

БЕЗОПАСНОСТЬ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ПОДЪЁМНИКА-ВЫШКИ

Любнауер В. А.

The paper presents the analysis of the mechanics the systems, which is modeling the motor-car with the basket jack – the telescopic lift . For the assumed mathematical model, its equations were introduced, solved by means of the Mathematica 5.2 software. The results are shown in the form of adequate graphs.

Развитие технологии и новых конструкционных материалов допускает проектирование и строение лучших и более сложных конструкции автомобильных кранов и подъёмников-вышек. Однако к этим новым конструкциям предъявляются всё более строгие требования [1,20] относительно норм безопасности [2,3,8], в особенности международных стандартов серии *ISO 9000*, *ISO 9100*, польских и европейских норм качества. Инженерам также надо выполнить и другие, международные нормы. В настоящее время качество и безопасность рабочих машин нормирует европейская директива *85/374/EEC*, в которую внесено в 1998 году нововведение – директива *37/98/EC*. Подтверждением этого есть символ *CE – Conformance Europeenne*, который помещается на заводской табличке каждой, новой машины.

Автомобильные подъёмники-вышки принадлежат к многочисленной группе транспортных машин, аналогичных автомобильным краном. Чертой, которая отличается их от кранов это снабжение их стрелы в рабочую платформу или корзину для людей. Статические и динамические свойства элементов подъёмника, а в особенности его стрелы дают решение об этом, как статически или динамически будет работать целая конструкция. Знакомство этих черт подъёмников может дать ответ на вопрос – будет ли данный подъёмник работать безопасно или нет?

100% уровень безопасности является недостижимым [14,20]. Правила требуют, чтобы безопасность работы транспортных машин соответствовала цели называемой по английскому « *as low as relatively available* или *ALARA* ». Эта проблема такая важная [2,3,8,10] потому, что были случаи, когда подвергались разрушению машины и погибали люди. Вот пример. В последнем десятилетии работало в Польше приблизительно 10000 автомобильных кранов и подъёмников. В этих годах по причине потери механической устойчивости или превышения механической прочности имели место 61 опасных случаев.

(Это данные из польского, государственного института работы – *PIP* в также бюро технического надзора – *UDT*). В этих несчастных случаях погибло 20 людей, а 18 получило серьезные телесные повреждения – данные тоже из *PIP* и *UDT*.

Испытание статики и динамики подъёмников или кранов было уже темой различных диссертации [6,13,15,16]. Описанные в этих работах успехи для решения стрел и проведенных опытов имеют очень много совместных черт со стрелами корзинных подъёмников [13]. Моделирование гидравлических сервомоторов рассмотрено в [4,17,18], стрел кранов и подъёмников в [11,19]. Показано в них также результаты вычислений влияния нагрузки на конце стрелы и на её динамику.

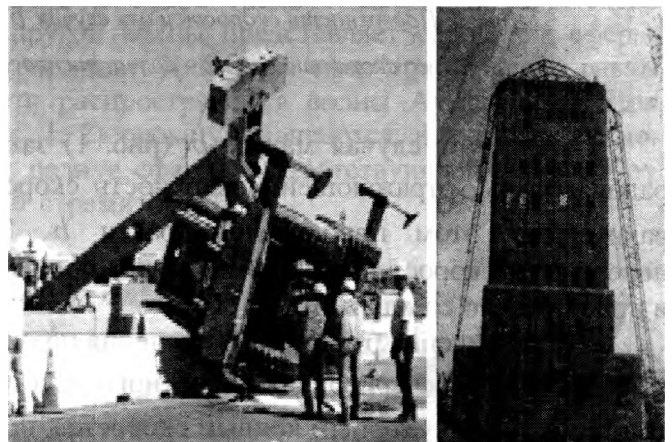


Рис. 1. Опасные инциденты транспортных машин – подъёмника-вышки и крана

В настоящей статье представлено решение механической системы моделирующей подъёмник-вышку.



Рис. 2. Подъёмник-вышка во время работы и его схема

Для определенной физической системы подъёмника-вышки построено математический модель механической системы представленный на рисунке 3.

