

УДК 621.771

## Теоретическое исследование циклической нагруженности деталей электропривода клетки дуо-160

Мальцев А. А.<sup>1,\*</sup>

\* [a.a.mal@mail.ru](mailto:a.a.mal@mail.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

В качестве объекта теоретического исследования выбран электропривод рабочих валков одноклетьевого прокатного стана дуо-160, расположенного в лаборатории МГТУ им. Н.Э. Баумана. После захвата заготовки рабочими валками, в электроприводе возникают крутильные колебания, для определения форм и частот которых построена 5-массовая динамическая модель. Построены графики моментов сил упругости с учетом демпферов и люфтов. Установлено, что приведенные амплитуды циклических касательных напряжений, возникающих в опасном сечении наиболее нагруженного верхнего шпинделя, не превышают его предел выносливости в этом сечении.

**Ключевые слова:** прокатный стан, электропривод валков, циклическое нагружение, динамическая модель

---

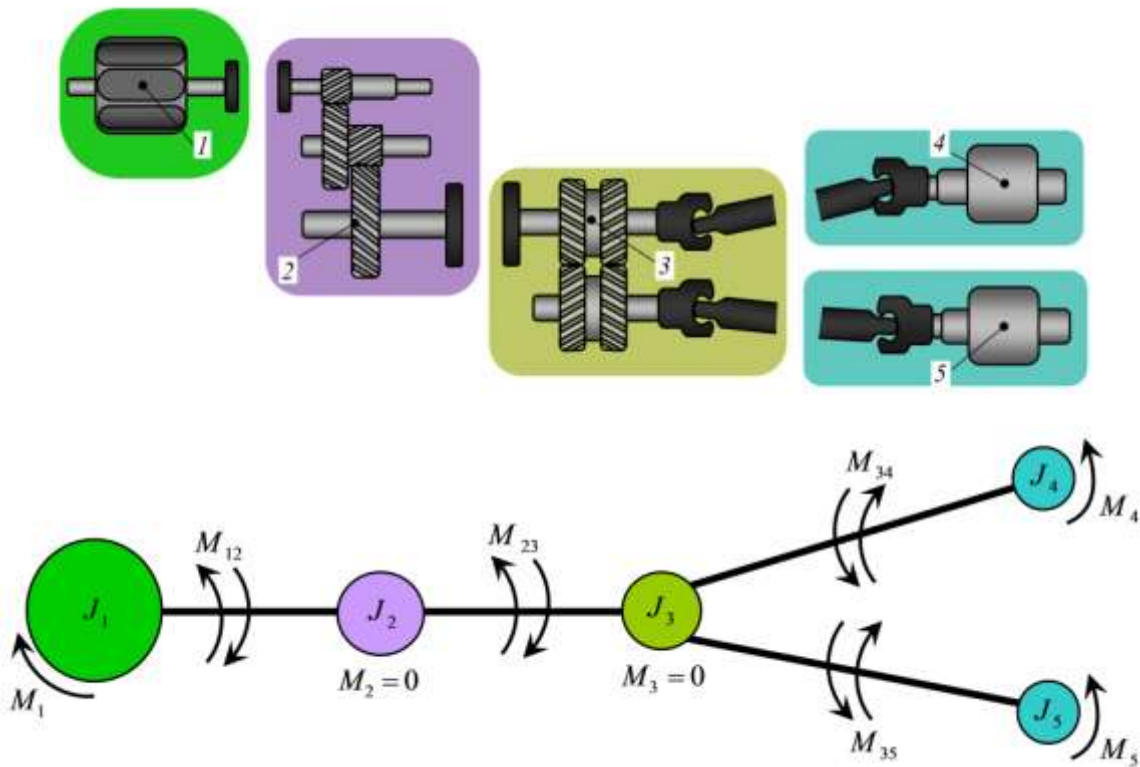
В качестве объекта теоретического исследования выбран электропривод рабочих валков одноклетьевого прокатного стана дуо-160, расположенного в лаборатории МГТУ им. Н.Э. Баумана [6]. После захвата заготовки рабочими валками, в электроприводе возникают крутильные колебания, для определения форм и частот которых построена 5-массовая динамическая модель (рис.1).

Первую массу образуют ротор электродвигателя и моторная полумуфта; вторую — моторная полумуфта, шестерни и зубчатые колеса редуктора, коренная полумуфта; третью — коренная полумуфта, шестеренные валки и две половины шпинделей; четвертую — половина верхнего шпинделя и верхний рабочий валок; пятую — половина нижнего шпинделя и нижний рабочий валок.

Уравнения крутильно-колебательного движения масс во времени  $t$  составлены на основании уравнений Лагранжа II рода [1]:

$$\begin{cases} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) = M_1 \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_{12} \left( \frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_{23} \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) = 0 \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} - C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \beta_{23} \left( \frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \beta_{34} \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) + \\ + C_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) + \beta_{35} \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_5}{dt} \right) = 0 \\ J_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - \beta_{34} \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_4}{dt} \right) = -M_4 \\ J_5 \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} - C_{35}(\varphi_3 - \varphi_5) - \beta_{35} \left( \frac{d\varphi_3}{dt} - \frac{d\varphi_5}{dt} \right) = -M_5 \end{cases} \quad (1)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$  — угловые координаты масс;  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5$  — осевые моменты инерции масс;  $C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{35}$  — угловые жесткости упругих связей между массами;  $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{34}, \beta_{35}$  — демпферы;  $\Delta_{12}, \Delta_{23}, \Delta_{34}, \Delta_{35}$  — люфты;



