

УДК 622.232

Определение показателей жёсткости передаточного механизма для оценки нагруженности тяжело нагруженных технологических машин

Лукиенко Л.В., Исаев В.В.

В работе представлены результаты аналитического определения при помощи программного комплекса APM WinMachine показателей жёсткости зубчатых колёс механизма подачи очистного комбайна для оценки динамической нагруженности зубчато-реечной системы перемещения. Анализ полученных результатов показал, что жёсткость зубчатой и цевочной реек значительно превосходят жёсткость зубчатых колёс механизма подачи; жёсткость зуба приводного колеса зубчато-реечной системы перемещения зависит от точки приложения нагрузки и изменяется на 23,5%; жёсткость передачи зубчатое колесо – цевочная рейка на 32, 27% выше жёсткости передачи зубчатое колесо – зубчатая рейка. Обоснованность полученных результатов подтверждена удовлетворительной сходимостью определённых значений эквивалентных напряжений с ранее проведёнными исследованиями. Расхождение значений по эквивалентным напряжениям не превышает 12,3%. Для проведения дальнейших исследований предложено использовать трёхмассовую динамическую модель.

Ключевые слова: моделирование, показатели жёсткости, механизм подачи.

Determination of hardness values of the transfer mechanism to assess the loading of heavy-duty production machines

Lukienko L.V., Isaev V.V.

The paper presents the results of analytical determination of gear rigidity index of the production machine feeding mechanism to estimate dynamic loading of a rack-and-pinion transfer system. The APM WinMachine software is used for this purpose. The analysis of the results shows that rigidity of rack-and-pinion and pin wheel considerably outdoes the rigidity of feeding mechanism gears. The teeth rigidity of the driving wheel of a rack-and-pinion transfer system depends on the load point and changes to 23.5%. The rigidity of a gear – pin wheel transmission is 32.27% higher than that of a gear – rack-and-pinion transmission system. The validity of received results is confirmed by the acceptable similarity of certain values of equivalent tension with the previous research results. The difference in values of equivalent tension doesn't exceed 12.3%. It is advisable to use a three-mass dynamic model for further research work.

Keywords: modeling, rigidity index, feeding mechanism.

Введение

Технологические машины, в которых в качестве передаточного механизма нашли применение зубчато-реечные передачи, обладающие целым рядом достоинств, получили весьма широкое распространение: напорные механизмы экскаваторов; системы перемещения очистных комбайнов, подъёмных механизмов, прокалывающих установок. Повышение энерговооружённости технологических машин и необходимость значительной интенсификации производства в связи с рез-

ким ростом конкурентной борьбы в условиях рыночного хозяйства определяют увеличение требований к вновь проектируемой технике и необходимость учёта динамических нагрузок, обусловленных особенностями эксплуатации.

Для зубчато-реечных передач, применяемых в очистных комбайнах [1, 2], характерна работа в условиях вариации межосевого расстояния, обусловленной технологическими особенностями производства, и значительных динамических нагрузок. Вопросам учёта их влияния на зубчато-реечную систему пере-

мещения в ранее проведённых исследованиях [1, 2] уделено недостаточное внимание. Знание процесса формирования нагрузок в элементах очистного комбайна позволит обосновать и разработать методы и средства их снижения, а также выбрать оптимальные динамические параметры машины и рациональные режимы её работы в зависимости от динамической нагруженности её привода. Поэтому избранная тема исследований является актуальной.

Целью работы является определение показателей жёсткости передаточного механизма для оценки нагруженности тяжело нагруженных технологических машин

Изложение материала и результаты

В качестве метода исследований наиболее целесообразно использовать математическое моделирование с сопоставлением полученных значений с результатами ранее проведённых экспериментов.

