

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАТЯЖЕНИЯ ПРЕССУЮЩИХ
РЕМНЕЙ ЗАДНЕГО КОНТУРА ПРЕСС – ПОДБОРЩИКА ПР-1,5****Белов В.В., Рыбаков Л.М., Овчукова С.А.,
Юнусов Г.С., Кириллов Н.К., Терентьев А.Г., Зайцев П.В.**

Реферат: Рассмотрены краткий анализ механизмов подвески и пути повышения качественных показателей работы пресс-подборщиков для уборки льна. Исследованиями математической модели авторы доказывают возможность повышения стабильности упругих характеристик механизмов подвески путем изменения угла между рычагами или изменением геометрии конструкции, например, точки крепления двуплечего рычага. Особо обращено внимание на новый термин «приведенная, жесткость» механизма подвески. Используя это понятие и методику её определения, авторы рекомендуют определить оптимальное значение приведенной жесткости подвески путем математического моделирования и использовать указанный показатель как основной параметр оптимизации. Результаты теоретических и экспериментальных исследований авторы представили в виде упругих характеристик механизмов подвески. При проведении исследования математической модели предлагается принять во внимание условие равенства максимальных значений моментов сил от действия сил натяжения ремней или массы рабочего органа и момента сил действующего со стороны натяжных пружин. В ходе исследований механизма подвески приняты реальные размеры конструкции пресс-подборщика ПР-1,5. При этом коротко описана конструкция усовершенствованного натяжного механизма пресс-подборщика для уборки льна. Довольно подробный анализ приводят авторы полученных упругих характеристик механизма подвески. Описаны некоторые новые особенности упругих характеристик механизма подвески, которые ранее не были обнаружены. Для подтверждения правильности рассуждений авторы реализовали свои исследования в реальном пресс-подборщике и провели полевые исследования, которые подтвердили возможность улучшения качественных показателей работы модернизированного варианта машины. Для подтверждения результатов исследований авторы представили фрагмент протокола полевых испытаний. Поставленная задача решена, обеспечена равномерность плотности рулона и увеличена ее плотность.

Ключевые слова: подвеска, пружинный механизм, копирование, моделирование, усилие, рулонный подборщик.

Введение. Качество, сохранность рулона зависит от объемной плотности. Имеющийся вариант не в полной мере позволял получить равномерную плотность, а именно сердцевина была рыхлой, а наружная часть – плотной. Повышение качества работы пресс-подборщиков при увеличении рабочих скоростей движения машины возможно путем оптимизации параметров механизмов подвески рабочих органов натяжных рамок. Повышение качественных показателей работы механизмов возможно при строгой увязке их параметров с конкретными свойствами, например, упругими характеристиками механизмов подвески рабочего органа [1].

На различных по назначению машинах, например, подвесках жатки зерноуборочного комбайна, подборщиков, кормоуборочных машин и т.д., с целью получения стабильности нагрузки на исполнительное устройство исследователи рекомендуют использовать пружины малой жесткости. При этом получают пружины, которые по конструктивным параметрам не всегда приемлемы для различных конструкций пружинных механизмов подвески. Вследствие

увеличения длины пружины в свободном состоянии возрастает металлоемкость механизма подвески. А при больших значениях нагрузки на механизм подвески получение стабильности нагрузки на копирующее устройство не всегда представляется возможным из-за ограничений конструкции самой машины по размещению механизма подвески.

Классические методы определения параметров механизма подвески чаще ставят задачу определения жесткости только самой пружины без учета конструктивных параметров механизма, а часть исследователей – определения оптимального значения приведенной жесткости подвески в предположении линейности упругих характеристик.

Бесспорно, что одним из основных характеристик считается жесткость пружин, но этот показатель, как показали наши исследования, не является определяющим [2].

Условия, материалы и методы исследования. Исследования пружинного механизма натяжения прессующих ремней заднего контура пресс-подборщика ПР-1,5

были проведены для разных условий, а также с использованием разных пружин как по наружному диаметру, так и разным количеством витков, что влияет на размеры самой пружины и как следствие на упругие характеристики пружинного механизма натяжения ремней.