**Рис.1.** Крутильно-колебательная расчетная схема электропривода: 1, 2, 3, 4, 5 — массы;  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5$  — осевые моменты инерции масс;  $M_1, M_2, M_3, M_4, M_5$  — внешние моменты, приложенные к массам;  $M_{12}, M_{23}, M_{34}, M_{35}$  — моменты сил упругости связей между массами

$$M_1 = \begin{cases} M_{\text{эд}} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{2\omega_{\text{рв}} t}{\alpha_{\text{зх}}}\right) \right], & \text{при } t < \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \\ M_{\text{эд}}, & \text{при } t \geq \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \end{cases}$$

$$M_4 = \begin{cases} M_{\text{пв}} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{2\omega_{\text{рв}} t}{\alpha_{\text{зх}}}\right) \right], & \text{при } t < \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \\ M_{\text{пв}}, & \text{при } t \geq \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \end{cases} \quad (2)$$

$$M_5 = \begin{cases} M_{\text{пн}} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{2\omega_{\text{рв}} t}{\alpha_{\text{зх}}}\right) \right], & \text{при } t < \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \\ M_{\text{пн}}, & \text{при } t \geq \frac{\alpha_{\text{зх}}}{\omega_{\text{рв}}} \end{cases}$$

где  $M_{\text{пв}}, M_{\text{пн}}$  — моменты прокатки на верхнем и нижнем рабочих валках;  $\alpha_{\text{зх}}$  — угол захвата заготовки рабочими валками;  $\omega_{\text{рв}}$  — угловая скорость рабочего валка.

Идентифицированы собственные моменты инерции и угловые жесткости деталей и узлов электропривода [7] (табл.1).

Кинетическая энергия электропривода рабочей клетки дуо-160 равна сумме кинетических энергий всех его вращающихся элементов:





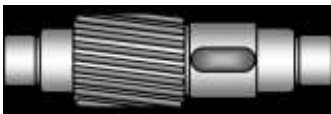






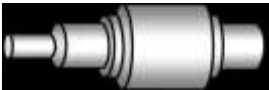
$$T = \frac{(J_{\text{рот}} + J_{\text{мм}} + J_{\text{б}})\omega_{\text{б}}^2}{2} + \frac{(J_{\text{п}} + J_{\text{зкп}})\omega_{\text{п}}^2}{2} + \frac{(J_{\text{т}} + J_{\text{зкт}} + J_{\text{мк}} + J_{\text{в}} + J_{\text{н}} + 2J_{\text{шп}} + 2J_{\text{рв}})\omega_{\text{т}}^2}{2},$$

$$T = \frac{(J_{\text{рот}} + J_{\text{мм}} + J_{\text{б}})\omega_{\text{б}}^2}{2} + \frac{(J_{\text{п}} + J_{\text{зкп}})\omega_{\text{б}}^2}{2i_{\text{рд1}}^2} + \frac{(J_{\text{т}} + J_{\text{зкт}} + J_{\text{мк}} + J_{\text{в}} + J_{\text{н}} + 2J_{\text{шп}} + 2J_{\text{рв}})\omega_{\text{б}}^2}{2i_{\text{рд}}^2},$$

$$T = \frac{\omega_{\text{б}}^2}{2} \left( J_{\text{эд}} + J_{\text{мм}} + J_{\text{б}} + \frac{J_{\text{п}} + J_{\text{зкп}}}{i_{\text{рд1}}^2} + \frac{J_{\text{т}} + J_{\text{зкт}} + J_{\text{мк}} + J_{\text{в}} + J_{\text{н}} + 2J_{\text{шп}} + 2J_{\text{рв}}}{i_{\text{рд}}^2} \right). \quad (3)$$

где  $\omega_{\text{б}}, \omega_{\text{п}}, \omega_{\text{т}}$  — угловые скорости быстроходного, промежуточного и тихоходного валов редуктора;  $i_{\text{рд1}} = \omega_{\text{б}}/\omega_{\text{п}} = 4,5$  — передаточное число первой ступени редуктора;  $i_{\text{рд}} = \omega_{\text{б}}/\omega_{\text{т}} = 23,34$  — передаточное число редуктора.

**Таблица 1** Инерционно-упругие параметры элементов электропривода

Название узла, детали [5]	Эскизы узла, детали	Момент инерции, кг · м <sup>2</sup>		Жесткость, Н · м/рад	
		$J$	$C$	$J$	$C$
Ротор электродвигателя		$J_{рот}$	0,70	$C_{рот}$	$9,12 \cdot 10^5$
Муфта моторная		$J_{мм}$	0,334	$C_{мм}$	$\infty$
Муфта коренная		$J_{мк}$	0,882	$C_{мк}$	$\infty$
Быстроходный вал-шестерня		$J_{б}$	0,01	$C_{б}$	$5,83 \cdot 10^5$
Промежуточный вал-шестерня		$J_{п}$	0,051	$C_{п}$	$1,23 \cdot 10^7$
Тихоходный вал		$J_{т}$	0,099	$C_{т}$	$7,54 \cdot 10^6$
Зубчатое колесо промежуточного вала		$J_{зкп}$	2,77	$C_{зкп}$	$\infty$
Зубчатое колесо тихоходного вала		$J_{зкт}$	31,6	$C_{зкт}$	$\infty$
Верхний шестеренный валок		$J_{в}$	0,061	$C_{в}$	$5,64 \cdot 10^5$
Нижний шестеренный валок		$J_{н}$	0,061	$C_{н}$	$5,64 \cdot 10^5$
Шпиндель		$J_{шп}$	0,029	$C_{шп}$	$5,97 \cdot 10^5$
Рабочий валок		$J_{рв}$	0,051	$C_{рв}$	$1,02 \cdot 10^6$

Запасы кинетической энергии электропривода и его динамической модели должны быть одинаковы, поэтому выполнено приведение моментов инерции к выходному валу электродвигателя:

$$T = \frac{\omega_B^2}{2} (J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5) =$$

$$= \frac{\omega_B^2}{2} \left[ J_{\text{эд}} + J_{\text{мм}} + J_{\text{Б}} + \frac{J_{\text{П}} + J_{\text{зкП}}}{i_{\text{рд1}}^2} + \frac{J_{\text{Т}} + J_{\text{зкТ}} + J_{\text{МК}} + J_{\text{В}} + J_{\text{Н}} + 2J_{\text{шп}} + 2J_{\text{рв}}}{i_{\text{рд}}^2} \right],$$

