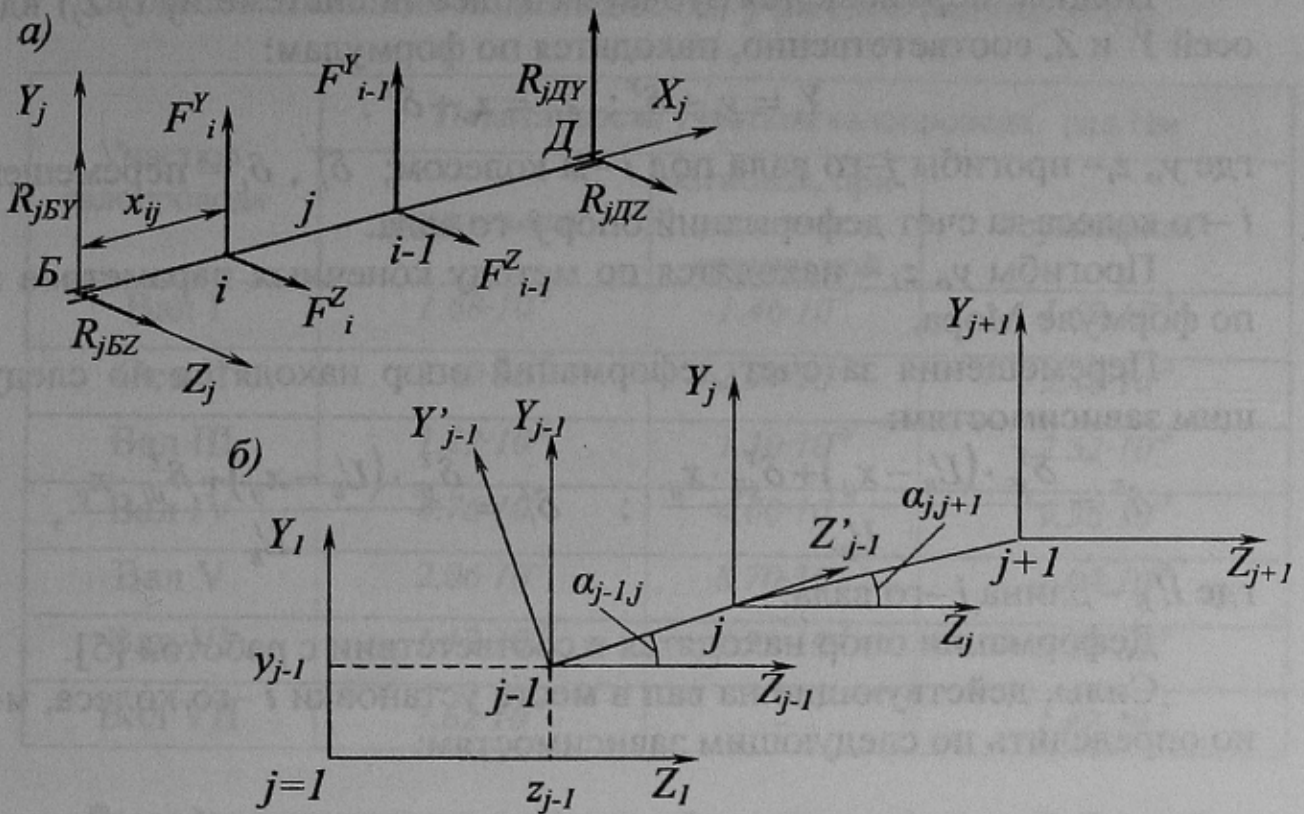


Рисунок 3 – Расчетные схемы: а - вала с действующими на него силами; б - механической части подсистемы привода

$$e_{i-i+1}^u = \frac{2\omega_j}{|\omega_j| d_w M_j} \left[(Y'_{i+1} - Y'_i) + (Z'_{i+1} - Z'_i) \cdot \text{tg}(\alpha_{w i, i+1}) \right];$$

$$Y'_{i+1} = Y_{i+1} \cdot \cos(\alpha_{j, j+1}) - Z_{i+1} \cdot \sin(\alpha_{j, j+1});$$

$$Y'_i = Y_i \cdot \cos(\alpha_{j, j+1}) - Z_i \cdot \sin(\alpha_{j, j+1});$$

$$Z'_{i+1} = Y_{i+1} \cdot \sin(\alpha_{j, j+1}) + Z_{i+1} \cdot \cos(\alpha_{j, j+1});$$

$$Z'_i = Y_i \cdot \sin(\alpha_{j, j+1}) + Z_i \cdot \cos(\alpha_{j, j+1}),$$

где ω_j – угловая скорость вращения j -го вала; d_w , α_w – диаметр начальной окружности зубчатого колеса и угол зацепления зубчатой передачи; M_j – крутящий момент на j -м валу.

