

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРУДА ПРИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ И СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫХ РАБОТАХ

Л.А. Голдобина¹, П.С. Орлов², А.П. Орлов³

^{1,2} Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики (СПбГСЭ),
191015, Санкт-Петербург, ул. Кавалергардская, 7;

³ Ярославская государственная сельскохозяйственная академия (ЯГСХА),
150043, Ярославль, Тутаевское шоссе, 58

Аннотация – Рассмотрена проблема раскачивания грузового подвеса. Предложено гашение колебаний посредством применения гиросtabilизатора. Теоретически обоснован и разработан на уровне изобретения одноосный силовой гиросtabilизатор, предназначенный для обеспечения стабилизации в двух вертикальных плоскостях.

Ключевые слова: гибкий подвес; раскачивание груза; безопасность; силовой гиросtabilизатор; колебания.

WAYS TO INCREASE THE LABOUR SAFETY AND PRODUCTIVITY DURING CIVIL BUILDING WORKS AND LOADING AND UNLOADING

L.A.Goldobina, P.S.Orlov, A.P.Orlov

*St.-Petersburg state university of service and economy (SPbSUSE),
191015, St.-Petersburg, street Kavalergardsky, 7;*

Yaroslavl state agricultural academy (YSAA), 150043, Yaroslavl, Tutaevsky highway, 58

The summary – The problem of rocking of cargo is considered. Clearing of fluctuations by means of application of the gyroscopic stabilizer is offered. The monoaxial power gyroscopic stabilizer intended for maintenance of stabilization in two vertical planes is theoretically proved and developed at invention level.

Keywords: flexible suspension; cargo rocking; safety; the power gyro-stabilizer; fluctuations.

Травматизм, вызываемый аварийностью строительных кранов при производстве строительно-монтажных работ, возникает вследствие отказов отдельных компонентов системы «человек – строительная машина – среда», а поэтому устранение технических неисправностей машин и механизмов, совершенствование их конструкции должно осуществляться разработкой и внедрением мероприятий по активной, пассивной и послеаварийной безопасности.

Активная безопасность возможна только в случае, если машина является управляемой. Автоматизированные средства управления строительных машин позволят освободить оператора от части операций по управлению машиной, тем самым повысить безопасность, производительность и качество работ. Однако автоматизация эффективна лишь тогда,

когда применяются системы гашения колебаний груза. В противном случае раскачивания груза вносят неопределенность в управление краном, увеличивая энтропию системы ОСМС, и сводят к нулю эффект от автоматизации.

Известно, что все попытки добиться увеличения производительности кранов только увеличением их рабочих скоростей оканчивались снижением средней производительности крана по двум причинам: во-первых, увеличивалось время на точную остановку и успокоение колебаний груза; во-вторых, возрастало время простоев крана в результате повышения износа и отказов аппаратуры управления из-за увеличения числа включений, необходимых для гашения колебаний груза.

Проблема раскачивания груза на гибком подвесе и причины этого процес-

са в целом известны. Неустранимый колебательный процесс грузового подвеса в вертикальной и горизонтальной плоскостях влечет за собой снижение производительности крана за счет увеличения времени, необходимого на наводку и точную посадку груза, создавая при этом опасные условия труда для монтажников и стропальщиков. Раскачивание груза приводит к колебаниям металлоконструкции крана, которые вызывают вибрации кабины, оказывающие вредное и порой опасное воздействие непосредственно на оператора. Осуществляя монтажные работы в течение смены под действием низкочастотных вибраций, оператор находится в состоянии «морской качки», которому свойственны рассредоточения внимания, быстрая утомляемость, головокружение, тошнота. В таком состоянии оператор становится потенциально опасным, поскольку на нем лежит ответственность, как за собственную безопасность, так и за безопасность людей на строительной площадке. Поэтому проблема гашения колебаний груза является актуальной как в плане обеспечения сопротивления усталости металлических конструкций, так и в плане обеспечения безопасных условий труда крановщику и членам бригады.