откуда

$$J_1 = J_{\text{эд}} + \frac{J_{\text{мм}}}{2} = 0,867 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2 = \frac{J_{\text{мм}}}{2} + J_{\text{Б}} + \frac{J_{\text{П}} + J_{\text{зкП}}}{i_{\text{рд1}}^2} + \frac{J_{\text{Т}} + J_{\text{зкТ}} + \frac{J_{\text{МК}}}{2}}{i_{\text{рд}}^2} = 0,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_3 = \frac{\frac{J_{\text{МК}}}{2} + J_{\text{В}} + J_{\text{Н}} + \frac{J_{\text{шп}}}{2} + \frac{J_{\text{шп}}}{2}}{i_{\text{рд}}^2} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_4 = \frac{\frac{J_{\text{шп}}}{2} + J_{\text{рв}}}{i_{\text{рд}}^2} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_5 = \frac{\frac{J_{\text{шп}}}{2} + J_{\text{рв}}}{i_{\text{рд}}^2} = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Из закона сохранения потенциальной энергии следует равенство, содержащее в своей правой части крутильную жесткость  $C_{\text{П}}$ , приведенную к выходному валу электродвигателя путем деления на квадрат передаточного числа первой ступени редуктора, и крутильные жесткости  $C_{\text{Т}}$ ,  $C_{\text{В}}$ ,  $C_{\text{Н}}$ ,  $C_{\text{шп}}$ ,  $C_{\text{рв}}$ , приведенные к выходному валу электродвигателя путем деления на квадрат передаточного числа редуктора:

$$C_{12} + C_{23} + C_{34} + C_{35} = C_{\text{рот}} + C_{\text{Б}} + \frac{C_{\text{П}}}{i_{\text{рд1}}^2} + \frac{C_{\text{Т}} + 2C_{\text{В}} + C_{\text{Н}} + 2C_{\text{шп}} + 2C_{\text{рв}}}{i_{\text{рд}}^2},$$

откуда

$$C_{12} = \frac{1}{\frac{1}{C_{\text{рот}}} + \frac{1}{C_B} + \frac{i_{\text{рд}1}^2}{C_{\text{П}}}} = 5,73 \cdot 10^5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

$$C_{23} = \frac{1}{\frac{i_{\text{рд}}^2}{C_T} + \frac{i_{\text{рд}}^2}{C_B}} = 5,60 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

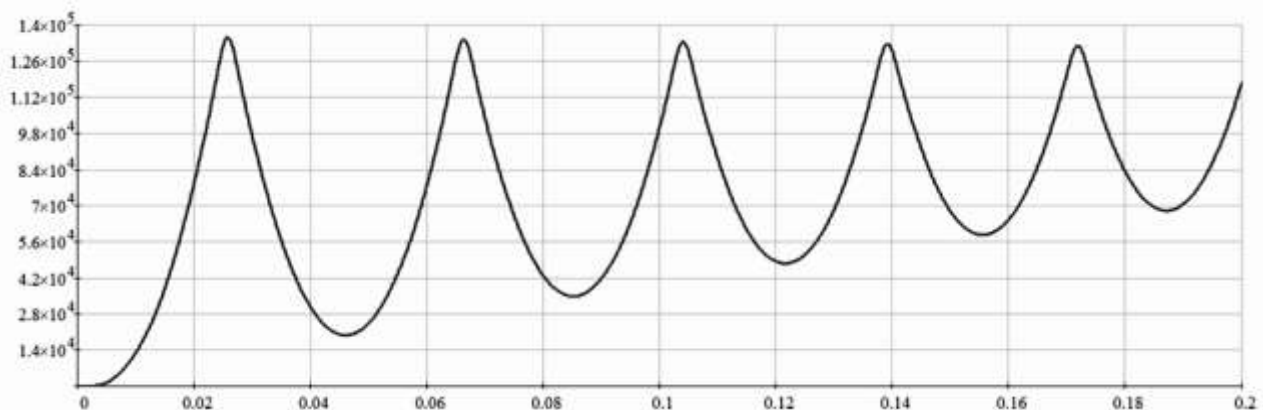
$$C_{34} = \frac{1}{\frac{i_{\text{рд}}^2}{C_B} + \frac{i_{\text{рд}}^2}{C_{\text{шп}}} + \frac{i_{\text{рд}}^2}{C_{\text{рв}}}} = 721,37 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}};$$

