

УДК 539

Э. А. СИМСОН, В. Л. ХАВИН, Д. С. ЯГУДИН

РАЗРАБОТКА ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ПРУЖИННЫХ СТОЕК СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

У даній роботі описана схема стенду, створеного за результатами попередньо проведеного циклу досліджень на базі математичного моделювання статико-динамічного навантаження стійок. За результатами якого зробили висновок про комбінованої природі їх руйнування. На першому етапі відбувається накопичення втомних пошкоджень від стохастичних і детермінованих циклічних навантажень. На другому етапі відбувається остаточна поломка стійки в результаті випадкової квазі-статичної перевантаження (наїзду на перешкоду). Завдання стенду в максимальному ступені моделювати комбіноване навантаження стійки доводячи її до руйнування, фіксуючи кількість циклів і напруги руйнування.

Ключові слова: випробувальний стенд, обробка ґрунту, напружено-деформований стан, частота коливань, індивідуальна пружинна стійка, методика.

В настоящей работе описана схема стенда, созданного по результатам предварительно проведенного цикла исследований на базе математического моделирования статико-динамического нагружения стоек. По результатам которого сделали вывод о комбинированной природе их разрушения. На первом этапе происходит накопление усталостных повреждений от стохастических и детерминированных циклических нагрузок. На втором этапе происходит окончательная поломка стойки в результате случайной квази-статической перегрузки (наезда на препятствие). Задача стенда в максимальной степени моделировать комбинированное нагружение стойки доводя ее до разрушения, фиксируя количество циклов и напряжения разрушения.

Ключевые слова: испытательный стенд, обработка грунта, напряженно-деформированное состояние, частота колебаний, индивидуальная пружинная стойка, методика.

In this paper it is described design of the stand, which has been created according to results of the preliminary studies cycle based on mathematic simulation of staticodynamic load on the tines. According to results of simulation the conclusion on combined character of the tines destruction has been drawn. At the first stage there is a fatigue damage accumulation, caused by stochastic and cyclic deterministic loads. At the second stage there is a destruction of the tine caused by accidental quasistatistical overload (hitting the obstruction). The stand is intended to maximally simulate combined load on the tine, carrying to failure, recording the number of cycles and destruction intension.

Keywords: test stand, soil processing, the stress-strain state, the oscillation frequency, the individual spring rack, methodology.

Введение. В технологии возделывания сельскохозяйственных культур неотъемлемое место занимают ротационные дисковые орудия. Исходя из необходимых агротехнических требований, технологий подготовки почвы к посеву, а также почвенно-климатических условий выбираются те или иные дисковые орудия. Разработка новых технологий и появление более совершенных дисковых борон меняет расстановку дисковых борон и луцильников по своему назначению. В последние годы минимальная обработка почвы получает все большее распространение в отличии от интенсивной технологии и требуют проводить основную обработку на глубине 8-12см [1]. При работе в таких режимах дисковый рабочий орган испытывает сложное пространственное статическое и динамическое нагружение, которое приводит к усталостному разрушению пружинной стойки на которую он установлен [2]. Настоящая работа посвящена современному подходу к оценки долговечности индивидуальной пружинной стойки дискового рабочего органа бороны.

Основная часть. Исходя из проведенных исследований установлено, что при работе в тяжелых почвах существует опасность усталостного разрушения стойки при попадании ее в резонанс, в следствии перманентной сери ударов зубьев дисковых инструментов об ґрунт [3]. Для оценки этого явления была проведена серия расчетов по определению НДС индивидуальной пружинной стойки в статическом и динамическом режимах работы. Определен спектр собственных частот и проведен расчет вынужденных частот колебаний стойки с диском в зависимости от скоростных режимов обработки [4]. Предложена ги-

потеза заключается в том, что разрушение стойки наступает после того как динамические воздействия приводят к развитию усталостных трещин, в результате чего рабочая площадь сечения стойки уменьшается и далее наступает мгновенное разрушения в результате квазистатического нагружения или потери способности конструкции выдерживать даже стационарные рабочие напряжения. Данную гипотезу подтверждают исследования поверхности излома образцов, полученных с полевых испытаний современных дисковых борон на индивидуальных пружинных стойках.