При этом угол $\alpha_{j, j+1}$ определяется по формуле:

$$\alpha_{j, j+1} = \text{arctg} \left(\frac{y_{j+1} - y_j}{z_{j+1} - z_j} \right).$$

Полные перемещения зубчатых колес (в системе $X_j Y_j Z_j$) вдоль осей Y и Z , соответственно, находятся по формулам:

$$Y_i = y_i + \delta_i^Y; \quad Z_i = z_i + \delta_i^Z,$$

где y_i, z_i – прогибы j -го вала под i -м колесом; δ_i^Y, δ_i^Z – перемещения i -го колеса за счет деформаций опор j -го вала.

Прогибы y_i, z_i – находятся по методу конечных параметров или по формуле Мора.

Перемещения за счет деформаций опор находятся по следующим зависимостям:

$$\delta_i^Y = \frac{\delta_{jB}^Y \cdot (L_B^j - x_{ij}) + \delta_{jD}^Y \cdot x_{ij}}{L_B^j}; \quad \delta_i^Z = \frac{\delta_{jB}^Z \cdot (L_B^j - x_{ij}) + \delta_{jD}^Z \cdot x_{ij}}{L_B^j},$$

где L_B^j – длина j -го вала.

Деформации опор находятся в соответствии с работой [5].

Силы, действующие на вал в месте установки i -го колеса, можно определить по следующим зависимостям:

1) колесо ведущее

$$F_i^Y = \frac{u_{i,i+1}}{|u_{i,i+1}|} F_{ri} \cdot \sin(\alpha_{j,j+1}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\pi} \cdot \cos(\alpha_{j,j+1});$$

$$F_i^Z = \frac{u_{i,i+1}}{|u_{i,i+1}|} F_{ri} \cdot \cos(\alpha_{j,j+1}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\pi} \cdot \sin(\alpha_{j,j+1});$$

2) колесо ведомое

$$F_i^Y = -\frac{u_{i-1,i}}{|u_{i-1,i}|} F_{ri} \cdot \sin(\alpha_{j-1,j}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\pi} \cdot \cos(\alpha_{j-1,j});$$

$$F_i^Z = -\frac{u_{i-1,i}}{|u_{i-1,i}|} F_{ri} \cdot \cos(\alpha_{j-1,j}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{\pi} \cdot \sin(\alpha_{j-1,j}),$$

где F_{τ} – окружное усилие зубчатой передачи; F_r – радиальное усилие зубчатой передачи; $u_{i-1,i}, u_{i,i+1}$ – передаточные отношения.

Направления вращения валов считается положительным против хода часовой стрелки.

В таблице приведены значения суммарной податливости участков подсистемы ПИО комбайна КДК 500 (I типоразмер).

Таблица - Значения податливостей участков валопровода

Участки валопровода	Податливость участков валопровода, рад/Нм		
	крутильная	изгибная, приведенная к крутильной	суммарная
Вал I	$1.68 \cdot 10^{-5}$	$1.46 \cdot 10^{-7}$	$1.69 \cdot 10^{-5}$
Ось II	$2.49 \cdot 10^{-8}$	$2.99 \cdot 10^{-8}$	$5.48 \cdot 10^{-8}$
Вал III	$1.22 \cdot 10^{-6}$	$1.30 \cdot 10^{-6}$	$2.52 \cdot 10^{-6}$
Вал IV	$4.76 \cdot 10^{-7}$	$4.60 \cdot 10^{-7}$	$9.36 \cdot 10^{-7}$
Вал V	$2.06 \cdot 10^{-7}$	$8.70 \cdot 10^{-7}$	$1.08 \cdot 10^{-6}$
Вал VI	$1.12 \cdot 10^{-7}$	$4.97 \cdot 10^{-7}$	$6.09 \cdot 10^{-7}$
Вал VII	$1.62 \cdot 10^{-7}$	-	$1.62 \cdot 10^{-7}$

Выводы и направление дальнейших исследований. Разработанная методика определения упругих характеристик подсистем ПИО является достаточно общей и может быть применена для ряда характерных решений поворотных блоков резания.

Получены результаты, характеризующие упругие характеристики участков валопровода применительно к подсистемам ПИО очистного комбайна КДК 500.

Предполагается дальнейшее использование методики на этапе автоматизированного проектирования очистных комбайнов, а результатов расчетов – при имитационном моделировании функционирования рассмотренного комбайна.

Список источников.

1. Методика исследования динамических характеристик и структур трансмиссий исполнительных органов угледобывающих комбайнов// В.Г. Гуляев, А.К. Семенченко, П.А. Горбатов, В.И. Тарасевич. – Изв. вузов. Горн. журн. – 1973. - №11. - С. 106-110.
2. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
3. Ривин Е.И. Динамика привода станков. - М.: Машиностроение, 1978. – 204 с.
4. Терских В.П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. – Л.: Судостроение. Т. 1 – 1969. – 206 с.
5. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.

Дата поступления статьи в редакцию: 01.11.06