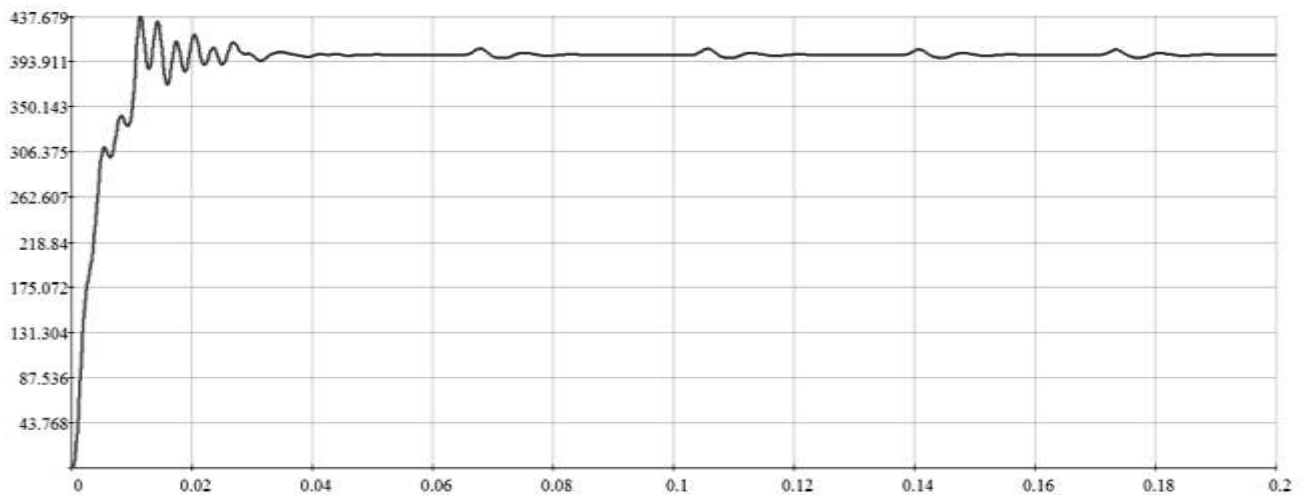
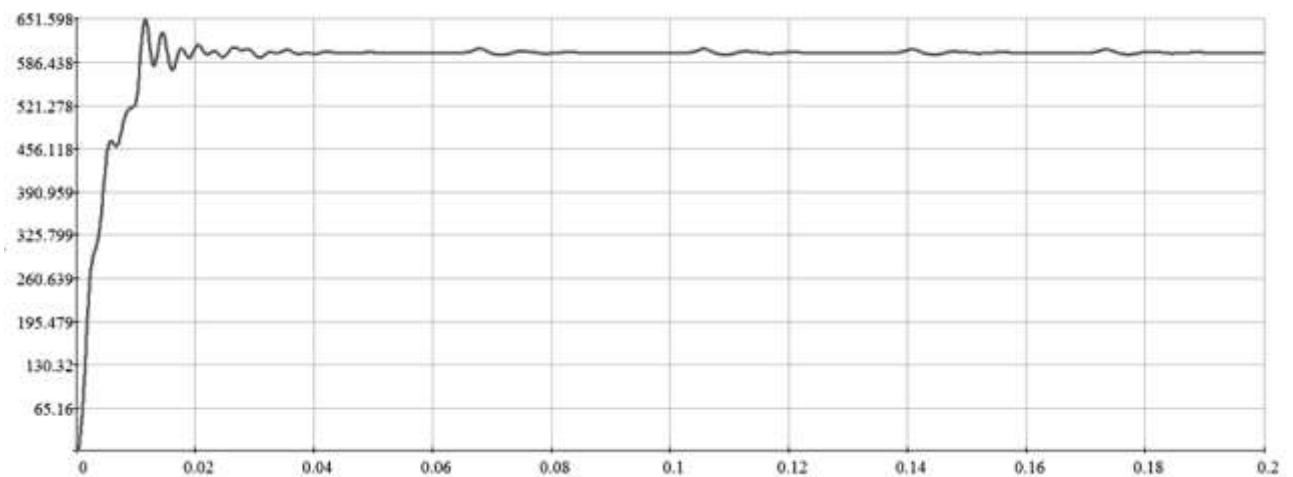
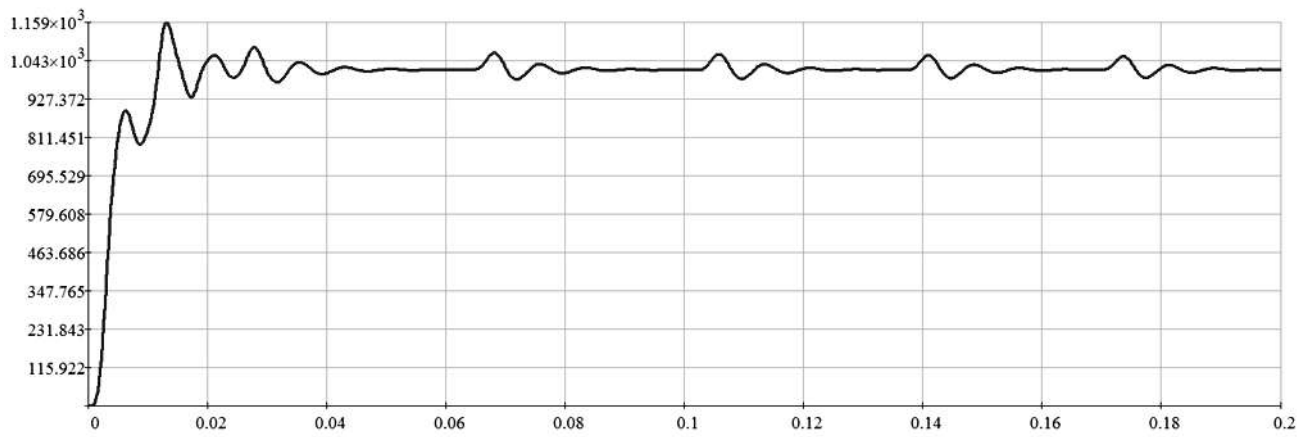
$$C_{35} = \frac{1}{\frac{i_{\text{рд}}^2}{C_H} + \frac{i_{\text{рд}}^2}{C_{\text{шп}}} + \frac{i_{\text{рд}}^2}{C_{\text{рв}}}} = 721,37 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}.$$

Энергия удара прокатываемой заготовки о рабочие валки быстро расходуется на преодоление сил трения, в результате чего крутильные колебания электропривода обязательно затухают, т.е. 5-массовая колебательная система является диссипативной. Демпфирование, пропорциональное скорости деформации упругих связей, учтено коэффициентами  $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{34}, \beta_{35}$ .

Электропривод имеет зазоры в зубчатых передачах редуктора и шестеренной клетки, в муфтах и шарнирах шпинделей, и это учтено величинами  $\Delta_{12}, \Delta_{23}, \Delta_{34}, \Delta_{35}$ , причем зазоры, частично раскрытые при холостом вращении рабочих валков, с ударом замыкаются после приложения технологической нагрузки, что заметно увеличивает динамику.

Построены графики моментов сил упругости  $M_{12}, M_{23}, M_{34}, M_{35}$  с учетом демпферов  $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{34}, \beta_{35}$  и люфтов  $\Delta_{12}, \Delta_{23}, \Delta_{34}, \Delta_{35}$  (рис. 2).