Следует также отметить, что помимо причин, перечисленных выше и объясняющих несомненную актуальность поставленной задачи, существуют и другие, над решением которых уже долгие годы работают зарубежные и отечественные специалисты: М.П. Александров, А.А. Алейнер, В.И., Брауде, А.А. Вайнсон, Д.П., Волков, Н.И. Григорьев, С.А. Казак, Б.Г. Коренев, В.Ф. Сиротский, Corriga Giorgio, Gina Alesscmdro, Thiemann Peter, Arend Detlef, и многие другие [1-5].

Нами теоретически обоснован и разработан на уровне изобретения одноосный силовой гиростабилизатор (рис. 1, 2), содержащий двухстепенной гироскоп с датчиком угла прецессии, выход которого через усилитель стабилизации соединен с двигателем стабилизации, последовательно соединенные акселеро-

метр и усилитель коррекции, с целью повышения точности в него дополнительно введен оптимальный линейный фильтр, отличающийся тем, что для обеспечения стабилизации в двух вертикальных плоскостях ось гироскопа расположена вертикально, а массивный обод ротора гироскопа помещен в упорный подшипниковый узел, расположенный в вертикальной раме симметрично относительно центральной поперечной горизонтальной оси устройства, воспринимающий вертикальные нагрузки и исключающий деформации ротора и оси гироскопа и возникающие вследствие этого прецессии, влияющие на точность и скорость стабилизации объекта, а сигнал с выхода оптимального линейного фильтра и сигнал коррекции суммируются и подаются на прецессионный двигатель вертикальной рамы гироскопа, парящий совместно с двигателем стабилизации горизонтальной рамы вынужденной прецессией возможные значительные отклонения стабилизированной платформы от горизонтального положения под действием внешних сил [6].

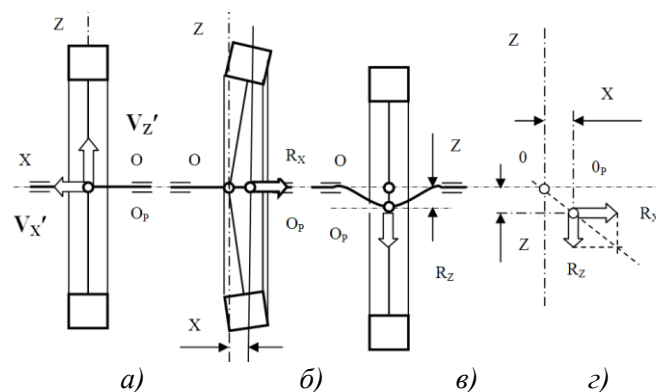


Рисунок 1 – Ротор гироскопа (а) и смещение его центра масс (з), вследствие упругих деформаций диафрагмы (б) и вала (в)

Разработанное устройство обладает рядом существенных особенностей:

1. Для обеспечения стабилизации объекта в двух вертикальных плоскостях ось гироскопа расположена вертикально;
2. Массивный обод ротора помещен в упорный подшипниковый узел, исключающий деформации и оси гироскопа, а также возможные прецессии, вы-

званные деформациями и влияющие на точность стабилизации объекта;

3. Подшипниковый узел расположен на вертикальной раме симметрично относительно центральной поперечной горизонтальной оси устройства;

4. Горизонтальный подшипниковый узел воспринимает нагрузки от ротора гироскопа;

4. Значительные отклонения от горизонтального положения стабилизируемой платформы парируются прецессионным двигателем вертикальной рамы совместно с двигателем стабилизации горизонтальной рамы.

