

НАГРУЗКИ НА БАЛАНСИРЫ АВТОГРЕЙДЕРА В ТЯГОВОМ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

Розглянуто вплив на навантаження ходових коліс автогрейдерного балансира його ексцентриситету і передаточного числа бортового редуктора. З метою вирівнювання завантаженості ходових коліс запропоновано зменшити передаточне число редуктора до 1, а ексцентриситет призначити не більше 0,08 величини статичного радіуса ходового колеса.

Ключові слова: автогрейдер, ексцентриситет, балансір, коефіцієнт перерозподілу опорних реакцій.

Рассмотрено влияние на нагрузки ходовых колес автогрейдерного балансира его эксцентриситета и передаточного числа бортового редуктора. С целью выравнивания нагруженности ходовых колес предложено уменьшить передаточное число редуктора до 1, а эксцентриситет назначать не более 0,08 величины статического радиуса ходового колеса.

Ключевые слова: автогрейдер, эксцентриситет, балансір, коэффициент перераспределения опорных реакций.

The effect of the motor grader equalizer's excentricity and the onboard reducing gear's gear-ratio on the equalizer's working wheels loading is considered. With the purpose of smoothing the workings wheels loading it is suggested to decrease the reducing gear's gear-ratio to 1, and to establish the excentricity of no more than 0,08 of the working wheel static radius.

Key words: motor grader, excentricity, balancer, support reaction's reallocating coefficient.

Постановка проблеми. Подавляющее большинство современных автогрейдеров массой от 9 до 16 т и мощностью двигателя до 180 л.с. имеют колесную формулу 1х2х3 и балансирную подвеску ходовых колес задней тележки. Их тяговый привод отличается многообразием. Наряду с механической трансмиссией, широко применяют гидромеханические, регулируемые гидрообъемные в сочетании с редукторами. Балансиры снабжены зубчатыми либо цепными передачами, в качестве остановочных используют как колодочные, так и дисковые тормоза. Колесные полуоси, в большей части, подвергаются действию изгибающих моментов, но отдельные машины (например ДЗК-250) могут иметь разгруженные от

изгибающих моментов колесные полуоси. Балансиры подвешивают к основной раме эксцентрично относительно осей ходовых колес.

Анализ последних исследований и определение нерешённых ранее частей общей проблемы, которым посвящена статья. Разнообразие конструкций балансиров объясняется повышенным к ним вниманием из-за необходимости обеспечения высоких тягово-цепных качеств в рабочих процессах и безопасности движения в транспортном потоке с другими машинами. Вместе с тем балансиры автогрейдеров, выпускаемых в СНГ, в тяговом режиме их движения создают чрезмерную перегрузку одного из ходовых колес в сравнении с другим [1,2]. При движении передним ходом задние колеса до 3-х раз воспринимают большие вертикальные усилия, чем передние. При работе машин задним ходом картина обратная. В этой ситуации прочностные качества силовых звеньев балансиров определяются наиболее нагруженным его ходовым колесом, что влечет за собой перерасход дорогостоящих материалов, установку подшипников повышенной несущей способности. При выполнении рабочего процесса копания грунта в режиме наибольшей тяговой мощности, грунтозацепы более нагруженных ходовых колес чрезмерно погружаются в грунт, а менее нагруженных – скользят по опорной поверхности. Из-за этого существенно снижаются тягово-цепные свойства машины в целом. При одинаковом давлении воздуха в шинах силовые радиусы наиболее и наименее нагруженных ходовых колес балансиров отличаются друг от друга на 7...8%, что влечет за собой повышенное скольжение менее нагруженного колеса.

Формулирование целей статьи. В связи с изложенным, целью выполненной работы является выявление причин неравномерной нагруженности ходовых колес балансиров автогрейдера, обоснование рекомендаций совершенствования их конструкции и методики расчета силовых звеньев.