Рассматривая очистной комбайн как механическую систему, находящуюся под действием существенно нелинейных сил производственного сопротивления на исполнительном органе и сил трения, можно отметить, что процессы, характеризующие внешнюю и внутреннюю динамику взаимосвязаны. Проведённые исследования [2] показывают, что наибольшее влияние на внутреннюю динамику оказывает неравномерность движения очистного комбайна в направлении подачи – при этом мгновенная толщина стружки, снимаемой исполнительным органом, не остаётся постоянной, что приводит к изменению нагрузок элементов привода и законов их движения. Весьма существенным источником нестабильности нагрузок является шнек, вращающийся с переменной угловой скоростью из-за наличия на нём трёх лопастей, оснащённых резцами, которые не только разрушают полезное ископаемое, отделяя его от массива, но и осуществляют погрузку отбито-

го угля на конвейер. При неравномерной установке резцов на шнеке (что возможно из-за их выхода из строя) возникает переменная нагрузка на шнеке из-за чего валы редуктора постоянно испытывают крутильные колебания, а скорость шнека при этом изменяется.

Рассмотрим трёхмассовую модель, в состав которой входят - электродвигатель механизма подачи, развивающий движущий момент M_1 , редуктор механизма подачи, обеспечивающий на выходном валу крутящий момент M_2 , а также редуктор резания и шнек, на который действует момент M_3 , состоящий из момента, развиваемого редуктором резания и момента сил производственного сопротивления, возникающего на шнеке при разрушении полезного ископаемого. При формировании динамической модели принимаем следующие допущения: деформация упругих связей линейна и подчиняется закону Гука; инерционные свойства звеньев отображаются сосредоточенными в точках массами или сосредоточенными в сечении моментами инерции; упругие связи между этими массами и моментами инерции считаем безинерционными; влиянием нерезонансных частот при резонансе пренебрегаем; валы обладают заданной жёсткостью; масса валов сосредоточена на зубчатых колёсах; потери энергии при деформации упругих связей не учитываем.

Рассмотрим случай, когда движущий момент приложен к одной из крайних масс. Тогда работа исследуемого очистного комбайна может быть описана [3] при помощи системы линейных неоднородных дифференциальных уравнений

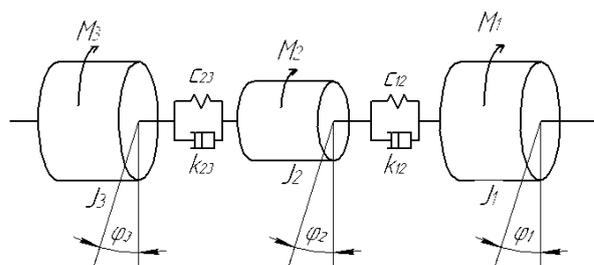


Рис. 1. Расчётная схема трёхмассовой динамической модели.

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + k_{12} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) =$$

$$= 2M_{\max} \left(\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} \right)$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + c_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) + k_{12} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_1}{dt} \right) -$$

$$- c_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) - k_{23} \left(\frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) = M_2$$

$$J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + c_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) + k_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) = M_3$$

где: J_1 – момент инерции приводного электродвигателя (для комбайна 1К101 эта величина составляет – 1,09 кг·м²); M_1 – крутящий момент на валу электродвигателя.

$$M_1 = \sum M_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 + 2M_{\max} \left(\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s} \right); \quad s -$$

скольжение в электродвигателе; s_k – критическое скольжение в электродвигателе;

$$J_2 = \sum_{i=1}^n M_i \left(\frac{v_{si}}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 - \text{приведённый}$$

момент инерции трансмиссии; m_i – масса i -го звена; ω_1 – угловая скорость электродвигателя; ω_i – угловая скорость i -го звена;

$J_3 = \int (x^2 + y^2 + z^2) dm$ – момент инерции исполнительного органа (например, шнека) (для комбайна 1К101 эта величина составляет – 20 кг·м²); M_2 – крутящий момент, передаваемый трансмиссией; $M_3 = M_j - M_c$ – момент сил, действующий на третьем звене динамической модели; M_c – момент сил производственного сопротивления на исполнительном органе;

Как известно [3], коэффициент жёсткости зуба зубчатого колеса определяется двумя составляющими: изгибной и контактной и может быть определён по зависимости

$$c = c_n + c_k. \text{ Его численное значение: } c = \frac{q}{\delta}$$

где: c_n – коэффициент изгибной жёсткости зуба; c_k – коэффициент контактной жёсткости зуба; q – погонная нагрузка, действующая на зуб; δ – объёмная деформация зуба колеса в точке приложения силы.