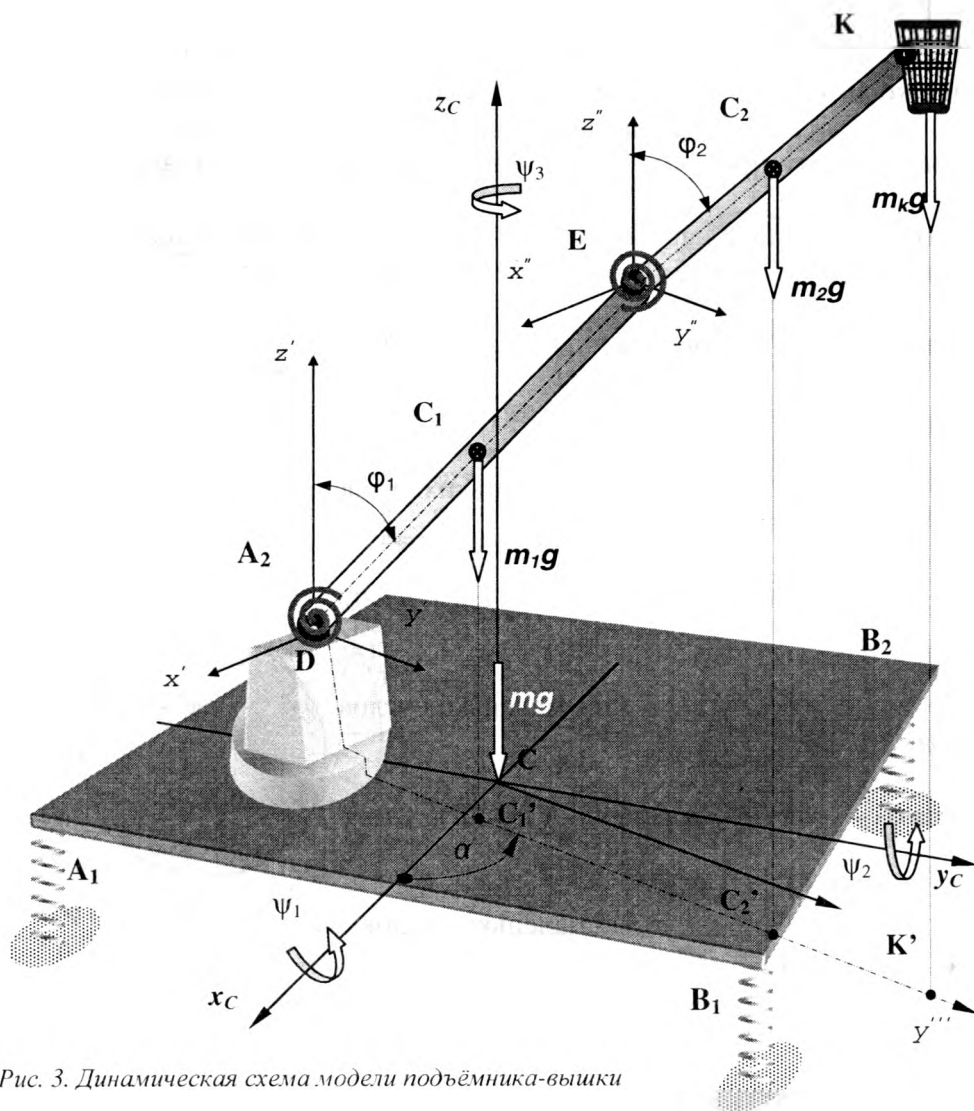


Рис. 3. Динамическая схема модели подъёмника-вышки

Принято, что стрела соединена шарнирно с оборотной платформой подъёмника. На конце телескопической стрелы находится рабочая площадь для грузов или корзина для людей. Во время работы шасси подъёмника-вышки амортизируется и стабилизируется при помощи его четырех опорных точек относительно твёрдую землю.