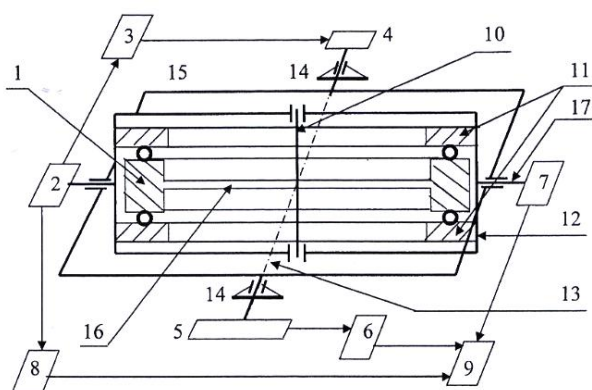


Рисунок 2 – Одноосный силовой гиростабилизатор: 1 – гироскоп; 2 – Датчик угла прецессии вертикальной рамы гироскопа; 3 – Усилитель стабилизации; 4 – Двигатель стабилизации; 5 – Акселерометр горизонтальной рамы гироскопа; 6 – Усилитель коррекции; 7 – Двигатель стабилизации горизонтальной рамы; 8 – Оптимальный линейный фильтр; 9 – Сумматор; 10 – Вертикальная ось гироскопа; 11 – Упорный горизонтальный подшипниковый узел; 12 – Вертикальная рама; 13 – Центральная продольная горизонтальная ось; 14 – Стойки стабилизированной платформы объекта; 15 – Горизонтальная рама; 16 – Диафрагма; 17 – Центральная поперечная горизонтальная ось

В устройствах, использующих стабилизирующие свойства гироскопа, ротор вращается с большой угловой скоростью Ω , что создает кинетический момент, необходимый для сохранения неизменного положения главной оси гироскопа в инерциальном пространстве. Угловые скорости отклонения главной оси гироскопа в инерциальном пространстве определяются значением кинетического

момента гироскопа: чем больше кинетический момент $J \cdot \Omega$, тем меньше угловые скорости дрейфа оси гироскопа, тем выше точность работы устройства. Но одновременно с увеличением кинетического момента, растут моменты внешних возмущающих сил. Для определения требований к конструкции ротора необходимо выяснить силы, создающие возмущающие моменты относительно осей подвеса гироскопа. Для этого рассмотрим идеально сбалансированный ротор, состоящий из массивного обода и гибкого вала, соединенных между собой тонкой диафрагмой (рис. 1, а).

При равномерном движении объекта со скоростью V его ускорение равно нулю; $V' = 0$, а центр O_P массы m_P ротора совмещен с точкой O подвеса гироскопа (рис. 1, а). При ускорениях положение точек O_P и O будет нарушаться и на гироскоп начнут действовать моменты возмущающих сил, вызывающие отклонения его от первоначального направления. В результате ускорений вдоль осей X и Z (Рисунок 1, б, в) возникнут силы инерции:

$$\begin{aligned} R_X &= m_P \cdot V_X'; \\ R_Z &= m_P \cdot V_Z'; \end{aligned} \quad (1)$$

которые вызовут деформации диафрагмы и вала ротора. В результате центр O_P массы m_P ротора сместится относительно точки подвеса O на расстояния X и Z . Амплитуды деформаций зависят от осевой c_X и радиальной c_Z жесткостей диафрагмы и вала гироскопа, и определяется из условий равенства упругих и инерциальных сил по координатным осям:

$$\begin{aligned} X \cdot c_X &= m_P \cdot V_X'; \\ Z \cdot c_Z &= m_P \cdot V_Z'. \end{aligned} \quad (2)$$

В общем случае (рис. 1, г) силы инерции R_X и R_Z создадут относительно оси O_Y , проходящей через точку O подвеса, возмущающий момент:

$$M_{\text{и}} = R_X \cdot Z - R_Z \cdot X, \quad (3)$$

который вызовет прецессию гироскопа относительно осей подвеса ротора. Угловая скорость прецессии вокруг вертикальной оси подвеса Z равна:

$$\psi'_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{J \cdot \Omega} = \frac{m_P^2 \cdot V_X' \cdot V_X}{J \cdot \Omega} \left(\frac{1}{c_Z} - \frac{1}{c_X} \right) \quad (4)$$

Равнодействующая сил инерции R_X и R_Z , направленная по оси $O - O_P$ будет создавать на опоры, установленные на оси Y , силовое воздействие:

$$F = \sqrt{R_X^2 + R_Z^2}, \quad (5)$$

создавая в подшипниках момент сил трения:

$$M_T = \lambda \cdot \sqrt{R_X^2 + R_Z^2}, \quad (6)$$

под влиянием которого у гироскопа тоже начнется прецессионное движение, угловая скорость которого определяется равенством:

$$\psi'_T = \frac{M_T}{J \cdot \Omega} = \frac{m_P \cdot \lambda}{J \cdot \Omega} \sqrt{V_X'^2 + V_Z'^2}, \quad (7)$$