Для моделирования деформированного состояния зуба использованы программы APM Studio и APM Structure3D и конечные элементы в виде равнобедренных пирамид с длиной стороны 5 мм. Распределенная нагрузка, при проведении исследований была приложена в 11 узлах линии контакта по длине зуба. Так как двигатели бесцепной системы подачи (БСП) работают в зоне однопарного зацепления, то жёсткость двигателей БСП может

быть определена по зависимости: $c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$

Проведённый анализ нагруженности модели зубчатой рейки длиной 1380 мм и высотой зуба 80 мм, закреплённой шарнирно-неподвижно по краям (рис. 2) показал, что её жёсткость является величиной переменной и, в значительной степени, определяется местом приложения нагрузки. Так, при приложении нагрузки на шестом зубе у вершины (с учётом крепёжных проушин) жёсткость рейки составит 776,52 кН/мм². Увеличение шага зацепления до 156 мм и высоты зуба рейки до 90 мм приведёт к увеличению её жёсткости до 925,716 кН/мм².

Для изготовления зубчатых колёс на российских очистных комбайнах применяют сталь 20Х2Н4А ГОСТ 4543-71 ($\sigma_b = 1280$ МПа, $\sigma_T = 1080$ МПа). Этот выбор соответствует уровню зарубежных очистных комбайнов ($\sigma_b = 1300$ МПа, $\sigma_T = 1100$ МПа). Для изготовления корпусов редукторов российских очистных комбайнов применяют сталь 12ДН2ФЛ ГОСТ 977-88 ($\sigma_b = 640$ МПа, $\sigma_T = 540$ МПа), тогда как на зарубежных комбайнах применяют для этого сталь с показателями ($\sigma_b = 900$ МПа, $\sigma_T = 600$ МПа).

При аналитическом определении жёсткости зубьев зубчатых колёс механизма подачи модель зуба была сформирована вырезанием зуба из зубчатого колеса двумя плоскостями, проведенными через середины соседних впадин и ось вращения с использованием конечных элементов в виде четырёхгранных пирамид со стороной грани 5 мм.

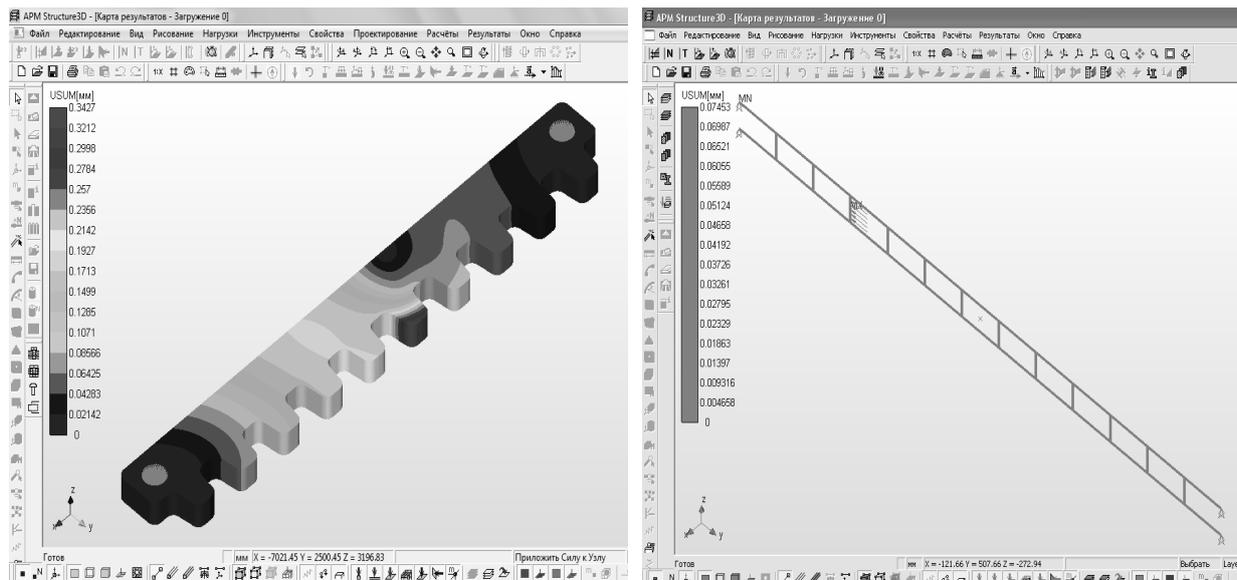


Рис. 2. Определение перемещений в элементах зубчатой и цевочной реек.