Введено следующие общие координаты:

- x, y, z - перемещения центра инерции платформы относительно неподвижных осей $Oxyz$,
- ψ_1, ψ_2, ψ_3 - угловое перемещения платформы относительно осей $Oxyz$ проходящих через её центр инерции,
- φ_1 - угловое перемещение оси первого сектора стрелы от вертикали,
- φ_2 - угловое перемещение оси второго сектора стрелы от вертикали,
- α - угловое перемещение плоскости стрелы относительно платформы.

$F_{A1}, F_{A2}, F_{B1}, F_{B2}$ - реакции опор соответствующие подножникам A_1, A_2, B_1 и B_2 платформы.

Введено тоже следующие обозначения для масс механической системы модели подъёмника-вышки:

- m, m_1, m_2, m_k - соответственные массы платформы, отрезков стрелы и корзины,
- J_{xc}, J_{yc}, J_{zc} - моменты инерции платформы относительно осей $Ox_cy_cz_c$ проходящих через её центр инерции,
- J_1, J_2 - моменты инерции стрелы относительно осей перпендикулярных к концам первого и второго отрезка балок стрелы.

Для так определенной модели физической системы подъёмника-вышки надо ввести направляющие косинусы осей соединенных с платформой во время её поворотов – угловых перемещений, ψ_1, ψ_2, ψ_3 . Это является проблемой движения тела в пространстве. Наилучшим образом эту проблему можно разрешить используя эйлеровы углы, как это описано в [5].

Чтобы получить правильные направляющие косинусы осей для общей ротации платформы подъёмника-вышки представлены следующие матрицы ротации:

$\|R_{roll}\|$ для угла ψ_1 – угол наклона (по англ. *roll*)

$$\|R_{roll}\| = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi_1 & -\sin \psi_1 \\ 0 & \sin \psi_1 & \cos \psi_1 \end{bmatrix} \quad \text{для маленьких углов } \psi_1 \quad \|R_{roll}\| = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -\psi_1 \\ 0 & \psi_1 & 1 \end{bmatrix}$$

$\|R_{pitch}\|$ для угла ψ_2 – угол склонения (по англ. *pitch*)

$$\|R_{pitch}\| = \begin{bmatrix} \cos \psi_2 & 0 & \sin \psi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \psi_2 & 0 & \cos \psi_2 \end{bmatrix} \quad \text{для маленьких углов } \psi_2 \quad \|R_{pitch}\| = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \psi_2 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\psi_2 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$\|R_{yaw}\|$ для угла ψ_3 – угол скручивания (по англ. *yaw*)

$$\|R_{yaw}\| = \begin{bmatrix} \cos \psi_3 & -\sin \psi_3 & 0 \\ \sin \psi_3 & \cos \psi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{для маленьких углов } \psi_3 \quad \|R_{yaw}\| = \begin{bmatrix} 1 & -\psi_3 & 0 \\ \psi_3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Возможных родов эйлеровых ротации является 12. Для решения настоящей задачи принято натуральную ротацию соблюдая очередность ψ_1, ψ_2, ψ_3 - *roll-pitch-yaw*.

Тогда матрица ротации имеет вид:

$$\|R_{roll-pitch-yaw}\| = \begin{bmatrix} (\cos \psi_2 \cos \psi_3) & (-\cos \psi_2 \sin \psi_3) & (\sin \psi_2) \\ (\sin \psi_1 \sin \psi_2 \cos \psi_3 + \cos \psi_1 \sin \psi_3) & (-\sin \psi_1 \sin \psi_2 \sin \psi_3 + \cos \psi_1 \cos \psi_3) & (-\sin \psi_1 \cos \psi_2) \\ (-\cos \psi_1 \sin \psi_2 \cos \psi_3 + \sin \psi_1 \sin \psi_3) & (\cos \psi_1 \sin \psi_2 \sin \psi_3 + \sin \psi_1 \cos \psi_3) & (\cos \psi_1 \cos \psi_2) \end{bmatrix}$$

Теперь уже можно определить произвольным способом (которые описаны в [5,9]) координаты и скорости центров инерции платформы, стрелы и корзины.

Для так определенной механической системы подъемника-вышки сформулировано статические уравнения равновесия и динамические уравнения движения.

Их решение проведено нумерическими методами. Для исчисления этой проблемы использовано компьютерную программу *Mathematica 5.2* фирмы *Wolfram Research USA* [21].