Многочисленные исследования авторов статьи показали, что изменение некоторых параметров приводит к значительным изменениям в конструкции, а упругие характеристики изменяются незначительно. Большой объем исследований различных вариантов механизмов подвески показал, что наиболее простым способом улучшения упругой характеристики механизма натяжения прессующих ремней заднего контура пресс-подборщика является изменение рассматриваемого угла между рычагами приложения усилий [3, 4]. К сожалению, в нашем случае угол между плечами двуплечего рычага нежелательно изменять, так как приведет к значительным конструктивным изменениям двуплечего рычага. В связи с этим в дальнейших исследованиях и рекомендациях принято изменить положение точки крепления пружины на раме (боковинах) машины [1].

Основная задача исследования – установление влияния изменения натяжения прессующих ремней заднего контура на П-образную рамку на результирующую упругую характеристику механизма в целом (изменение момента сил $M_{po}=f(Q)$). Аналогичное исследование может быть проведено и для других пружинных механизмов того же пресс-подборщика ПР–1,5. Например, механизма натяжения передних прессующих ремней и т.д. [1, 5].

Анализ и обсуждение результатов исследования. В методике использованы основы и методика новой теории анализа и синтеза пружинных механизмов, разработанной д.т.н., профессором В.В. Беловым.

Исследование математической модели проведено при различной комбинации размеров конструкции натяжного механизма, а также пружинного механизма подвески с учетом реальных размеров и нагрузок в конструкции ПР-1,5. Результаты рассмотрены при разных сочетаниях параметров пружинного механизма, которые возможно реализовать в натуре, а полученные результаты могут быть проверены как при исследовании математических моделей, представленных в диссертации, так и при создании макета устройства [3, 4].

Проводя анализ, необходимо выяснить значимость учета изменения натяжения при разработке математической модели

пружинных механизмов подвески аналогичных рассматриваемому натяжному устройству.

Для сравнения и оценки в качестве примера принят механизм подвески с постоянным направлением действия силы на пружинный механизм. Принятый пружинный механизм уравнивания рабочего органа с копирующим устройством соответствует условию, что максимальные значения моментов сил внешних (массы рабочего органа, натяжения пружин и т.д.) и внутренних (усилие пружин) равны.

Исследования пружинных механизмов подвески проведены при следующих условиях. Координаты точки крепления рамки (двуплечего рычага) приняты за начало отсчета декартовых и полярных координат [1, 3].

Для анализа и исследования был принят один из рациональных вариантов параметров пружинного механизма натяжения прессующих ремней заднего контура пресс-подборщика ПР–1,5. Исследования были проведены в соответствии с указаниями заказчика ЗАО «Бежецксельмаш» – определить оптимальные параметры пружинного механизма подвески в случае применения пружины №205 по ГОСТ 13772-86 для использования на вновь проектируемых подборщиках.

Такие же входные данные были использованы для пружинного механизма подвески рабочего органа, для случая постоянного направления действия внешней силы. Результаты исследований представлены на рис. 1, 2, где $M_p=f(Q_p)$ момент сил от массы уравновешенного рабочего органа, кгсм; $M_{po}=f(Q_p)$ момент сил натяжения ремня, кгс*м; $M_{Rp}=f(Q_p)$ момент сил пружины натяжного ремня, кгс*м.

Отметим характерные точки экстремума функций $M_{po}=f(Q)$ и $M_{Rp}=f(Q_p)$ (направление силы переменное) $M_p=386\text{кгс*м}$ $Q_p=114$ град, $M_{Rp}=386,32\text{кгс*м}$ при $Q_{Rp}=102$ град.

В то же время для обычного механизма уравнивания массы рабочего органа (постоянное направление действия веса рабочего органа на пружинный механизм) $M_{po}^m=386\text{кгс*м}$, $Q_{po}^m=114$ град, $M=386\text{кгс*м}$ при $Q=103$ град. Степень удлинения пружин в рассматриваемых вариантах пружинных механизмов одинакова. Такие параметры получены для рассматриваемой рабочей зоны, которые рациональны только в определенном сочетании параметров механизма.

