

$t_p/h$  как для асимметричного, так и конического дискового инструмента можно наблюдать, что при многократном перекачивании асимметричного инструмента на глубину  $h_i$  происходит "соединение" линии скола с предшествующим резом, которое связано с наличием заднего угла  $\varphi_2$  и разупрочнением массива вследствие многократного внедрения инструмента. Зона выкола пород при внедрении режущего диска на глубину  $h_i$  находится в области "a, b, c, d".

Поэтому для более рациональной работы дискового инструмента в режимах свободного и повторно-блокированного резания следует принимать дисковый инструмент с углами заострения  $\varphi = 30...35^\circ$  при наличии задних углов  $\varphi_2 = 5^\circ$  (см. рис. 2, 3) [2].

Для получения наименьших значений удельной энергоёмкости процесса разрушения диаметр  $D$  дискового инструмента, радиус скругления  $\rho$  рабочей кромки и угол заострения  $\varphi$  диска должны быть минимальными, но не меньше некоторых величин, перечисленных выше, обусловленных условиями обеспечения прочности инструмента и конструктивными соображениями.

Важным фактором является исследование влияния ориентации дискового инструмента на исполнительном органе при разрушении массива. Поэтому в целях эффективной зарубаемости рабочего органа необходимо учитывать влияние углов наклона  $\beta$  и разворота  $\alpha$  диска (отклонение торцевой поверхности диска от вектора скорости перекачивания). Разворот дисковых инструментов на  $6^\circ$  и их наклон на  $5...8^\circ$  приводит к снижению усилий перекачивания  $P_z$  на 28 %, усилия подачи  $P_y$  на 42 % и бокового  $P_x$  в 2 раза (рис. 4) [3].

Кроме того, известно, что для эффективного разрушения хрупких пород (а твердые включения в по-

давлиющем большинстве относятся к хрупким породам) с высокими физико-механическими показателями требуются удельные нагрузки. Увеличение удельных нагрузок, развиваемых рабочим инструментом, можно добиться при использовании дисковых инструментов с зубчатой (прерывистой) режущей кромкой, что по сравнению со сплошной (непрерывной) режущей кромкой обеспечивает улучшение силовых и энергетических показателей (см. рис. 2).

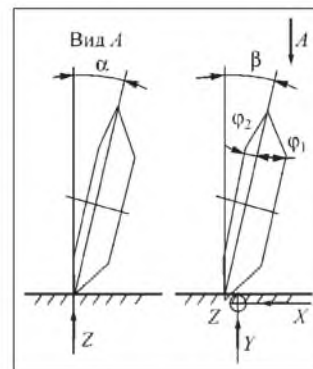


Рис. 4. Ориентация асимметричного дискового инструмента с учетом углов наклона  $\beta$  и разворота  $\alpha$

#### Список литературы

1. Хорешок А.А. Влияние геометрии дискового инструмента на процесс разрушения горного массива применительно к исполнительному органу проходческого комбайна / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Тр. V Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, посвященной 50-летию Юргинского технол. ин-та (филиала) Томского политех. ун-та, Юрга, 14–15 сент. 2007 г. Юрга : Изд-во ТПУ, 2007. С. 297–303.
2. Кузнецов В.В. Обоснование параметров и разработка исполнительного органа проходческого комбайна, оснащенного дисковым инструментом. Автореф. дис. канд. техн. наук. Кемерово, 1992. 16 с.
3. Хорешок А.А. Кинематические особенности работы дисковых инструментов на рабочих органах проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. Кемерово, 2007. № 4. С. 3–5.

УДК 622.24.054:622.232.73.

П.А. Горбатов, д-р техн. наук, проф., Н.М. Лысенко, канд. техн. наук, доц.,  
 Е.А. Воробьев, инж., В.Г. Потапов, канд. техн. наук, доц.,  
 Э.В. Ржавский, магистрант, ДонНТУ,  
 В.С. Воскресенский, инж., ГП "Донгипроуглемаш", Украина

## Установление динамических характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения

*Приведены методика и результаты определения упругих и инерционных характеристик подсистемы привода исполнительных органов очистного комбайна нового поколения с поворотными блоками резания.*

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 и, прежде всего, тяжело нагруженных подсистем привода исполнительных органов.