Из точки зрения безопасной работы подъемника-вышки, самой главной задачей является разрешение реакционных сил, действующих в его подводимых опорах - подножниках.

Исчисления уравнений проведено для следующих, основных параметров механической системы.

Массы системы: $m = 12500$ кг, $m_1 = 3000$ кг, $m_2 = 2500$ кг, $m_k = 300$ кг.

Прямоугольник $A_1A_2B_1B_2$ расстановки подводимых опор платформы : длина 5.0 м, ширина 4.5 м. Первый промежуток балки стрелы имеет длину $l_1 = 7.0$ м а второй $l_2 = 5.0$ м.

Высота центра инерции платформы над землей $h = 1.5$ м

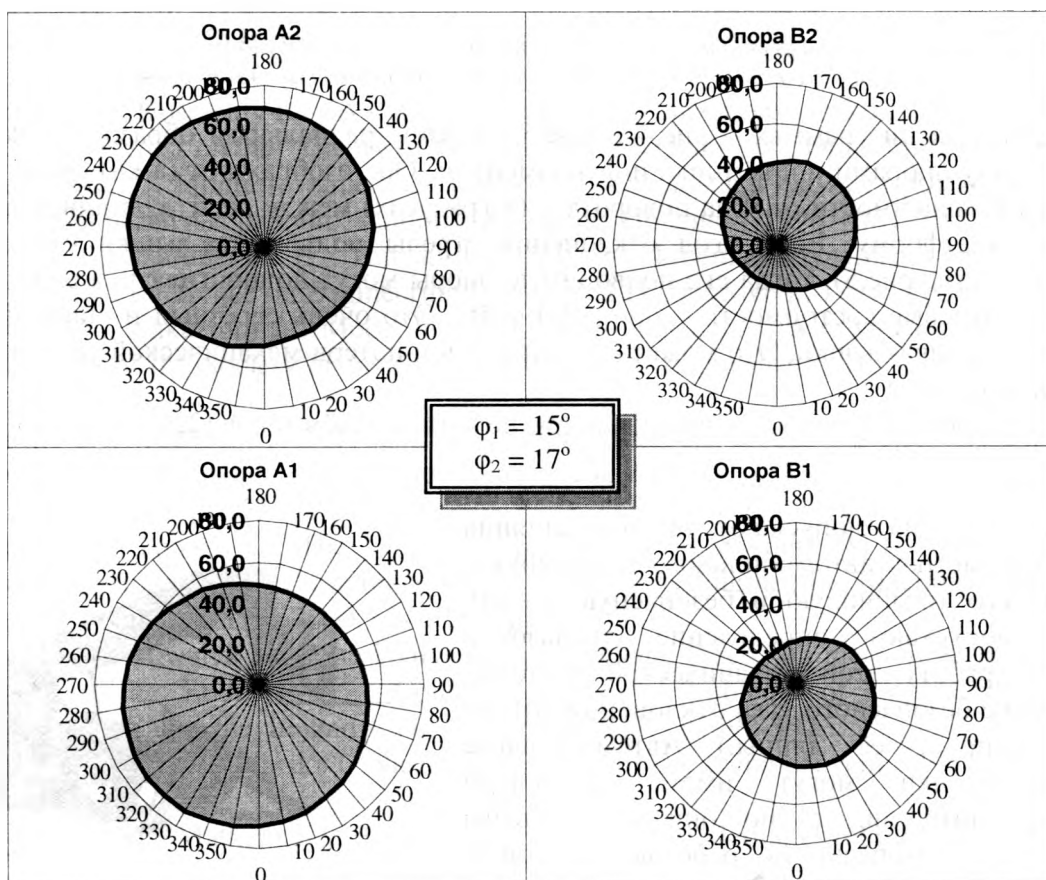


Рис. 4. Силы реакции в кн между опорами подъемника и фундаментом в функции угла α поворота стрелы для углов отклонения $\varphi_1 = 15^\circ$ и $\varphi_2 = 17^\circ$.