**Рис. 2.** Результаты математического моделирования:  $\beta_{12} = 10,9$ ;  $\beta_{23} = 0,4$ ;  $\beta_{34} = 0,02$ ;  $\beta_{35} = 0,02$ ;  
 $0 \leq t \leq 0,2$  с;  $\Delta_{12} = 0,5$ ;  $\Delta_{23} = 0,02$ ;  $\Delta_{34} = 0,001$ ;  $\Delta_{35} = 0,001$

Материал вала шпинделя — сталь 45: железо (Fe) — около 97%; углерод (C) — от 0,42 до 0,5%; марганец (Mn) — от 0,5 до 0,8%; кремний (Si) — от 0,17 до 0,37%; медь (Cu) — не более 0,25%; никель (Ni) — не более 0,25%; хром (Cr) — не более 0,25%; мышьяк (As) — не более 0,08%; сера (S) — не более 0,04%; фосфор (P) — не более 0,035%.

Образцы круглого поперечного сечения, изготовленные из разных плавок стали 45, испытывают на усталость [2], нагружая их динамически по схеме повторно-переменного кручения, когда в опасном сечении  $\varnothing 12,5$  возникают одни только касательные напряжения  $\tau$  (рис. 3).

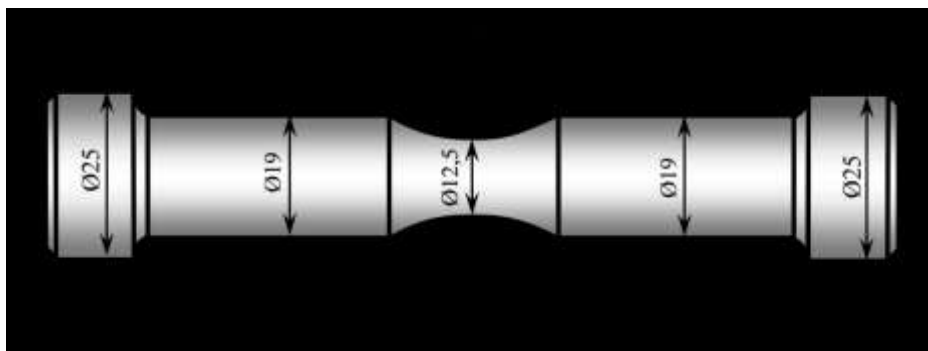


Рис. 3. Гладкий металлический лабораторный образец

Образцы испытывают на усталость (она же выносливость или циклическая прочность) при симметричных относительно оси абсцисс циклах (рис. 4).

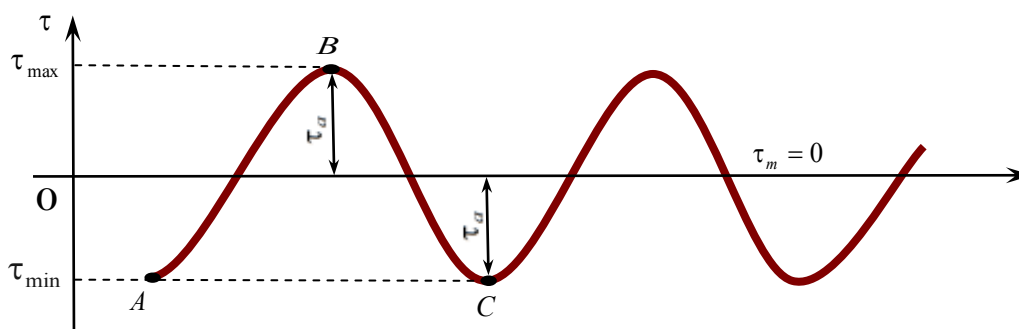


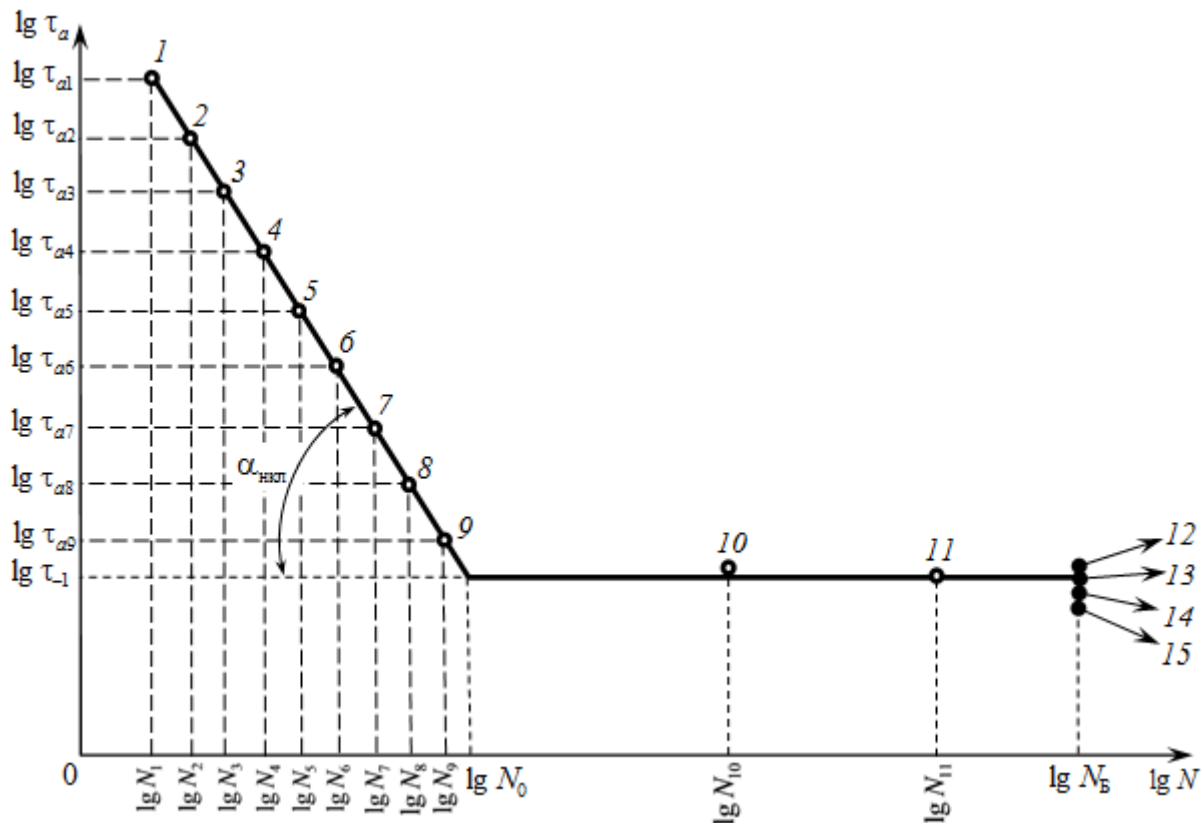
Рис. 4. Симметричные циклы касательных напряжений  $\tau$ :  $ABC$  — цикл;  $AB$  и  $BC$  — размахи (полуциклы);  $t$  — время;  $\tau_\alpha$ ,  $\tau_m$  — амплитудное и среднее (медианное) напряжения цикла,  $\tau_{\max}$ ,  $\tau_{\min}$  — максимальное и минимальное напряжения цикла