Основные результаты. Для достижения поставленной цели воспользуемся общепринятой схемой нагружения балансира в тяговом режиме работы автогрейдера [1]. Для этого рассмотрим балансир, эксцентрично подвешенный к основной раме посредством шарнира, центр которого совпадает с центральной полуосью. Развиваемое балансиром свободное тяговое усилие $T_{св}$ через основную раму преодолевает сопротивление копанию грунта отвалом и перекачиванию колес переднего моста машины.

Из уравнений равновесия балансира (рис. 1):

$$\begin{aligned} P_3 - W_{\beta} + P_{II} - W_{II} - T_{св} &= 0; \\ R_3 + R_{II} &= N; \\ R_3 l_{\delta} - (M_3 + M_{II}) - N \frac{l_{\delta}}{2} - T_{св} (r_k + \varepsilon_{\delta}) + M_k &= 0; \end{aligned} \tag{1}$$

при условии

$$P_i = R_i \varphi; \quad W_{fi} = R_i f;$$

$$T_{св} = (R_3 + R_{II})(\varphi - f) = N(\varphi - f);$$

$$M_{\kappa} = (P_3 + P_{II}) \frac{r_{\kappa}}{i_{\delta} \eta_{\delta}} = N \frac{\varphi r_{\kappa}}{i_{\delta} \eta_{\delta}};$$

$$M_3 + M_{II} = (R_3 + R_{II}) f r_{\kappa} = N f r_{\kappa};$$

вытекает, что

$$R_3 = \frac{N}{2} \left\{ 1 + \frac{2\varphi r_{\kappa}}{l_{\delta}} \left[1 + \left(1 - \frac{f}{\varphi} \right) \frac{\varepsilon_{\delta}}{r_{\kappa}} - \frac{1}{i_{\delta} \eta_{\delta}} \right] \right\}; \quad (2)$$

$$R_{II} = \frac{N}{2} \left\{ 1 - \frac{2\varphi r_{\kappa}}{l_{\delta}} \left[1 + \left(1 - \frac{f}{\varphi} \right) \frac{\varepsilon_{\delta}}{r_{\kappa}} - \frac{1}{i_{\delta} \eta_{\delta}} \right] \right\}. \quad (3)$$

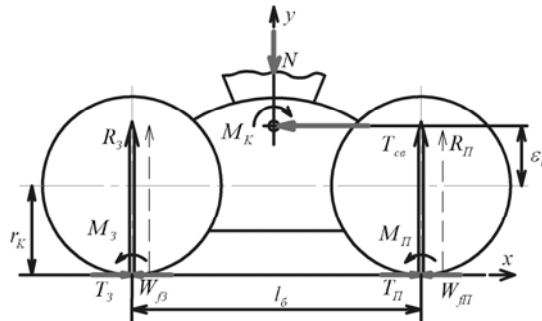


Рисунок 1 – Схема балансира

Выражение

$$\frac{2\varphi r_{\kappa}}{l_{\delta}} \left[1 + \left(1 - \frac{f}{\varphi} \right) \frac{\varepsilon_{\delta}}{r_{\kappa}} - \frac{1}{i_{\delta} \eta_{\delta}} \right] = K_R \quad (4)$$

по своей сути является коэффициентом перераспределения усилий между опорными реакциями балансира. При движении автогрейдера передним ходом

$$R_3 = \frac{N}{2} (1 + K_R); \quad (5)$$

$$R_{II} = \frac{N}{2} (1 - K_R). \quad (6)$$

В приведенных выше равенствах:

N – вертикальная нагрузка на балансир; R_3 и R_{II} – опорные реакции на ходовых колесах; P_i – окружное усилие на каждом из ходовых колес балансира; W_{fi} – сопротивление перекатыванию этих колес; $T_{св}$ – развиваемое балансиром свободное тяговое усилие; M_{κ} – момент, прикладываемый к балансиру со стороны центральной полуоси; M_3 и M_{II} – моменты сопротивлений перекатыванию заднего и переднего колеса; ε_{δ} и l_{δ} – эксцентриситет и база балансира; r_{κ} – радиус ходового колеса; φ – полный коэффициент использования сцепного веса ходовыми

колесами, в пределе равный коэффициенту сцепления; f – коэффициент сопротивления качению колеса; i_b и η_b – передаточное число и КПД бортового редуктора.