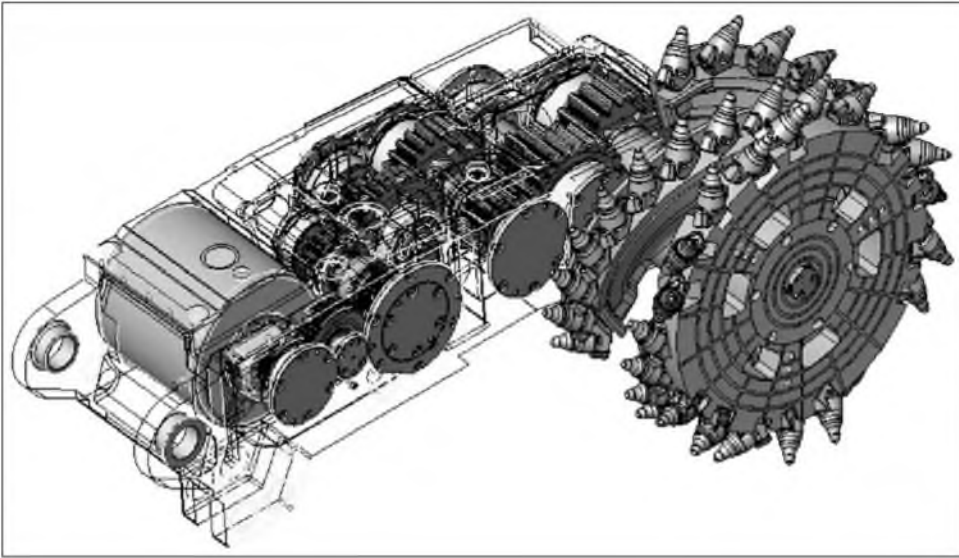


Рис. 1. Трехмерная модель поворотного блока резания комбайна КДК 500 (I типоразмер)

Проведенные к настоящему времени исследования ДонНТУ, ИГД им. А.А. Скочинского и других организаций показывают, что представление подсистем привода исполнительных органов очистных комбайнов в виде упругих валопроводов с дискретными массами является вполне приемлемым при решении большинства задач динамики. В ряде работ ученых этих организаций [1, 2 и др.] также приведены методики экспериментального и расчетного определения динамических характеристик подсистем привода применительно к очистным комбайнам прежних поколений.

Безусловно, более высокую точность результатов обеспечивают экспериментальные исследования при наличии натурных образцов машин. Вместе с тем на стадии автоматизированного проектирования вновь создаваемых очистных комбайнов возможно только расчетное определение рассматриваемых характеристик. Очевидно, что при этом в целом следует широко использовать современные компьютерные технологии, позволяющие оперативно получать достаточно достоверные результаты расчетов при любой степени сложности рассматриваемых объектов исследования, а при определении упругих характеристик необходимо, в частности, учитывать 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 динамических 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.

Решение указанной задачи рассмотрим на примере очистного комбайна КДК 500 (I типоразмер), подсистема привода исполнительного органа (ПИО) ко-

торого выполнена в виде поворотного блока резания. Структурно-компоновочное решение подсистемы ПИО наглядно представлено в виде трехмерной модели поворотного блока резания на рис. 1 (корпус редуктора изображен в карманном виде).

Соответствующая кинематическая схема редуктора подсистемы привода исполнительного органа приведена на рис. 2.

На указанной кинематической схеме основные элементы трансмиссии обозначены следующим образом: 1 – электродвигатель; 2 – торсионный вал; 3–5, 7–14 – зубчатые колеса; 6 – зубчатая муфта; 15 – экс-

центриковая ступица, посредством которой обеспечивается соединение исполнительного органа с выходным валом; 16 – исполнительный орган (трехзаходный шнек диаметром 1,25 м с шириной захвата 0,63 м); I–VIII – валы и оси. Следует отметить, что специальный торсионный вал 2, который посредством эвольвентных шлицев соединяется непосредственно с ротором электродвигателя 1 и полым валом 1, выполняет функцию зубчатой муфты и обеспечивает повышение коэффициента податливости валопровода. Зубчатые колеса 3, 7, 11 конструктивно представляют собой вал-шестерни и поэтому номера соответствующих валов I, III и V могут рассматриваться как дублирующие обозначения данных зубчатых колес.