Коэффициент асимметрии симметричного цикла  $\tau_{\min}/\tau_{\max} = -1$ , поэтому предел выносливости стали  $\tau_{-1}$  имеет в своем обозначении индекс «-1».

Предел выносливости определяется как «максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение до базы испытания» [3], т.е.  $\tau_\alpha$  для симметричного цикла.

Испытания образцов проводят непрерывно до полного разрушения или образования макроскопической трещины заданного размера, после чего машина автоматически выключается, а счетчик показывает число циклов до поломки образца. Если образец выдержал базовое число « $10 \cdot 10^6$  циклов для металлов и сплавов, имеющих практически горизонтальный участок на кривой усталости» и не разрушился, то его испытание прекраща-

ют. По результатам испытаний не менее 15 образцов (вероятность разрушения 50%) строится диаграмма Вёллера (кривая усталости) для металла (сталь 45) в обычных, полулогарифмических и логарифмических координатах, причем в логарифмических координатах имеет характерную точку перелома между левым наклонным и правым горизонтальным прямолинейными участками (рис. 5).



**Рис. 5.** Диаграмма Вёллера в логарифмических координатах:  $\lg N$  — десятичные логарифмы чисел циклов напряжений;  $\lg \tau_a$  — десятичные логарифмы амплитуд касательных напряжений

Первый образец, нагруженный амплитудным напряжением  $\tau_{a1}$ , которое заведомо выше предела выносливости  $\tau_{-1}$  стали 45 и равно величине от 0,7 до 0,8 предела ее текучести (355 МПа), выдержал  $N_1$  циклов, после чего сломался (точка 1 на диаграмме Вёллера). Вторым образцом, нагруженным меньшим амплитудным напряжением  $\tau_{a2}$ , выдержал большее число циклов  $N_2$ , после чего сломался (точка 2). Третьим образцом при еще меньших амплитудах  $\tau_{a3}$  выдержал  $N_3$  циклов и после этого сломался (точка 3). Четвертым образцом при амплитудах  $\tau_{a4}$  выдержал  $N_4$  циклов и сломался (точка 4). Пятым образцом при амплитудах  $\tau_{a5}$  выдержал  $N_5$  циклов и сломался (точка 5). Шестым образцом при амплитудах  $\tau_{a6}$  выдержал  $N_6$  циклов и сломался (точка 6). Седьмым образцом при амплитудах  $\tau_{a7}$ , выдержал  $N_7$  циклов, после чего сломался (точка 7). Восьмым образцом при ам-

плитудах  $\tau_{a8}$  выдержал  $N_8$  циклов и сломался (точка 8). Девятый образец при амплитудах  $\tau_{a9}$ , выдержал  $N_9$  циклов и сломался (точка 9). Десятый и одиннадцатый образцы при амплитудах, примерно равных пределу выносливости  $\tau_{-1}$ , выдержали  $N_{10}$  и  $N_{11}$  циклов, после чего все-таки сломались (точки 10 и 11). Двенадцатый, тринадцатый, четырнадцатый и пятнадцатый образцы при амплитудах, равных пределу выносливости  $\tau_{-1}$ , выдержали базовое число циклов  $N_B$  и не разрушились.

Для наклонного левого участка диаграммы справедлива запись

$$\frac{\lg N_0 - \lg N_1}{\lg \tau_{a1} - \lg \tau_{-1}} = \dots = \frac{\lg N_0 - \lg N_9}{\lg \tau_{a9} - \lg \tau_{-1}} = \frac{\lg N_0 - \lg N_i}{\lg \tau_{ai} - \lg \tau_{-1}} = \operatorname{ctg} \alpha_{\text{нкл}} = m_\alpha;$$

$$\lg N_0 - \lg N_i = (\lg \tau_{ai} - \lg \tau_{-1}) m_\alpha; \quad \lg \frac{N_0}{N_i} = \left( \lg \frac{\tau_{ai}}{\tau_{-1}} \right) m_\alpha;$$

$$\lg \frac{N_0}{N_i} = \lg \left[ \left( \frac{\tau_{ai}}{\tau_{-1}} \right)^{m_\alpha} \right]; \quad \frac{N_0}{N_i} = \left( \frac{\tau_{ai}}{\tau_{-1}} \right)^{m_\alpha}; \quad \frac{N_0}{N_i} = \frac{\tau_{ai}^{m_\alpha}}{\tau_{-1}^{m_\alpha}}; \quad N_i = \frac{\tau_{-1}^{m_\alpha} N_0}{\tau_{ai}^{m_\alpha}}.$$

где  $\alpha_{\text{нкл}}$  — угол наклона левого участка кривой;  $m_\alpha$  — параметр угла наклона;  $i$  — номер образца;  $i = 1 \div 9$ .