При движении автогрейдера передним ходом уровень перегрузки заднего колеса балансира по сравнению с передним характеризует отношение

$$\frac{R_z}{R_n} = \frac{1 + K_R}{1 - K_R}$$

При движении автогрейдера задним ходом в равенствах (5) и (6) меняются знаки перед K_R и более нагруженным оказывается переднее колесо балансира.

Равенства (4)...(7) свидетельствуют, что перегруженность одного из ходовых колес полностью определяется коэффициентом K_R , зависящим от коэффициента использования сцепного веса φ , отношения величины эксцентриситета к радиусу колеса $\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k}$, от передаточного числа бортового редуктора i_b и от его КПД η_b . В меньшей мере K_R зависит от отношения радиуса колеса к базе балансира, поскольку последняя прямо связана с размерами ходовых колес.

Отметим, что у автогрейдеров массой 12...15,5 т, выпускаемых в Украине и СНГ, отношение $\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k}$ составляет 0,165...0,2 при передаточном числе бортовых редукторов от 1,5 до 2,5.

Заметим также, что задние тележки фирмы ZF обладают существенно меньшим эксцентриситетом, $\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k} < 0,085$.

Анализ равенств (4)...(7) показывает следующее.

В транспортном режиме движения автогрейдера задняя тележка воспринимает вертикальное усилие около 70 % силы тяжести машины. Окружное усилие на ведущих колесах реализуется только на преодоление сопротивлений качению. Поэтому $\varphi = f$ и при коэффициенте сопротивления качению колес по твердому покрытию f не более 0,05 коэффициент перераспределения опорных реакций между ходовыми колесами балансира автогрейдеров ДЗК-250, ДЗ-122, ДЗ-180 и др. не превышает значения $K_R \leq 0,025$. Тогда, согласно равенству (7), одно из ходовых колес балансира воспринимает вертикальную нагрузку до 5 % большую, чем менее нагруженное колесо. Из сказанного вытекает, что в транспортном режиме движения автогрейдера различие в статическом нагружении ходовых колес балансира можно не учитывать.

Иная ситуация складывается с перераспределением нагрузок между ходовыми колесами балансира в тяговом режиме движения автогрейдера

при выполнении рабочего процесса. Если предположить работу машины в режиме максимальной тяговой мощности при примерно 20-процентном буксовании ведущих колес, то $\varphi=0,6$. Тогда у автогрейдеров, выпускаемых в СНГ K_R достигает значений от 0,36 (ДЗК-250) до 0,23 (ДЗ-122). Это влечет за собой, согласно (7), при прямом ходе автогрейдеров превышение нагруженности задних колес балансиров в 2,1...1,6 раз в сравнении с передними. В режиме почти полного буксования ведущих ходовых колес автогрейдера, когда коэффициент использования сцепного веса возрастает до величины коэффициента сцепления ($\varphi=0,85$), эти показатели увеличиваются до значений 3,2 и 1,93 соответственно. Таким образом, при сложившейся конструкции балансиров автогрейдеров СНГ, наиболее нагруженные их ходовые колеса воспринимают в 1,3...1,5 раз большие опорные реакции в сравнении со средними значениями, что вытекает из равенств (5) и (6). Анализ зависимости (4) дает ответ о возможном совершенствовании конструкции балансиров автогрейдеров с колесной формулой 1х2х3.

Одинаковая нагрузка передних и задних, ходовых колес достигается, когда коэффициент перераспределения нагрузок (4) имеет нулевое значение. Это обеспечивается при условии

$$\frac{1}{i_{\sigma} \cdot \eta_{\sigma}} - \left(1 - \frac{f}{\varphi}\right) \frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k} = 1,$$

чему соответствует передаточное число редуктора или цепных передач балансира близкое к 1. Тогда, возможный эксцентриситет балансира определяется равенством

$$\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k} = \frac{1 - \eta_{\sigma}}{\eta_{\sigma} \left(1 - \frac{f}{\varphi_{20}}\right)}.$$