Исследование проведено в большем диапазоне (от 55 до 130⁰), чем рабочая зона П-образной натяжной рамки (от 55 до 110⁰), так как при этом можно увидеть как «резко»

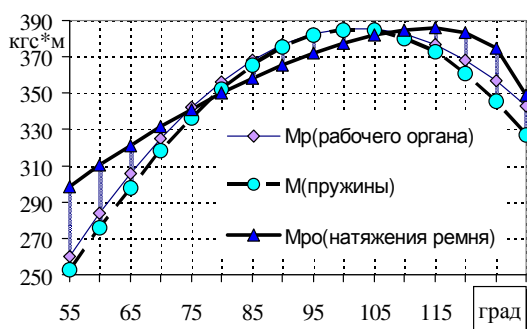


Рисунок 1 – Характер изменения момента сил от внешней нагрузки и сил пружины, действующие на двуплечий рычаг

- ◆ – $M_p=f(Q_p)$ момент сил от массы уравновешенного рабочего органа, кгс*м;
- ▲ – $M_{p0}=f(Q_p)$ момент сил натяжения ремня, кгс*м;
- – $M_{Rp}=f(Q_p)$ момент сил пружины натяжного ремня, кгс*м.

начинает падать момент сил (▲) натяжения прессующих ремней (рис. 1), что не характерно для других механизмов подвески рабочих органов.

Сравнивая моменты в исследованной рабочей зоне ($Q_{пр}=55-110$ град. и более) сил от натяжения прессующих ремней и от действия сил массы рабочего органа можно отметить, что они не совпадают и имеют разную кривизну. Существующий математический аппарат не дает однозначного ответа по определению радиуса кривизны кривых в виду их нестабильности и неопределенности.

Моменты сил пружины в обоих случаях очень близки друг к другу и накладываются (на рисунке 4.6 две кривых $M_{Rp}=f(Q_p)$ не представлены, так как накладываясь друг на друга, не дают дополнительной информации).

Момент сил $M_p=f(Q_p)$; $M_{p0}=f(Q_p)$; $M_{Rp}=f(Q_p)$ имеет выпуклость и максимальные их значения равны. Разница моментов показана вертикальными линиями.

Отметим, что для исследуемого нами механизма натяжения точка экстремума момента натяжения ремней остается неподвижным и находится по положению П-образной натяжной рамки, равной $Q=114^0$. В связи с этим интересующая нас часть момента сил – рабочая ветвь имеет возрастающий характер во всей рабочей зоне натяжной рамки.

Сравнивая моменты сил натяжения прессующих ремней $M_{p0}=f(Q_p)$ и момент силы массы рабочего органа $M_p=f(Q_p)$, можно отметить, что $M_p=f(Q_p)$ имеет более высокую кривизну в сравнении с $M_{p0}=f(Q_p)$.

Анализ зоны перегиба кривых вблизи максимума функций показывает, что $M_{Rp}=f(Q_p)$ имеет более узкую пологую зону, чем

функция $M_p=f(Q_p)$.

Сравнивая между собой зависимости: $M_{p0}=f(Q_p)$, $M_p=f(Q_p)$ с $M_{Rp}=f(Q_p)$, можно заметить, что момент сил пружины имеет кривизну больше сравниваемых зависимостей. Анализ положений левых ветвей зависимостей $M_p=f(Q_p)$ и $M_{Rp}=f(Q_p)$ позволяет отметить, что они имеют примерно одинаковую кривизну в левой части, но момент сил пружины расположен чуть ниже. В левой части за счет подбора параметров пружинного механизма можно еще более сблизить указанные функции. Правая часть, рассматриваемых зависимостей (кривых), имеет кривизну, значительно отличающуюся друг от друга, что не позволяет их сблизить в той же степени что возможность сближения левых частей.

Конечно же, для уменьшения кривизны можно уменьшить жесткость пружины или же рычаг приложения силы пружины, что в определенной степени позволяет приблизить моменты сил пружины и момент сил для рабочего органа с постоянным направлением действия силы.