Уравнение диаграммы Вёллера имеет следующий вид:

$$N_i = \begin{cases} \frac{\tau_{-1}^{m_\alpha} N_0}{\tau_{ai}^{m_\alpha}} & \text{при } \tau_{ai} > \tau_{-1} \\ \infty & \text{при } \tau_{ai} \leq \tau_{-1} \end{cases} \quad (3)$$

Предел выносливости  $\tau_{-1}$  стали 45 при знакопеременном кручении равен 140 МПа, что значительно ниже предела прочности (600 МПа) и предела текучести (355 МПа). Число циклов напряжений, соответствующее точке перегиба кривой усталости  $N_0 = 2 \cdot 10^6$ . Параметр, характеризующий наклон левого участка кривой,  $m_\alpha = 5,7$ .

Согласно статистической теории подобия усталостного разрушения рассчитывают предел выносливости вала шпинделя в его опасном сечении:

$$\tau_{-1\text{шп}} = \frac{\tau_{-1}}{\left[ \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_M} - 1 \right] \frac{1}{\beta_y}} = \frac{140}{\left[ 1,75 + \frac{1}{0,88} - 1 \right] \frac{1}{1,2}} \approx 90 \text{ [МПа]}, \quad (4)$$

где  $\tau_{-1} = 140 \text{ МПа}$  — предел выносливости стали 45 при кручении;  $K_\tau / \varepsilon_\tau = 1,75$  — отношение эффективного коэффициента концентрации напряжений к масштабному коэффициенту;  $\beta_M = 0,88$  — коэффициент качества механической обработки поверхности вала шпинделя;  $\beta_y = 1,2$  — коэффициент упрочнения поверхности вала шпинделя [3].

С учетом деградации металла уравнение (3) приобретает вид [4]

$$N_i = \begin{cases} \frac{\tau_{-1 \text{ шп}, \nu}^{m_\alpha} N_0}{\tau_{\alpha i}^{m_\alpha}}, & \text{при } \tau_{\alpha i} > \tau_{-1 \text{ шп}, \nu} \\ \infty, & \text{при } \tau_{\alpha i} \leq \tau_{-1 \text{ шп}}(1 - \nu) \end{cases} \quad (5)$$

где  $\tau_{-1 \text{ шп}, \nu}$  — сниженный предел выносливости в данный момент времени эксплуатации;  
 $\nu$  — мера накопленного к данному моменту времени усталостного повреждения.

Кинетическое уравнение усталостного разрушения

$$\frac{dv}{dn} = \begin{cases} \frac{\tau_{\alpha i}^{m_\alpha}}{(1 - \nu) N_0 \tau_{-1 \text{ шп}}^m}, & \text{при } \tau_{\alpha i} > \tau_{-1 \text{ шп}, \nu} \\ 0, & \text{при } \tau_{\alpha i} \leq \tau_{-1 \text{ шп}, \nu} \end{cases} \quad (6)$$

Таким образом, выявленный переходный процесс на участке 3 – 4 (рис. 3) — доказательство того, что приведенные амплитуды циклических касательных напряжений, возникающих в опасном сечении наиболее нагруженного верхнего шпинделя, не превышают его предел выносливости в этом сечении [8].

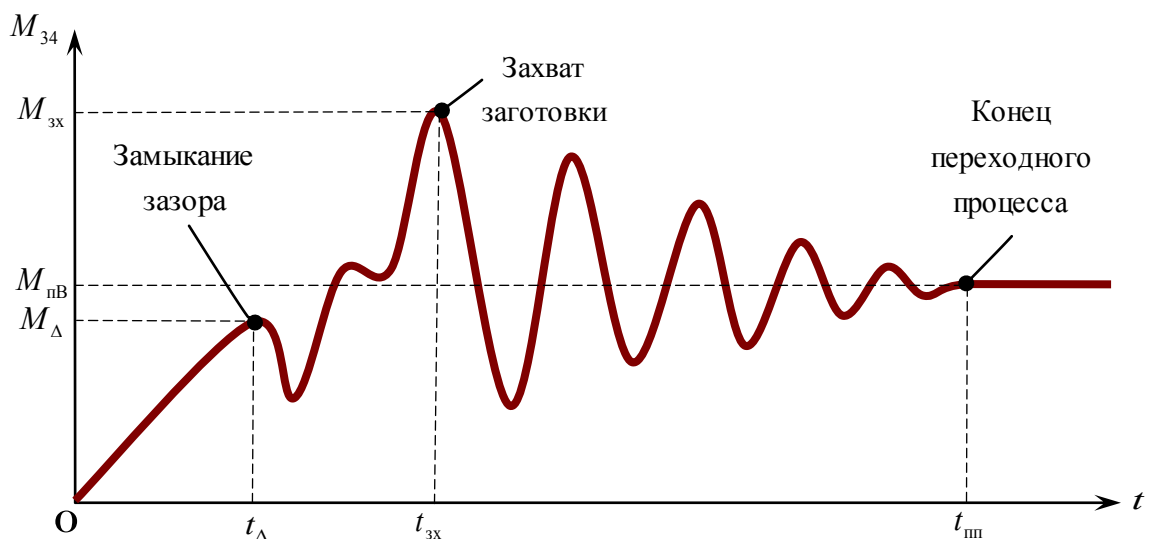


Рис. 3. Схематическое представление переходного процесса на участке 3 – 4

Если было бы обнаружено превышение, то это привело бы к накоплению усталостных повреждений в металле шпинделя и образованию усталостной микротрещины, которая вероятнее всего возникла бы не в толще металла, а у поверхности вала. По мере эксплуатации электропривода, эта микротрещина постепенно превратилась бы в макротрещину, рабочая площадь поперечного сечения вала уменьшилась бы настолько, что шпиндель бы вышел из строя, а на поверхности усталостного излома вала шпинделя наблюдались бы ярко выраженные зона роста трещины и зона долома (рис. 4)