На основании анализа структурно-компоновочного построения рассматриваемой подсистемы ПИО составлена ее структурная формула (рис. 3), наглядно отражающая расположение выделяемых дискретных масс вдоль упругого валопровода.

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

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

Определение приведенной к крутильной податливости зубчатой передачи, обусловленной изгибом валов и деформациями опор качения, выполнено в соответствии с рекомендациями, приведенными в упомянутых работах.

На рис. 4 представлены расчетные схемы вала с действующими на него силами и механической части подсистемы привода. При этом расчетная схема механической части подсистемы ПИО соответствует общему случаю возможного компоновочного решения редуктора (оси любых трех соседних валов не лежат в одной плоскости).

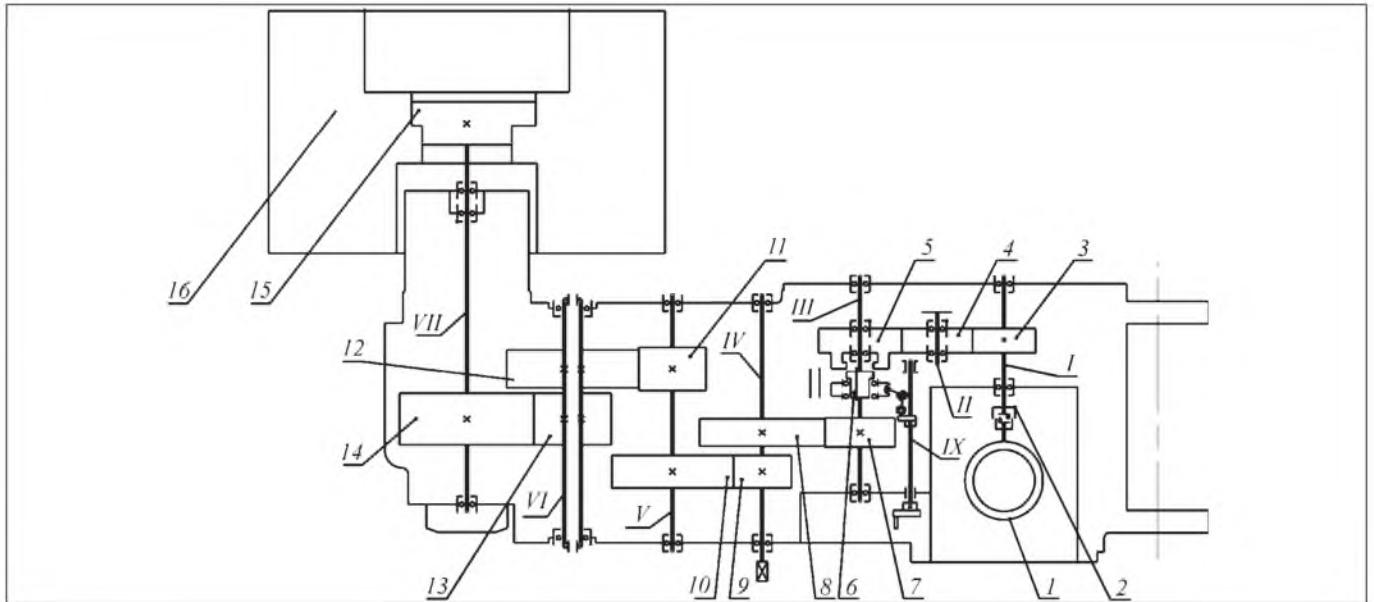
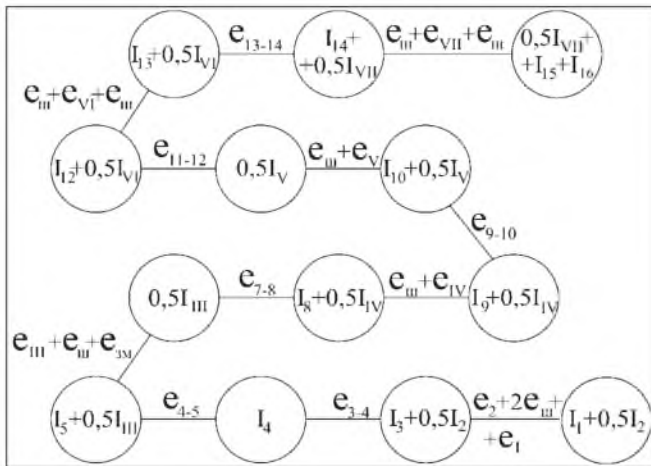