Данный подход для приближения зависимости $M_{p0}=f(Q_p)$ с $M_{Rp}=f(Q_p)$ не применим, что вызвано с увеличением длины пружины путем снижения жесткости, использование которой становится нецелесообразным в виду больших габаритов. Также имеет место смещение точки экстремума $M_{p0}=f(Q_p)$, что практически приводит к нереализуемости такой задачи в виду интенсивного снижения величины момента сил натяжения прессующих ремней.

На рисунок 2 представлен характер изменения перепада усилия от заданного значения для рассматриваемых вариантов (рисунок 1) пружинных механизмов, т.е. полученные по разнице моментов сил.

Анализ изменения результирующего усилия нажатия на копирующее устройство

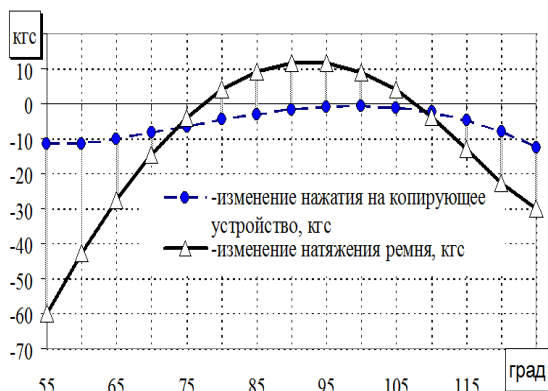


Рисунок – 2 Характер изменения приращения Δ – изменение натяжения прессующего ремня от заданного значения, кгс;
● – изменение нажатия на поверхность почвы копирующего устройства, кгс.

показывает большую его стабильность, нежели изменение натяжения прессующих ремней.

Изменение натяжения ремней для рассмотренного варианта пружинного механизма (рисунок 1) доходит от 11,65 до – 65 кгс, т.е. диапазон отклонения – 76,65 кгс. Для пружинного механизма подвески с постоянным направлением силы тяжести рабочего органа перепад усилия доходит от 0 до 12 кгс, что в несколько раз ниже в сравнении с пружинным механизмом натяжения прессующих ремней. Такой перепад натяжения вызван изменением его направления действия по мере поворота П-образной рамки.

Попытки дальнейшего уменьшения перепада натяжений за счет смещения экстремумов функций (зависимостей) $M_{po}=f(Q_p)$ с $M_{rp}=f(Q_p)$ (рисунок 1) не дает положительного эффекта. Также при исследовании механизмов подвески можно рекомендовать принять параметром оптимизации приведенную жесткость подвески [11].

На наш взгляд, такое свойство исследуемого механизма поясняется только изменением направления действия натяжения ремней. Исследованное свойство – изменение направления действия натяжения ремней оказывает значительное влияние на механизм подвески П-образной натяжной рамки и результирующую характеристику.

Выявленный характер изменения $M_{po}=f(Q_p)$ априорно отсутствует и не исследован, так как исследователи в основном выполняют допущение о неизменности направления действия силы на пружинный механизм, упрощая математическую модель.

Рассмотренные результаты исследования изменения результирующих усилий в пружинных механизмах с постоянным направлением действия силы – уравновешенной массы и с переменным направлением действия – натяжения прессующих ремней позволяют сделать заключение, что изменение направления силы существенно влияет на упругую характеристику пружинного механизма натяжного устройства пресс-подборщика.

На основе полученных результатов сравнительного исследования и анализа упругой характеристики пружинного механизма подвески натяжного устройства прессующих ремней рекомендуется обратить особое внимание на направление действия сил и их изменчивость при математическом моделировании и исследовании пружинных механизмов подвески рабочих органов пресс-подборщиков.

Полевые экспериментальные исследования и опытная эксплуатация пресс-подборщика с модернизированным механизмом натяжения прессующих ремней проведены на Калининской зональной МИС, результаты которых показали возможность повышения качества работы.