На рис. 1 представлены картинки излома стойки на которых видны кольцевидные гладкие поверхности характерные для усталостного типа накопления повреждений, также видна зона статического разрушения на внутренней кромке стойки, возникающая при однократном нагружении.

Для определения спектра собственных частот была построена трехмерная модель индивидуальной пружинной стойки с прикрепленным к ней подшипниковым злом и диском, а также участком рамы на который она устанавливается. В качестве граничным условий было использовано жесткое защемление элемента рамы на торцевых поверхностях; установить неразрывное жесткое зацепление в зоне болтового соединения стойки и рамы; такое же зацепление задано в зонах крепления диска к подшипниковому узлу и того, в свою очередь, к стойке. В зоне контакта диска с ґрунтом расчет проводился исходя из двух различным граничных условий: первое - свободный край, второе - равенство нулю углов поворота диска относительно вертикальной оси.

© Э. А. Симсон, В. Л. Хавин, Д. С. Ягудин, 2016



а



б

Рис. 1– Структура излома пружинной стойки (а,б)

На рис. 2 представлена трехмерная расчетная модель узла, реализованная в конечно-элементном программном комплексе.



Рис. 2 – Расчетная модель

В таблице 1 представлены собственные частоты колебаний стойки.

Разброс обусловлен нечеткой определенностью граничных условий в зоне контакта диска с почвой.

В таблице 2 представлены частоты вынужденных колебаний, определенные исходя из геометриче-

ских размеров диска, а также количества зубьев на диске и скорости движения трактора.

Таблица 1

Номер частоты	Собственная частота
1	5-7 Гц
2	11-14 Гц
3	22-25 Гц

Таблица 2

Скорость движения трактора, км/ч	Частота зубье, Гц	ударов
8	11,2	
9	12,6	
10	14	
11	15,4	
12	16,8	
13	18,2	
14	19,6	
15	21	
16	22,4	

Видно, что на скоростях обработки ~ 8-10 км/ч существует вероятность попадания конструкции в резонанс.

С целью повышения надежности при проектировании усовершенствованных стоек предложен испытательный стенд, основной целью разработки которого является определение эксплуатационных характеристик надежности стоек.

На рис. 3 представлена принципиальная схема испытательного стенда

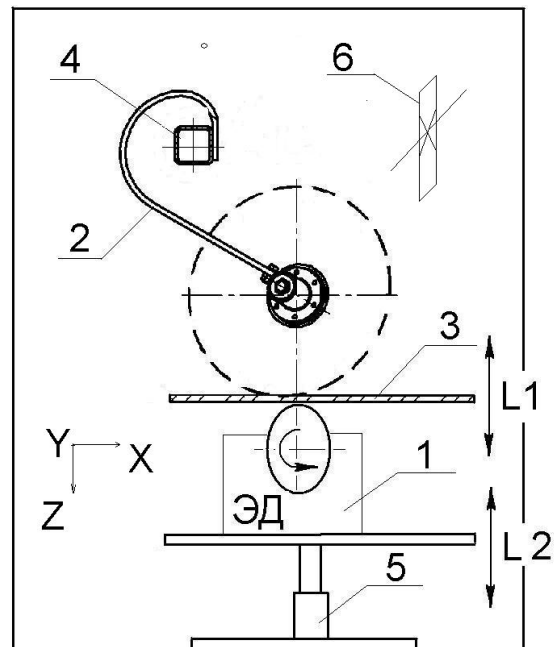


Рис. 3 – Принципиальная схема испытательного стенда: 1 - источник основных колебаний (асинхронный привод с частотным регулированием); 2 - индивидуальная пружинная стойка; 3 - вибростол основных колебаний; 4 - балка крепления стойки; 5 - привод вертикальных перемещений; 6 - вентилятор обдува.

Стенд имеет основной асинхронный привод 1 (или другой источник вынужденных колебаний стойки для имитации воздействия с грунтом лепестков «ромашки» при вращении диска) с регулированием по частоте вращения (единичных колебаний) в диапазоне от 2 Гц до 20 Гц, при поддержке ее величины с точностью ± 1 Гц от заданного номинального значения. Величина перемещения L1 точки контакта стойки 2 с вибростолом 3 привода основных колебаний 1 в вертикальной плоскости (по оси Z) по отношению к точке крепления стойки 2 к балке 4 фиксированная в процессе всего испытания (без учета перемещения вибростола в вертикальной плоскости от дополнительного привода 5) и может устанавливаться в диапазоне от 10 мм до 40 мм.