Рис. 2. Кинематическая схема редуктора подсистемы привода исполнительного органа комбайна КДК 500 (1 типоразмер)



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

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

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

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

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

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

Рис. 3. Структурная формула валопровода

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  $Y$ ;  $\alpha_{j-1, j}$  – угол, характеризующий взаимное расположение сопрягаемых валов в редукторе.

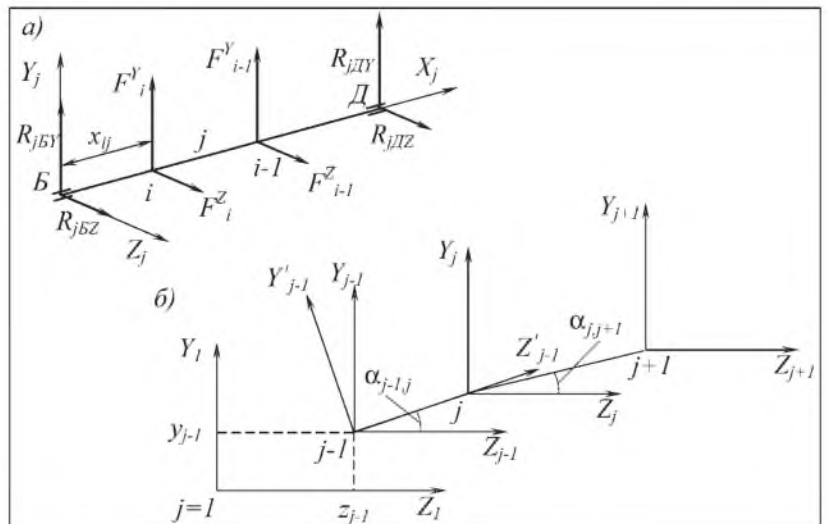


Рис. 4. Расчетные схемы:

$a$  – вала с действующими на него силами;  $b$  – механической части подсистемы привода

Значения податливостей участков упругого валопровода

Участки валопровода	Податливость участков валопровода, рад/(Н·м)		
	крутильная	изгибная, приведенная к крутильной	суммарная
$e_2 + 2e_{ш} + e_1$	$1,69 \cdot 10^{-5}$	–	$1,69 \cdot 10^{-5}$
$e_{3-4}$	$8,20 \cdot 10^{-8}$	$1,10 \cdot 10^{-7}$	$1,92 \cdot 10^{-7}$
$e_{4-5}$	$2,49 \cdot 10^{-8}$	$5,10 \cdot 10^{-8}$	$7,60 \cdot 10^{-8}$
$e_{ш} + e_{ш} + e_{шМ}$	$1,14 \cdot 10^{-6}$	–	$1,14 \cdot 10^{-6}$
$e_{7-8}$	$8,50 \cdot 10^{-8}$	$7,20 \cdot 10^{-7}$	$8,10 \cdot 10^{-7}$
$e_{ш} + e_{IV}$	$4,24 \cdot 10^{-7}$	–	$4,24 \cdot 10^{-7}$
$e_{9-10}$	$5,20 \cdot 10^{-8}$	$1,50 \cdot 10^{-7}$	$2,02 \cdot 10^{-7}$
$e_{ш} + e_{V}$	$1,75 \cdot 10^{-7}$	–	$1,75 \cdot 10^{-7}$
$e_{11-12}$	$3,10 \cdot 10^{-8}$	$2,50 \cdot 10^{-7}$	$2,81 \cdot 10^{-7}$
$e_{ш} + e_{VI} + e_{ш}$	$9,60 \cdot 10^{-8}$	–	$9,60 \cdot 10^{-8}$
$e_{13-14}$	$1,60 \cdot 10^{-8}$	$1,50 \cdot 10^{-7}$	$1,66 \cdot 10^{-7}$
$e_{ш} + e_{VII} + e_{ш}$	$1,62 \cdot 10^{-7}$	–	$1,62 \cdot 10^{-7}$