Рис. 4. Предполагаемый усталостный излом вала шпинделя в опасном сечении

### Список литературы

1. Головин А.А., Костиков Ю.В., Красовский А.Б. Динамика механизмов: учеб. пособие. 2-е изд. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 160 с.
2. ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. М.: Изд-во стандартов, 1986. 34 с.
3. ГОСТ 23207-78. Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1981. 48 с.
4. Гусев А.С. Теоретические основы расчетов на сопротивление усталости: М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 46 с.
5. Колесников А.Г., Яковлев Р.А., Мальцев А.А. Технологическое оборудование прокатного производства. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 158 с.
6. Мальцев А.А. НИРС на прокатном стане ДУО-160 // Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сб. науч. тр. по матер. международной научно-практической конференции (30 июня 2015 г.). Т. 4. Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015. С. 66-67.
7. Мальцев А.А. Особенности вычисления осевых моментов инерции для деталей электропривода прокатного стана ДУО -160 // Технические науки в мире: от теории к практике: сб. науч. тр. по итогам международной научно-практической конференции (10 августа 2015 г.). Вып. 2. Ростов-на-Дону, 2015. С. 18-23.
8. Мальцев А.А. Обработка осциллограммы нагрузок шпинделя в рамках НИРС // Образование и наука: современное состояние и перспективы развития: сб. науч. тр. по матер. международной научно-практической конференции (31 августа 2015 г.). Т. 4. Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015. С. 112-115.

## Theoretical Studying the Cyclic Loading of Electric Drive Parts of the Stand duo-160

A.A. Maltsev<sup>1,\*</sup>

\* [a.a.mal@mail.ru](mailto:a.a.mal@mail.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** rolling mill, electric rollers, cyclic loading, dynamic model

---

An electric drive of work rolls of the single-stand rolling mill duo-160 located in the laboratory of Bauman Moscow State Technical University (BMSTU) is selected as an object of the theoretical study. After the work rolls have gripped the work-piece the torsional vibrations occur in the drive; a 5-mass dynamic model is built to determine their forms and frequencies. Equations of torsional vibration movement of masses with time are based on the Lagrange equations of type II. The paper identifies intrinsic moments of inertia and angular stiffness of parts and units of the electric drive. The graphs of the moments of elastic forces are built taking into consideration the dampers and backlashes. A revealed transition process has shown that given amplitudes of the cyclic shear stresses arising in dangerous section of the most loaded top spindle do not exceed the limit of its endurance in this section. In case of excess revealed, it would lead to accumulation of fatigue damage in the spindle metal and to formation of fatigue crack that most probably would appear near the shaft surface rather than in the metal mass. With further using the electric drive this micro-crack would be gradually evolved into macro-crack, the working cross-sectional area of the shaft would be reduced so that there would be a spindle failure and on the surface of a fatigue fracture of its shaft a strongly marked crack growth zone and a completely broken zone would be observed.

### References

1. Golovin A.A., Kostikov Yu.V., Krasovskii A.B. *Dinamika mekhanizmov* [Dynamics of mechanisms]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 160 p. (in Russian).
2. GOST 25.502-79. *Raschety i ispytaniya na prochnost' v mashinostroenii. Metody mekhanicheskikh ispytanii metallov. Metody ispytanii na ustalost'* [State Standard 25.502-79. Strength analysis and testing in machine building. Methods of metals mechanical testing. Methods of fatigue testing]. Moscow, Standards Publishing House, 1986. 34 p. (in Russian).
3. GOST 23207-78. *Soprotivlenie ustalosti. Osnovnye terminy, opredeleniya i oboznacheniya* [State Standard 23207-78. Fatigue strength. Terms, definitions and symbols]. Moscow, Standards Publishing House, 1981. 48 p. (in Russian).

4. Gusev A.S. *Teoreticheskie osnovy raschetov na soprotivlenie ustalosti* [Theoretical bases of calculations for fatigue resistance]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 46 p. (in Russian).
5. Kolesnikov A.G., Yakovlev R.A., Mal'tsev A.A. *Tekhnologicheskoe oborudovanie prokatnogo proizvodstva* [Technological equipment of rolling production]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2014. 158 p. (in Russian).
6. Mal'tsev A.A. Scientific-research work of students at the DUO-160 rolling mill. *Voprosy obrazovaniya i nauki: teoreticheskii i metodicheskii aspekty: sb. nauch. tr. po mater. mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (30 iyunya 2015 g.). T. 4* [Education and science: theoretical and methodical aspects: collection of scientific papers on proceedings of the international scientific-practical conference (June 30, 2015). Vol. 4]. Tambov, "Konsaltingovaya kompaniya Yukom" Publ., 2015, pp. 66-67. (in Russian).
7. Mal'tsev A.A. Features of calculation of axial moments of inertia for parts of electric drive of the DUO -160 rolling mill. *Tekhnicheskie nauki v mire: ot teorii k praktike: sb. nauch. tr. po itogam mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (10 avgusta 2015 g.). Vyp. 2* [Engineering sciences in the world: from theory to practice: collection of scientific papers according to the results of international scientific-practical conference (August 10, 2015). Vol. 2]. Rostov-on-Don, 2015, pp. 18-23. (in Russian).
8. Mal'tsev A.A. Processing oscillogram of spindle load in scientific-research work of students. *Obrazovanie i nauka: sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya: sb. nauch. tr. po mater. mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (31 avgusta 2015 g.). T. 4* [Education and science: current state and prospects of development: collection of scientific papers on proceedings of the international scientific-practical conference (August 31, 2015). Vol. 4]. Tambov, "Konsaltingovaya kompaniya Yukom" Publ., 2015, pp. 112-115. (in Russian).