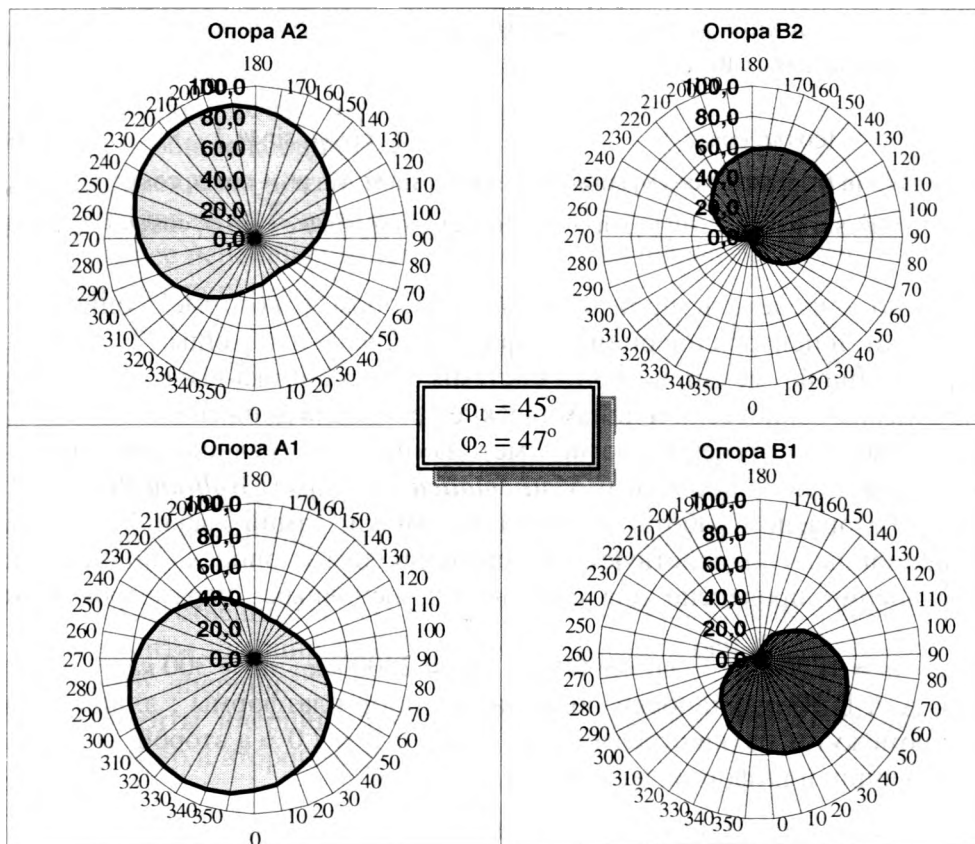


Рис. 5. Силы реакции в кн между опорами подъёмника и фундаментом в функции угла α поворота стрелы для углов отклонения $\varphi_1=45^\circ$ и $\varphi_2=47^\circ$.

На последующих диаграммах – рис.4 и рис.5, указаны радиальным образом функции сил реакции между опорами подъёмника и фундаментом. Оне изображают (в кн) силы, которые изменяется в зависимости от угла поворота α (в градусах) между осей x_c и линией проекции стрелы на платформу. Если угол отклонения стрелы подъёмника-вышки от вертикали является большм (рис.5), тогда его подводимые опоры могут подпригивать, а силы реакции принимают нулевые состоимости – опора В1 и В2. Это очень серьёзный и опасный случай работы подъёмника-вышки. Это может быть причиной потери механической устойчивости и разрушения машины.

Подобным же образом можно исчислить и другие типы подъёмников [22].

Резюме

Получены решения допускают анализ влияния частных параметров автомобильного подъёмника-вышки на его устойчивую и безопасную работу и тоже допускают определение диапазонов безопасной работу этой механической системы. (Определение безопасного угла отклонения стрелы от вертикали и её длины.) Автомобильные подъёмники-вышки могут иметь различный конструкционный вид (, но они все должны гарантировать безопасность работающим ними людям.



JGL Industries Inc.