где  $\omega_j$  – угловая скорость вращения  $j$ -го вала;  $d_w$ ,  $\alpha_w$  – 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

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

Полные перемещения зубчатых колес (в системе  $X_j Y_j Z_j$ ) вдоль осей  $Y_j$  и  $Z_j$  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;  $\delta_i^y$ ,  $\delta_i^z$  – 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:

$$\delta_i^y = \frac{\delta_{jB}^y (L_B^j - x_{ij}) + \delta_{jД}^y x_{ij}}{L_B^j}; \quad \delta_i^z = \frac{\delta_{jB}^z (L_B^j - x_{ij}) + \delta_{jД}^z x_{ij}}{L_B^j},$$

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

$$F_i^y = \frac{u_{i,i+1}}{|u_{i,i+1}|} F_n \sin(\alpha_{j,j+1}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{т} \cos(\alpha_{j,j+1});$$

$$F_i^z = \frac{u_{i,i+1}}{|u_{i,i+1}|} F_n \cos(\alpha_{j,j+1}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{т} \sin(\alpha_{j,j+1});$$

2) колесо ведомое

$$F_i^y = -\frac{u_{i-1,i}}{|u_{i-1,i}|} F_n \sin(\alpha_{j-1,j}) - \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{т} \cos(\alpha_{j-1,j});$$

$$F_i^z = -\frac{u_{i-1,i}}{|u_{i-1,i}|} F_n \cos(\alpha_{j-1,j}) + \frac{\omega_j}{|\omega_j|} F_{т} \sin(\alpha_{j-1,j}),$$

где  $F_t$  – 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 табл. 1 приведены рассчитанные абсолютные значения крутильной, изгибной, приведенной к крутильной, и суммарной податливостей выделенных участков упругого валопровода (см. рис. 3). При этом следует отметить, что на этапе определения прогибов

валов моменты сопротивления их сечений рассчитывались без учета сопрягаемых с ними деталей (зубчатых колес, дистанционных колец и т.п.), поскольку величины соответствующих прогибов не превышали среднюю величину зазоров в посадочных соединениях указанных деталей с валами.

При определении инерционных характеристик элементов редуктора подсистемы ПИО (валов, зубчатых колес и т.д.) поэтапно из вышерассмотренной трехмерной модели поворотного блока резания извлекались необходимые сборочные узлы. В качестве примера на рис. 5 приведена трехмерная модель вала III в сборе.

Затем в составе каждого сборочного узла выделялись соответствующие подузлы и детали, моменты инерции которых определялись с помощью прикладных пакетов трехмерного твердотельного моделирования уже как отдельных дискретных масс. Применительно к рассматриваемым сборочным узлам (приводной электродвигатель, все валы в сборе, исполнительный орган) выделялись следующие дискретные элементы (см. рис. 3): ротор электродвигателя 1 ( $I_1$ ); торсионный вал 2 ( $I_2$ ); вал-шестерня 3 ( $I_3$ ); паразитное зубчатое колесо 4 ( $I_4$ ); зубчатое колесо 5 в сборе с зубчатой муфтой 6 ( $I_5$ ); вал-шестерня 7 с дистанционными втулками и стаканами ( $I_{ш}$ ); зубчатое колесо 8 ( $I_8$ ); зубчатое колесо 9 ( $I_9$ ); вал IV с дистанционными втулками и стаканами ( $I_{IV}$ ); зубчатое колесо 10 ( $I_{10}$ ); вал-шестерня (см. рис. 3) 11 с дистанционными стаканами ( $I_V$ ); зубчатое колесо 12 ( $I_{12}$ ); зубчатое колесо 13 ( $I_{13}$ ); вал VI с дистанционными стаканами ( $I_{VI}$ ); зубчатое колесо 14 ( $I_{14}$ ); вал VII с деталями уплотнительного узла ( $I_{VII}$ ); эксцентриковая ступица 15 с деталями

узла фиксации ее в осевом направлении ( $I_{15}$ ); исполнительный орган 16 ( $I_{16}$ ). При этом следует отметить, что в состав  $I_3$ ,  $I_{III}-I_{VII}$  также входят внутренние кольца опорных подшипников и тела их качения, а в состав  $I_4$  – наружные кольца опорных подшипников и тела их качения.