Стенд имеет дополнительный привод (как вариант — пневмоцилиндр) для перемещения привода основных колебаний с вибростолом в вертикальной плоскости по оси Z (имитация наезда диска на препятствие). Частота дополнительных перемещений постоянная в процессе испытаний и может быть установлена в диапазоне от 0 Гц до 1 Гц. Величина перемещения L2 привода основных колебаний с вибростолом по отношению к точке крепления стойки к балке постоянная в процессе всего испытания и может устанавливаться в диапазоне от 30 мм до 100 мм.

Стенд обеспечивает возможность предварительного нагружения стойки усилием 100 кг с точностью $\pm 10\%$. Предварительное нагружение осуществляется с помощью ручного привода (перемещение точек крепления стойки и контакта с вибростолом в вертикальной плоскости по направлению к друг другу). Величина нагружения контролируется динамометром до начала испытаний.

Для имитации боковых сил, возникающих при наезде на препятствие, стенд обеспечивает установку углов наклона вибростола:

- от 5° до 35° относительно оси Y;
- от 5° до 35° относительно оси X.

Для имитации реальных погодных условий предусмотрена возможность воздушного охлаждения стойки в процессе испытаний вентилятором обдува б.

Специальными требованиями к стенду являются:

- конструкция стенда предусматривает постоянную регистрацию количества циклов по источнику основных колебаний
- конструкция стенда предусматривает возможность установки тензодатчиков на стойку
- управление работой стенда осуществляется дистанционно с пульта управления
- конструкция стенда обеспечивает аварийный останов стенда при изломе стойки
- стенд ремонтпригоден, его конструкция обеспечивает быстрое переоборудование для испытаний стоек различных типоразмеров
- испытательный стенд для определения гамма-процентной наработки стоек до отказа по метрологическому обеспечению соответствует ГОСТ 24555-81, по технологическому - ГОСТ 6134-87 [5-6].

Планируемые характеристики испытаний для базового процесса изображена в таблице 3.

Начальные углы наклона стола относительно осей X и Y, указанные в табл. 1, рассчитывались таким

образом, чтобы моделировать смещения в обратном направлении движению и в осевом направлении диска.

Таблица 3

Угол наклона стола по оси X	13°
Угол наклона стола по оси Y	10°
Предварительное нагружение стойки по оси Z, кг	100
Частота основных колебаний, Гц	12
Величина основных перемещений L1, мм	30
Частота дополнительных колебаний, Гц	0,05
Величина дополнительных перемещений L2, мм	70

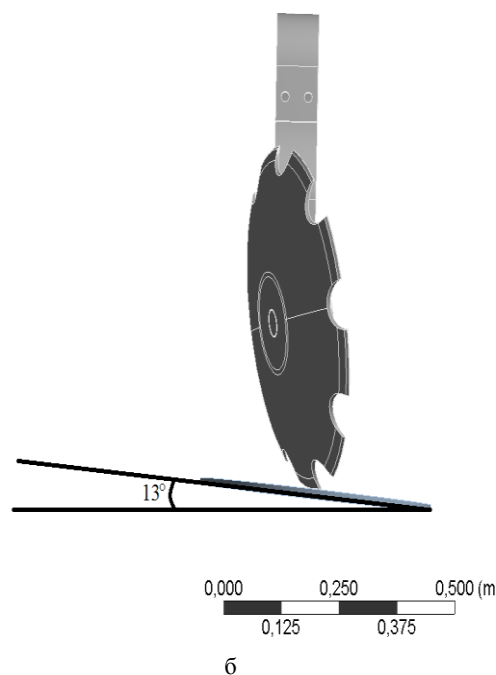
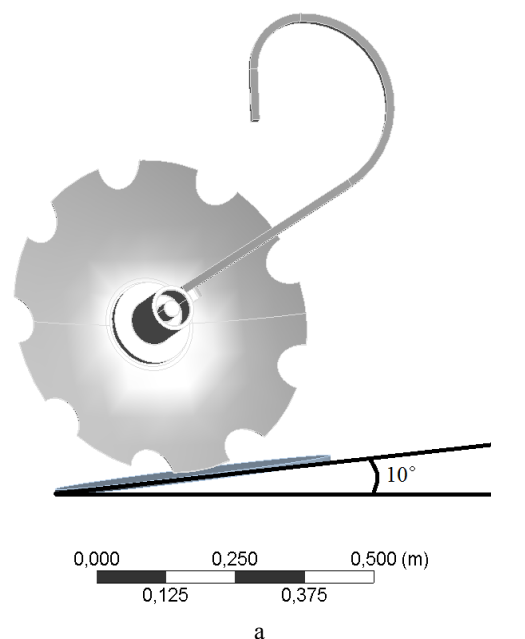