Фрагмент из протокола №05-23-03 (5110012) полевых испытаний.

| | |
|--|---|
| 3. Для увеличения натяжения прессующих ремней и плотности рулона введены дополнительные пружины ПР 23.602 и изменено место крепления натяжных болтов (см. рис. Б.2). | Цель достигнута, но не обеспечена прочность крепления кронштейна к боковой рамке пресса. В процессе испытаний произошла его деформация и отрыв по сварке. |
|--|---|

Анализ содержания текста протокола позволяет утверждать, что поставленная перед нами заводом задача была решена. По результатам производственной эксплуатации плотность рулона по объему не только стабилизировалась, но и увеличилась не менее чем на 25%. Выравнивание и увеличение плотности рулона позволяет снизить затраты обмоточного шпагата, а также обеспечивает сохранность льносырья.

Выводы и рекомендации. Для обеспечения стабильности натяжения прессующих ремней следует подобрать оптимальную рабочую зону рычага, присоединенного к пружине, для рассматриваемого случая рекомендуется от 55 до 110 град., а размер рычага приложения силы пружины – 0,12 ... 0,15 м. Угол α рекомендуется определить, исходя из условий удобства размещения опор конструкции и обслуживания механизма натяжения на боковинах (раме) пресс-подборщика. При компоновке рекомендуется учитывать возможные нагрузки в узлах крепления двуплечего рычага.

Литература

1. Справочник по настройке и регулировке сельскохозяйственных машин / Ф.Е.Аниферов, Е.И.Давидсон, П.И.Домарацкий и др. Сост. А.Б.Лурье. - Л.: Колос, Ленингр. отд., 1980. – 242 с.
2. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Под ред. канд. техн. наук М.И. Клецкина. Т. 3. - М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.
3. Белов В.В. и др. Модернизированный рулонный пресс-подборщик / Белов В.В., Сечкин В.С., Белова Н.Н., Быстров М. // Тракторы и сельхозмашины. – 2008. № 9. – С. 14-15.
4. Белов В.В. и др. Изменчивость приведенной жесткости механизма подвески / Белов В.В., Сечкин В.С., Белов С.В., Белова О.В. // Известия Международной академии аграрного образования. – 2017. – № 34. – С. 5-10.

5. Шамота В.А. Регулировка сельскохозяйственных машин для возделывания и уборки полевых культур. – Кишинев, 1988. - 232 с.

Сведения об авторах:

Белов Валерий Васильевич – доктор технических наук, профессор, e-mail: belovdtn2@gmail.com
 ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия
 Рыбаков Леонид Максимович – доктор технических наук, профессор, e-mail: diagnoz@marsu.ru
 Марийский государственный университет, г. Йошкар-Ола, Россия
 Овчукова Светлана Александровна – доктор технических наук, доцент, e-mail: ovchukova1941@mail.ru,
 ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия
 Юнусов Губейдулла Сибятуллович – доктор технических наук, профессор, e-mail: ulis13@mail.ru
 Марийский государственный университет, г. Йошкар-Ола, Россия
 Кириллов Николай Кириллович – доктор ветеринарных наук, профессор, e-mail: belovdtn2@gmail.com
 Терентьев Алексей Григорьевич – доктор физико-математических наук, профессор, e-mail: be-
 lovdt2@gmail.com
 Зайцев Петр Владимирович – доктор технических наук, профессор, e-mail: belovdtn2@gmail.com
 ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF PRESSING BELTS TENSION OF THE BACK CIRCUIT OF PRESS - SELECTIVE PR-1.5

Belov V.V., Rybakov L.M., Ovchukova S.A., Yunusov G.S., Kirillov N.K., Terentev A.G., Zaytsev P.V.