ЛИТЕРАТУРА

1. Aggarwal K. K. Reliability Engineering. //Kulver Academic Publishers, London – 1993. – 404с.
2. Bielecki Z., The application of computer data bases with safety requirements in the design of weightlifting module for all-terrain hydraulic crane. IX Конф. „Проблемы развития рабочих машин” Zakopane, Польша – 1996, №.1 – С. 23–30.
3. Boguszewski K., Malinowski J., Sobczykiewicz W. Operating safety of truck cranes. XIII Конф. „Проблемы развития рабочих машин” Zakopane, Польша – 2000– №1 – С. 57–62.
4. Cannon R. H. “Dynamics of Physical Systems”. - McGraw-Hill, Inc. 1967 (pl. transl. WNT Warszawa 1973). – 932 с.
5. Craig J.J. “Introduction to Robotics Mechanic and Control” NY, Addison-Wesley. – 1989. – 450 с.
6. Dickie D.: Mobile Crane Manual. - London, Durban, Singapore, Sydney, Toronto.– 1985. –403 с.
7. Grabski J., Strzałko J.: „Dynamic Analysis of Articulating Boom Lift”. XXI Симпозиум - Vibrations in Physical Systems, Poznan Poland, Май – 2006. – С. 135-138.
8. Hann M. Machine quality investigation of safety by the computer simulation method.. X Конф. „Проблемы развития рабочих машин” Zakopane, Польша - 1997.– №2. – С. 103-110.
9. Jakowluk A.: „Mechanika analityczna. Dynamika Maszyn i robotów.” Polit. Białostocka. – 1993.
10. Kivisto-Rachnasto J., Mattilla M. Integration of information on safety standards in machine design. International Conf. On Engineering Design – ICED’95 Praha – 1995. – С. 958-963.
11. Kukla St.: Free vibrations of a system of beams with discrete elements modeled a three-member telescopic boom. Journal of Transdisciplinary Systems Science Vol. 8, 2003. Polish Systems Society, Wrocław. – p. 308 – 313
12. Lubnauer W. A.: „Modelowanie dynamiki podnośnika koszowego”. // Przegląd Mechaniczny. April 2005. – С. 32–36
13. Maczyński A., Kościelny R.: “A dynamic model to optimizations working motions of a mobile crane”. X Congress on the “Theory of machines and Mechanisms”. Oulu, Finland, – 1999.
14. Oprędkiewicz J. Monitorowanie niezawodności w eksploatacji maszyn i pojazdów. IX Конф. „Проблемы развития рабочих машин” Zakopane, Польша – 1996.– №1. – С. 155 – 162.
15. Posiadała B. Skalmierski B., Tomski L.: Universal kinematic-dynamical model of cranes. International Conference on Engineering Design, ICED, Dubrovnik, 1990. – p. 639 – 646.
16. Sakazawa Y., Nakazumi A.: Modeling and Control of Rotary Crane with Hydraulic Cylinder. Transactions of the Society of Instrument and Control Engineering, 21, 3. – 1985. – p. 298 – 304.
17. Sochacki W., Tomski L.: Free and parametric vibration of the system: telescopic boom-hydraulic cylinder changing the crane radius. - The Archive of Mechanical Engineering, Vol. XLVI, 3. – 1999. – p. 257 – 271.
18. Sochacki W., Tomski L.: “The Dynamic Stability of the System: A Telescopic Boom and Hydraulic Cylinder”. 13th Conference on the Problems of Engineering Machines Development. Zakopane, Poland. January 2000. – Vol.2. – pp. 163–170.
19. Trombski M., Towarek Z.: „The Dynamics of the Crane Placed on the Soil at the Time of the Rotation of the Boom”. 10th Conference on the Problems of Engineering Machines Development. Zakopane, Poland.– Vol.1. January 1997.– p. 292-302.
20. Ważyńska-Fiok K. Jazwiński J. Niezawodność systemów technicznych. - PWN Warszawa. – 1990.
21. Wolfram S.: “The Mathematica Book”. 4th Edit. - Wolfram Media, Cambridge Press – 2000.
22. JGL Industries, Inc. , USA ; JLG Poland – Szczecin.// Technical data. Brochures of the articulating & telescopic boom lifts.