Рис. 4 – Схема для расчета углов наклона стола (а,б)

Для определения этих углов была построена трехмерная модель стола с установленным на него стойкой и диском как указано на рис. 4.

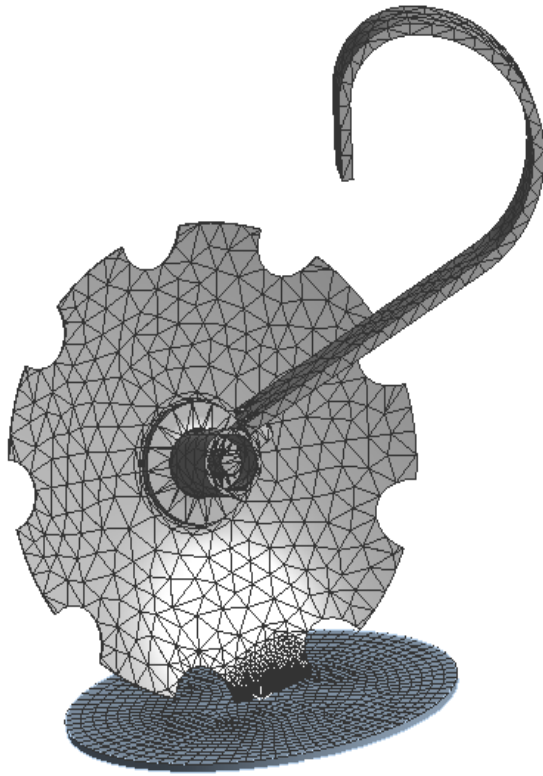


Рис. 5 – Конечно-элементная модель стойки с диском и столом

Конечно-элементная модель геометрии модели представлена на рис 5. Стойка и диск с подшипниковым узлом разбиты тетрагональными элементами, а диск, моделирующий стол, гексагональными элементами. Суммарное количество узлов равняется 96500, а количество элементов 66000.

Для моделирования реального напряженного состояния учитывается вес всей рамы, который передается на стойку, следовательно в ходе расчета стойка предварительно нагружается весом, равным 100 кг. Столу задавалось перемещение в вертикальном направлении величиной в 70 мм, при этом запрещались перемещения и повороты в остальных координатах. Величина вертикального перемещения стола выбрана исходя из среднестатистических размеров препятствий, возникающих в процессе обработки полей. Таким образом были подобраны углы, обеспечивающие такие же перемещения нижнего края стойки, как и в статических расчетах от воздействия грунта [4]. Это позволяет максимально приближенно к действительности смоделировать поведение конструкции при воздействии на нее эксплуатационных нагрузок.

Выводы.

1. В ходе проведения исследования в данном направлении были определены основные параметры необходимые для конструирования испытательного стенда для наработки на усталостную прочность, а также их планируемые характеристики испытаний.

2. Предложенная схема испытательного стенда позволяет наработать на отказ необходимое количество стоек любых типоразмеров, при этом определить напряженно-деформированное состояние в процессе испытаний и в момент разрушения.

3. Такой подход дает возможность приступать к натурным полевым испытаниям стоек в поле с уже отработанной геометрией стойки, с подобранными оптимальными ее размерами.