Abstract. A brief analysis of suspension mechanisms and ways to improve the quality of press harvesting for flax harvesting is considered. By researching the mathematical model, the authors prove the possibility of increasing the stability of the elastic characteristics of the suspension mechanisms by changing the angle between the levers or changing the geometry of the structure, for example, the attachment point of a two-arm lever. Particular attention is drawn to the new term “reduced rigidity” of the suspension mechanism. Using this notion and the method of its determination, the authors recommend determining the optimal value of the reduced stiffness of the suspension in the way of mathematical modeling and using this indicator as the main optimization parameter. The results of theoretical and experimental studies were presented by the authors in the form of elastic characteristics of the suspension mechanisms. When conducting a study of the mathematical model, it is suggested to take into account the condition of equality of the maximum values of the moments of forces from the action of the tension forces of the belts or the mass of the working element and the moment of forces acting on the side of the tension springs. During the research of the suspension mechanism, the actual dimensions of the PR-1.5 baler design were adopted. At the same time, we briefly describe the design of the improved tensioning mechanism of a baler for flax harvesting. A rather detailed analysis is given by the authors of the obtained elastic characteristics of the suspension mechanism. Some new features of the elastic characteristics of the suspension mechanism that have not been previously detected are described. To confirm the correctness of the reasoning, the authors implemented their research in a real press-picker and conducted field research that confirmed the possibility of improving the quality of the upgraded version of the machine. To confirm the results of the research, the authors presented a fragment of the field test protocol. The task is solved, uniformity of the roll density is ensured and its density is increased.

Key words: suspension, spring mechanism, copying, modeling, force, round baler.

References

1. *Spravochnik po nastroyke i regulirovke selskokhozyaystvennykh mashin.* [Reference book on adjustment and adjustment of agricultural machines]. / F.E. Aniferov, E.I. Davidson, P.I. Domaratskiy and others. Author is A.B. Lure. - L.: Kolos, Leningr. otd., 1980. – P. 242.
2. *Spravochnik konstruktora selskokhozyaystvennykh mashin.* [Reference book for agricultural machines designer]. Edited by Ph.D. of Technical sciences M.I. Kletskin. Vol. 3. - M.: Mashinostroenie, 1969. – P. 360.
3. Belov V.V. and others. Modernized round baler. [Modernizirovannyi rulonnyy press-podborschik]. / Belov V.V., Sechkin V.S., Belova N.N., Bystrov M. // *Traktory i selkhoz mashiny. - Tractors and agricultural machinery.* 2008. № 9. – P. 14-15.
4. Belov V.V. and others. Variability of the reduced rigidity of the suspension mechanism. [Izmenchivost privedennoy zhestkosti mekhanizma podveski]. / Belov V.V., Sechkin V.S., Belov S.V., Belova O.V. // *Izvestiya Mezhdunarodnoy akademii agrarnogo obrazovaniya. - Proceedings of International Academy of Agrarian Education.* 2017. № 34. – P. 5-10.
5. Shamota V.A. *Regulirovka selskokhozyaystvennykh mashin dlya vozdeliyvaniya i uborki polevykh kultur.* [Adjustment of agricultural machines for cultivation and harvesting of field crops]. Kishinev, 1988. – P. 232.

Authors:

Belov Valeriy Vasilievich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Expert-Technician, Professor of Mechanization, Electrification and Automation of Agriculture Department, Chuvash State Agricultural Academy (Cheboksary, Russia), e-mail: belovdtn2@gmail.com
 Rybakov Leonid Maksimovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Power supply and Technical Diagnostics Department, Mari State University (Yoshkar-Ola, Russia). e-mail: diagnoz@marsu.ru;
 Ovchukova Svetlana Aleksandrovna – Doctor of Technical Sciences, Professor of Mechanization, electrification and automation of agriculture Department, Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia, e-mail: ovchukova1941@mail.ru
 Yunusov Gubeydulla Sibiatullovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Mechanization, electrification and automation of agriculture Department, Mari State University (Yoshkar-Ola, Russia), ulis13@mail.ru,
 Kirillov Nikolay Kirillovich – Doctor of Veterinary sciences, Professor, Chuvash State Agricultural Academy (Cheboksary Russia), (e-mail): belovdtn2@gmail.com,
 Terentev Aleksey Grigorevich – Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor Chuvash State Agricultural Academy (Cheboksary Russia), e-mail: belovdtn2@gmail.com,
 Zaytsev Petr Vladimirovich – Doctor of Technical sciences, Professor, Chuvash State Agricultural Academy (Cheboksary, Russia), (e-mail): belovdtn2@gmail.com