где λ – коэффициент момента сил трения. Отсюда: для повышения характеристик гироскопического успокоителя необходимо уменьшить угловые скорости прецессионного движения

Для выяснения влияния конструктивных параметров гироскопа на произведение угловых скоростей прецессии обратимся к произведению (4) и (7):

$$\psi'_и \cdot \psi'_T = \lambda \frac{m_P^3 \cdot V_X' \cdot V_X}{J \cdot \Omega} \left(\frac{1}{c_Z} - \frac{1}{c_X} \right) \times \dots \times \sqrt{V_X'^2 + V_Z'^2}. \quad (8)$$

Заменив массу ротора его весом, получим:

$$\psi'_и \cdot \psi'_T = \lambda \frac{V_X' \cdot V_X}{g^3} \cdot \frac{G^3}{J^2 \cdot \Omega^2} \times \dots \times \frac{c_X - c_Z}{c_Z \cdot c_X} \sqrt{V_X'^2 + V_Z'^2}. \quad (9)$$

Анализ полученного равенства показывает, что ускорения стабилизируемого объекта, ускорение силы тяжести и коэффициент момента сил трения в опорах подвеса не зависят от параметров ротора гироскопа.

Для оценки рациональности конструктивного исполнения ротора гироскопа рассмотрим произведение второго и третьего сомножителей выражения (9)

– коэффициент K , характеризующий работоспособность конструкции:

$$K = G \cdot \left(\frac{G}{J \cdot \Omega} \right)^2 \cdot \frac{c_X - c_Z}{c_X \cdot c_Z} \rightarrow 0. \quad (10)$$

Исходя из значения коэффициента работоспособности K гироскопического успокоителя (10) рациональная конструкция возможна, когда кинетический момент гироскопа $J \cdot \Omega \rightarrow \infty$, а разность жесткостей ротора в осевом c_X и радиальном c_Z направлениях $(c_X - c_Z) \rightarrow 0$. Повысить кинематический момента гироскопа можно увеличив число оборотов Ω ротора и сосредоточив большую часть массы гироскопа в его обод большого диаметра (поз. 1, рис. 2), разместив его на сравнительно тонкой диафрагме (16), а для исключения деформаций диафрагмы (16) и оси (10) гироскопа опреть массивный обод гироскопа (1) на упорный подшипник (11), размещенный в вертикальной раме (12) и парирующий осевые и отчасти радиальные деформации, в результате чего жесткость опор ротора в осевом c_X и радиальном c_Z направлениях будет примерно одинаковой ($c_X \cong c_Z$).

Литература

1. Корнев Г.В. Введение в механику управляемого тела. – М.: Наука, 1964. – 568 с.: ил.
2. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 535 с.: ил.
3. Грузоподъемные краны; В 2-х кн. Кн. 1/Сокр. пер. с нем. М.М. Рунова В.И., Федосеева; Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.: ил.
4. Казаков Н.И. Уменьшение раскачиваний груза на пространственном канатном подвесе при работе механизма поворота стреловых кранов: Дис. ... канд. техн. наук. – Ленинград, 1984.
5. Ишлинский А.Ю. Ориентация, гироскопы и инерциальная навигация. – М.: Наука, 1976. – 670 с.
6. Голдобина Л.А. Одноосный силовой гиростабилизатор. Патент РФ № 2382331 от 20.02.2010 г. Бюл. № 5. / А.П. Орлов, Л.А. Голдобина, П.С. Орлов. – М.: ФИПС, 2010.

¹Голдобина Любовь Александровна – д.т.н., профессор, зав. кафедрой технической механики СПбГУСЭ, тел. (812) 680-08-61; (812) 368-40-64, E-mail: tm_06@mail.ru;

²Орлов Павел Сергеевич – д.т.н., доцент кафедры технической механики СПбГУСЭ, тел. (812) 368-40-64;

³Орлов Артем Павлович – аспирант Ярославской государственной сельскохозяйственной академии тел.: (4852) 55-72-54, e-mail: vlv@yaragrovuz.ru.