В подавляющем большинстве автогрейдеры в тяговом режиме работают с буксованием ведущих ходовых колес до 20%. Именно для этих случаев необходимо обеспечить одинаковые нагрузки на ходовых колесах балансира. Тогда следует принять коэффициент использования сцепного веса $\varphi = \varphi_{20} \approx 0,6$. При коэффициенте полезного действия $\eta_{\sigma} = 0,94 \dots 0,95$

отношение $\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k}$ должно составлять $\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k} = 0,063 \dots 0,077$, что близко значениям

для автогрейдерных задних тележек фирмы ZF $\left(\frac{\varepsilon_{\sigma}}{r_k} = 0,079\right)$.

В крайне редких, но возможных экстремальных ситуациях (стопорных режимах движения автогрейдера), коэффициент использования сцепного веса φ возрастает до значения 0,85.

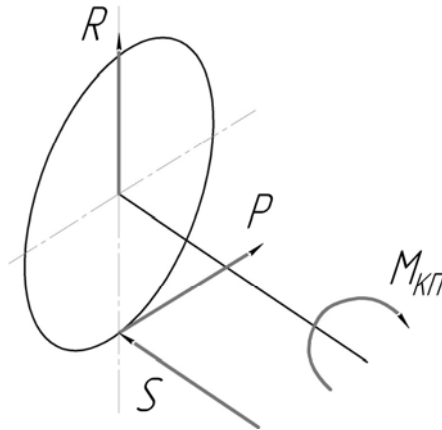


Рисунок 2 – Расчетная схема нагружения ходового колеса и колесной полуоси балансира

Тогда, коэффициент перераспределения нагрузок между колесами балансиров K_R более 0. Но его величина столь незначительная ($K_R=0,003\dots 0,005$), что можно не учитывать данное обстоятельство в прочностных расчетах, приняв $R_3 = R_{II} = \frac{N}{2}$. Имея это обстоятельство ввиду, для балансиров, у которых достигнуто значение $\frac{\varepsilon_{\delta}}{r_k}$ до 0,08, в качестве одного из расчетных случаев для неразгруженных колесных полуосей можно принять (рис. 2)

$$R_p = \frac{N}{2} K_{\delta};$$

$$S_{\delta} = \varphi_{\delta} R_p;$$

$$M_{КП} = \frac{M_{ТМАХ} \cdot i_{ТР} \cdot \eta_{ТР}}{4};$$

$$P = \frac{M_{КП}}{r_k},$$

где R_p – расчетная вертикальная нагрузка на колесо; K_{δ} – коэффициент динамичности; S_{δ} – боковое усилие на колесе; φ_{δ} – коэффициент сцепления ходовых колес с опорной поверхностью при боковом юзе; $M_{КП}$ – крутящий момент колесной полуоси; $M_{ТМАХ}$ – наибольший крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора; $i_{ТР}$ и $\eta_{ТР}$ – передаточное число и к.п.д. механической части трансмиссии автогрейдера; P – окружное усилие на ведущем ходовом колесе радиусом r_k . Значение коэффициента динамичности K_{δ} для автогрейдеров с гидромеханической трансмиссией из-за повышенных рабочих скоростей (до 7 км/час) возрастает до 1,5...1,6 против 1,2 для машин с механической трансмиссией [2].

Выводы и перспективы дальнейших исследований. В заключение необходимо отметить, что уменьшение передаточного числа редукторов или цепных передач балансиров до 1 обуславливает необходимость увеличения передаточного числа главной передачи. Это влечет за собой повышение расчетных крутящих моментов на центральных полуосях и незначительное увеличение габаритов картера главной передачи. В этом случае, с учетом уменьшения эксцентриситета, нельзя исключить установку защитного кожуха под картером главной передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеева Т.В. Дорожные машины. Ч.1. Машины для земляных работ / Т.В. Алексеева [и др.] . – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
2. Севров К.П. Автогрейдеры / К.П. Севров [и др.] . – М.: Машиностроение, 1970. – 192 с.