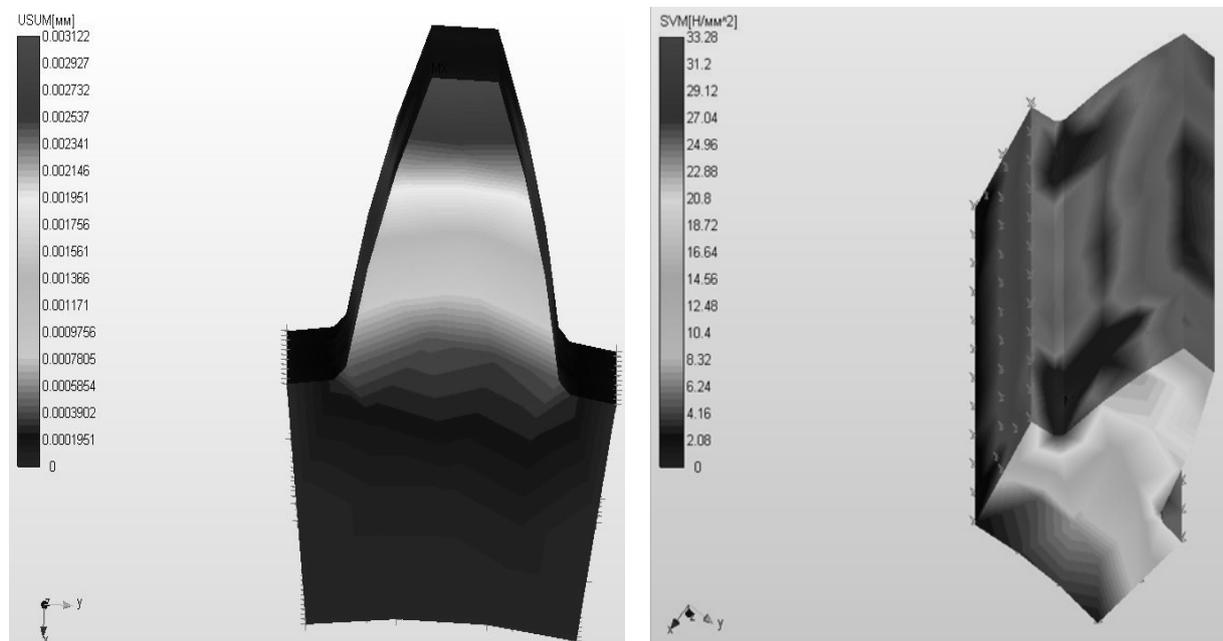


Рис. 3. Распределение перемещений и эквивалентных напряжений в зубе зубчатого колеса.

Заключение

Анализ полученных результатов показал, что жёсткость зубчатой и цевочной реек значительно превосходят жёсткость зубчатых колёс механизма подачи; жёсткость зуба приводного колеса зубчато-реечной системы перемещения зависит от точки приложения нагрузки и изменяется на 23,5%; жёсткость передачи зубчатое колесо – цевочная рейка на 32, 27% выше жёсткости передачи зубчатое колесо – зубчатая рейка. Обоснованность полученных результатов подтверждается удо-

влетворительной сходимостью определённых значений эквивалентных напряжений с ранее проведёнными исследованиями [4, 5]. Расхождение значений по эквивалентным напряжениям не превышает 12,3%.

Представленные результаты будут использованы при дальнейших исследованиях для определения влияния динамического характера нагружения исполнительного органа очистного комбайна на работу его зубчато-реечной системы перемещения.