Результаты расчета массово-инерционных характеристик вращающихся деталей редуктора подсистемы привода исполнительного органа приведены в табл. 2. При этом следует отметить, что с учетом сложного характера перемещения тел качения подшипников (вращение относительно своей оси и перемещение в составе сепаратора подшипника, обусловленное вращением последнего) рассчитывался их приведенный момент инерции. При этом формула для расчета приведенного момента инерции тел качения подшипников была предложена на основе баланса кинетических энергий, характеризующих соответственно реальное сложное движение тел качения и виртуальное (условное) только вращательное их движение совместно с соответствующим кольцом подшипника с угловой скоростью вала или паразитного зубчатого колеса. Указанная зависимость имеет следующий вид:

$$I_{пр} = KmR_k^2,$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий тип подшипника ( $K = 0,375$  для роликового подшипника;  $K = 0,35$  для шарикового подшипника);  $m$  – суммарная масса тел качения;  $R_k$  – соответствующий радиус вращающегося кольца подшипника (внешний для внутреннего кольца подшипника, установленного на валу, и внутренний для наружного кольца подшипника, установленного на оси).

Разработанная методика определения упругих характеристик подсистем ПИО, отличающаяся, прежде всего, учетом пространственного расположения осей валов, является достаточно общей и может быть применена для ряда характерных конструктивных решений поворотных блоков резания очистных комбайнов нового поколения.

Предполагается дальнейшее использование данной методики на этапе автоматизированного проектирования очистных комбайнов, а рассчитанные значения динамических характеристик подсистемы ПИО очистного комбайна КДК 500 – при имитационном моделировании рабочих процессов рассматриваемого комбайна в целях оптимизации динамических параметров его силовых подсистем.

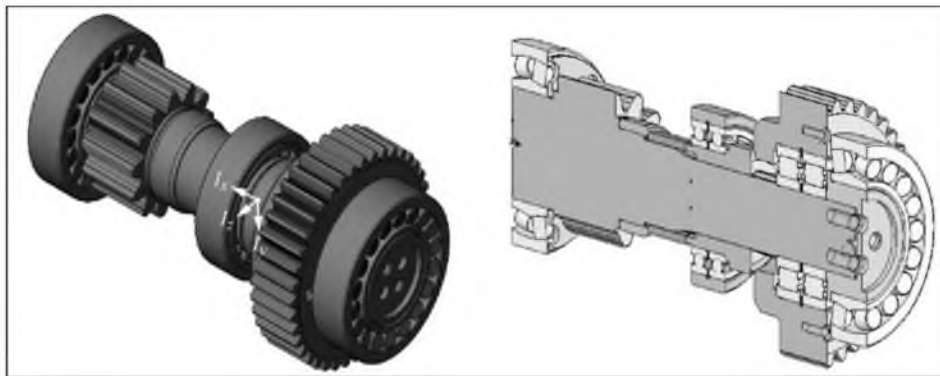


Рис. 5. Трехмерная модель вала III в сборе

Таблица 2

Результаты расчета массово-инерционных характеристик вращающихся деталей редуктора

№ позиции дискретного элемента	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	№ позиции дискретного элемента	Масса, кг	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>
1	950	1,95	10	51	0,932
2	18,1	0,008	V	103,1	0,332
3	16,5	0,045	12	85,8	1,848
4	17	0,179	13	36	0,349
5	26,5	0,304	VI	84	0,271
III	42,9	0,091	14	106	2,147
8	43,3	0,841	VII	208	0,858
9	12	0,055	15	66,3	0,825
IV	44	0,109	16	1569	240,5

#### Список литературы

1. Методика исследования динамических характеристик и структур трансмиссий исполнительных органов угледобывающих комбайнов // В.Г. Гуляев, А.К. Семенченко, П.А. Горбатов, В.И. Тарасевич // Известия вузов. Горный журнал. 1973. № 11. С. 106–110.
2. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургии 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.