4. Это существенно снижает ресурсозатраты при усовершенствовании конструкций различных типов индивидуальных пружинных стоек

Список литературы

1. Сохт К. А. Димсковые бороны и лущильники. Проектирование технологических параметров / К. А. Сохт, Е. И. Трубилин, В. И. Коновалов. – Краснодар: Типография государственного аграрного университета, 2014. – 164 с.
2. Стрельбицкий В. Ф. Силовые характеристики рабочих органов дисковых лущильников и борон / В. Ф. Стрельбицкий //Тракторы и сельхозмашины - 1968. - № 1, с. 30-33.
3. Слободюк А. П. Предотвращение разрушения упругой стойки рабочего органа дискатора / А. П. Слободюк // Инновации в АПК: проблемы и перспективы: теоретический и научно-практический журнал. - 2014. - № 2. - С. 27-41. .
4. Э. А. Симсон. Исследование НДС дисковой бороны на индивидуальной пружинной стойке / Э. А. Симсон, Д. С. Ягудин // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2016. – № 26 (1198). – С. 68–70. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-9130.
5. ГОСТ 24555-81. Порядок аттестации испытательного оборудования. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1987. – 9 с.
6. ГОСТ 6134-87. Насосы динамические. Методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1990. - 56 с.

References (transliterated)

1. Soht K. A. Dimskovyie boronyi i luschilniki. Proektirovanie tehnologicheskikh parametrov / K. A. Soht, E. I. Trubilin, V. I. Konovalov. – Krasnograd : Tipografiya gosudarstvennogo agrarnogo universiteta, 2014. – 164 p.
2. Strelbitskiy V. F. Silovyye harakteristiki rabochih organov diskovyih luschilshchikov i boron / V. F. Strelbitskiy //Traktoryi i sel'hozmashinyi - 1968. - No 1, pp. 30-33.
3. Slobodyuk A. P. Predotvrashchenie razrusheniya upravoy stoyki rabochego organa diskatora / A. P. Slobodyuk // Innovatsii v APK: problemyi i perspektivy: teoreticheskii i nauchno-prakticheskii zhurnal. - 2014. - No 2. - pp. 27-41. .
4. E. A. Simson. Issledovanie NDS diskovoy borony na individualnoy pruzhinnoy stoyke / E. A. Simson, D. S. Yagudin // Visnik NTU «HPI». Seriya: Dinamika i mitsnisl mashin. – Kharkov: NTU «HPI», 2016. – No 26 (1198). – pp. 68–70. – BblIogr.: 4 nazv. – ISSN 2078-9130.
5. GOST 24555-81. Poryadok attestatsii ispytatelnogo oborudovaniya. Osnovnyie polozheniya. M.: Izd-vo standartov, 1987. – 9 p.
6. GOST 6134-87. Nasosyi dinamicheskie. Metody ispytaniy. Moscow: Izd-vo standartov, 1990. - 56 p.

Поступила (received) 01.11.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Розробка випробувального стенду для індивідуальної пружної стійки сільськогосподарських машин / Е. А. Сімсон, В. Л. Хавін, Д. С. Ягудін // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Х. : НТУ «ХПІ», 2016. – № 33 (1205). – С. 19–23. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2079-004X.

Разработка испытательного стенда для индивидуальных пружинных стоек сельскохозяйственных машин / Э.А. Симсон, В. Л. Хавин, Д. С. Ягудин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 33 (1205). – С. 19–23. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2079-0023.

Development of test stand for individual spring tines for agricultural machinery / E. A. Simson, V. L. Khavin, D. S. Yahudin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Techniques in a machine industry. – Kharkov : NTU "KhPI", 2016. – No. 33 (1205). – P. 19–23. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Сімсон Едуард Альфредович – доктор технічних наук, професор кафедри опору матеріалів НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upec.ua.

Симсон Эдуард Альфредович – доктор технических наук, профессор кафедры сопротивления материалов НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: simson@upec.ua.

Simson Eduard – Doctor of Sciences (High Ph. D.) Strength of materials' Department, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057)-70-761-78; e-mail: simson@upec.ua.

Хавін Валерій Львович – кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедрою опору матеріалів НТУ «ХПІ», м. Харків; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Хавин Валерий Львович – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов НТУ «ХПИ», г. Харьков; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Khavin Valeriy – Doctor of engineering, Professor, Head of the department of strength of materials National technical university «Kharkov polytechnic institute», tel.: (057) 707-61-78; e-mail: VKhavin@kpi.kharkov.ua

Ягудін Дмитро Сергійович – аспірант кафедри опору матеріалів, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Ягудин Дмитрий Сергеевич – аспирант кафедры сопротивления материалов, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», студент; тел.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com

Yahudin Dmitriy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department of "Strength of Materials"; tel.: (057) 707-61-78; e-mail: dmitriy.yagudin27@gmail.com