Таблица 1

Характеристики зубчатых колёс механизма подачи

№ п/п	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Модуль зуба m , мм	5		6		8		12		16	
Число зубьев z	21	63	16	49	11	39	12	32	10	23
Частота вращения, об/мин	1035	345	345	112,65	112,65	31,77	31,77	11,92	11,92	5,18
Приведённый момент инерции, кг·м ²	0,041049									
Ширина колеса b , мм	55	38	60	52	65	62	75	70	105	100
Окружная составляющая силы на колесе движителя БСП, кН	4,92	4,92	16,146	16,146	53,942	53,942	116,87	116,87	280,5	280,5
Нагрузка, приложена у вершины зуба колеса										
Крутильная жёсткость зуба колеса $c_{кр}$, кН*м	4512,24	25867,22	3449,49	26742,35	2986,29	32009,27	8107,09	46487,94	13899,5	60226,76
Угловая деформация, рад·10 ⁻⁴	0,572	0,299	2,246	0,887	7,948	2,629	10,379	4,83	16,14	8,57
Эквивалентные напряжения, Н/мм ²	33,28	42,83	90,15	112,5	259,5	621,8	680	456,3	691,7	676,8
Удельная жёсткость зубчатой пары $c_{ик}$, кН/мм ²	66,492		64,0465		62,423		60,817		60,222	
Приведённая удельная жёсткость зубчатых колёс к валу ЭД, кН/мм ²	133,37	14,733	14,177	1,5235	1,471	0,11887	0,11492	0,0162	0,01595	0,003
Коэффициент перекрытия ξ	1,681		1,625		1,304		1,206		1,206	

Литература

1. Стационарные и тормозные режимы работы бесцепных систем перемещения очистных комбайнов / В.А. Бреннер, К.А. Головин, Т.В. Ковалёва, Л.В. Лукиенко, А.Е. Пушкарёв. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2007. – 220 с.

2. Бесцепные системы подачи очистных комбайнов / Ю.Н. Семёнов, В.Г. Лукиенко, Б.М. Геллер – М.: Недра, 1988. – 152 с.

3. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 295 с.

4. Бойко Н.Г. Динамика очистных комбайнов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. – 206 с.

5. Повышение несущей способности зубчатых колёс угледобывающих комбайнов: Отчёт о НИР (заключительный): 75-55 / Донецкий политехнический институт: рук. Альшиц Я.И., исполн.: Бойко Н.Г. [и др.]– Донецк, 1978. – 137 с. – Библиогр.: 135-137. - №ГР 76038297. – Инв. №Б716636.

References

1. Stationary and braking modes chainless motion systems of clearing combines / Brenner V.A., Golovin K.A., Kovaleva T.V., Lukienko L.V., Pushkarev A.E. – Tula: Tula State University Publishing House, 2007. – 220 p.

2. Chainless supply system of clearing combines / *Y.N. Semenov, V.G. Lukienko, B.M. Geller* – Moscow: Nedra, 1988. – 152 p.
3. *Komarov M.S.* The dynamics of machines and mechanisms. – Moscow: Mashinostroenie, 1969. – 295 p.
4. *Boyko N.G.* Dynamics of clearing combines. – Donetsk: Donetsk National Technical University, 2004. – 206 p.
5. Increase in the carrying capacity of gears coal combines: Research Report (final): 75-55 / Donetsk Polytechnic Institute: hands. Alshits Y.I.: the executable.: Boyko N.G. [etc.] – Donetsk, 1978. – 137 p. – Bibliography.: 135-137. – № GR 76038297. – Inv. Number B716636.

Статья поступила в редакцию 25 мая 2013 г.

Лукиенко Леонид Викторович – доктор технических наук, заведующий кафедрой «Техническая механика» Новомосковского института РХТУ им. Д.И. Менделеева, г. Новомосковск, Россия. E-mail: lukienko_lv@mail.ru

Исаев Владимир Владимирович – аспирант кафедры «Техническая механика» Новомосковского института РХТУ им. Д.И. Менделеева, г. Новомосковск, Россия. E-mail.: vladimir_isaev_1988@mail.ru

Lukienko Leonid Viktorovich – Professor, Novomoskovsky Institute D.Mendeleyev University of Chemical Technology of Russia, Novomoskovsk, Russia. E-mail: lukienko_lv@mail.ru

Isaev Vladimir Vladimirovich – Graduate student, Novomoskovsky Institute D.Mendeleyev University of Chemical Technology of Russia, Novomoskovsk, Russia. E-mail: vladimir_isaev_1988@mail.ru